ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

"Diseño y Modelado Virtual del Mecanismo Policéntrico de una Prótesis de Rodilla"

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Livingston David Castro Valladares

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2012

AGRADECIMIENTO

A Dios por haberme dado la voluntad de seguir adelante a pesar de todas las dificultades afrontadas en mi vida.

A mis padres, por su enorme paciencia, afecto y confianza.

A Mi director de tesis, por enseñarme a enfocar los conceptos de ingeniería, trabajar en forma objetiva y ampliar mi visión.

DEDICATORIA

A Dios, por darme la visión de aplicar conocimientos a beneficio del ser humano.

A mis padres, por motivarme cada día a seguir adelante y apoyarme en cada acción que he tomado en mi vida.

Al Dr. Landivar, por tener confianza en mis habilidades y motivarme a ser un emprendedor.

Al Dr. Diógenes Layana y al Dr. Arnoldo Castro, por cuidar mi salud desde mi infancia, sin su enorme ayuda, no habría llegado tan lejos.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Gustavo Guerrero M.

DECANO DE LA FIMCP

Ing. Federico Camacho B.

DIRECTOR DE TESIS

Ing. Eduardo Orcés P.

VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

Livingston Castro Valladares

RESUMEN

El presente trabajo desarrolla el Diseño y Modelado Virtual del Mecanismo Policéntrico de una Prótesis de Rodilla. El mecanismo policéntrico se presenta como una aproximación para imitar el comportamiento y funcionamiento de la rodilla humana. El diseño y modelado virtual de este mecanismo es una contribución con el desarrollo e innovación tecnológica del Ecuador presentando nuevas aplicaciones de ingeniería mecánica en el campo de la medicina, específicamente dentro de la ortopediatría.

Este estudio presenta una profunda investigación sobre la materia protésica, diferentes tipos de amputaciones en las extremidades inferiores y mecanismos ya existentes para contrarrestar el efecto de la ausencia de una extremidad en el amputado, específicamente, amputaciones transfemorales. Además presenta como está constituida una prótesis transfemoral y el tipo de rodillas que se utilizan como solución a este problema.

El presente estudio exhibe una introducción a la anatomía y fisiología de la rodilla. Esto permite definir el sistema de referencia a utilizar y la nomenclatura propia para un correcto diseño biomecánico de prótesis de rodilla.

Parte fundamental de esta investigación es estudiar la biomecánica de la rodilla donde se analizan los diferentes grados de flexión y extensión que se pueden generar en la rodilla durante la marcha normal (caminar). También se presentan los movimientos y cargas críticas generadas durante el ciclo de marcha normal.

La metodología empleada es el proceso de diseño y se lo ha dividido en dos etapas principales: 1. Diseño de Forma. 2. Modelado Virtual del mecanismo policéntrico de la prótesis.

En la primera etapa, Diseño de Forma, se presentan los factores de influencia, criterios de estabilidad, especificaciones de desempeño, criterios de diseño y elementos que conforman la prótesis de rodilla con mecanismo policéntrico. En base a los criterios de funcionamiento y características de la prótesis de rodilla con mecanismo policéntrico de cuatro barras se seleccionó una configuración del mecanismo adecuada que permita al amputado un control voluntario durante las fases más críticas del ciclo de marcha normal. Las dimensiones de los eslabones y la ubicación de los centros instantáneos permanentes se determinan utilizando un programa desarrollado en MATLAB que describe el comportamiento del mecanismo policéntrico de cuatro barras y de su centrodo durante toda la flexión que experimenta el mecanismo de la rodilla durante la marcha normal.

En la etapa de modelado virtual se desarrolla el prototipo virtual en 3D, utilizando SolidWorks, en base a la configuración del mecanismo obtenida en el diseño de forma. Para complementar el modelado virtual se presentan los resultados obtenidos del análisis de diseño estático y por fatiga (esfuerzos, deformaciones críticas, y factores de seguridad de cada elemento). Los análisis se realizan utilizando el software ANSYS, en base al método de elementos finitos.

ÍNDICE GENERAL

Pag.

ABREVIATURAS

M.E.S.	Mecanismo de eje simple
M.P.C.B.	Mecanismo policéntrico de cuatro barras
L.P.	Longitud del Paso
L.P.C.	Longitud del Paso completo
C.M.N.	Ciclo de marcha normal
F.A.	Fase de Apoyo
F.O.	Fase de Oscilación
C.I.	Centro instantáneo
T.A. L.	Línea Trochander - ankle
C.A.D.	Computer Aided Design
C.A.E.	Computer Aided Engineering
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción

SIMBOLOGÍA

$\mathbf{M_h}$	Momento ejercido por la cadera
S	Fuerza generada por el momento ejercido en la cadera
$\mathbf{I}$	Momento de Inercia
$\mathbf{A}$	Área
$\mathbf{M_{max}}$	Momento Máximo
$\boldsymbol{\sigma_{max}}$	Esfuerzo Normal Máximo
$\boldsymbol{\zeta_{max}}$	Esfuerzo Cortante Máximo
$\mathbf{S_y}$	Esfuerzo de Fluencia.
$\mathbf{S_{ut}}$	Esfuerzo último
$\boldsymbol{\eta}$	Factor de Seguridad
$\boldsymbol{\sigma_a}$	Esfuerzo Alternante
$\boldsymbol{\sigma_m}$	Esfuerzo Medio
$\mathbf{k_a}$	Factor de Superficie
$\mathbf{k_b}$	Factor de Tamaño
$\mathbf{k_c}$	Factor de Carga
$\mathbf{k_d}$	Factor de temperatura
$\mathbf{k_e}$	Factor de de Confiabilidad
$\mathbf{k_f}$	Factor de concentración de Esfuerzos
$\mathbf{S_e}$	Límite de Resistencia a la Fatiga.

ÍNDICE DE FIGURAS

ÍNDICE DE TABLAS

ÍNDICE DE PLANOS

INTRODUCCIÓN

El proyecto para el Diseño y Modelado Virtual del Mecanismo Policéntrico de una Prótesis de Rodilla, que se presenta en esta tesis de grado se ha dividido en cinco capítulos para justificar el diseño de cada elemento del prototipo final.

El primer capítulo, Planteamiento y Objetivos, describe las consideraciones generales, el planteamiento del problema, objetivos generales y específicos. También se describe el origen de las prótesis, componentes de implantes para amputaciones transfemorales y como se clasifican los tipos de prótesis rodilla.

El segundo capítulo, Anatomía y Fisiología de la Rodilla, presenta la fisiología del miembro inferior, como está constituido la articulación de rodilla y la antropometría del cuerpo humano. Además, se presenta el sistema de referencia aplicado para analizar el cuerpo humano y sus articulaciones.

El tercer capítulo, Biomecánica, presenta los conceptos teóricos necesarios y describe esta nueva área de estudio en Ingeniería Mecánica, la cual ha evolucionado mucho en los últimos años. En esta sección se muestran los modelos matemáticos clásicos que se usan para explicar el movimiento de la rodilla humana. Además se presenta una completa descripción de la marcha humana normal, incluyendo el movimiento de la articulación de la rodilla y las cargas generadas durante el ciclo de marcha normal.

El cuarto capítulo, Diseño del Mecanismo de la Prótesis de Rodilla, se divide en dos secciones; diseño de forma y modelado virtual. El diseño de forma presenta modelos matemáticos para diseñar el mecanismo de la prótesis en base a las especificaciones de desempeño, factores y criterios de diseño. El modelado virtual presenta el desarrollo del prototipo del mecanismo policéntrico utilizando SolidWorks (CAD) para crear el modelo en 3D y simular el movimiento de la rodilla durante el ciclo de marcha normal. Para el análisis de esfuerzos mecánicos estáticos y por fatiga se utiliza ANSYS por la fiabilidad de los resultados que se pueden obtener utilizando el método de elementos finitos.

El quinto capítulo, Conclusiones y Recomendaciones, presenta las concusiones de la investigación relativa a los objetivos planteados inicialmente. También las recomendaciones oportunas para mejorar los diseños y plantear futuros temas de tesis en diseño biomecánico de prótesis.

CAPÍTULO 1

1. PLANTEAMIENTO Y OBJETIVOS

1.1. Consideraciones Generales

En Ecuador la tecnología aplicada en prótesis y órtesis no está desarrollada como en países industrializados, la principal razón es que el campo de la biomecánica no se ha profundizado. Actualmente en nuestro país existen diversos proyectos de ayuda a discapacitados como mejor atención médica y distribución de implementos de movilización como prótesis y órtesis.

En este mundo de alta tecnología los diseños de prótesis han avanzado mucho, pero de igual forma, mientras más avanzada es la prótesis o implementos de movilización, el costo de la misma se incrementa considerablemente; imposibilitando su adquisición por parte de personas con escasos recursos.

Las prótesis que se encuentran en nuestro país se pueden mejorar notablemente, sin la necesidad de hacer un sistema robótico. La mejor forma de incrementar el valor agregado de estos implementos mecánicos es incrementando el número de grados de libertad de los mismos; la mayoría de prótesis económicas son rígidas y poco ergonómicas.

1.2. Planteamiento del Problema

Existen diversos tipos de prótesis en nuestro país, pero no todas brindan comodidad y mejora en la autoestima del paciente. Muchas tienden a ser muy notorias, lo que origina el problema de autoestima en las personas que usan estos miembros artificiales ya que su presencia es evidente durante la locomoción humana. Actualmente existe mucho impulso al desarrollo de prótesis y órtesis en el país por parte del gobierno, pero estas aun poseen pocos grados de libertad.

Antecedentes y Justificación

Alrededor del mundo existen empresas que han tecnificado sistemas protésicos y ortésicos; han cruzado el umbral entre mecanismos inertes y robótica. Grandes empresas como Otto Bock, en Alemania, son pioneros en diseños de prótesis y órtesis, patentando muchos de los diseños del mercado.

En U.S.A., el gobierno asiste a los ex-combatientes de conflictos bélicos, como la guerra en Irak y Afganistán, con prótesis de muy alto nivel para así mejorar su calidad de vida. Las prótesis más avanzadas se conocen como “Prótesis Mioelectricas” las cuales receptan señales de nervios y músculos del amputado y son enviadas a un pequeño microprocesador que recepta analiza y controla los movimientos del mecanismo, permitiendo de esta forma un movimiento casi natural. El gran inconveniente con las prótesis de alta tecnología es su costo excesivamente elevado; limitando su uso a personas con altas posibilidades económicas.

En Ecuador, esta tecnología es casi un mito porque aún se usan prótesis tradicionales de eje simple, por ser de rápida fabricación y bajo costo. El mayor problema es que al realizar esto se olvidan factores tan importantes como los aspectos ergonómicos de la prótesis y no se enseña al paciente a usar la prótesis en forma correcta.

Es necesario desarrollar este tipo de tecnologías en Ecuador, creando un fuerte impacto social, ayudando personas que hayan sufrido amputaciones o pérdidas de miembros a tener una vida normal, o al menos realizar sus actividades de la forma más cómoda posible.

1.3. Objetivos

En la actualidad muchos centros de investigación en Ingeniería Mecánica centran sus esfuerzos en aplicaciones médicas y mejora de vida del ser humana. Los resultados más asombrosos se han dado en Biomedicina, misma que se ha convertido en un punto de convergencia para la ingeniería eléctrica, mecánica y biomédica. Dentro de esta nueva tendencia en la ingeniería mecánica, el área de estudio de la Biomecánica, es la que mas sobresale por su enorme contribución creando diferentes modelos matemáticos para explicar la locomoción del cuerpo humano y la generación de cargas.

Los países industrializados han enfocado sus esfuerzos en mejorar la calidad de vida de personas con amputaciones o problemas físicos generados por: accidentes de tránsito, operaciones descuidadas en la industria, pérdidas de miembros por enfermedades como la diabetes, participación en problemas bélicos, sea de forma directa o como un daño colateral. De esta forma se ha creado una tendencia en aplicar tecnologías de última generación para la ayuda en la locomoción humana, como prótesis y órtesis, llegando incluso a crear uniones biónicas que prácticamente devuelven al individuo una vida normal; situación que es prioridad.

En nuestro país hay una creciente preocupación hacia personas con problemas físicos como amputados, héroes de guerra, inválidos o personas con pérdidas de miembros. Lastimosamente la tecnología que se maneja no es de última generación, sin mencionar que los diseños empleados no devuelven la movilidad porque son instrumentos rígidos. El mayor problema es que todos los desarrollos de prótesis avanzadas son muy costosas, aspecto que lo hace inalcanzable para gente con poco poder adquisitivo.

1.3.1. Objetivos Generales

Diseñar un mecanismo policéntrico que imite los movimientos de una rodilla humana durante la marcha normal.

Crear camino para futuros proyectos en el desarrollo e investigación en el campo de la biomecánica en Ecuador.

Contribuir al desarrollo de diseños mecánicos y nuevas aplicaciones para el desarrollo de prótesis con el uso del modelado virtual.

1.3.2. Objetivos Específicos

Presentar una investigación e introducción a la biomecánica de la rodilla, mostrando nuevas y diferentes aplicaciones de la Ingeniería Mecánica.

Crear un diseño de forma en base a la investigación preliminar sobre biomecánica de la rodilla, prótesis de rodilla y sus factores de influencia y especificaciones de desempeño.

Realizar el modelado virtual del mecanismo utilizando diferentes programas como herramientas de diseño mecánico y mostrar su interacción.

Realizar análisis de esfuerzos del mecanismo utilizando el método de elementos finitos con el Software ANSYS.

1.4. Origen de las Prótesis de miembro inferior y rodilla

Las prótesis han evolucionado desde el primitivo origen del hombre hasta el siglo XXI. El desarrollo inicia en apoyos de madera hasta miembros computarizados. El camino del desarrollo de prótesis para suplir impedimentos en la locomoción humana inicia aproximadamente 1500 A.C. en la cultura egipcia. [1]

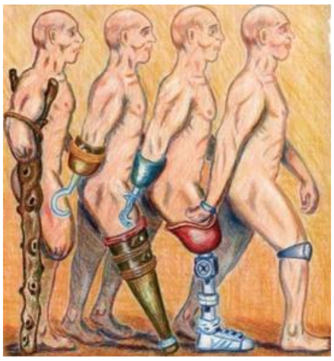


Figura 1.1. Evolución de las prótesis [1]

Desde el inicio de la humanidad, el hombre ha tenido la necesidad de solucionar problemas de movilidad, de los cuales la falta de miembros es una de las primordiales. La prótesis más antigua conocida ha sido descubierta en Egipto, pertenecía a Tabaketenmut, hija de un Sumo sacerdote egipcio que vivió entre el 950 y el 710 a.c.; se trata de la punta del pie perfectamente conservada que le ayudaba a caminar. El diseño de esta prótesis estaba apto para soportar el 40 % del peso del usuario. [2]

Figura 1.2. Prótesis más antigua; dedo de madera y cocido al cuerpo. (950 – 710 A.C.) [2]

Otra de las más antiguas prótesis encontradas es la del soldado persa, Hegeristratus, que para poder escapar de la prisión en la que se encontraba (484 a.c.), corto su pierna y después la reemplazo por una pierna falsa de madera cubierta de cobre. Esta prótesis fue encontrada en Capri, Italia. Esta prótesis se encontraba en el museo de Londres, pero fue destruida durante bombardeos de la segunda guerra mundial. [3]

En el imperio Romano, utilizando conocimiento de prótesis de los egipcios, más un conocimiento más profundo de la anatomía humana e instrumental más avanzado (en aquel tiempo), se practicaron mejores intervenciones traumatológicas y las prótesis usadas eran más funcionales. Prueba de esto es Sergius Silos, soldado romano que perdió su mano en la Segunda Guerra Púnica (218-201 a.c.) y se reemplazo por una de hierro. [4] En el museo Stibbert, Florencia, Italia, se exhibe la mano Alt-Ruppin y quince diseños más que se utilizaron en el siglo XV. [3]

Durante el Oscurantismo (476 - 1000)

Durante el oscurantismo, los avances en el desarrollo de prótesis fueron mínimos. Solo se enfocaron en prótesis de mano y brazo adecuadas para sostener el escudo durante las batallas y piernas de palo, mismas que solo permitían un incomodo desplazamiento. Solo a las personas que participaban en batalla era posible acceder a una de estas prótesis. Fuera del campo de batalla solo las personas con títulos o grandes riquezas podían tener acceso a prótesis poco funcionales. Las prótesis con más funcionalidad eran producto del trabajo en equipo de relojeros y fabricantes de armas. [1]

Durante el renacimiento (1400 - 1800)

El renacimiento marca el comienzo de una nueva perspectiva en las artes, filosofía y medicina. En esta época se redescubrieron los estudios realizados por los griegos y los romanos en el campo de la medicina. Las prótesis resurgieron y sus diseños se mejoraron. Durante este período la materia prima de las prótesis era hierro, acero, cobre y madera. [1]

El siglo XV fue marcado por la aparición de Ambroise Paré, cirujano del ejército francés, considerado como el padre de la cirugía de amputación moderna y del diseño de prótesis. [1] En 1529, Paré introdujo los procedimiento de amputación en la comunidad médica. [3] En 1536, presento diseños modernos de prótesis de miembro inferior y superior, muchos de los cuales se usan en la actualidad. Lorrain, un colega de Paré, le dio la idea de cambiar los materiales, del pesado hierro, a cuero papel y goma, para así disminuir el peso de la prótesis. [1]

En 1696, el cirujano holandés Pieter Andriann zoon Verduyn, introdujo la primera prótesis antibloqueo debajo de rodilla; diseño que se usa hasta la actualidad. [1]

En 1800, el londinense, James Potts, diseño una prótesis de vástago de madera, una rodilla de junta de acero y un pie articulado. Esta prótesis se conocía como “Anglesey Leg”. Willian Shelpho llevó esa pierna a EE.UU. en 1839 y era reconocida como “Shelpho LEg”.

En 1843, Sir James Syme reporto su procedimiento para amputación de tobillo. Esta nueva técnica permitía amputar debajo de la rodilla, dando la posibilidad de una mejor recuperación y fácil adaptación. Los pacientes usarían solo prótesis de tobillo, las cuales son más sencillas de usar que las prótesis transfemorales. En 1846, Benjamin Palmer, agrego un resorte en la parte posterior de la “Shelpho Leg”

En 1863, Dubois Parmlee inventó una prótesis avanzada; rodilla policéntrica de pies y articulaciones múltiples. En 1868, Gustav Hermann sugirió el uso de aluminio en lugar de acero para hacer la prótesis más ligera y funcional. Esto no se realizó hasta 1912, donde Marcel Desoutter, un famoso aviador inglés, perdió su pierda en un accidente. Después construyó la primera prótesis de aluminio con ayuda de su hermano Charles que era un ingeniero reconocido. [1]

Bier, alrededor de 1900, en un esfuerzo por crear el extremo distal del hueso cortado, capaz de soportar peso, recomendó un procedimiento osteoplastico en el cual el fin del corte era cubierto con una solapa del hueso cortical conectado por una bisagra periosteal. Este procedimiento nunca se generalizó, pero al final de 1948, Ertl fue un paso más adelante y desarrollo un procedimiento para formar un puente óseo entre la parte final cortada, la tibia y el peroné. Pocos años después Mondry combinó el puente óseo con miodesis, uniendo los músculos cortados unos con otros sobre el extremo distal del muñón.

Cada gran guerra no solo produjo catástrofes, también generaron el estímulo de mejorar las técnicas de cirugía para amputación, desarrollo y mejora de prótesis. Hacia el fin de la segunda guerra mundial, los amputados en los hospitales de USA iniciaron reclamos inconformes sobre la eficiencia de sus miembros artificiales. Para asegurarse que recibieran el mejor cuidado posible, el Cirujano General de la Armada Norman T. Kirk, cirujano ortopedista, regreso a la academia Nacional de ciencias (NAS) por ayuda para desarrollar nueva tecnología y métodos de aplicación.

En 1945, una conferencia de cirujanos, protistas y científicos, organizada por la NAS, revelo que el pequeño esfuerzo científico moderno había llevado al desarrollo de miembros artificiales. Este esfuerzo fue financiado por la oficina científica de investigación y desarrollo (OSRD – por sus siglas en ingles). Al final de la guerra la OSRD fue disuelta; la oficina General de cirugía de la armada continuó apoyando estas investigaciones. Después se empezó a realizar investigación de primer nivel en universidades y en colaboración con entidades privadas se crearon diseños más avanzados.

En Reino Unido, el centro de montaje de extremidades en el Hospital Queen Mary, Roehampton, amplió sus esfuerzos a estas investigaciones poco después del final de la segunda Guerra Mundial y llegó a ser conocida como Unidad Biomecánica de investigación y desarrollo.

El departamento de servicios de Hogar y Salud ha patrocinado investigación y desarrollo en el Centro de Montaje de Extremidades, Dundee, University of Strath-Clyde; y el Hospital Princesa Margaret Rose, Edimburgo. El trabajo en Edimburgo fue dedicado principalmente a niños.

El apoyo a investigaciones en prótesis en Canadá ha sido esporádico, pero algunos resultados han sido muy importantes. El trabajo de Scott en la Universidad de New Brunswick y Sauter en el Centro Médico Hugh MacMillan ha hecho significativas contribuciones en brazos artificiales con fuentes de poder externas, y el equipo de Foort en la Universidad de británica de Columbia han sido los lideres en el desarrollo diseños y manufactura asistida por computadora (CAD/CAM) en prótesis de miembro inferior.

Un gran número de esfuerzos en la investigación y desarrollo fue iniciado en Alemania después de la segunda Guerra Mundial. Muchas de estas investigaciones se llevaron a cabo en universidades como la Universidad de Münster, impulsando el desarrollo de las prótesis de miembro inferior, logrando un gran impacto. También podemos mencionar el trabajo en la Universidad de Heidelberg con niños amputados severamente afectados.

Desde 1970 las investigaciones en Alemania parecen haberse trasladado de las universidades a Industrias privadas. Estas han tenido un impacto sin precedente en el mundo de las prótesis y órtesis innovando constantemente el Hardware. Además en este país existen programas académicos de pre-grado y post-grado dirigidos específicamente a diseño de prótesis.

Después de la tragedia de Thalidomide, el gobierno Sueco a expandido el desarrollo de de ayudas técnicas a personas con discapacidades y desarrollo de miembros artificiales. Francia e Italia, países que han estado envueltos en grandes guerras también han destinado fondos especiales al desarrollo de tecnologías de ayuda médica y técnica a personas con discapacidades.

En Rusia los centros especializados en esta área de la ingeniería están localizados en Leningrad y Moscú. Siendo un país que afronto grandes guerras y problemas internos, enfocaron muchos recursos al desarrollo de tecnologías con beneficio al ser humano, dentro de las cuales se destaca la primera mano controlada mioeléctricamente; tecnología que ha cambiado por completo el concepto de prótesis y su interfaz de control.

El gobierno de Estados Unidos de Norte América apoyaba programas de investigación en Polonia, Yugoslavia, Israel, Egipto, India y Pakistán desde 1960 hasta que los fondos se agotaron en 1980.

En Japón se llevan a cabo investigaciones sobre prótesis avanzadas pero aun han tenido poco efecto en comparación con las prácticas prótesis que se usan en U.S.A. [3]

1.5. Componentes de un Implante de amputación transfemoral

Para amputaciones por encima de la rodilla, los sistemas de implantes prostéticos consisten en tres componentes principales: el encaje, la rodilla y el pie. El "Pylon o Shank" es una pieza rígida sin movimiento que une la rodilla con el pie, es otra parte del sistema, pero funciona como una viga rígida, por lo que no es considerada como un componente adicional. [5]

1.5.1. Encaje

El encaje es una parte crítica del sistema de prótesis porque es la interfaz entre el amputado y la prótesis. Además, el miembro residual presenta alta sensibilidad; esto puede crear incomodidad en el paciente y generar rechazo a usarlo. El diseño del encaje debe realizarse muy cuidadosamente, sobre todo en las tres regiones de mayor importancia que son:

El **recubrimiento interior** es una sección crítica porque hace contacto directo con el muñón (miembro residual del amputado) y puede producir picazón, aspereza, y enrojecimiento de la piel, producto de la fricción con el material y la presión del ajuste. [5]

La **forma del encaje** es crítica porque distribuye los esfuerzos sobre el miembro residual. Es una habilidad que solo protistas con años de experiencia puede hacer en forma correcta. La distribución de esfuerzos varía ligeramente, en especial cuando el paciente ha tenido una cirugía pobre, y un mal cuidado después de la operación. Esto crea una región de alta sensibilidad en el muñón. [5]

La tercera parte crítica de un encaje es la **suspensión**, actualmente existen sistemas de suspensión elástica, por medio del cinturón de Silesiano, y el cinturón pélvico, muy usados en países de tercer mundo. En países desarrollados normalmente se usan sistemas de suspensión por succión; mismos que pueden ser por succión con suspensión auxiliar, o succión parcial con suspensión auxiliar. [5]

Figura 1.3. Encaje; modelo Polytol PU Resin Kit [6]

1.5.2. El Vástago

El vástago es caracterizado principalmente por dos diseños: endoesqueleto y exoesqueleto. El endoesqueleto es en forma de torre o varillas, mientras que el exoesqueleto presenta un diseño en forma de carcasa. El diseño del vástago es solo para presentar un comportamiento de cuerpo rígido, y cualquiera de los dos diseños está disponible en el mercado en países desarrollados, pero en países subdesarrollados depende de la materia prima disponible. [5]

Figura 1.4. Vástago; Shank-Otto Bock - vástago del encaje de prótesis [6]

1.5.3. El Pie

El pie es uno de los componentes críticos de sistemas de prótesis arriba y debajo de rodilla. El pie tiene la importante función de recibir los constantes impactos al caminar, tanto al inicio del paso con el primer impacto en el talón al apoyar la pierna al terminar la fase balanceo, como al terminar la fase de apoyo en que realiza el impulso previo a la fase de oscilación. Actualmente existen muchos tipos de pie, pero mientras más sofisticado sea su sistema, el precio es mayor. [5]

Los dos conjuntos de pie y tobillo más usados en los sistemas de prótesis por debajo y por encima de rodilla son; sistema de pie-tobillo de articulación de eje sencillo con pie SACH no articulado, y sistema pie-tobillo de eje múltiple. [5]

El pie es la parte del sistema de prótesis que más se desgasta y muchas veces los usuarios de la prótesis usan este elemento en malas condiciones, lo cual muchas veces crea problemas al caminar. [5]

Figura 1.5. Diseño Pie-Tobillo; Otto Bock- reddot design award winner 2011; Product Design Award 2012 [7]

1.5.4. La Rodilla

Cada amputación es diferente, y presentan diferentes requerimientos para las diferentes necesidades de cada una, por esta razón existen muchas opciones en prótesis de rodillas. Las prótesis de rodilla no son creadas iguales, unas son más dinámicas, pero no seguras; unas son durables, pero no dinámicas; unas requieren altos niveles de ajuste para el control, y otras son muy costosas. [8]

La rodilla es el elemento más crítico para la estabilidad del paciente y este componente posee los requerimientos más complejos en términos de rendimiento para lograr una marcha normal. Comúnmente el paciente presenta colapsos por encima de la rodilla como consecuencia de ligeros “choques” en la rodilla, ya sea al caminar, correr, sentadillas o flexiones extremas de las rodillas, por lo tanto el diseño de una rodilla contribuye tanto a la estabilidad y la resistencia mínima para desarrollar de forma normal el comportamiento habitual de la rodilla. Esto quiere decir que una buena prótesis de rodilla permite al usuario realizar la marcha lo más normal posible, además de la estabilidad al tener la rodilla recta y al flexarla (durante los primeros grados de flexión). [5]

Figura 1.6. Rodilla Policéntrica; Otto Bock [9]

1.6. Categorías de Prótesis de Rodilla.

Las rodillas protésicas pueden ser divididas en dos categorías principales: sistemas puramente mecánicos y sistemas de conducción computarizados. Los sistemas de conducción computarizada, por su alto costo y complejidad están aun en un proceso en desarrollo. Los sistemas puramente mecánicos presentan una subdivisión que los clasifica de acuerdo al número de grados de libertad que ofrezcan. [5]

1.6.1. Rodilla de Eje Simple

Las rodillas de eje simple son las más ligeras y durables de las prótesis de rodilla. Este tipo de rodilla es ideal para los niños porque es durable, no es costosa, y porque los niños están creciendo constantemente, lo que implica que se debe cambiar de prótesis cada doce meses. [8]

La rodilla de mecanismo de eje simple (m.e.s.) cambia la posición del eje de rotación detrás de la locación natural del eje de rotación, la línea del centro de gravedad del paciente cae enfrente del eje, generando un torque de extensión para estabilizar el sistema aumentando los grados de rotación. [5]

Las rodillas con m.e.s. requieren de un mayor esfuerzo físico por parte del usuario, además solo se pueden desplazar a una velocidad de marcha. Las características de marcha, estabilidad y ergonomía se pueden mejorar considerablemente por medio de un adecuado sistema de control. [8]

1.6.2. Rodilla Policéntrica

Las rodillas Policéntricas ofrecen muchas más ventajas que los modelos de simple eje. La mayoría son sistemas de cuatro barras, porque tienen cuatro eslabones rígidos y cuatro puntos de pivote. Los diseños son más complejos ya que están formados por centros múltiples de rotación; esencialmente consta de articulaciones anteriores y posteriores. Esta complejidad optimiza algunas características de la marcha, incrementando los niveles de estabilidad en la fase de apoyo y brindando mayor naturalidad al movimiento de oscilación (Oscilación de la pierna durante la marcha). [5]

En el diseño de las rodillas Policéntricas, la suma de las rotaciones Policéntricas potenciales determinarán un C.I. de rotación, el cual correspondería a una articulación. La estabilidad de los mecanismos está determinada por la distancia de sus C.I. de rotación. Cuanto mayor es la distancia, mayor es la estabilidad inherente del dispositivo durante la fase de postura recta. [10][11]

1.7. Tecnología de Control para prótesis de rodillas

1.7.1. Control por Fricción

Es un tipo de control mecánico de las prótesis de rodilla, misma que no ofrece mucha diversidad de uso. El control por fricción constante es un diseño sencillo que no requiere servicio de mantenimiento, pero solo ofrece una velocidad de marcha para funcionar de acuerdo a las condiciones de diseño requeridas y provee una cierta amortiguación durante la fase de oscilación. El control por fricción variable permite un rango de velocidades dentro del cual el sistema de control funciona de acuerdo al diseño del mecanismo, fuera de esto se presentaran problemas. Además se requirieren revisiones del mecanismo frecuentemente. [5]

Esta prótesis de rodilla no es muy popular porque muchos pacientes presentan quejas de caídas o flexionamientos abruptos durante la marcha e incluso permaneciendo en pie.

Las rodillas de eje simple o de bisagra suelen estar acompañadas de los siguientes dispositivos de control; freno de fricción, control de postura, cierre manual, ayudas a la extensión, tirante de extensión, palanca de extensión.

1.7.2. Sistemas de Control de Fluido

La dinámica de fluidos permite crear sistemas de control de marcha para hacer la locomoción más cómoda y sus movimientos sean lo más natural posibles.

A través de las últimas décadas el desarrollo e investigación de las rodillas de control neumático e hidráulico ha permitido que su precio disminuya en la actualidad. Además se pueden encontrar diseños muy complejos que permiten un buen control de la fase de apoyo y oscilación.

Estos sistemas de control consisten en conjuntos cilindro-pistón en los que la sustancia de trabajo puede ser aire (sistema neumático) o fluido (hidráulico). En los sistemas neumáticos el aire se comprime cuando la pierna se flexiona, incrementando la energía las moléculas de aire, y regresando a la normalidad cuando la rodilla se extiende. Los sistemas neumáticos presentan la característica de no ver afectado su desempeño por cambios de temperatura en el ambiente, son ideales para pacientes que presentan bajas velocidades de marcha.

En sistemas hidráulicos se tiene una respuesta muy buena durante la marcha, un paso suave y se adapta a cualquier velocidad de marcha e incluso pueden descender rampas sin problemas. El costo inicial es elevado y se debe dar mantenimiento constantemente, y en caso de tener fuga puede ser antiestética e higiénica para el paciente. [5]

1.7.3. Microprocesadores

Las prótesis tecnológicamente avanzadas poseen microprocesadores incorporados, los cuales se encargan del control de la rodilla y el pie-talón. Los microprocesadores incorporados se encargan del control del sistema hidráulico (o neumático) de la rodilla. La fase de apoyo y la fase de oscilación de la pierna es controlada mecatrónicamente por el/los microprocesadores, realizando movimientos muy naturales.

Ejemplo de esta tecnología es el diseño C-Leg, de Otto Bock. La industria alemana lidera el mercado internacional con su diseño revolucionario. C-Leg, permite al usuario los movimientos más naturales que una prótesis puede ofrecer, su avanzado sistema de control que coordina movimiento de la rodilla, el amortiguamiento, la velocidad la fase de apoyo y de oscilación, brindando gran seguridad a las personas amputadas. El último modelo de C-Leg incluso permite al usuario realizar ajustes a la rodilla por control remoto, mismo que envía las señales por WIFI. [12]

Figura 1.7. C-Leg, Bioconección WIFI [12]

CAPÍTULO 2

2. ANATOMÍA Y FISIOLOGÍA DE RODILLA

En este capítulo se presentaran los principales ejes y planos de referencia, tipos de articulaciones, y como está compuesta la articulación de la rodilla, tanto anatómica como fisiológicamente.

2.1. Sistema de Referencia y Nomenclatura de Direcciones

2.1.1. Ejes, planos y orientación

Tomando al cuerpo humano como sistema de referencia; se pueden definir muchos ejes y planos. Se definen tres ejes principales; los cuales están ubicados perpendicularmente entre sí:

Eje Longitudinal: el eje longitudinal del cuerpo humano (eje vertical), es definido como el eje que estando el cuerpo humano en posición erguida esta perpendicularmente a la base.

Eje horizontal: (eje transversal) Se proyecta de izquierda a derecha y es perpendicular al eje longitudinal.

Eje Sagital: Se proyecta de la parte posterior a la anterior, y es perpendicular al eje longitudinal y horizontal.

Definiendo tres ejes principales de referencia se procede a definir los planos principales.

Plano Sagital: Se define como un plano que está orientado a lo largo del eje sagital, y divide al cuerpo humano en dos mitades iguales; también es llamado plano medio.

Plano transversal: Es un plano que atraviesa el cuerpo humano transversalmente.

Plano Frontal: (plano coronal), incluye todos los planos orientados paralelamente a la frente.

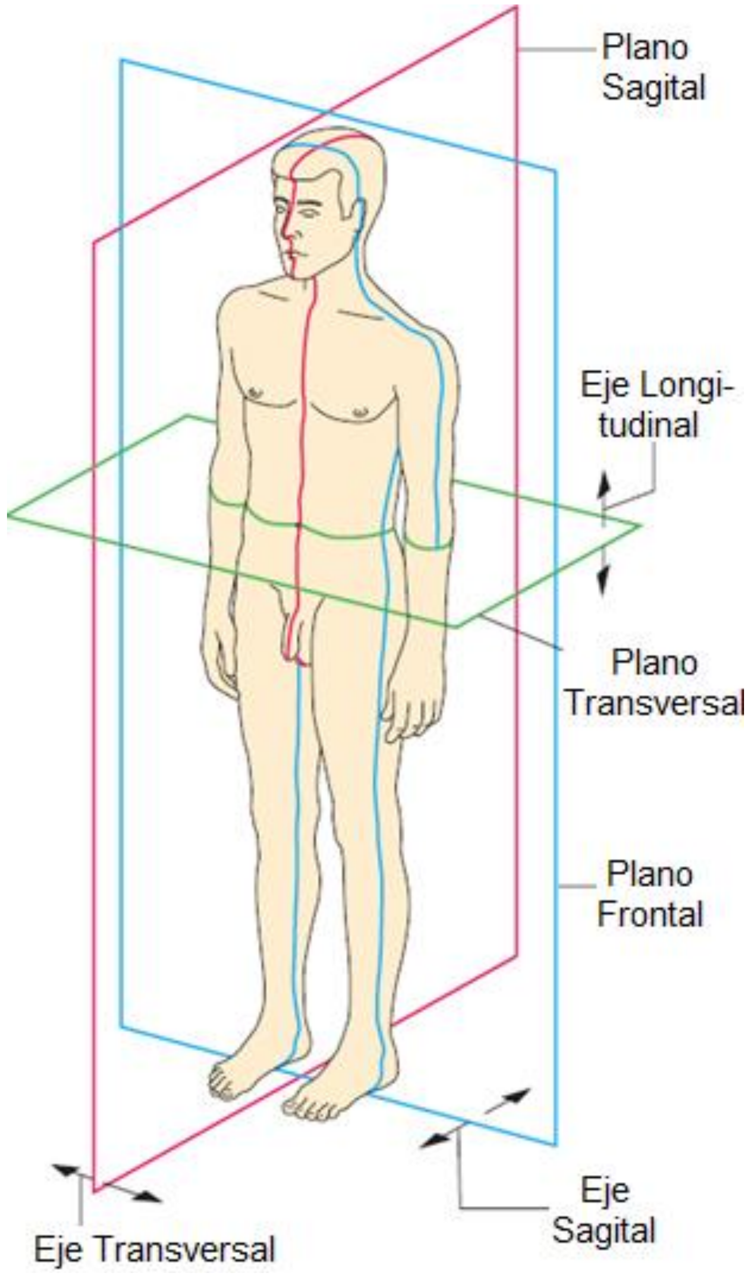


Figura 2.1. Ejes y planos principales de referencia en el cuerpo humano [13]

2.1.2. Nomenclatura de las posiciones y direcciones

Tabla 2.1 Direcciones con respecto al cuerpo humano [13]

Dirección	Descripción
Proximal	Hacia el tronco
Distal	Hacia las extremidades
Cubital	Hacia los radios
Tibial	Hacia la punta del pie
Peroné o (Fibular)	Hacia la punta del pie
Plantar	Hacia la planta del pie
Dorsal (para mano o pie)	Hacia la parte trasera de la mano o del pie

Previo a la exposición de la anatomía de la rodilla, en esta tesis se presentara los conceptos básicos de la anatomía general del sistema locomotor; es decir, comprender los diferentes elementos que lo conforman, como los huesos, tipos de articulaciones, músculos y cómo interactúan estos con la articulación de la rodilla. Esto explicará de una mejor forma la anatomía de la rodilla, y porque esta articulación es la más compleja en nuestro cuerpo.

2.2. Anatomía General Sistema Locomotor

El esqueleto trabaja como estructura de soporte del cuerpo humano, y está formado por huesos y elementos cartilaginosos; conectados por estructuras de tejido conectivo.

El término general de “sistema locomotor” incluye el esqueleto y la musculatura. Todas las partes del sistema locomotor están sostenidas y se mueven en posiciones específicas gracias a la musculatura esquelética. A todo el conjunto de elementos óseos, articulaciones y musculatura esquelética se denomina órganos de locomoción. El sistema locomotor se subdivide en: sistema locomotor pasivo y activo. ***El sistema locomotor pasivo*** consiste en los huesos y las articulaciones, mientras que el ***sistema locomotor activo*** consta de, músculos estriados, tendones, y las estructuras auxiliares. Además de la función de estructura flexible, los elementos óseos y sus articulaciones sirven para proporcionar brazos de palanca para los músculos durante la locomoción humana.

2.2.1. Los Huesos

El esqueleto óseo está formado por un conjunto de huesos de diferentes tipos de estructura y forma. El esqueleto de un humano adulto está compuesto de aproximadamente de 200 huesos individuales, los cuales son conectados por articulaciones cartilaginosas, fibrosas y sinoviales. La forma de cada hueso está determinada genéticamente, pero la estructura depende en gran medida del tipo y alcance de las demandas mecánicas que soportarán.

2.2.2. Las Articulaciones

Las articulaciones son conexiones entre partes cartilaginosas y huesos del esqueleto. Permiten el movimiento entre los distintos segmentos del tronco, las extremidades y transmisión de fuerza. Las articulaciones se dividen en fijas y móviles.

Articulaciones Fijas

Son articulaciones en las que los huesos del esqueleto están separados por diferente tipo de tejido como cartílago o tejido conectivo. De acuerdo al tejido que actúa en estas articulaciones, se puede clasificar en:

- Articulaciones fibrosas
- Articulaciones cartilaginosas
- Articulaciones óseas (esta es una particularidad, no son articulaciones, son uniones óseas)

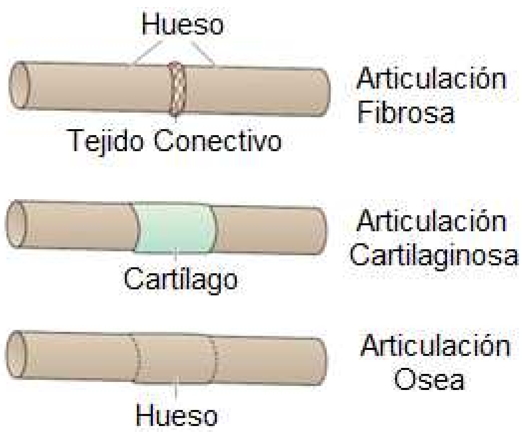


Figura 2.2. Representación de juntas inmóviles [13]

Articulaciones fibrosas: cuando dos huesos de una articulación están unidos por tejido conectivo. Ejemplo es la membrana interósea entre el cubito y radio en la parte posterior del brazo.

Articulaciones cartilaginosas: el tejido conjuntivo es el cartílago; ejemplo de esta articulación son los discos intervertebrales fibrocartilaginosos entre vertebras.

Articulaciones óseas: en este tipo de articulación un hueso esta fusionado a otro por medio de tejido óseo. Ejemplo de esto es el sacro que inicialmente consta de cinco vertebras que se fusionan en una sola al terminar la fase de crecimiento.

Articulaciones Móviles (articulaciones sinoviales)

Las articulaciones móviles o sinoviales están separadas por un espacio articular. También se distinguen por un el cartílago Hialino que cubre las superficies de la articulación y por una capsula de articulación que encierra la cavidad. Características de estas articulaciones son los discos interarticulares (también conocidos como meniscos), y ligamentos intra-articulares.

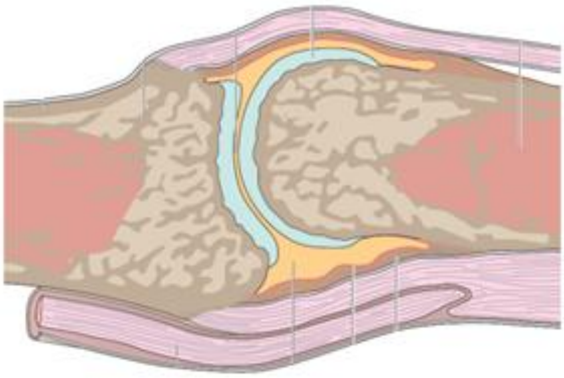


Figura 2.3. Articulación metatarso-falángica; dedo del pie. [13]

Cartílago Articular

La superficie del cartílago articular está constituido principalmente por cartílago Hialino. Presenta excelentes propiedades mecánicas y de amortiguación.

Cápsula Articular y Fluido Sinovial.

La capsula de la articulación es una continuación del periostio. Está compuesto externamente de una densa membrana fibrosa blanca e internamente de una membrana poco estructurada con muchos vasos y nervios; pueden contener una cantidad variable de grasa. En algunas articulaciones la membrana fibrosa exterior es reforzada con ligamentos, lo que puede reforzar la cápsula, el movimiento guía o prevenir de una híper-extensión de la articulación.

Articulaciones Ligeramente Móviles

Muchas articulaciones están severamente limitadas en la movilidad por la forma en sus caras y ligamentos; como la articulación tibia-peroné.

2.2.3. Tipos de Articulaciones según los grados de libertad

Las diferentes articulaciones se pueden clasificar de acuerdo al número de ejes de movilidad, grados de libertad, o componentes de la articulación. A continuación se muestra la clasificación de acuerdo a la forma y la configuración de las superficies de las articulaciones.

- Articulaciones de Bolas y rotulas
- Articulaciones de cóndilo
- Articulaciones de bisagra

- Articulaciones pivoteadas
- Articulaciones de silla (perpendiculares entre sí)
- Articulaciones planas

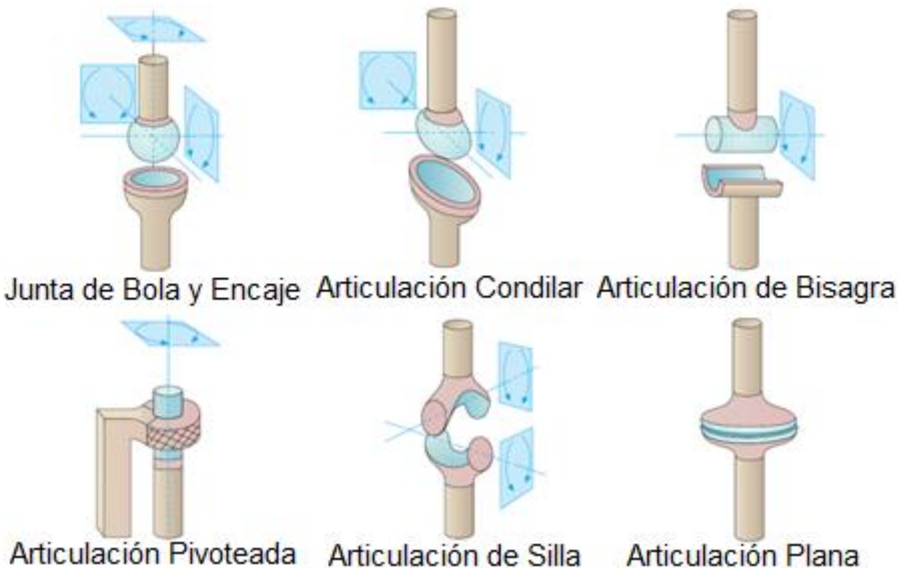


Figura 2.4. Tipos de articulaciones. [13]

Articulaciones de Bola y rotula: están formadas por un elemento de cabeza con forma de bola y el encaje cóncavo. Los elementos de la junta presentan tres ejes principales, cada uno perpendicular respecto al otro, por lo tanto es posible realizar seis diferentes movimientos; un claro ejemplo son las articulaciones del hombro y la cadera.

Articulaciones de cóndilo: Un elemento de la junta posee cabeza elíptica y se instala en un encaje cóncavo y convexo. Los elementos de la junta presentan dos ejes principales, esto permite realizar cuatro movimientos principales. Ejemplos de este tipo de articulación son la unión entre los huesos del antebrazo y los cóndilos occipitales.

Articulaciones de Bisagra y Articulaciones pivoteadas: También conocidas como articulaciones troquelares. En las articulaciones de bisagra, un hueso con una cabeza cilíndrica en la interfaz de la junta es aplicado en otro elemento con forma de cilindro hueco. Debido a la forma de la articulación de bisagra tiene su movimiento restringido a un solo eje, y presenta dos movimientos principales. En las articulaciones de pivote, un hueso en forma cilíndrica es ajustado a otro con forma cilíndrica hueca y rodeado de un ligamento en forma de anillo; un ejemplo típico es la articulación radio-cubital y su ligamento anular. Esta articulación tiene su movimiento restringido en un solo eje, por lo tanto presenta dos movimientos principales.

Articulaciones de Silla (perpendiculares entre sí): Esta compuesta de dos superficies curvas con dos ejes de movimiento en cada elemento; por lo tanto esta articulación permite cuatro movimientos principales. Ejemplo de esta articulación es la articulación de la muñeca entre el primer hueso metacarpiano y el trapecio.

Articulaciones Planas: Permite pequeños movimientos de deslizamiento de articulaciones con superficie plana, como en las pequeñas articulaciones vertebrales.

2.2.4. Mecánica de las articulaciones (Mecánica articular)

La dirección del movimiento de las articulaciones es determinada no solo por la forma de las superficies de la articulación; también influye la disposición de los músculos y ligamentos. Las articulaciones están unidas por fuerzas musculares, mismas que garantizan la integridad de la unión, además de determinar la dirección y el tipo de movimiento.

La forma de las articulaciones, los músculos, ligamentos y tejidos blandos limitan la extensión de movimientos; por lo tanto las limitaciones pueden ser divididas en diferentes tipos, como, limitaciones óseas, musculares, ligamentosas, y por tejido blando.

Las articulaciones se mueven alrededor de ejes de movimiento. La dirección del movimiento es determinada por la relación entre los músculos y los ejes. Para referenciar al cuerpo humano en un sistema de coordenadas, se usan tres ejes perpendiculares entre sí. Además se definen ejes relacionados a específicos movimientos de cada articulación.

Tabla 2.2. Movimientos específicos de articulaciones. [13]

movimiento especifico	Articulación
Doblar – Extender (empujar y tirar.)	A. del codo
Abducción- aducción	A. de la cadera.
Girar hacia adentro - girar hacia afuera: (rotación interna-externa):	A. del hombro.
Movimiento hacia adelante–atrás: (Flexión - extensión)	A. de la cadera.
Oposición – reposición:	A. del dedo pulgar.

El efecto del músculo en la articulación depende del brazo de palanca, el cual es la distancia vertical de la inserción hasta el eje de la articulación, distancia conocida como brazo de palanca. Para que las fuerzas generadas por los músculos realicen trabajo sobre las cargas aplicadas, el torque generado debe estar en equilibrio. Es decir; la Fuerza generada multiplicada por el Brazo de palanca de la fuerza es igual en magnitud a la Carga aplicada por el Brazo de palanca de la Carga.

2.2.5. Funciones y Principios Estructurales del músculo esquelético

El músculo esquelético está dividido en partes carnosas de varias formas y generalmente terminan en finos tendones. Los tendones están atados a las estructuras en el esqueleto o tejido conectivo en el sistema locomotor; además el musculo tira de forma directa o indirecta del esqueleto. En las extremidades, las fijaciones más cercanas al tronco son usualmente consideradas como el origen del musculo, mientras que las más lejanas son consideradas inserciones. En el tronco, el origen de los músculos siempre es cefálico.

Figura 2.5. Flexores y extensores; parte superior del brazo [13]

2.2.6. La Extremidad Inferior

Las extremidades inferiores en el humano son órganos diseñados para soportar el peso del cuerpo y la locomoción. Las extremidades inferiores están divididas en zona pélvica y la extremidad inferior libre. En contraste con la articulación del hombro, la articulación pélvica está sólidamente conectada al eje axial del esqueleto.

La Extremidad Inferior Libre; Huesos, Articulaciones, Músculos.

La extremidad inferior libre es conectada con la zona pélvica a través de la articulación de la cadera. La extremidad inferior libre consiste en, fémur, la pierna inferior (tibia y peroné), y el pie (parte que incluye el metatarso y los dedos). Los movimientos entre el fémur y la pierna inferior ocurren en la **articulación de la rodilla**, la cual es el principal factor del movimiento en la secuencia de caminar. La tibia y el peroné están conectados por la articulación del tobillo.

El Fémur. El hueso del muslo (fémur) es el más largo y resistente del esqueleto humano. Proximalmente, la diáfisis del fémur continúa hasta el cuello femoral, que es dirigido oblicuamente hacia arriba y termina en la cabeza femoral. En los adultos el ángulo entre el cuello femoral y la diáfisis del fémur está entre (125°,126°), en los recién nacidos suele ser mayor a 150°, mientras que en los adultos es mayor a 126°.

Distalmente el fémur se expande en dos cóndilos femorales, ampliamente cubiertos por cartílago hialino. En la parte delantera, existe una ranura o acanaladura denominada superficie rotuliana, en donde la rótula se desliza hacia abajo durante la flexión de la rodilla. Posteriormente, los cóndilos femorales están separados por una ranura ancha, denominada la fosa intercondilar.

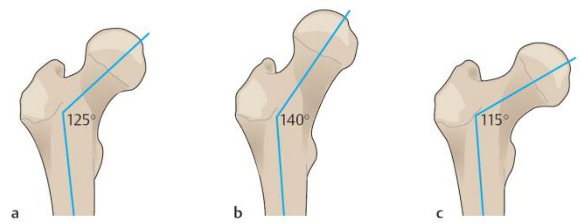


Figura 2.6. Cuello del fémur; Ángulo adulto (a), 3-años (b), ancianos (c) [13]

Pierna Inferior. El esqueleto de la pierna inferior está formado por la tibia y el peroné. La tibia es más resistente, además de ser el verdadero pilar de soporte entre el fémur y el pie. Proximalmente los dos huesos están conectados por una fuerte articulación ligamentosa “tibioperonea”. Distalmente, los dos huesos están conectados por una articulación fibrosa. Proximalmente, la tibia se expande y ofrece en su superficie la tuberosidad tibial anterior, dentro de la cual los cuádriceps femorales están insertados. La superficie superior articular, formada por los cóndilos medial y lateral, quienes son parte la articulación de la rodilla con el fémur. La tibia y el peroné están conectados por una membrana interósea, en la cual se originan muchos músculos en la pierna.

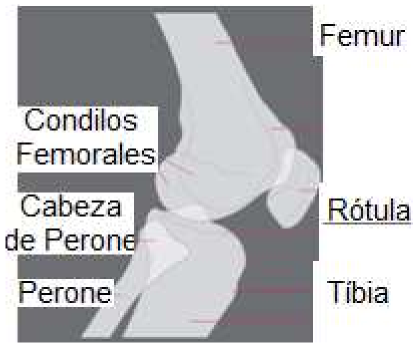


Figura 2.7. Radiografía lateral de la articulación de rodilla. [13]

Figura 2.8. Vistas de la articulación de rodilla, a) anterior; b) posterior. [13]

Articulación de la Rodilla

La articulación de la rodilla es la más larga del cuerpo humano. Esta es una articulación compuesta, formada por la acción combinada del fémur, tibia, rótula y dos discos fibrocartilaginosos (meniscos). Esta articulación es la unión de dos articulaciones, la articulación entre los cóndilos del fémur y la tibia, y la articulación entre el fémur y la rótula. Los dos meniscos adaptan las superficies de la articulación del fémur y la tibia entre si e incrementan la superficie para la transmisión de fuerza. Cuando la articulación de la rodilla esta flexionada, el fémur ejecuta movimientos combinados de deslizamiento y rodadura sobre la superficie articular tibial. Los movimientos de la articulación de la rodilla son guiados por dos tipos de ligamentos, los ligamentos colaterales mediales y laterales, y los ligamentos cruzados anterior y posterior.

Mientras los ligamentos colaterales estabilizan principalmente la pierna extendida, los ligamentos cruzados toman el control de esta función durante la fase de flexión de la articulación de la rodilla. Debido a la curvatura irregular de los cóndilos femorales, los ligamentos colaterales están totalmente tensos durante la extensión de la articulación de rodilla; estos están relajados durante la flexión. Con la rodilla flexada, los ligamentos cruzados limitan la rotación interna o externa de la pierna; la rotación interna es severamente más limitada que la externa por el enrollamiento de los ligamentos cruzados.

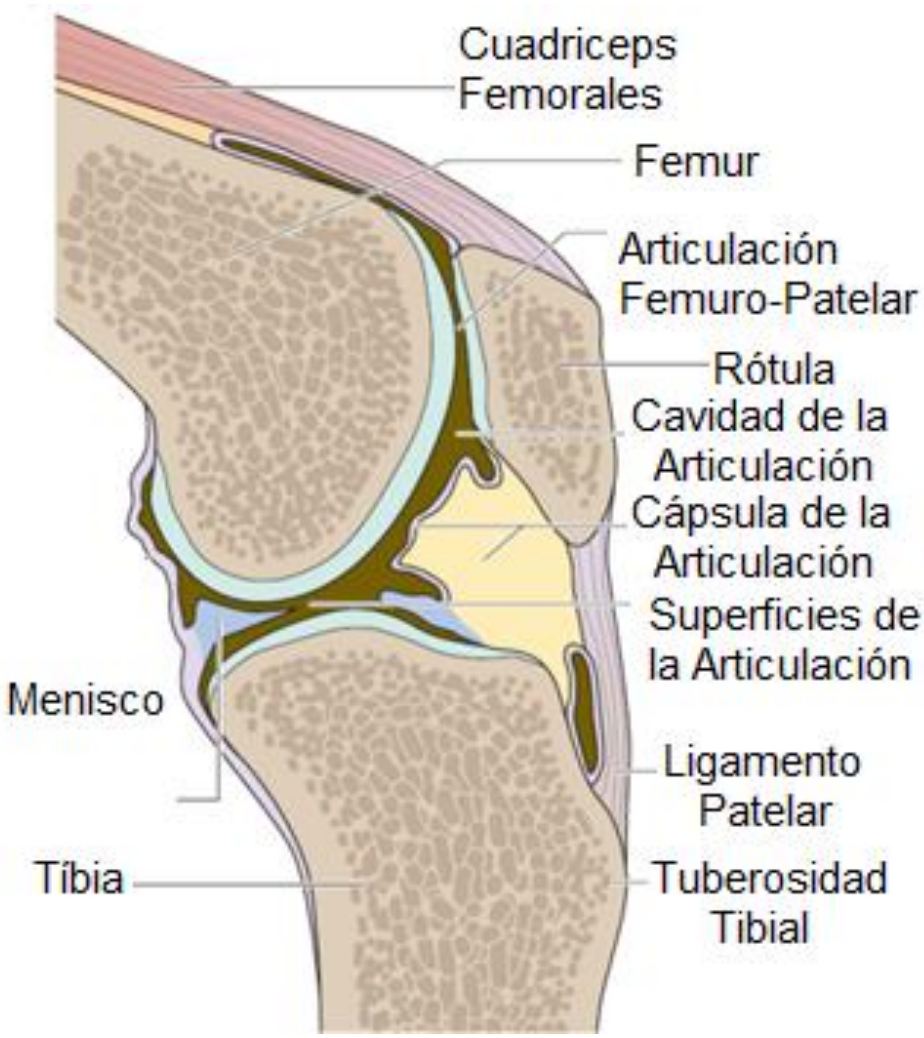


Figura 2.9. Sección sagital de la articulación de rodilla [13]

Músculos y Movimientos

Los músculos insertados en la superficie medial de la tibia son rotadores internos. Los bíceps femorales están insertados dentro de la cabeza del peroné, y son el único rotador externo de la pierna inferior. Los tres músculos son flexores de la articulación de la rodilla, al igual que el musculo sartorio. El más importante extensor de la articulación de la rodilla son los cuádriceps femorales, que están insertados en el ligamento rotuliano en la tuberosidad de la tibia. La rótula esta insertada en el ligamento rotuliano, es de forma triangular y se articula con la superficie anterior del fémur distal. Cuando la articulación de la rodilla se flexiona la rotula se desliza hacia abajo, debido a la presencia de grandes fuerzas en el movimiento relativo entre la rótula y el fémur. La articulación de rodilla es la que presenta los más altos esfuerzos en el cuerpo humano, y por esta razón es la primera articulación en presentar cambios degenerativos.

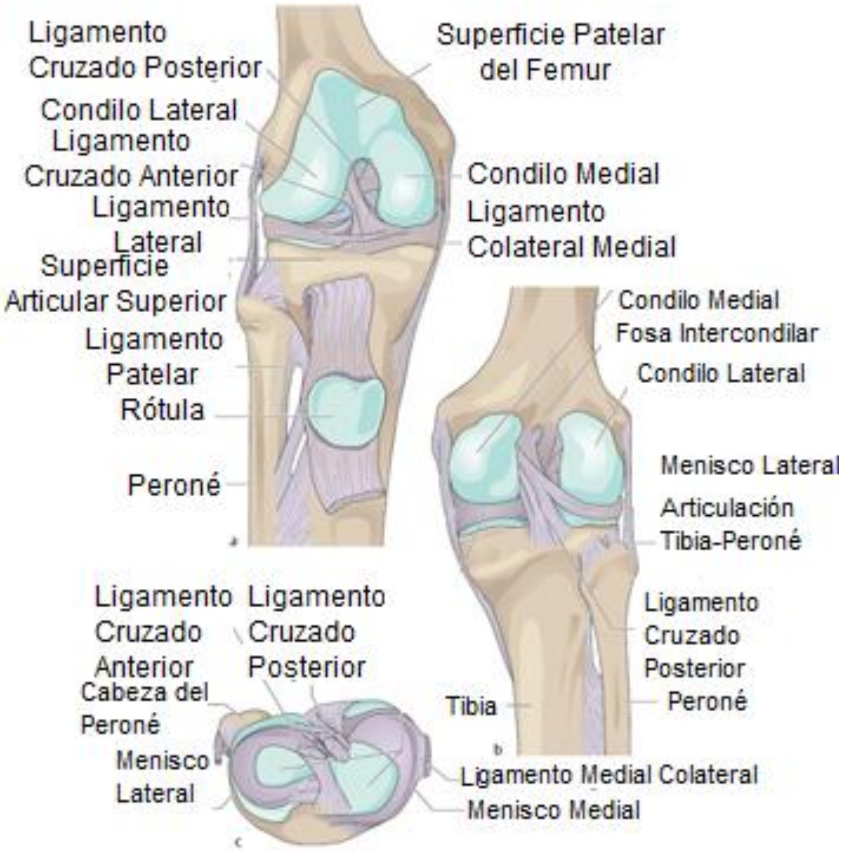


Figura 2.10. Ligamentos - articulación de rodilla derecha. [13]

2.3. Análisis Antropométrico

Las dimensiones del cuerpo humano presentan relaciones de parametrización en las longitudes de los huesos de tal forma que conociendo la altura del individuo es posible estimar cuando miden las extremidades y el tórax, pero la mayoría de estos estudios solo están realizados para la población de países desarrollados. Los análisis antropométricos del cuerpo humano de habitantes de países no desarrollados (cuyas dimensiones son diferentes a los habitantes de países europeos, Canadá o U.S.A.) no están disponibles, y su estudio está fuera del alcance del presente trabajo de tesis. Por lo tanto, las figuras 18 y 19 son gráficos obtenidos con los datos antropométricos de la población de Norte América, y es presentado con el objetivo de tener una referencia para estimar las longitudes de la pierna inferior. [14]

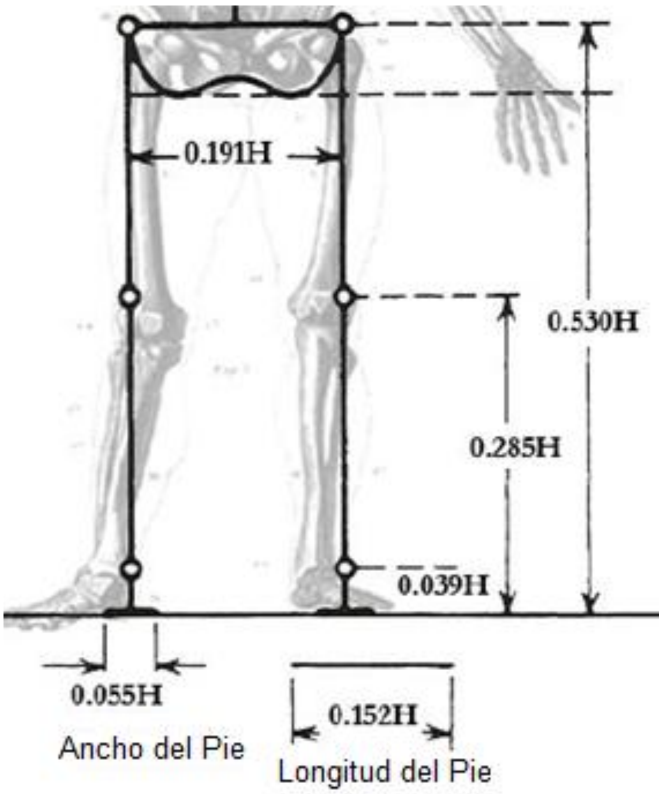


Figura 2.11. Datos antropométricos, cuerpo inferior. [15]

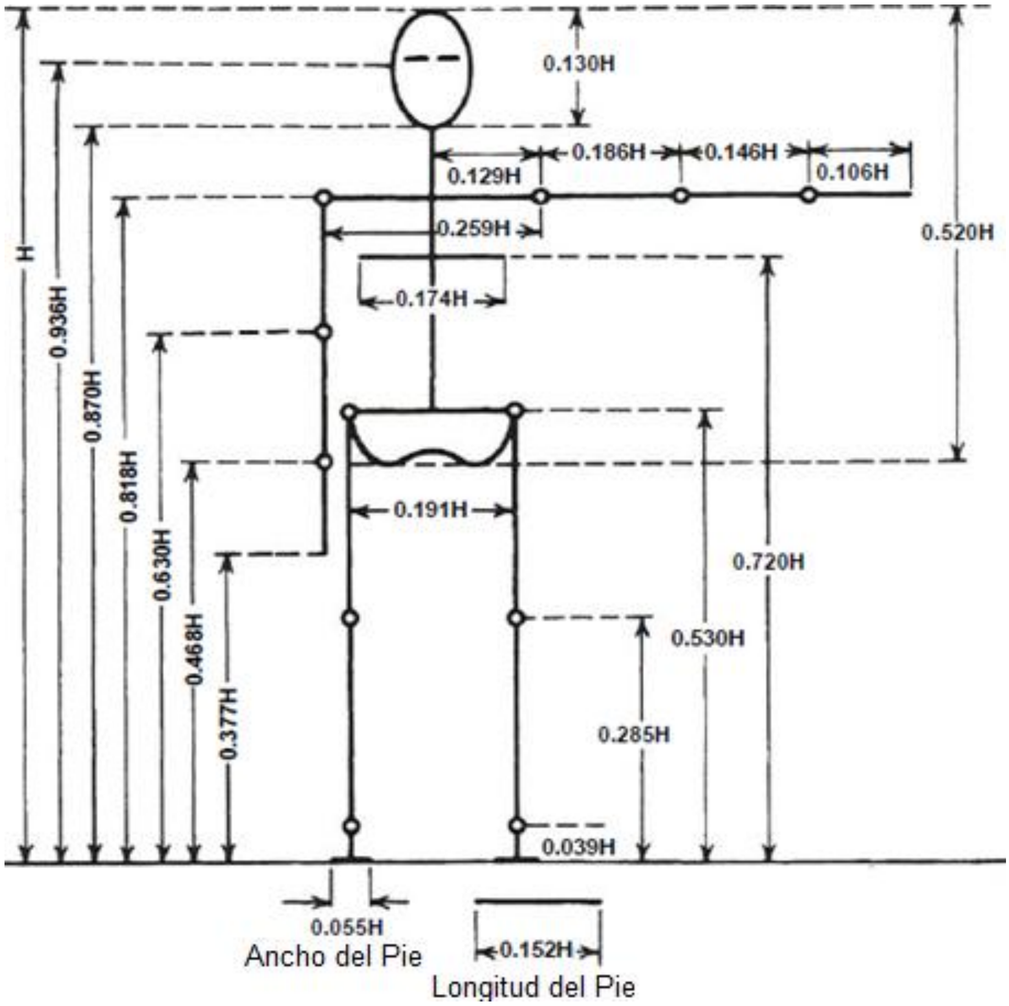


Figura 2.12. Datos antropométricos sistema esquelético. [15]

CAPÍTULO 3

3. BIOMECÁNICA

La biomecánica estudia los efectos de la energía y las fuerzas de los sistemas biológicos mediante la aplicación de las leyes de Newton sobre la mecánica a seres vivos. [16] En ciencias ortopédicas su importancia radica en el desarrollo y diseño tanto de reemplazos articulares como de medios de fijación de osteosíntesis. [17]

La articulación de la rodilla humana tiene un funcionamiento particular y difícil de entender, tal es la complejidad que muchos de los modelos más básicos de biomecánica aplicados hace pocos años distaban de la realidad y no eran capaces de explicar determinados fenómenos de la movilidad articular; muchos conceptos biomecánicos todavía presentan dudas. [16]

3.1. Cinética de la Rodilla

La cinética busca la realización de diferentes modelos sobre los que se aplican determinadas fuerzas y momentos en su superficie, provocando sobre él cuerpo en análisis un movimiento y deformación. Se estudian los ejes tanto anatómicos como mecánicos, relacionándolos con los ángulos y fuerzas que actúan sobre la rodilla. [16] La articulación de la rodilla está sujeta a diferentes fuerzas originadas por el propio peso del cuerpo, estas son:

Desviaciones varizantes: La desviación varizante global es la distancia existente entre el eje de gravedad del miembro inferior y el centro de la rodilla medida en milímetros y suele oscilar en torno a los 45 mm. La desviación varizante intrínseca se define como la distancia entre el eje mecánico del miembro y el centro de la rodilla, y la extrínseca es la distancia entre la línea de gravedad y el eje mecánico.

Comprensión frontal: Las fuerzas creadas por la acción muscular y el peso corporal generan una resultante que coincide con las espinas tibiales.

Cizallamiento articular: Corresponde a la fuerza que se produce a través del apoyo de los cóndilos femorales sobre los platillos tibiales. El sobrepasar sus límites provoca lesiones cartilaginosas y meniscales.

Cizallamiento frontal: Corresponde a la carga de los cóndilos femorales por la morfología diafisaria del mismo fémur.

Cizallamiento sagital: Debido a los movimientos descritos de rodamiento y deslizamiento.

3.2. Cinemática de la Rodilla

La cinemática es el estudio de las relaciones entre las posiciones, velocidades y acciones de cuerpos rígidos sin preocuparse de cómo son causados los movimientos; por lo tanto la cinemática describe la geometría del movimiento. [16]

En esta sección se presentan varios modelos que se han postulado para describir el movimiento de la rodilla. Estos modelos han evolucionado desde el movimiento en dos planos (o dos grados de libertad) hasta los más recientes con seis grados de libertad.

3.2.1. Modelo de Bisagra

La movilidad se caracteriza por la rotación sobre un eje único situado entre el miembro fijo; esta rotación es la flexión de la rodilla. [16]

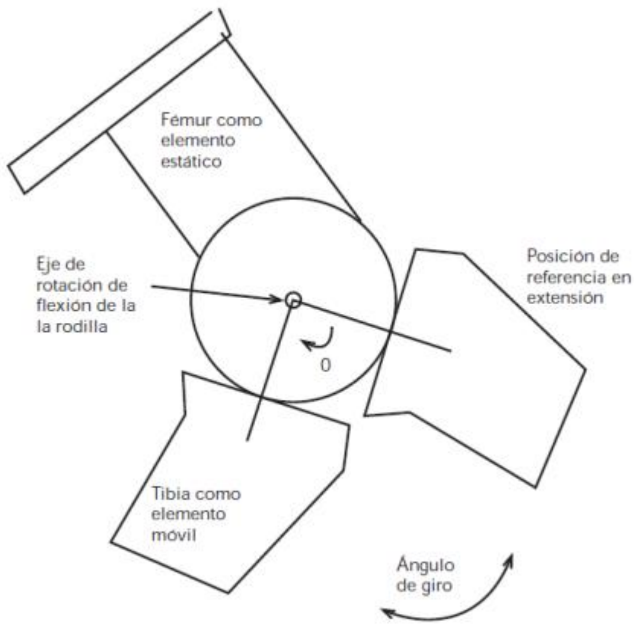


Figura 3.1. Modelo de bisagra

3.2.2. Modelo Planar o del Centroide

Este modelo de dos grados de libertad postula que dos cuerpos en movimiento relativo presentan un punto que no se mueve y que actúa como centro de rotación. Calculado a partir de la bisectriz perpendicular a dos puntos de referencia identificados en Rx de perfil, en la cual al superponer otra Rx con variación de la movilidad del fémur, provoca la aparición de dos puntos que al unirlos permite el cálculo de su perpendicular. Si repetimos el proceso podemos dibujar una línea que conecta todos los C.I. de rotación y que se denomina “poloide” o “cardioide” del C.I. de rotación. [16]

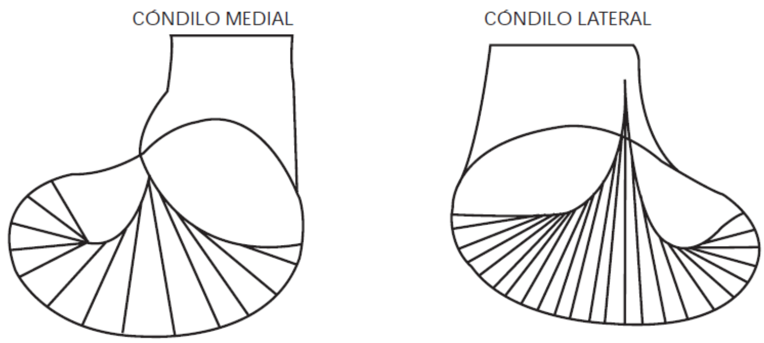


Figura 3.2. Curvas del movimiento - modelo planar

El modelo permite los movimientos de rodamiento o rotación y de deslizamiento o traslación de predominio posterior con la flexión con el mismo patrón que el poloide, lo que es importante para mantener el punto de contacto de la superficie debajo del C.I. para reducir el deslizamiento. [16]

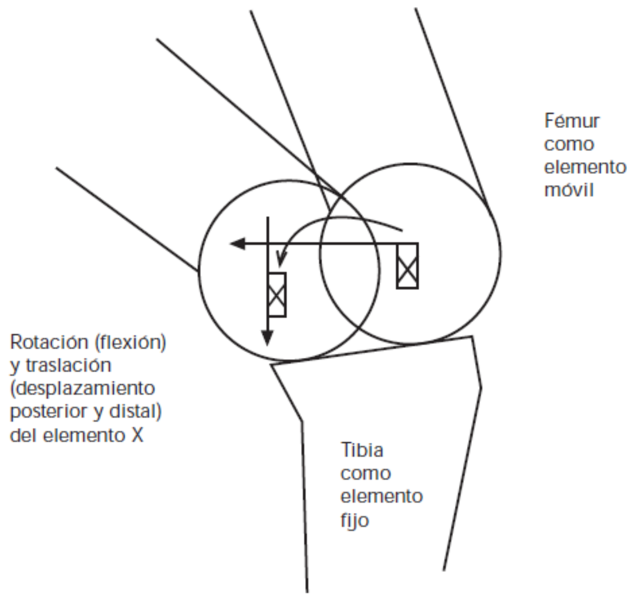


Figura 3.3. Movimiento del modelo planar

3.2.3. Mecanismo de Unión Cruzada de Cuatro Barras

El postulado de este modelo biomecánico plantea que la articulación de la rodilla como un eslabonamiento mecánico de cuatro barras en el que se establecen dos eslabones óseos que son la tibia y el fémur. El ligamento cruzado anterior y el ligamento cruzado posterior son modelados como barras rígidas, con su C.I. de rotación ubicado en el punto donde se cruzan. Este modelo considera la flexo–extensión en el plano sagital y el rodamiento del fémur sobre la tibia con la flexión.

[16] El modelo de barras rígidas es un modelo poco ajustado a la realidad porque durante un 40 % del ciclo de marcha estos ligamentos no experimentan tensión. También se ignora la abducción–aducción; por lo tanto este modelo no es cercano a la realidad. [16]

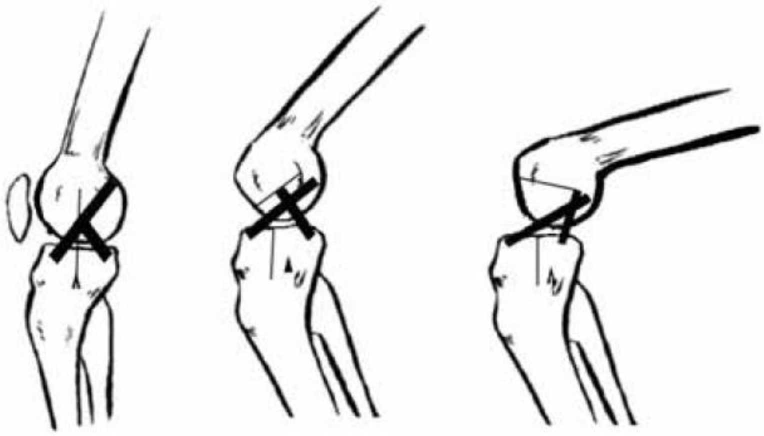


Figura 3.4. Modelo esquemático de la teoría de cuatro barras

3.2.4. Modelo de "Ball-and-Socket" (bola y rótula)

Este modelo describe a la rodilla como una esfera, con tres grados de libertad. Su movimiento está restringido a rotación en tres planos perpendiculares. Los ejes que describen el movimiento son:

El eje condilar posterior; va desde las inserciones de los ligamentos laterales de la rodilla y pasa por la intersección de los ligamentos cruzados. Es efectivo en una flexión de 15 a 150º y crea un ángulo con el eje sagital de 7º. [16]

El eje condilar distal se alcanza cuando la rodilla se extiende completamente. Su radio de curvatura es mucho mayor que el anterior. [16]

El eje longitudinal de rotación controlado por los ligamentos (principalmente el colateral medial y el cruzado anterior) y la geometría de los platillos tíbiales y los meniscos. Existe un eje independiente para la articulación femoropatelar. [16]

3.2.5. Modelos de 6 Grados de Libertad

El modelo de seis grados de libertad es el que mejor describe la fisiología de la articulación de la rodilla y presenta movimientos que los anteriores modelos no podían explicar. Con este modelo se muestra una aproximación y explicación a complejos movimientos causados por la distinta curvatura de los cóndilos femorales, variación del plano sagital con la flexión o la variación de en la concavidad-convexidad de los platillos. El postulado de este modelo consiste en la traslación y rotación de dos cuerpos uno en relación del otro, o la traslación de puntos específicos de dos miembros uno en relación del otro. No se asumen limitaciones entre la movilidad de los dos cuerpos [16]

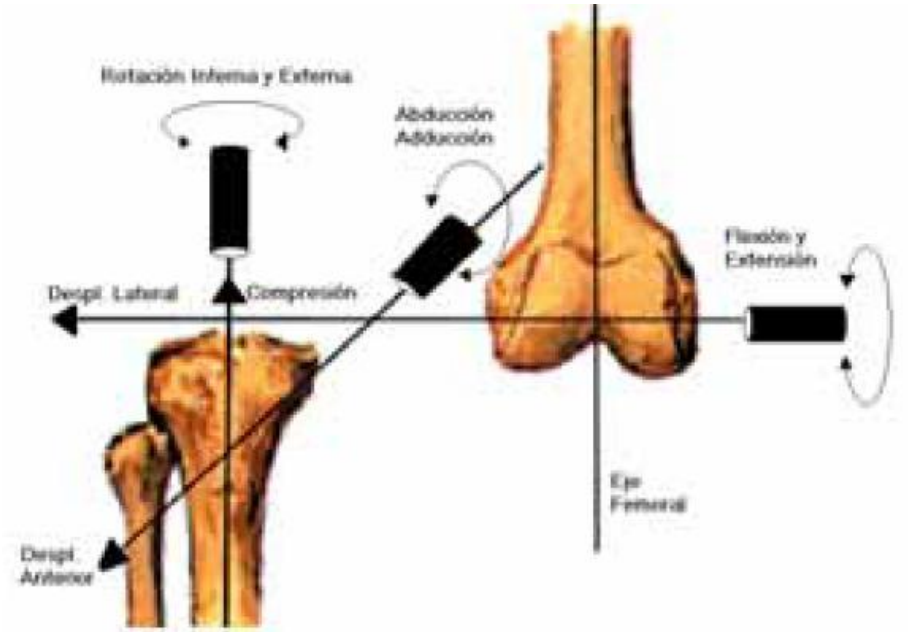


Figura 3.5. Modelo de seis grados de libertad

El modelo de seis grados de libertad establece tres tipos de desplazamientos por rotaciones y tres desplazamientos por traslaciones. [16]

Desplazamientos por Rotaciones: [16]

• Flexo-extensión sobre un eje medio-lateral definido como una línea cuyos orígenes pueden tener varias posibilidades: [16]

- Línea perpendicular a la inserción proximal del ligamento cruzado posterior y paralelo a la línea epicondílea.
- Línea que pasa entre los orígenes de los ligamentos colaterales medial y lateral.
- Línea que pasa por el centro de los cóndilos femorales.

• Aducción-abducción sobre un eje antero posterior en el centro de la rodilla y normalmente conectado con la tibia situado ligeramente posterior al centro del platillo tibial medial para flexiones medias, pero que en caso de flexiones a 0 y 120º pasa justo por el punto medio de la espina tibial. [16]

• Rotación interna-externa sobre un eje tibial intersección de la línea transepicondilar en el punto medio entre los epicóndilos. De este modo podemos decir que es la bisectriz del ángulo entre las proyecciones de los ángulos femorales en el plano transverso. Esto implica el fenómeno del “lift off” o de despegue de un cóndilo cuando hay abducción o aducción, fenómeno observado en la cínica habitualmente. [16]

Desplazamientos por Traslaciones:

- Medio-lateral sobre un eje “medio-lateral” que conecta los puntos más distales de los cóndilos femorales. [16]
- Antero-posterior sobre un eje “antero-posterior” con respecto a la tibia. Este movimiento ocurre cuando el fémur se traslada antero posteriormente sobre las superficies articulares de la tibia durante la flexo-extensión. Este eje rota con la flexión de la tibia para mantenerse perpendicular al eje longitudinal de la misma; es decir, paralelo a la superficie articular. [16]
- Compresión-distracción sobre la longitud “proximal-distal” de la tibia con un movimiento angular de 2º sobre el eje longitudinal de la tibia. [16]

3.3. Locomoción de la Marcha Humana.

La locomoción humana es un proceso extremadamente complejo. Implica la transformación de una serie de movimientos angulares coordinados y controlados, ocurriendo simultáneamente en varias articulaciones de la extremidad inferior, y dentro de una trayectoria de movimiento suave para el centro de gravedad del cuerpo. [18] Es la base del tratamiento sistemático y del manejo de la marcha patológica, especialmente cuando se usan prótesis y órtesis. [17]

3.3.1. Fases del ciclo de marcha normal

Ciclo de marcha normal inicia con el contacto del talón con la superficie del suelo y termina con el siguiente contacto del mismo talón. [18] La longitud del paso completo es la distancia lineal entre los sucesivos puntos de contacto del talón del mismo pie. La **longitud del paso** (Fig. 3.6) es la distancia lineal en el plano de progresión entre los puntos de contacto de un pie y el otro pie. [17]

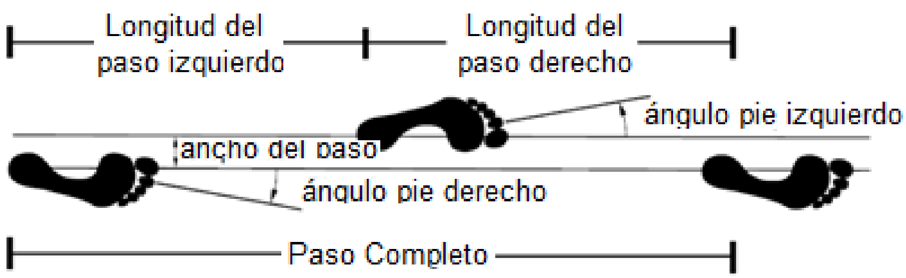


Figura 3.6. Longitud de paso y paso completo del ciclo de marcha normal. [19]

El ciclo de caminata o marcha bípeda y de forma erguida puede clasificarse en dos fases; La fase de apoyo, y la fase de oscilación. **La fase de apoyo** inicia cuando el talón hace contacto con la superficie del suelo y termina con el despegue de los dedos, cuando el pie deja de estar en contacto con el suelo. **La fase de oscilación** inicia con el despegue de los dedos y termina con el contacto del talón con el suelo.

La fase de apoyo simple o apoyo sencillo se refiere al período cuando sólo una pierna está en contacto con el suelo. [17]

La fase de doble apoyo se realiza cuando ambos pies están simultáneamente en contacto con la superficie aproximadamente 20% del ciclo completo. [18] Eligiendo como referencia un pie, por un corto período de tiempo, la primera parte de la fase de apoyo y la última parte de la fase de apoyo, el pie contra-lateral también está en contacto con el suelo. [17]

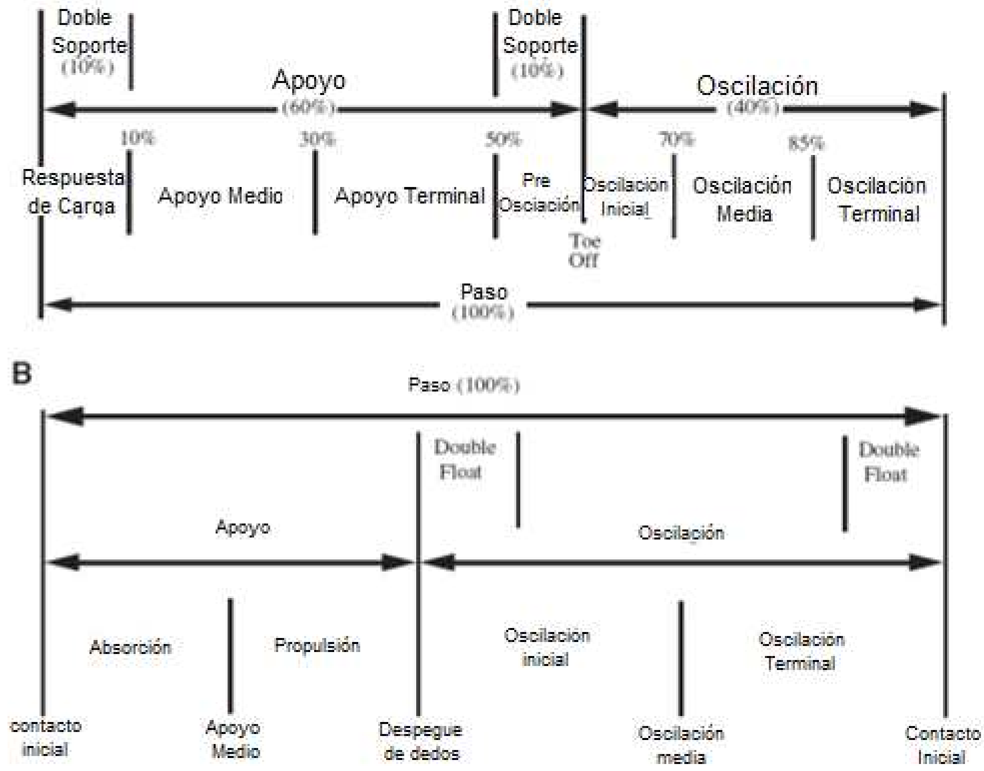


Figura 3.7. Fases de la marcha humana normal. [20]

El tiempo necesario para cada fase del ciclo de marcha normal se puede diferenciar de la siguiente forma:

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

Si la velocidad de marcha incrementa, el tiempo requerido en la fase de oscilación aumenta y en la fase de apoyo disminuye. Si la velocidad de marcha normal disminuye, entonces el tiempo de la fase de balanceo disminuye. En la figura 3.7, se aprecia la proporcionalidad entre la velocidad de marcha (en este caso es cuando la persona está corriendo) y los tiempos requeridos para realizar cada fase del ciclo de marcha normal.

3.3.2. Descripción de la marcha humana normal

Los factores principales de la locomoción de la extremidad inferior son:

1. Interacción rodilla-tobillo.
2. Flexión de la rodilla.
3. Flexión de la cadera.
4. Rotación pélvica alrededor del eje vertical.
5. Inclinación lateral de la pelvis.
6. Desplazamiento lateral de la pelvis.

En la figura 3.8, se muestra se muestra una secuencia de eventos que describe las fases del ciclo de marcha normal. El término momento en la rodilla representa la acción del grupo de músculos sobre la rodilla que tiende a cambiar el ángulo de la rodilla en flexión o extensión. De forma similar, se muestra el momento en el tobillo que causa la flexión plantar y la dorsi-flexión. [18]

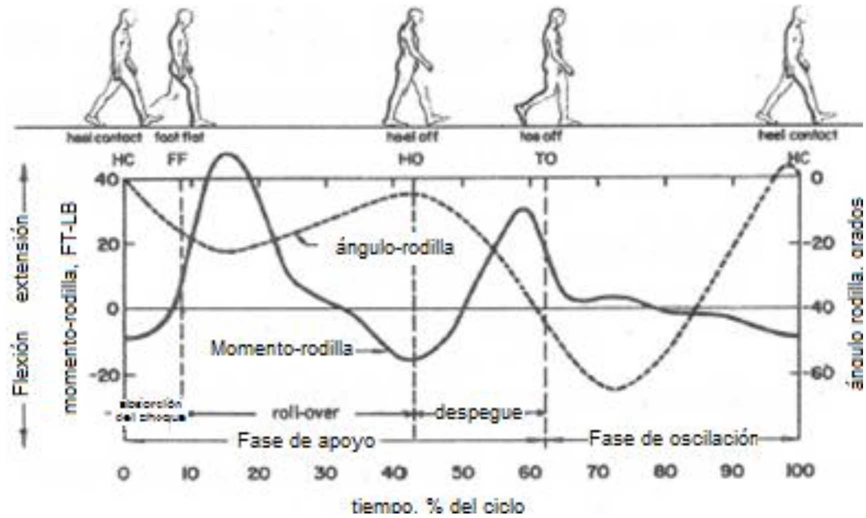


Figura 3.8. La rodilla durante el ciclo de marcha normal [18]

Fase de Apoyo [18]

La fase de apoyo se puede subdividir en cinco sub-fases: Previo al Contacto del Talón, Fase de contacto del Talón, Durante la mitad de la fase de apoyo, Despegue del talón y Fase de despegue de los dedos.

Previo al Contacto del Talón. [18]

En la Figura 3.8, se observa justo al finalizar el ciclo de marcha que la articulación rodilla alcanza su máxima extensión; esto sucede justo antes de que el talón haga contacto con la superficie para después ingresar a la fase de apoyo. La posición angular cambia a medida que pasa a la fase de apoyo y después a la fase de oscilación. La velocidad a la que decrece la extensión de la rodilla al final de la fase de oscilación y la preparación de el pie para el contacto con el suelo es principalmente realizado por el grupo de músculos isquiotibiales. Este grupo de músculos está conectado a la pelvis por detrás de la articulación de la cadera; la tensión en este grupo de músculos puede causar extensión en la cadera, flexión en la rodilla, o ambos simultáneamente.

En la figura 3.9, se observa la mecánica de los grupos musculares principales de la extremidad inferior.

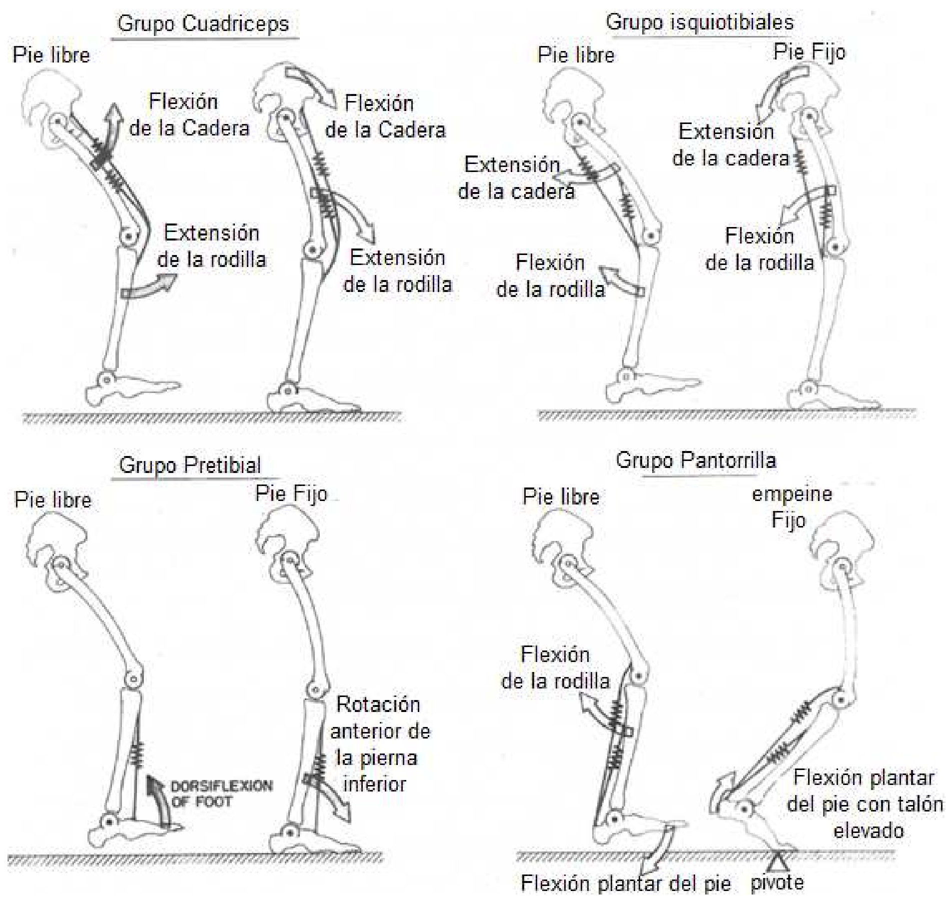


Figura 3.9. Principales grupos musculares que actúan en la marcha. [18]

Fase de Contacto del Talón [18]

Tan pronto el talón hace contacto con el suelo, los músculos isquiotibiales lo llevan hacia atrás para realizar un óptimo contacto con el suelo; la rodilla continúa flexandose rápidamente durante esta fase. La actividad en los músculos isquiotibiales empieza a decrecer, mientras en los cuádriceps empieza aumentar.

El grupo de los cuádriceps actúa en la parte anterior de la articulación de la rodilla y el grupo pre-tibial que actúa sobre la articulación del tobillo, sirven de control para la interacción entre las articulaciones del tobillo y la rodilla, para poder crear un movimiento suave de la parte delantera del pie hacia el piso. La principal función de estas articulaciones durante esta fase es realizar una suave absorción del choque del contacto del talón con el suelo y mantener el centro de gravedad dentro de una trayectoria suave. Aunque muchas veces no se toma en cuenta la función de absorber choques de la rodilla, [21] estudios de energía en la locomoción humana han demostrado que la rodilla y el tobillo contribuyen de igual manera en la absorción de choques.

Durante la Mitad de la Fase de Apoyo

El control de la flexión de la rodilla continúa desde la fase de contacto del talón hasta el despegue de los dedos. El máximo ángulo de flexión de la rodilla es de 20° durante esta fase, y se presenta al inicio (fase de apoyo medio). Como el cuerpo se mueve sobre la rodilla estable, el empuje ascendente de la reacción del piso se mueve hacia la parte delantera del pie, así incrementando la dorsi-flexión del tobillo, causando que la rodilla este en un periodo de extensión. Durante esta fase el control de la pierna es por la interacción entre la rodilla y el tobillo, existiendo una actividad muscular mínima en los músculos que actúan sobre la rodilla y la cadera. [18]

La rodilla alcanza una vez más la posición de máxima extensión en esta fase al mismo tiempo que el talón deja de estar en contacto con el suelo; el grupo muscular de la pantorrilla proporciona la resistencia a la extensión de la rodilla y la dorsi-flexión. Al mismo tiempo que el talón deja el suelo, la rodilla inicia un nuevo periodo de flexión, principalmente por la acción muscular de la articulación de la cadera. Esta secuencia de flexión controlada durante el contacto del talón, permite una normal extensión gradual durante la fase de apoyo medio y la flexión controlada sirve de preparación para la oscilación y es un gran logro desde el punto de vista biomecánico porque permite una marcha suave y ahorro de energía en personas normales (que no han sufrido amputaciones). [18]

Fase de Despegue de los Dedos

Durante la fase despegue, la rodilla es llevada adelante por acción de la articulación de la cadera; además se mantiene un muy sensible balance entre las articulaciones de la cadera, la rodilla y el tobillo. Estas acciones combinadas tienen dos propósitos principales; mantener una suave progresión del cuerpo hacia adelante como un todo e iniciar los movimientos angulares de la siguiente fase de oscilación. Cuando inicia la flexión, la musculatura de la rodilla primero deberá resistir el efecto de la fuerza externa sobre el metatarso del pie. La rodilla es llevada hacia adelante por la acción de la articulación de la cadera y luego anterior a la línea de la fuerza que actúa hacia arriba sobre el pie. La rodilla debe invertir su acción para resistencia a la flexión; esto se presenta como un incremento en la actividad de los cuádriceps, además cierta actividad se percibe en el grupo de músculos isquiotibiales a manera de antagonismo. El grupo de las pantorrillas continúa proveyendo de flexión plantar durante toda la fase de despegue. Al momento que los dedos dejan el contacto con el suelo, la rodilla presenta un ángulo de 40 a 45 del máximo de 65 grados que se alcanza durante la fase de oscilación. [18]

Fase de Oscilación

El principal objetivo de la fase oscilación es conseguir un movimiento en el pie de una posición a otra de la forma más suave y evitando los típicos obstáculos de la superficie del suelo. [18] La fase de oscilación se puede subdividir en tres sub-fases; fase de aceleración, oscilación media, y desaceleración. Cada una requiere aproximadamente un tercio del tiempo de la fase de oscilación de una pierna. [17]

Fase de Aceleración

Al momento de iniciar la fase de oscilación, la pierna ha terminado una fase en la que la energía cinética ha incrementado por la extensión del tobillo y la flexión de la cadera al finalizar la fase de despegue de los dedos. [18]

Oscilación Media

En esta fase se experimenta un período de mínima actividad muscular, y la pierna se acelera hacia delante y abajo, como un péndulo que oscila alrededor de su punto de giro. [18]

Desaceleración Terminal (Acción isquiotibial)

Cerca del final de la fase de oscilación, la velocidad de la extensión de la rodilla se debe reducir para reducir la velocidad del pie previo al contacto del talón. El termino desaceleración terminal es acorde con la resistencia a la extensión que crean los músculos isquiotibiales. [18]

Los rangos de cada movimiento de la marcha humana normal se pueden describir de la siguiente forma:

- Contacto inicial: 0%
- Respuesta de carga: (0%-10%)
- Apoyo medio: (10%-30%)
- Apoyo terminal: (30%-50%)
- Fase de Pre-oscilación: (50%-60%)
- Oscilación inicial: (60%-70%)
- Oscilación media: (70%-85%)
- Oscilación terminal: (85%-100%)

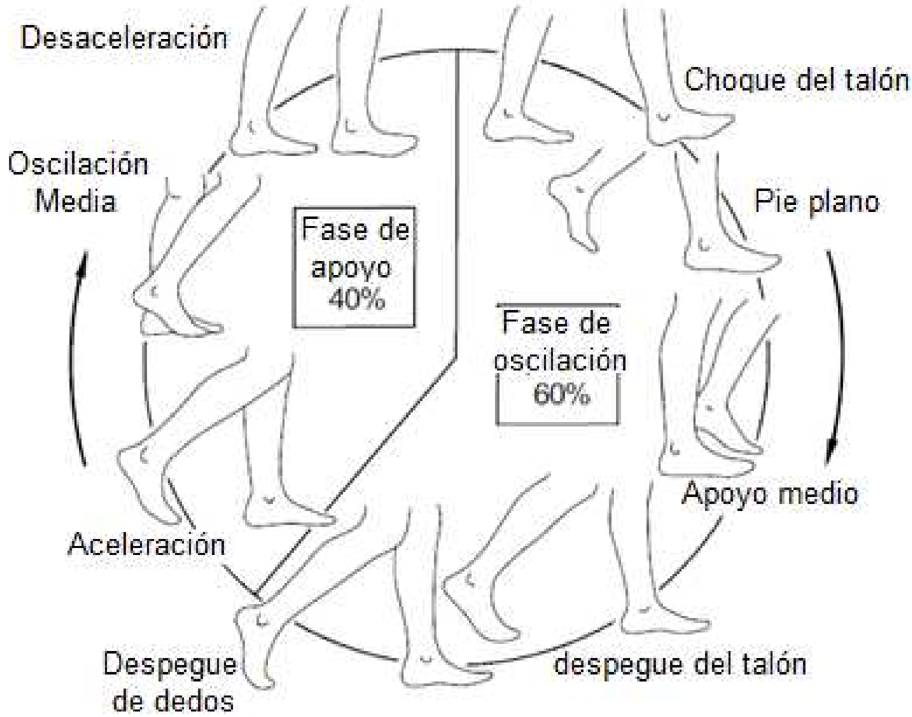


Figura 3.10. Ciclo de marcha normal: [19]

Las características cinemáticas que presenta un paso normal son las siguientes:

- Cadencia: 2 pasos/seg.
- Velocidad: 1.4/seg
- Longitud del paso completo: 1.5

Nota: son valores referenciales, no es algo específico debido a que cada persona tiene un paso y cadencia diferente.

3.3.3. Cargas Generadas

Las articulaciones de la extremidad inferior experimentan diferentes tipos de movimiento, el cual es resultado de los grados de libertad de cada articulación. Los movimientos de las articulaciones ayudan a generar la locomoción y a distribuir los esfuerzos durante el ciclo. En la figura 3.11, se presenta los movimientos de la articulación de rodilla en el plano sagital durante el ciclo de marcha normal. [22]

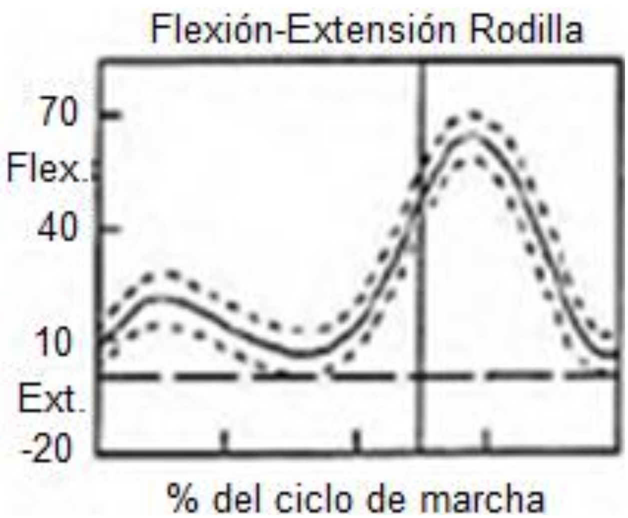
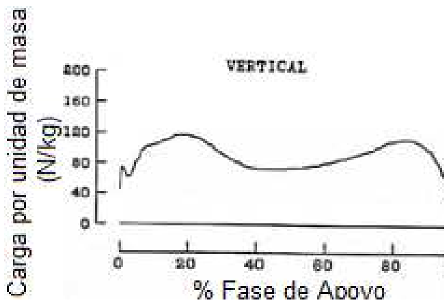
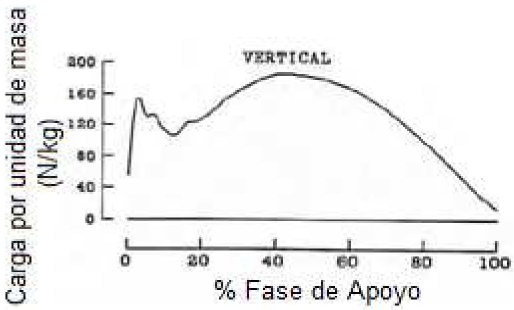


Figura 3.11. Movimientos de la articulación de rodilla. [22]

Durante la marcha normal las cargas generadas de la reacción del pie de apoyo con la superficie del suelo varían a través de todo el ciclo de marcha. Los mayores picos de esfuerzo están en la fase de apoyo, y durante la fase de oscilación los esfuerzos disminuyen drásticamente. La principal razón de este comportamiento en las cargas es porque durante la fase de apoyo una sola pierna recibe todo el peso del cuerpo, y durante la fase de oscilación solo actúa la gravedad, pero el peso de la pierna es mucho menor que el cuerpo entero, por lo cual el esfuerzo disminuye drásticamente. [22]





(a) (b)

Figura 3.12. Cargas generadas; (a) caminando, (b) corriendo. [22]

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO DEL MECANISMO DE LA PRÓTESIS DE RODILLA

El presente capítulo consta de dos secciones: el diseño de forma y el diseño asistido por computadora del mecanismo de la prótesis de rodilla (modelado virtual). En el diseño de forma se presentan los diferentes factores de influencia, modelo matemático de la prótesis transfemoral, tipos de mecanismos usados, características de los diseño policéntricos de cuatro barras, ventajas y beneficios, y la selección del tipo de mecanismo a diseñar. En el diseño asistido por computadora del mecanismo de la prótesis se presenta un análisis por elementos finitos utilizando ANSYS. El modelado virtual permite crear prototipos, analizar su estructura y resistencia bajo cargas estáticas y cíclicas (fatiga). Este análisis permitirá descubrir las secciones críticas del mecanismo y realizar modificaciones hasta alcanzar un mecanismo que cumpla con los requerimientos de diseño y obtener un apropiado factor de seguridad.

4.1. Diseño de Forma

En esta sección se presentaran los factores de influencia que afectan la biomecánica del mecanismo de la prótesis de rodilla, los criterios de estabilidad y las especificaciones de desempeño como parte de una completa investigación sobre el diseño de mecanismos policéntricos para prótesis de rodilla.

4.1.1. Factores biomecánicos de influencia del mecanismo policéntrico

Biomecánica de la Prótesis de Rodilla [23]

Los eslabonamientos de un mecanismo policéntrico ofrecen funciones mejoradas. El C.I. entre el muslo y la pierna inferior cambia a manera de mejorar las características de estabilidad de la rodilla, además mejora el rango de flexión de la rodilla.

Factores biomecánicos de influencia de prótesis de rodilla:

- El C.I. de rotación entre el muslo y la pierna inferior.
- La línea de carga.

- El momento de freno o torque generado por la prótesis de rodilla.
- El momento de la cadera ejercido por el amputado, el cual puede proveer control voluntario.

Biomecánica del Control de la Estabilidad de la Rodilla

Una prótesis restablece la habilidad del amputado de soportar peso y caminar en el lado del miembro residual. Para consumar esto, la rodilla debe realizar sus movimientos con seguridad, es decir, no se debe doblar o flexar bruscamente. Para lograr esto, la prótesis debe proveer seguridad mediante la estabilidad en la rodilla. [24]

La estabilidad de la rodilla está gobernada por varios factores:

- La longitud y la fuerza del miembro residual (muñón).
- El ajuste en la interfaz muñón-encaje.
- Alineamiento geométrico. Posiciones relativas entre las articulaciones de la cadera, la rodilla, y el tobillo.
- Las características funcionales de los mecanismos de la rodilla y el conjunto pie-tobillo.

4.1.2. Modelo matemático de una prótesis transfemoral.

El modelo matemático usado en este trabajo es el propuesto por C.W. Radcliffe. Este modelo de prótesis transfemoral de eje simple se basa en el efecto que crea el momento ejercido por la musculatura en la cadera. El principal objetivo del momento es cambiar la línea de carga al instante de contacto del talón y el despegue de los dedos. Este cambio en la línea de carga genera la zona de estabilidad en donde el C.I. debe estar ubicado para obtener las características de diseño deseadas.

4.1.2.1. Definición de la línea de carga

Es la línea a través de la cual actúa la fuerza equivalente durante el soporte de peso, rara vez esta fuerza actúa en línea directa desde el tobillo hasta la cadera. Actúa sobre un punto singular al nivel del encaje totalmente lleno hasta el centro de presión en la planta del pie. La ubicación de la línea de carga cambia constantemente durante la marcha con respecto al eje longitudinal geométrico o el eje anatómico longitudinal del lado no amputado. La dirección de la línea de carga está directamente relacionada con la estabilidad de la prótesis de rodilla. [25]

El amputado puede controlar la dirección de la línea de la carga (fig. 4.1) activando los músculos flexo-extensores en la articulación de la cadera del muñón. Esto conduce al concepto de **“control voluntario de la rodilla”**, el cual es de particular interés en el diseño y uso de algunos mecanismos de cuatro barras y otros mecanismos policéntricos. Personas con músculos débiles en la cadera tendrán muchos problemas de estabilidad, los cuales son difíciles de solucionar, incluso con mecanismos automáticos de antibloqueo. [25]

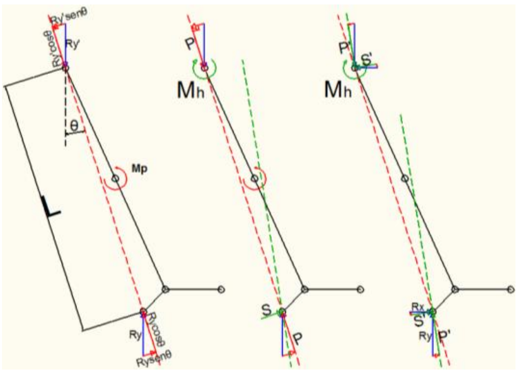


Figura 4.1. Modelo matemático; prótesis transfemoral, contacto del talón

Influencia de los momentos musculares sobre la dirección de la línea de carga

En la fig. 4.1 (a), se muestra el diagrama al instante que inicia el soporte del peso. Se observa la línea de carga en la prótesis al instante del contacto del talón, instante crítico en la fase de apoyo para la seguridad de la rodilla. (El punto de referencia es arbitrariamente seleccionado en la articulación de la cadera lo cual permite proceder con el análisis sin considerar la forma en la que se ajusta el encaje). En este caso el amputado no ejerce un momento de extensión sobre la rodilla, y la carga de la prótesis podría ser directa desde el punto de contacto en el talón hasta la cadera. La línea de carga pasa detrás del centro de la rodilla (C.I. de rotación del modelo de eje simple equivalente) y la rodilla podría combarse bajo la carga aplicada (es decir, se puede flexar o doblar repentinamente). Hasta este punto de análisis no se posee mecanismo alguno para evitar flexiones no requeridas. En la fig. 4.1 (b), se muestra el esquema de la prótesis cuando el amputado está ejerciendo un momento de extensión sobre la cadera. Esto tiende conducir el tobillo hacia atrás, por lo que se genera una fuerza de reacción hacia adelante. Esta pequeña componente de la fuerza de reacción inclina la dirección de la línea de carga hacia adelante del centro de rotación; como resultado se obtiene estabilidad en rodilla.

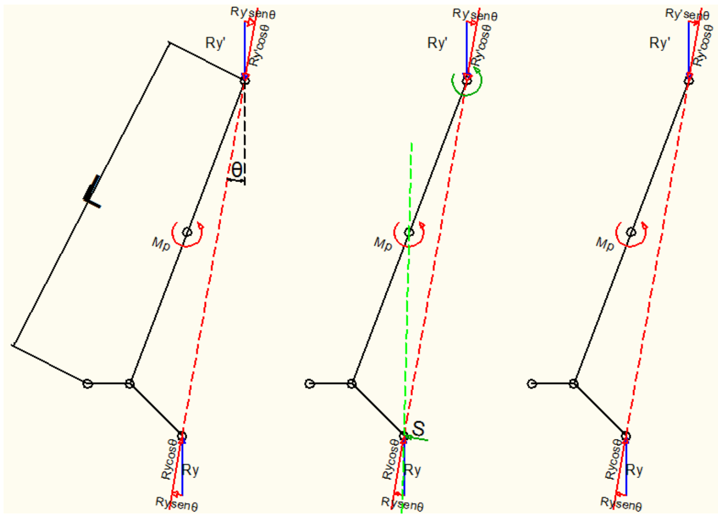


Figura 4.2 Modelo matemático; prótesis transfemoral, apoyo final

En la fig. 4.2 se puede observar que la posición de la línea de carga durante el despegue de los dedos; está relacionada con la carga “P” que se transmite a través de la prótesis hasta la articulación de la cadera y el momento $\mathbf{M}_H$ ejercido por el amputado, tanto en flexión como extensión. El momento de extensión $\mathbf{M}_H$ mueve la línea de carga delante de la cadera, y el momento flexor $\mathbf{M'}_H$ mueve la línea de carga a la parte trasera. [23]

4.1.2.2. Análisis del modelo matemático

Se inicia realizando un análisis en el diagrama de cuerpo libre de la prótesis transfemoral. Se realiza una suma de momentos con respecto al punto H. [25]

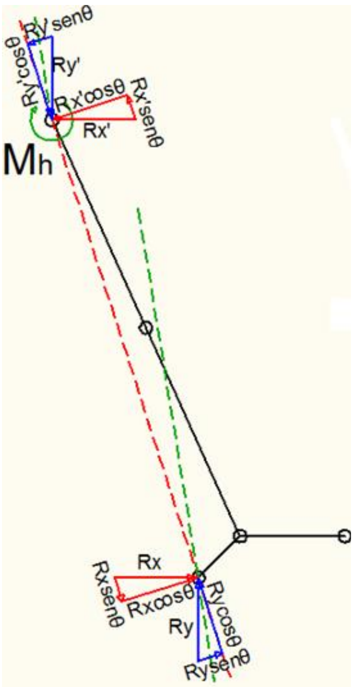


Figura 4.3. Modelo matemático de prótesis de rodilla

$$\sum M_H = 0;$$

$$-M_H + R_X * L * \cos\theta + R_Y * L * \operatorname{sen}\theta = 0\,;$$

$$M_H = L\,(R_X \cos\theta + R_Y \operatorname{sen}\theta);$$

$$M_H = S * L\,;$$

$$S = \frac{M_H}{L}\ \text{Ecuacion \#1}$$

A continuación se realiza un análisis de fuerzas y momentos de la rodilla en la pierna inferior. [25]

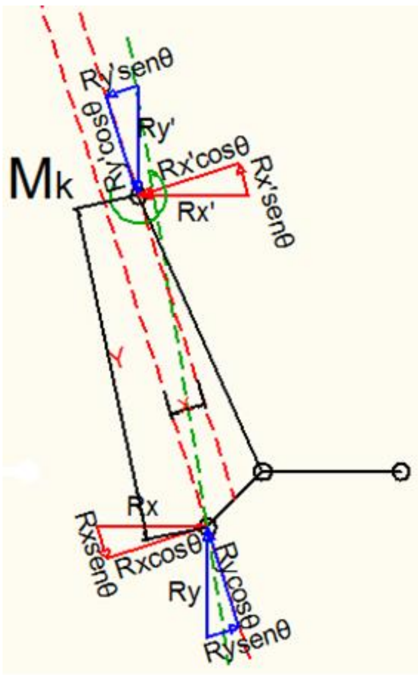


Figura 4.4. Modelo matemático de la ecuación de estabilidad

$$\sum \mathrm{M_K} = 0;$$

$$\mathrm{M_K} + \mathrm{R_X} * \cos\theta * \mathrm{Y} + \mathrm{R_X} * \operatorname{sen}\theta * \mathrm{X} - \mathrm{R_Y} * \cos\theta * \mathrm{X} + \mathrm{R_Y} * \operatorname{sen}\theta * \mathrm{Y} = 0;$$

$$\mathrm{M_K} - (-\mathrm{R_X} * \operatorname{sen}\theta + \mathrm{R_Y} * \cos\theta) * (\mathrm{X}) + (\mathrm{R_Y} * \operatorname{sen}\theta + \mathrm{R_X} * \cos\theta) * (\mathrm{Y}) = 0;$$

$$\mathrm{S} = \frac{\mathrm{P} * (\mathrm{X}) - \mathrm{M_K}}{(\mathrm{Y})};\ \text{Ecuacion \#2}$$

Usando la Ecu. 1 y 2 se obtiene la ecuación de "Estabilidad" para una prótesis transfemoral.

$$\mathrm{M_H} = \left(\frac{\mathrm{P}*(\mathrm{X})-\mathrm{M_K}}{(\mathrm{Y})}\right) * \mathrm{L};\quad \text{Ecuación \#3}$$

Los mecanismos de fricción típicamente proveen $\mathrm{M_k}$. $\mathrm{M_k}$, muchas veces excede el valor de $\mathrm{P} * \mathrm{X}$, entonces el momento requerido llegaría a ser cero durante el contacto del talón, por lo tanto $\mathrm{M_h} = 0$, pero al inicio del despegue incrementa el valor del momento flexor ejercido por los músculos lo cual incrementa la dificultad. Un mecanismo de cuatro barras típicamente no incorpora mecanismos de fricción (momento de quiebre), entonces $\mathrm{M_k} = 0$. [25]

$$\mathrm{M_K} = 0 \rightarrow \mathrm{M_H} = (\mathrm{P} * \mathrm{L}) * \left(\frac{(\mathrm{X})}{(\mathrm{Y})}\right);\ \text{Ecuación\#4}$$

Las coordenadas $x \wedge y$ del C.I. son importantes en el diseño de control voluntario del mecanismo de cuatro barras, pero es el ratio $\left(\frac{x}{y}\right)$ que se presenta como un factor principal. [25]

El momento requerido por la cadera puede reducirse de dos formas:

- Reducir x: "*se debe localizar la posición inicial del C.I. Línea T.A. La coordenada x, no debería incrementarse rápidamente como función de la flexión de rodilla*". [25]
- Incrementar y: "*para obtener un beneficio óptimo de elevar el C.I. la coordenada y no debe decrecer muy rápido como función de la flexión de la rodilla".* [25]

4.1.2.3. Equivalencia de modelos matemáticos

El mecanismo de la rodilla de cuatro barras es mecánicamente equivalente a una particular e hipotética rodilla de eje simple con sus centro de rotación coincidente con el C.I. de rotación del mecanismo policéntrico en un instante del movimiento analizado; es decir, para cada posición de la rodilla de cuatro barras, existe una rodilla de eje simple con su centro de rotación coincidente con el C.I. de rotación del mecanismo de cuatro barras. (Esta rodilla hipotética tiene su tornillo que funciona como eje de rodilla localizado en el C.I. equivalente de la rodilla de cuatro barras en cada instante de análisis). [26]

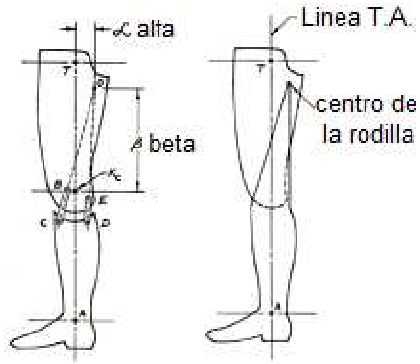


Figura 4.5. Equivalencia de modelos matemáticos: eje simple y M.4B. [26]

El movimiento y reacción mecánica del mecanismo de cuatro barras en posición de extensión es equivalente al mecanismo de eje simple mostrado en la Fig. 4.5. Muchas veces es más sencillo visualizar el C.I. en el modelo de un eje en lugar del modelo de cuatro barras. El C.I. del movimiento de cuatro barras cambia su posición cuando está en flexión, entonces el modelo equivalente será diferente para cada posición que ocupe. Por lo tanto, se debe tener cuidado de analizar al mecanismo de cuatro barras en la exacta posición angular de interés.

4.1.2.4. Efectos del mecanismo policéntrico

Con este mecanismo, el paciente obtiene una ventaja mecánica sobre la rodilla de eje simple. Esta ventaja mecánica es ganada en dos formas como resultado del levantamiento del C.I. [26]

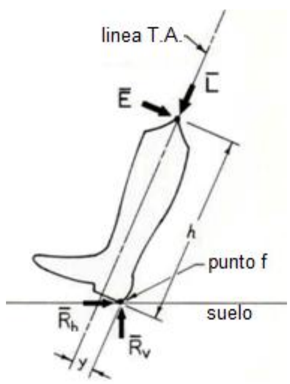


Figura 4.6. D.C.L. de la pierna inferior [26]

Beneficio #1

La fig. 4.6, es el diagrama de cuerpo libre de la **parte inferior equivalente de la prótesis de rodilla** (pierna inferior). La fuerza $\vec{\mathbf{L}}$ es el componente axial de la carga aplicada en el tornillo de la rodilla ejercido por la sección del muslo. La fuerza $\vec{\mathbf{E}}$ aplicada para extender el mecanismo de la rodilla, es aplicada por el muslo al tornillo de la rodilla. Las fuerzas $\overrightarrow{\mathbf{R_v}}$ y $\overrightarrow{\mathbf{R_h}}$ son las componentes horizontal y vertical de la fuerza de reacción del suelo. Para realizar un correcto análisis, se realiza una suma de momentos creados por estas fuerzas en el punto "$\mathbf{f}$". [26]

$$\vec{\mathbf{L}} * \mathrm{y} = \vec{\mathbf{E}} * \mathrm{h}\,;\ \left(\sum \mathbf{M_f} = 0\right) \quad \text{Ecuación \#5}$$

De la ecuación 5, si el centro de la rodilla es elevado, los valores de "$\mathbf{y}$", y $\vec{\mathbf{L}}$ permanecerán sin cambiar; si el valor de "h" incrementa, $\vec{\mathbf{E}}$ disminuye proporcionalmente. Esto significa que el momento que provocaba la flexión brusca de la rodilla es reducido; por lo tanto el paciente usa menor fuerza para mantener la rodilla en extensión.

Beneficio # 2

La figura 4.7, representa una típica prótesis de muslo sobre el muñón de un amputado transfemoral. Las fuerzas $\vec{\mathbf{W}}$ e $\vec{\mathbf{I}}$, son aplicados por el paciente sobre el encaje, (se asume que el $\vec{W}$ e $\vec{I}$ actúan aplicadas a lo largo de la línea T.K.A. [26]

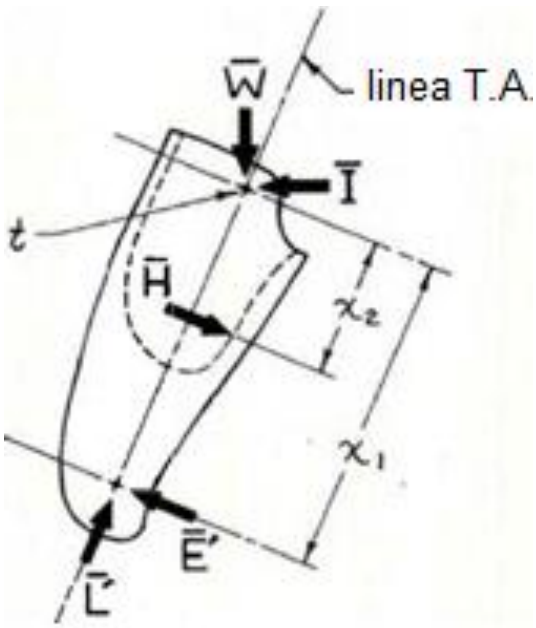


Figura 4.7. D.C.L. del encaje [26]

$\vec{\mathbf{L}'}$ es la componente de la reacción axial de la carga aplicada por la pierna inferior sobre el perno de la rodilla, $\vec{\mathbf{L}'} = -\vec{\mathbf{L}}$. $\vec{\mathbf{E}'}$ **,** es la fuerza aplicada por la pierna inferior para doblar la rodilla **(**$\vec{\mathbf{E}'} = -\vec{\mathbf{E}}$**).** $\vec{\mathbf{H}}$**,** es la fuerza de extensión aplicada por el muñón para mantener la pierna en extensión**.** $\boldsymbol{X_2}$**,** es el brazo de palanca efectivo sobre el miembro residual. Para analizar esta situación, la suma de momentos es asumida con respecto al punto “t”. [26]

$$\vec{\mathbf{H}} * X_2 = \vec{\mathbf{E}'} * \boldsymbol{X_1}; \ \left(\sum \boldsymbol{M_t} = \mathbf{0}\right); \text{Ecuación \#6}$$

Si el centro de la rodilla se eleva, el valor de $\mathbf{X_2}$ permanecerá constante. Además el valor de $\vec{\mathbf{E}}$ se reduce (como se demostró anteriormente), entonces en igual magnitud $\vec{\mathbf{E}'}$**;** $\vec{\mathbf{H}}$ disminuirá proporcionalmente. $\mathbf{X_1}$, podría decrecer, creando así una mayor disminución de $\vec{\mathbf{H}}$**; l**a segunda ventaja puede describirse como un incremento del brazo de palanca. [26]

Por lo tanto, elevando el C.I. se reduce el momento de flexión de la rodilla y se incrementa el brazo de palanca controlando dicho momento. Por estas características de diseño, la rodilla de cuatro barras puede proveer una flexión aproximadamente a la altura del K_c(centro anatómico), además de agregar estabilidad del C.I. de rotación proximal. En base a los modelos presentados en los diagramas de cuerpo libre, elevando el centro de la rodilla se reduce el momento de bloqueo (al contacto del talón) y se incrementa la ventaja mecánica (se incrementa el brazo de palanca) para controlar el momento. [26]

Estas características no son aplicables a ejes simples porque el C.I. se debería ubicar muy atrás y arriba, eso sacrificaría la apariencia cosmética de la prótesis. Mientras el mecanismo de cuatro barras puede proveer una flexión aproximadamente a la altura del K_c(centro anatómico), además de agregar estabilidad del C.I. de rotación proximal. [26]

4.1.3. Criterios de estabilidad de prótesis de rodilla

Diagrama de estabilidad [25]

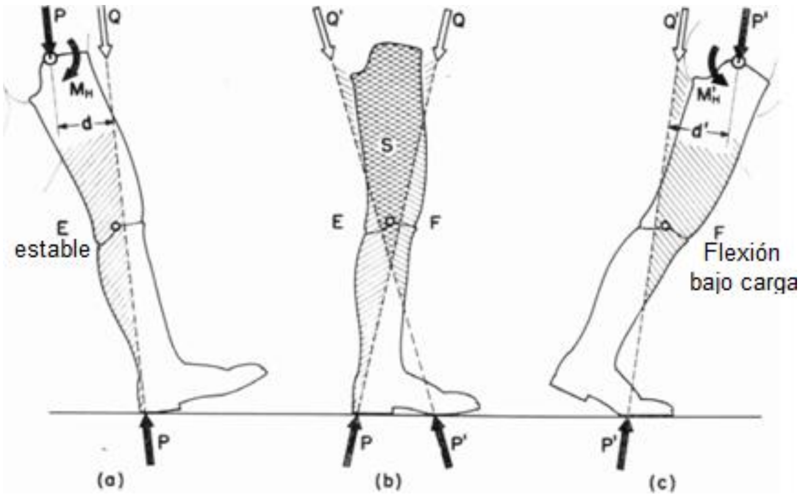


Figura 4.8. Zona de estabilidad voluntaria [23]

Una forma de comparar las características de estabilidad de los mecanismos de rodilla de eje simple y de la rodilla de cuatro barras es visualizando la contribución de la musculatura residual de la cadera en el lado amputado sobre la estabilidad de la rodilla durante la fase de apoyo.

Criterio de estabilidad: "cuando la línea de carga pasa anterior al eje de la articulación de la rodilla, la prótesis de rodilla es forzada a una completa extensión hasta el punto de máxima extensión. Para que la rodilla se flexe durante la fase de soporte de peso al final del despegue de los dedos, la línea de carga debe cambiar a la posición donde esta pase posterior al centro de la rodilla.” [23] [25]

La figura 4.8. (a), muestra al amputado ejerciendo el momento de extensión para mantener la rodilla estable durante el contacto del talón. La figura 4.8 (c), muestra al amputado ejerciendo el momento de flexión para mantener la rodilla estable durante el despegue de los dedos. Ambos caso están dentro de la fase de apoyo; es decir, están soportando peso. Es importante resaltar que la rodilla permanecerá estable si el C.I. de rotación es alineado detrás de la línea $\overline{\mathbf{PQ}}$, en la zona E para la extensión durante el contacto del talón y delante de la línea $\overline{\mathbf{P'Q'}}$, en la zona F para la flexión durante el despegue de los dedos. [23]

Área de control voluntario

En la figura 4.8. (b), se muestra la superposición de de áreas, donde se define la zona “S”, es que conocida como zona de control voluntario. Se puede variar las configuraciones de los mecanismos policéntricos para alinear el C.I. dentro de esta zona, y aún mantener las dos características deseadas: [23]

- Estabilidad durante el contacto del talón.
- La habilidad de iniciar la flexión de la rodilla de forma voluntaria previo al despegue.

Los alineamientos dentro de la región en forma de “V” variarán en función de los requerimientos para un buen funcionamiento por parte del amputado.

Modelo usado en el control voluntario

- Estos diagramas se podrían aplicar a cualquier método de ajuste del encaje asumiendo que el encaje es confortable y permita al amputado ejercer momentos musculares sobre la articulación de la cadera como se aprecia en esta vista lateral. [25]
- Se debe tener en cuenta que la línea de la fuerza de reacción del suelo no pasa a través del centro de la

articulación de la cadera, tanto en la fase del contacto del talón como en la fase de despegue. [25]

- Los diagramas en la Fig. 4.8, han sido dibujados para una típica prótesis transfemoral donde la estabilidad de la rodilla es determinada solamente por el alineamiento del centro de la rodilla (centro instantáneo). [25]
- Se asume que no se incorpora mecanismo de fricción alguno.
- Muchos amputados transfemorales tienen la habilidad de ejercer momentos musculares sobre la articulación de la cadera mucho más largos que los momentos requeridos en la Fig. 4.9
- Debería ser también obvio que los momentos de flexión y extensión sobre la cadera son absolutamente esenciales.
- Un amputado con una débil cadera no podría controlar una rodilla de eje simple sin mecanismos de fricción o seguros. [25]

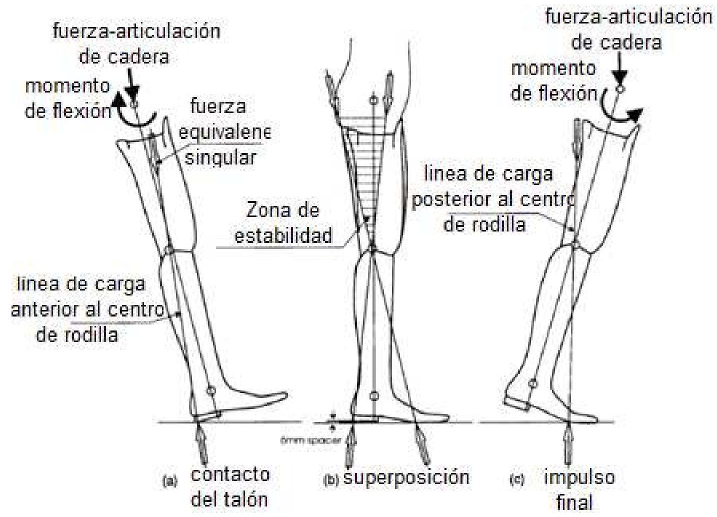


Figura 4.9. Diagrama de estabilidad [25]

Durante el contacto del talón [25]

En la figura 4.9, se muestran diagramas esquemáticos de fuerzas y momentos equivalentes sobre el pie y la articulación de la cadera de un típico amputado transfemoral capacitado con un mecanismo de rodilla de eje simple. [25]

Durante el contacto del talón, la línea de acción de la fuerza de reacción sobre el talón debería pasar delante del C.I. de la prótesis de rodilla con el objetivo de brindar estabilidad a la prótesis durante la fase del contacto del talón (absorción del choque). Como resultado el amputado puede “controlar” la orientación de la línea de carga empleando activamente un pequeño momento de extensión sobre la cadera.

Fase de despegue

Durante el impulso final, el amputado debería ser capaz de iniciar la flexión de la rodilla durante la transición a la fase de oscilación sin que la prótesis pierda contacto con el suelo. Esto es consumado por el momento flexor de la musculatura de la cadera la cual tiene el efecto de cambiar la orientación de la línea de carga a una posición ubicada detrás del centro de la articulación de la rodilla generando que la rodilla se flexe. [25]

4.1.4. Mecanismos de prótesis de rodilla de cuatro barras

Clasificación de mecanismos policéntricos para prótesis de rodilla. [25]

- Mecanismos de cuatro barras con un elevado C.I. de rotación. [25]
- Mecanismos de cuatro barras Hiper-estabilizado. [25]
- Mecanismos de cuatro barras de control voluntario. [25]

Mecanismos de cuatro barras con un elevado centro instantáneo de rotación

Diseño del mecanismo [25]

Este modelo típicamente tiene un largo elemento anterior y un corto elemento posterior. Ofrece una considerable estabilidad al contacto del talón y su beneficio primario para amputados con limitada habilidad para controlar la estabilidad a través de un activo control voluntario usando la función residual de la cadera en el lado amputado. [25]

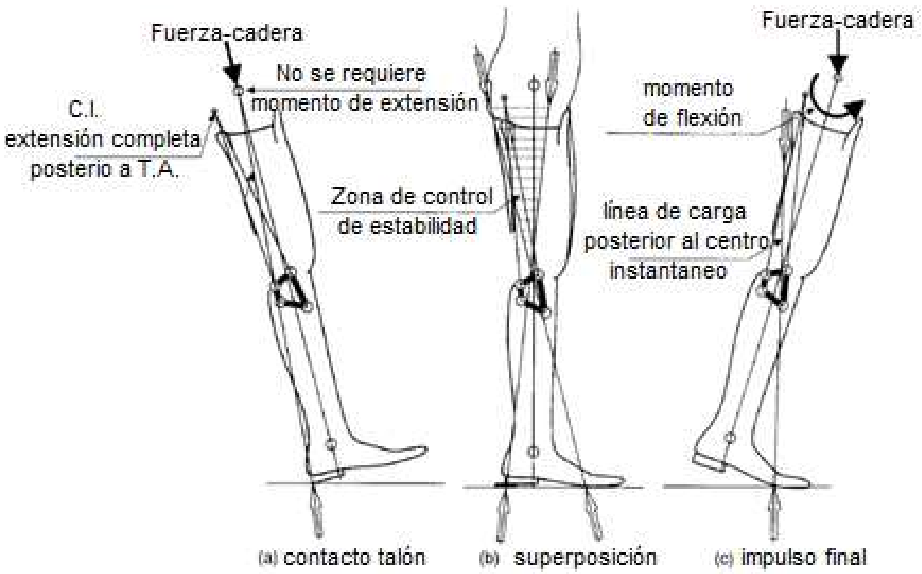


Figura 4.10. Mecanismo con elevado C.I. de rotación. [25]

Esto ha sido diseñado para dar una estabilidad extrema durante el contacto del talón gracias a que tiene el C.I. localizado considerablemente posterior a la línea de carga durante el contacto del talón en completa extensión de la rodilla. La rodilla es forzada a entrar en extensión y esencialmente esta cinemáticamente bloqueada (en extensión).

La localización elevada y posterior del C.I. permite la posibilidad de iniciar la flexión de la rodilla con un mínimo esfuerzo. A simple vista, este mecanismo presenta muchas ventajas para los amputados transfemorales. [25]

Este mecanismo de cuatro barras puede proveer una razonable apariencia cosmética en la flexión a 90°, pero se debe notar que para lograr una buena apariencia cosmética, el C.I. se debe mover hacia abajo rápidamente con la rodilla durante la flexión, lo cual se convierte en la principal limitante. Este brusco movimiento del C.I. no permite al amputado mantener el control de la rodilla al mismo tiempo que soporta el peso y se flexa pocos grados como resultado de un evento imprevisto. En contraste, un mecanismo de cuatro barras de rodilla con un C.I. elevado estará esencialmente asegurado en la extensión completa (durante el contacto del talón). Este mecanismo tiene un lugar específico brindando estabilidad a la rodilla, similar a las rodillas con seguro, típicos para amputados con problemas físicos. [25]

Mecanismos de cuatro barras Hiper-estabilizado.

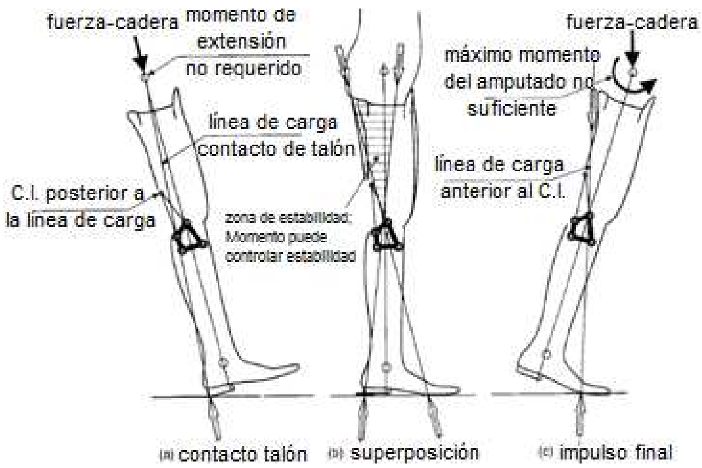


Figura 4.11. Mecanismo Hiper-estabilizado [25]

Durante la extensión total, el C.I. está localizado atrás de la línea de carga, por lo que no requiere un gran momento de extensión en la cadera. Además está situado cerca de la línea T.A. durante el contacto del talón. Al momento de despegue, el C.I. está detrás de la línea de carga e incluso con el máximo momento generado por la cadera del amputado no se podrá iniciar la flexión mientras permanezca soportando peso. Este diseño también es requisito para pacientes con muñón débil, lo cual requiere una rodilla con características de seguro durante la fase de apoyo. Se debe resaltar que una prótesis sobre-estabilizada con excesivo alineamiento de estabilidad puede traer muchos problemas para un amputado activo. Existen muchas actividades diarias que no se podrían hacer (porque la rodilla no flexaría de manera controlada). Actividades como subir escaleras, rampas, descenso de pie sobre pie, sentarse-pararse, podrían ocasionar calambres. [25]

Mecanismos de cuatro barras de control voluntario.

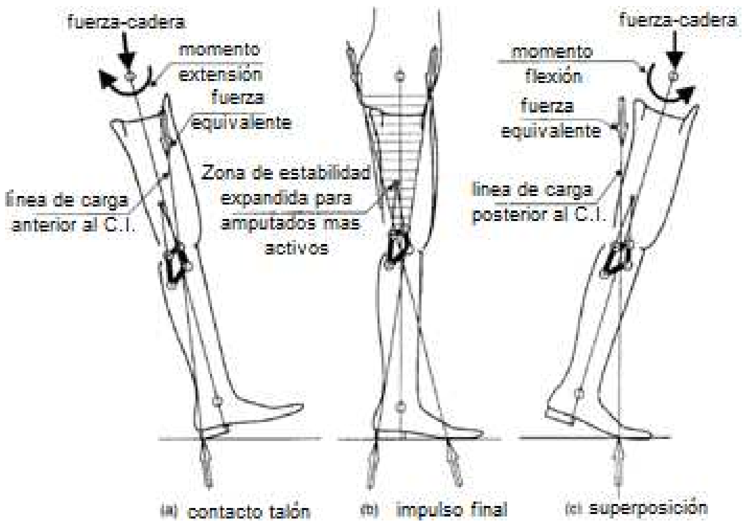


Figura 4.12. Mecanismo de control voluntario. [25]

Este mecanismo presenta el C.I. de rotación dentro de la zona de estabilidad, tanto al contacto de talón como al despegue del pie. En este diseño la elevación del C.I. no es tan grande como el mecanismo de C.I. elevado. Además el C.I. del mecanismo permanece elevado en la zona de estabilidad durante los primeros grados de descenso.

"*La trayectoria del C.I. para un mecanismo de cuatro barras de control voluntario no inicia extremadamente elevada o posterior en la extensión máxima. El C.I. se debe mover suavemente hacia adelante y abajo con el incremento de los ángulos de la flexión de la rodilla*". C.W. Radcliffe. [25]

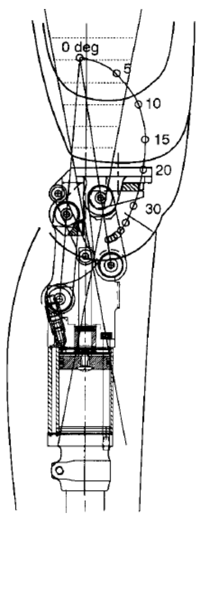


Figura 4.13. Mecanismo de control voluntario, Berkeley. [25]

En la figura 4.13, cada punto del C.I. es descrito (o marcado) con el correspondiente ángulo de flexión del encaje relativo a la pierna inferior de la prótesis. El “**control voluntario”** del mecanismo de cuatro barras no es solo diseñado para dar únicamente control voluntario la sobre la estabilidad de la rodilla durante el contacto del talón y al despegue; también para tener control sobre un rango limitado durante la flexión de la rodilla.

La capacidad actual de controlar el movimiento y la estabilidad de la rodilla flexada depende de las habilidades del amputado. El amputado siempre deseará poder reaccionar ante cualquier evento que pueda perturbar la estabilidad durante el soporte del peso, en particular al contacto del tobillo, para poder detener la tendencia de estar fuera de control y mover la rodilla a una posición estable en completa extensión. A medida que el amputado obtenga experiencia en el uso de “control voluntario” del mecanismo de cuatro barras, estas reacciones serán involuntarias; así es como un no-amputado sensa y reacciona para controlar la estabilidad de la rodilla. **El control voluntario más importante en la fase de apoyo, va desde los 10° primeros ángulos hasta la extensión total.** [25]

4.1.5. Especificaciones de Desempeño

Es necesario definir las principales características tanto mecánicas como cosméticas que se obtienen con el uso de mecanismos policéntricos. La rodilla de mecanismo de 4 barras es una específica clase de rodilla de mecanismo policéntrico. Este mecanismo se caracteriza por cuatro elementos unidos por cuatro puntos diferentes; estos elementos representan el muslo, la pierna inferior y los dos eslabones de unión.

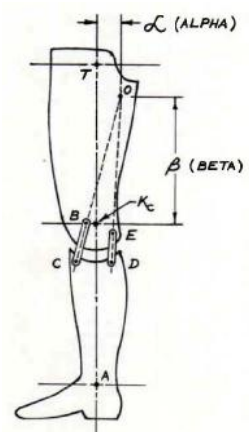


Figura 4.14. Eslabones del mecanismo policéntrico [26]

La figura 4.14, describe los puntos de los eslabones. El muslo se puede considerar como un eslabón de unión para los puntos E y B, este eslabón se define como $\overline{\mathbf{BE}}$. La pierna inferior se puede considerar como un eslabón de unión para los puntos C y D, este eslabón se define como $\overline{\mathbf{CD}}$. Los eslabones $\overline{\mathbf{BC}}$ y $\overline{\mathbf{ED}}$, son los eslabones anterior y posterios. Los eslabones $\overline{\mathbf{BE}}$,$\overline{\mathbf{CD}}$, $\overline{\mathbf{BC}}$ y $\overline{\mathbf{ED}}$ conforman el mecanismo policéntrico de la rodilla de cuatro barras. [26]

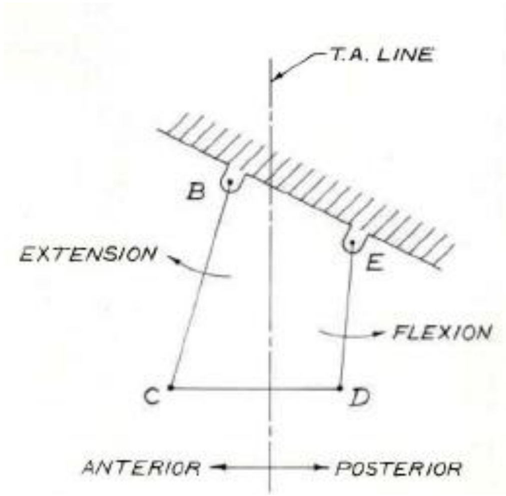


Figura 4.15. Modelo matemático de cuatro barras [26]

4.1.5.1. Estabilidad del mecanismo durante la fase de apoyo

Estabilidad Alfa (α) [26]

Se usa la teoría de la línea T.K.A. como método de alineamiento de una rodilla simple. La estabilidad de un sistema de rodilla de cuatro barras determinada usando la misma teoría. En este caso, el centro de la rodilla será el C.I. de rotación teórico. Este punto deberá ser determinado para cada posición en cuestión.

La estabilidad Alfa del sistema está en función de la posición horizontal del C.I. de rotación relativo a la línea TA. Para que el sistema se considere estable cuando esté soportando peso, la coordenada horizontal del C.I. de rotación debe estar posterior a la línea TA. Figura 4.15

"La "Estabilidad" del sistema es estimada midiendo la distancia horizontal desde la línea T.A. al C.I.; Esta distancia se denomina ALFA (α)". Michael P. Greene. [26]

Cuando alfa es positivo (α: $+$), la posición horizontal del C.I. es posterior a la línea T.A. Esto se conoce como condición estable. Cuando alfa es negativo (α: $-$), la posición horizontal del C.I. es anterior a la línea TA. Esto se conoce como condición inestable. La rodilla de eje simple presenta $\alpha = 0$, cuando está en extensión completa. A medida que se inicia la flexión, α: $-$, por lo tanto su comportamiento es inestable. La rodilla policéntrica de cuatro barras, presenta α: $+$ durante la extensión completa; entonces, a medida que la flexión inicia, α tiende a valores positivos pequeños, pero permanece positiva durante los primeros grados de flexión, lo cual garantiza estabilidad.

Estabilidad beta ($\boldsymbol{\beta}$)

La posición vertical del C.I. de rotación debe ser más elevada que el centro de la rodilla K_c (centro cosmético o anatómico, Fig. 4.14). El valor β es la diferencia vertical entre K_c y la posición del C.I. El valor β nos da un valor relativo para comparar los diferentes diseños de mecanismos de cuatro barras con los de eje simple. El valor β es positivo si la posición del C.I. es superior al centro anatómico y negativo si es inferior. [26]

4.1.5.2. Acortamiento de la prótesis de rodilla

Las prótesis de rodilla con mecanismos de eje simple presentan el problema de no poseer un claro, espacio libre entre el suelo y la base de la prótesis, al momento de la fase oscilatoria (Fig. 4.16).

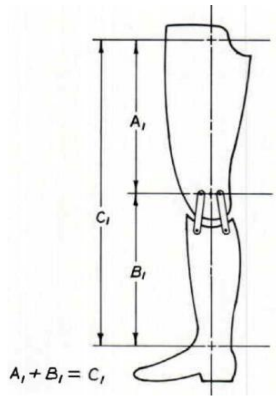


Figura 4.16. Longitud de la prótesis [26]

El problema de falta de claro durante la oscilación es solucionado por los mecanismos policéntricos. En las prótesis con mecanismo policéntrico de cuatro barras la longitud total de la prótesis se acorta automáticamente cuando pasa de la fase de extensión a oscilación; por lo tanto el movimiento que simula el mecanismo es una aproximación al movimiento real de la rodilla. Además, cuando la rodilla del paciente se flexiona 90° (posición de sentado) la longitud total del mecanismo se “acorta” como lo hace durante la flexión. Esto simula el movimiento natural humano. Estas características permiten, al momento de sentarse, la apariencia de una pierna normal.

El problema de falta de claro (es decir que la prótesis no acorta la longitud natural) es más evidente al momento de sentarse, ubicar las piernas debajo de escritorios o mesas bajas. Cuando se sienta en una silla muy baja, el amputado es forzado a estar en una posición incómoda con una excesiva flexión de la cadera; lo cual es ergonómicamente inaceptable. La Fig. 4.16, presenta un mecanismo de cuatro barras, extensión completa. A_1, es la longitud del muslo, B_1 es la distancia que representa la pierna inferior y C_1 la longitud de la prótesis.

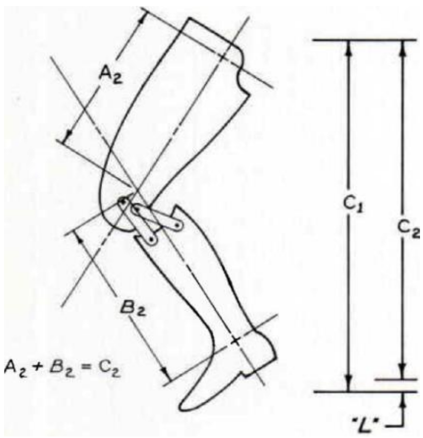


Figura 4.17. Claro del mecanismo [26]

La Figura 4.17 representa el mecanismo a 65° (Flexión); posición generalmente aceptada a la mitad de la fase de oscilación como referencia. Como se puede observar, se crea un claro entre la prótesis y el suelo, $\mathrm{L} = \mathrm{C}_1 - \mathrm{C}_2$ a 65°. El mecanismo de cuatro barras evita estos problemas porque “reduce” la longitud de la extremidad. El valor “L”, es un valor comparativo a 65° (se compara con los diferentes mecanismos para obtener el que muestre las mejores características). A 90° se define el valor “S” ($S = C_1 - C_2$) para comparar como se “acorta” la longitud de la prótesis en esta posición. [26]

4.1.5.3. Aceleración y desaceleración en la fase de oscilación

Las rodillas policéntricas presentan un comportamiento no lineal en su operación. A medida que la posición de la pierna inferior cambia, la aceleración (o desaceleración) varía relativamente con la posición. Esta variación puede ser no lineal, dependiendo del mecanismo de cuatro barras usado. Por lo tanto, es posible diseñar una rodilla con movimientos de características similares al movimiento humano.

Para entender la aceleración–desaceleración del mecanismo de cuatro barras, la pierna inferior puede ser comparada con el péndulo del reloj. Disminuyendo el peso del péndulo, el brazo efectivo del péndulo es "alargado". Este ajuste hace más lento el movimiento del péndulo. En el movimiento de la rodilla de cuatro barras, el brazo del momento del péndulo se incrementa al igual que el C.I. se mueve proximalmente durante la flexión. Esta acción hace lento el movimiento y causa el fenómeno de desaceleración. Inversamente, cuando el C.I. se mueve distalmente, la pierna inferior se acelera. [26]

4.1.5.4. Consumo de Energía

El amputado consume grandes cantidades de energía durante la marcha normal por la actividad muscular. La actividad muscular genera las fuerzas requeridas para realizar los movimientos. Con los valores α y β de estabilidad, la fuerza requerida ($\vec{F}_{requerida}$) disminuye, entonces la **energía consumida** disminuye también. Las prótesis de cuatro barras se pueden acortar cuando pasan de extensión a flexión, lo cual evita perdidas de energía en el amputado. Por lo tanto el paciente no requerirá hacer movimientos forzosos en la cadera, como circunvalaciones, elevo excesivo de la cadera. La característica de acortamiento de la prótesis, evita que el amputado mueva la cadera excesivamente de hacia arriba y abajo, lo cual genera movimiento más amplios en el centro de gravedad, implicando un mayor consumo de energía. “L” es una medida del acortamiento, y con un correcto diseño y control de esta cantidad, la perdida de energía disminuye. [26]

Propiedades de aceleración y desaceleración de los diferentes diseños de de mecanismos de cuatro barras contribuyen al ahorro de energía. Además la precisión y la eficiencia del mecanismo pueden contribuir en cierta medida al ahorro de energía. [26]

4.2. Síntesis del Diseño de Forma

Para concebir un correcto diseño de forma en base a la investigación preliminar, factores de influencia y las especificaciones de desempeño requeridas se procederá a la selección de la configuración de los eslabonamientos del mecanismo la prótesis de rodilla que proporcione un adecuado centrodo que cumpla los requerimientos de diseño.

Previo a una correcta síntesis del mecanismo se definirán las características físicas del amputado que usará prótesis transfemoral. Para este tipo de análisis se requieren laboratorios de biomecánica, pero en el caso de la presente tesis se diseñará solo el mecanismo de la rodilla. Las dimensiones de la extremidad inferior se pueden obtener usando las relaciones de parametrización.

Tabla 4.1 Caso de estudio

Estatura	**172 cm**
Peso	**65 Kg**

Típicos valores de la marcha normal de una persona son los siguientes. [22]

Tabla 4.2 Caso de estudio – ciclo de marcha

F. de apoyo	**60%**
F. de oscilación	40%
Longitud del paso	106 cm
ciclo	0.9 seg
Cadencia (pasos/min)	134
Velocidad (cm/seg)	1.7

4.2.1. Selección del tipo de configuración del mecanismo

Como se mostro en la sección 4.1.4, existen tres configuraciones básicas que permiten crear un sin número de variaciones para las ubicaciones de los C.I. y dimensiones de los eslabonamientos. Con pequeños cambios en los eslabonamientos, las características cinemáticas pueden cambiar dramáticamente.

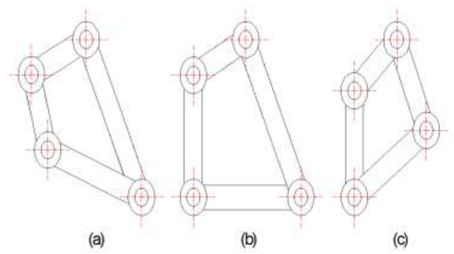


Figura 4.18. Tipos de configuración

Para comparar el efecto de los cambios en la configuración del mecanismo sobre el centrodo se desarrollo un programa en MATLAB para determinar la curva del centrodo del mecanismo y el claro que presente cada configuración durante la fase de oscilación. Las configuraciones utilizadas en el presente estudio presentan los diferentes mecanismos policéntricos con eslabones de dimensiones similares para poder comparar el efecto de cada configuración sobre el centrodo. [27]

Tabla 4.3 Configuración N° 1

PARAMETROS DE INGRESO	VALORES (cm)
Ingrese la coordenada XOA:	1
Ingrese la coordenada YOA:	1
Ingrese la coordenada AX1:	0
Ingrese la coordenada AY1:	4
Ingrese la coordenada BX1:	2
Ingrese la coordenada BY1:	6
Ingrese la coordenada XOB:	6
Ingrese la coordenada YOB:	0

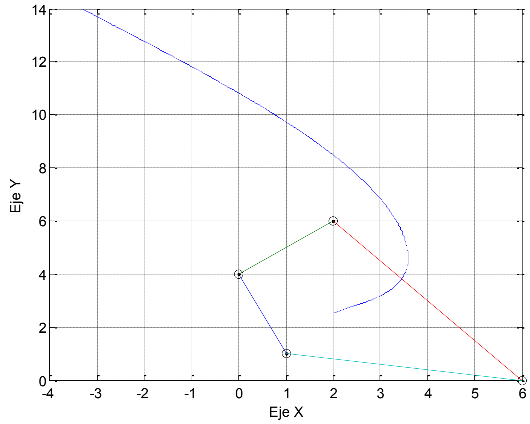


Figura 4.19. Configuración N°1; híper-estabilizada

Tabla 4.4 Características-configuración N°1

Máximo C.I. Y:	14.0000
Mínimo C.I. Y:	2.5451
Máximo C.I. X:	3.5915
Mínimo C.I. X:	-3.3333
Máximo Claro:	0.6756
Mínimo Claro:	-0.1623
Claro 65°:	0.5986
Claro 90°:	0.6723

Tabla 4.5 Configuración N°2

PARAMETROS DE INGRESO	VALORES (cm)
Ingrese la coordenada XOA:	0
Ingrese la coordenada YOA:	0
Ingrese la coordenada AX1:	1
Ingrese la coordenada AY1:	5
Ingrese la coordenada BX1:	3
Ingrese la coordenada BY1:	5
Ingrese la coordenada XOB:	6
Ingrese la coordenada YOB:	0

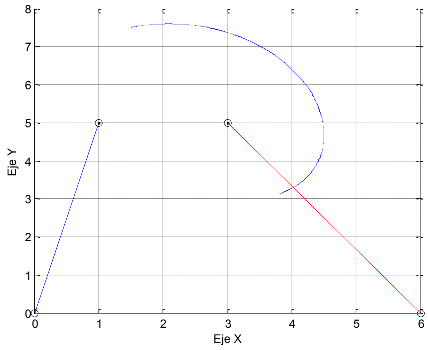


Figura 4.20. Configuración N°2; elevado C.I.

Tabla 4.6 Características-configuración N°2

Máximo C.I. Y:	7.6033
Mínimo C.I. Y:	3.1312
Máximo C.I. X:	4.5015
Mínimo C.I. X:	1.5000
Máximo Claro:	1.7677
Mínimo Claro:	8.8818e-016
Claro 65°:	1.2385
Claro 90°:	1.5999

Tabla 4.7 Configuración N°3

PARAMETROS DE INGRESO	VALORES (cm)
Ingrese la coordenada XOA:	0
Ingrese la coordenada YOA:	0
Ingrese la coordenada AX1:	1
Ingrese la coordenada AY1:	5
Ingrese la coordenada BX1:	3
Ingrese la coordenada BY1:	6
Ingrese la coordenada XOB:	4
Ingrese la coordenada YOB:	3

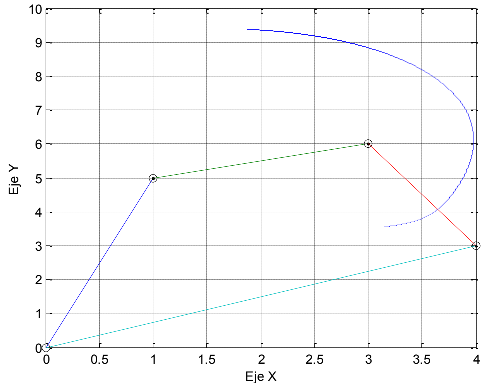


Figura 4.21. Configuración N°3; Control Voluntario

Tabla 4.8 Características-configuración N°3

Máximo C.I. Y:	9.3750
Mínimo C.I. Y:	3.5440
Máximo C.I. X:	3.9789
Mínimo C.I. X:	1.8750
Máximo Claro:	1.2506
Mínimo Claro:	0
Claro 65°:	1.1543
Claro 90°:	1.2443

4.2.2. Matriz de Selección

Los factores de selección son las especificaciones de desempeño que la configuración debe poseer para permitir al amputado realizar los movimientos durante el ciclo de marcha de forma segura, estable y con poco esfuerzo:

- Factor # 1: El diseño del mecanismo debe poseer estabilidad durante la marcha normal mediante el uso de los momentos ejercidos por músculos en el muñón.
- Factor # 2: La configuración del eslabonamiento debe permitir control voluntario durante los 10 primeros grados de flexión durante la fase de apoyo.
- Factor # 3: La configuración del eslabonamiento debe permitir control voluntario en pequeños rangos previo a la fase de despegue (cambio de fase de apoyo a fase de oscilación).
- Factor # 4: El diseño del mecanismo debe ser ergonómico para no provocar molestias en el muñón debido a la alta sensibilidad que algunos amputados presentan en dicha sección.
- Factor # 5: El centrodo del mecanismo no debe ser muy elevado. Además, durante el movimiento de descenso las variaciones en la altura (posición “Y” del C.I.) no deben experimentar grandes cambios sobre todo en el rango de los primeros 10° en los que inicia la fase de apoyo para que el paciente experimente la marcha normal como un movimiento suave.

- Factor # 6: La configuración debe presentar claros en la longitud total para evitar que el amputado arrastre la prótesis durante la transición de la fase de apoyo a la fase de oscilación.

Tabla 4.9 Matriz de Selección

	F - 1	F - 2	F - 3	F - 4	F - 5	F - 6	Rango
Factor de ponderación	0.165	0.167	0.167	0.167	0.167	0.165	1.0
Conf. #1	$\frac{9}{1.485}$	$\frac{9}{1.503}$	$\frac{2}{0.334}$	$\frac{1}{0.167}$	$\frac{2}{0.334}$	$\frac{1}{0.165}$	3.988
Conf. #2	$\frac{9}{1.485}$	$\frac{9}{1.503}$	$\frac{2}{0.334}$	$\frac{1}{0.167}$	$\frac{7}{1.169}$	$\frac{5}{0.825}$	5.483
Conf. #3	$\frac{9}{1.485}$	$\frac{9}{1.503}$	$\frac{9}{1.503}$	$\frac{9}{1.503}$	$\frac{9}{1.503}$	$\frac{9}{1.485}$	8.982

El mejor puntaje es de la tercera configuración; configuración de control voluntario. También es muy notorio que el centrodo de la configuración número dos presenta cualidades únicas, como un C.I. de rotación que su elevación permanece casi invariante durante los primeros grados que la rodilla empieza a flexarse. La configuración N°2, presenta una curva suave y sería ideal tener una curva que presente las características de la configuración N°2 y N°3.

4.2.3. Síntesis del mecanismo policéntrico de cuatro barras

Para la configuración seleccionada, existen muchas variaciones en función del dimensionamiento de los eslabones y la ubicación de los C.I. permanentes. Para evitar cálculos y análisis repetitivos se desarrollo un programa en MATLAB en base a las ecuaciones de movimiento fundamentales de mecanismos de cuatro barras. En prótesis, el ángulo de la biela es la variable de entrada permitiendo obtener las posiciones del eslabonamiento, el centrodo y el claro; variables que se graficarán conforme el ángulo de flexión de la rodilla incrementa hasta 130°. De esta manera es posible contrastar las características deseadas que ofrecen diferentes variaciones de la configuración de control voluntario en un menor tiempo. También se obtienen los valores principales del “claro” en la ubicación de 65° y 90° de flexión de rodilla. [27]

Para obtener una curva de centrodo que cumpla las condiciones de ser un mecanismo policéntrico de control voluntario fue necesario realizar 307 iteraciones. La principal razón del gran número de iteraciones para obtener una configuración que cumpla los requerimientos es la complejidad de obtener una curva de centrodo que se mantenga constante o con una mínima variación en su altura durante los primeros 10° de flexión.

Después del proceso de iteración se obtuvo la ubicación de los ejes de los eslabones del mecanismo para la configuración de control voluntario y las características deseadas.

Tabla 4.10 Configuración de control voluntario del mecanismo

PARAMETROS DE INGRESO	VALORES (cm)
Ingrese la coordenada XOA:	0
Ingrese la coordenada YOA:	0
Ingrese la coordenada AX1:	0
Ingrese la coordenada AY1:	6.5
Ingrese la coordenada BX1:	3
Ingrese la coordenada BY1:	7
Ingrese la coordenada XOB:	4.5
Ingrese la coordenada YOB:	1.5

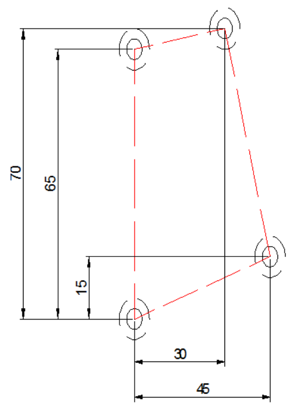


Figura 4.22. Ubicación de C.I. permanentes

Tabla 4.11 Características de configuración seleccionada

Características	Cantidad (cm)
S:	3.0414
L:	6.5
P:	4.7434
Q:	5.7009
CADENA CINEMATICA DE DE CLASE I:	Grashoff
S+L:	9.5414
P+Q:	10.4443

Tabla 4.12. Características del Centrodo

Características	Cantidad (cm)
Máximo YI:	18.4185
Mínimo YI:	3.7041
Máximo XI:	7.7419
Mínimo XI:	0
C.I. X – 0° flexión:	0
C.I. Y – 0° flexión:	18.0000
C.I. X – 6° flexión:	3.5368
C.I. Y – 6° flexión:	18.1943
C.I. X – 10° flexión:	5.5949
C.I. Y – 10° flexión:	16.9745
C.I. X – 25° flexión:	7.6086
C.I. Y – 25° flexión:	9.6608
Claro máximo:	2.3960
Claro mínimo:	0
L - 65°:	2.3920
S - 90°:	2.2993

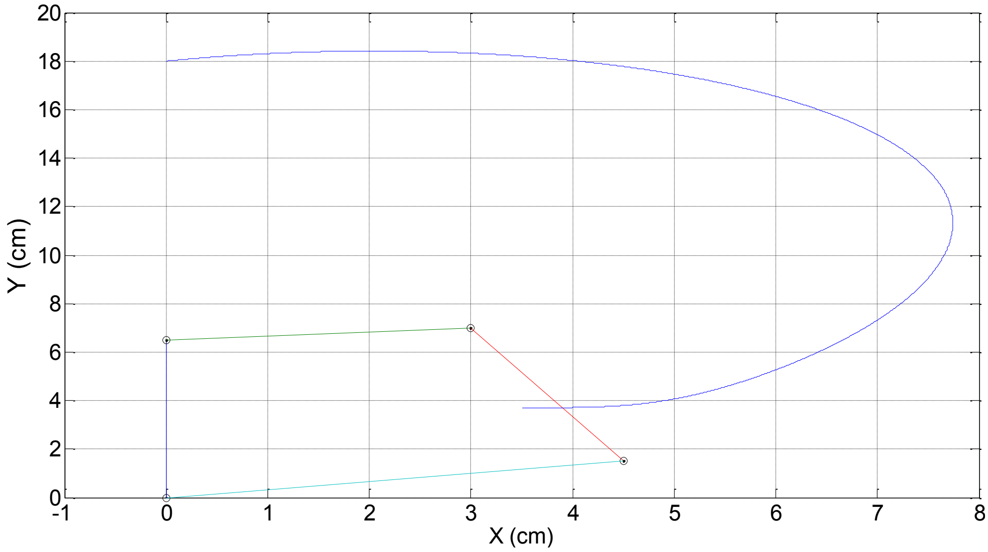


Figura 4.23. Centrodo de la Configuración de prótesis de rodilla.

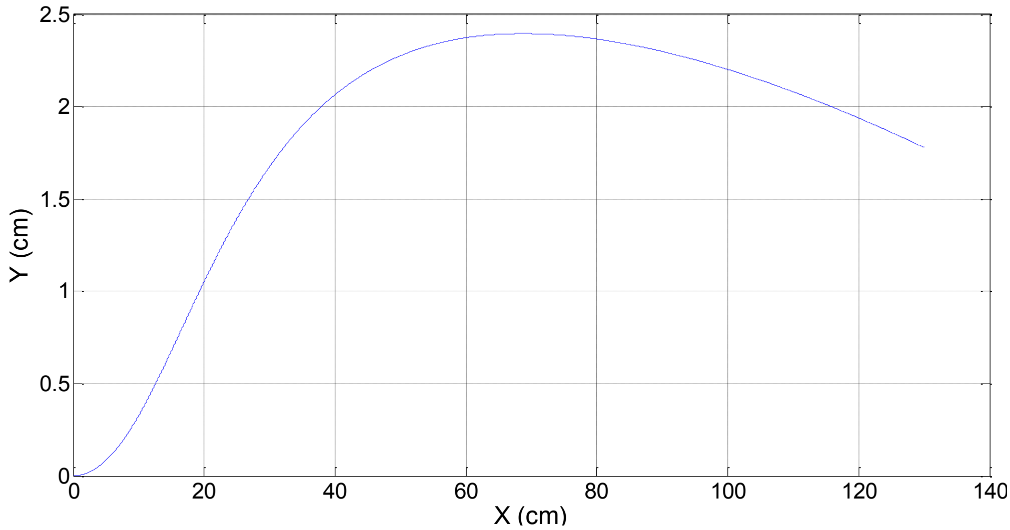


Figura 4.24. Claro del mecanismo policéntrico durante ciclo de marcha.

4.3. Modelo Matemático de cargas aplicadas durante el ciclo de marcha

Para dimensionar el mecanismo se debe analizar el ciclo de marcha normal para definir un modelo matemático en base a cómo actúan las cargas y cuáles son las fases más críticas que se presentan para así poder obtener los espesores que resistirán las cargas cíclicas durante la marcha normal.

Grafico de los movimientos de la extremidad inferior.

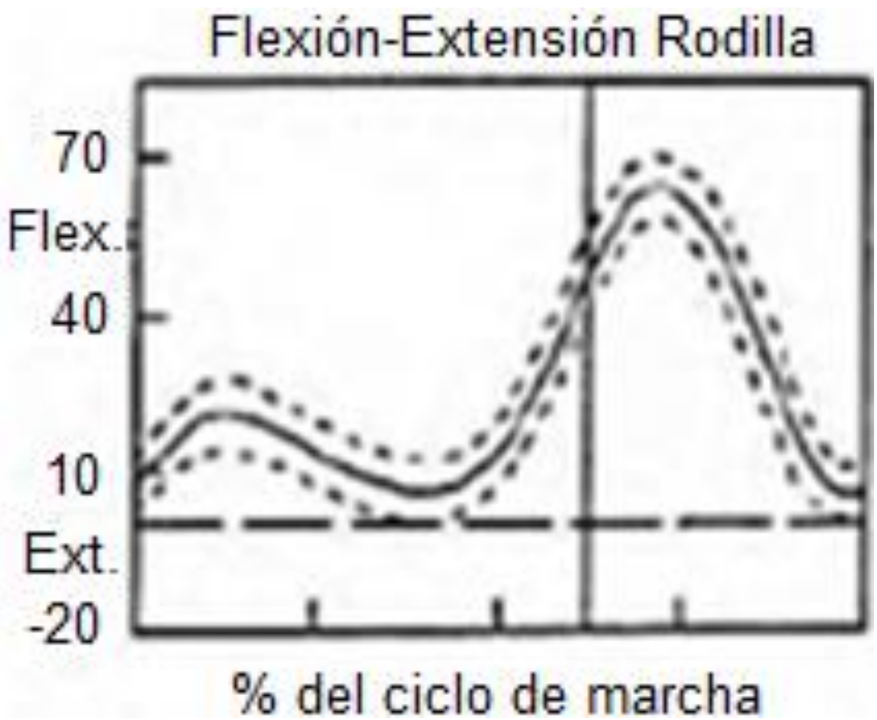


Figura 4.25. Movimiento de la articulación de la rodilla. [22]

Grafico de las cargas normales

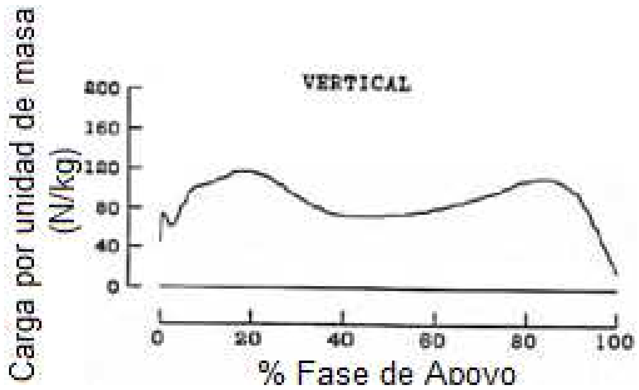


Figura 4.26. Reacción con el suelo, N/Kg. [22]

El momento requerido para la estabilidad esta dado por la ecuación de estabilidad, ecuación N°4 y la fuerza S, es una consecuencia de este momento cuya principal función es cambiar la dirección de la línea de carga para brindar estabilidad al sistema humano-mecanismo. De la figura 4.26, se observa que las cargas normales máximas van de 1.2 a 1.5 veces el peso. [22] Este es un efecto del movimiento inercial de todo el conjunto de la extremidad inferior durante la marcha normal. Durante la fase de apoyo todo peso es aplicado sobre la pierna que está en contacto con el suelo, en contraste durante la fase de oscilación la pierna esta en un movimiento de oscilación como un péndulo en el que solo actúa su propio peso. Esto define claramente la etapa en la que la rodilla esta bajo una carga crítica máxima y mínima.

Modelo matemático de cargas aplicadas

Fase de oscilación

La carga generada durante la fase de oscilación es solamente por el peso de la prótesis, pero su valor es mucho menor que la carga total generada durante la fase de apoyo por el peso del cuerpo humano. El peso de la prótesis depende de los materiales que se utilice para su fabricación; materiales que por lo general presentan buenas propiedades mecánicas y poco peso. Para el modelo matemático del presente trabajo de tesis se considerará que la carga durante la fase de oscilación es cero por dos razones principales: la primera es el bajo valor de la carga generada por el peso de la prótesis; la segunda es la necesidad de simplificar el modelo matemático del diseño mecánico para luego verificar los datos usando el modelado virtual.

Fase de apoyo

El análisis de la fase de apoyo se la realiza en tres puntos, al contacto del talón, el apoyo total de la planta del pie, y previo al despegue de los dedos en el impulso final.

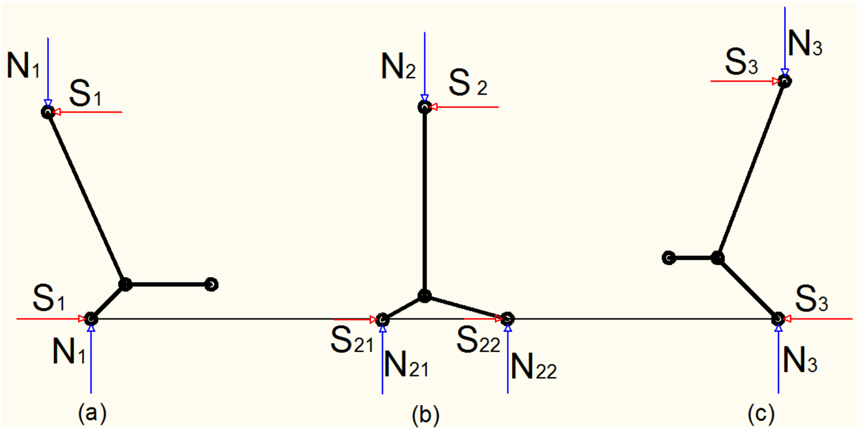


Figura 4.27. Modelo matemático: puntos críticos (a) contacto inicial, (b) apoyo medio, (c) apoyo final

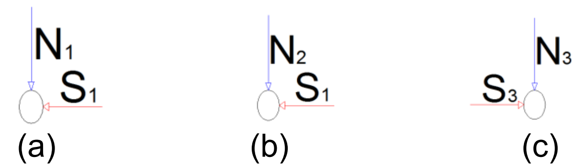


Figura 4.28. Carga sobre el sistema de la rodilla; (a) contacto inicial, (b) apoyo medio, (c) apoyo final

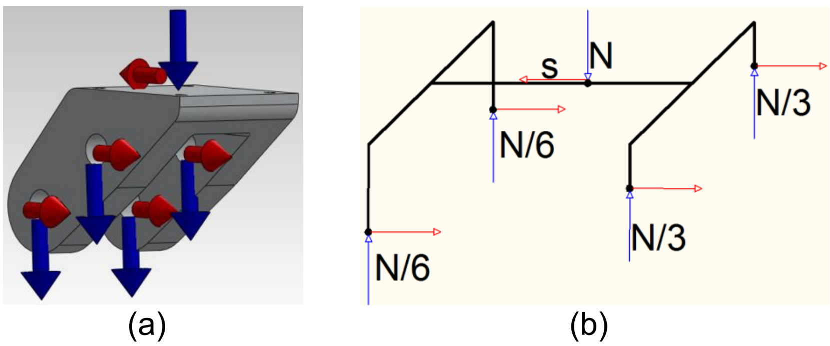
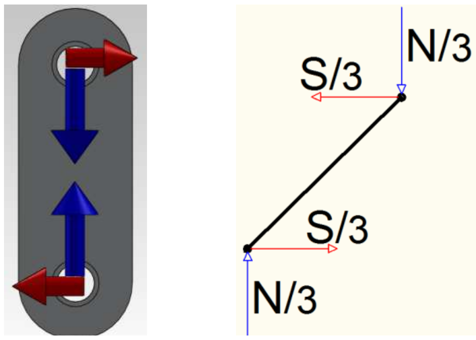
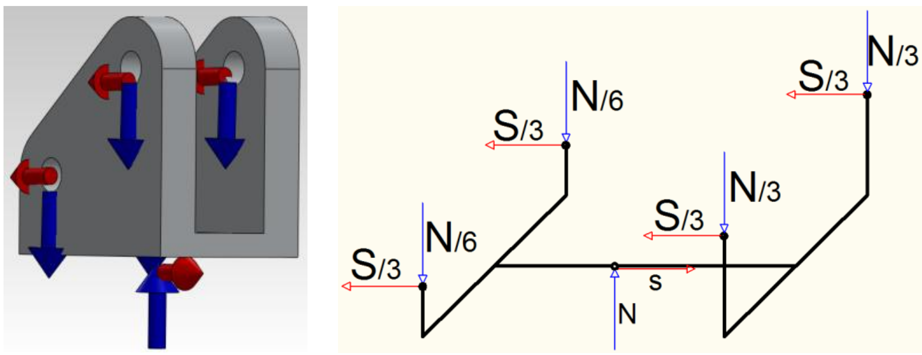


Figura 4.29. Cargas aplicadas al eslabón superior; (a) esquema 3D, (b) modelo matemático



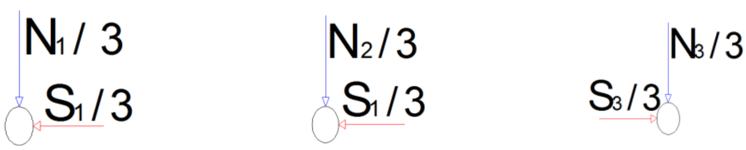
(a) (b)

Figura 4.30. Cargas aplicadas al eslabón anterior/posterior; (a) esquema 3D, (b) modelo matemático



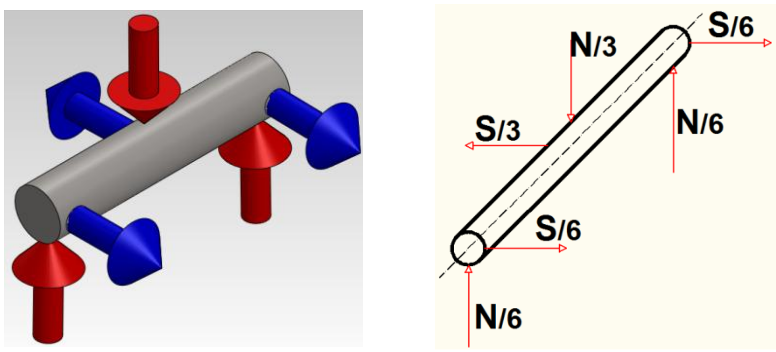
(a) (b)

Figura 4.31. Cargas aplicadas al eslabón inferior; (a) esquema 3D, (b) modelo matemático



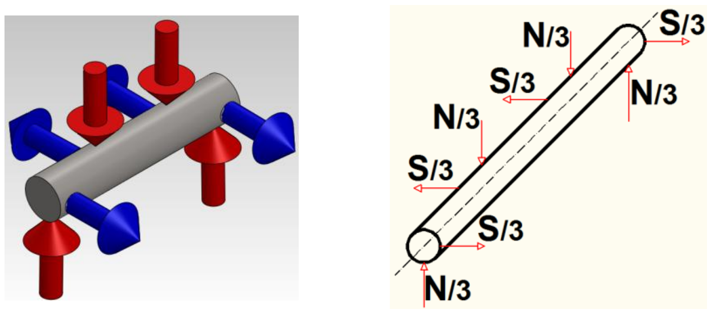
(a) (b) (c)

Figura 4.32. Cargas aplicadas al eje trasero (a) contacto inicial, (b) apoyo medio, (c) apoyo final



(a) (b)

Figura 4.33. Cargas; eje trasero; (a) esquema 3D, (b) modelo matemático



(a) (b)

Figura 4.34. Cargas; eje Delantero; (a) esquema 3D, (b) modelo matemático

En la figura 4.27, se presenta el modelo matemático de cómo actúan las fuerzas durante la fase de apoyo que es la más crítica del ciclo de marcha normal. La carga vertical de reacción con el suelo varia a lo largo del ciclo de marcha normal, pero para diseñar solo se utilizará a carga más crítica. En base a la previa investigación se conoce que la máxima reacción vertical es 1.5 veces el peso y la fuerza “S”, está en función del momento y la fuerza de reacción vertical, pero su magnitud es mucho menor que la reacción vertical. Por lo tanto el análisis se realizara en el punto más crítico que actúa sobre la rodilla.

Tabla 4.13 Cargas máximas en la rodilla, fase de apoyo

Máxima fuerza vertical	928 N
Máxima fuerza horizontal	18 N

La fuerza de reacción vertical es mucho mayor que la reacción horizontal, por lo tanto el análisis se realizara solo utilizando la carga vertical. Entonces, La fuerza crítica es la reacción vertical. Como consecuencia del comportamiento cíclico se debe definir el comportamiento de la máxima carga que actúa cíclicamente para proceder a realizar el análisis de diseño por fatiga. Si se considera la mínima carga generada durante la oscilación, el modelo matemático de la acción de la fuerza durante la marcha normal sería como se presenta en la figura 4.35.

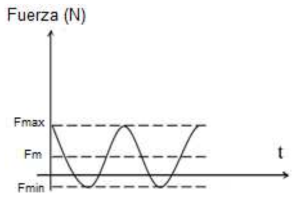


Figura 4.35. Carga oscilante, considerando fuerza minina negativa.

Gracias a la simplificación del modelo matemático, la carga que actúa durante la marcha normal se modelará como se aprecia en la fig. 4.36. La variación es mínima debido al pequeño valor del peso de la prótesis en comparación del efecto inercial que incrementa el peso total del cuerpo humano durante la fase de apoyo en un 50%.

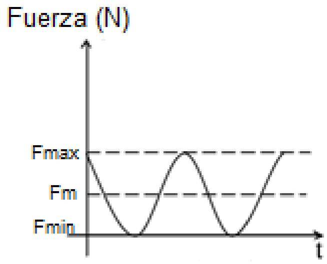


Figura 4.36. Carga pulsatoria intermitente, de cero a un máximo

Criterios de falla

Antes de proceder al modelado virtual es necesario definir los espesores de cada uno de los elementos y luego analizar si el mecanismo soportará las cargas cíclicas. El diseño se construirá dimensionado inicialmente los pasadores del mecanismo porque son los elementos que están actuando en fatiga y los esfuerzos serán mayores por su reducida área transversal. Los cálculos de esta sección tienen como propósito el dimensionamiento inicial de los pasadores, es decir, el diámetro de los ejes requerido para que dicho elemento no falle por fatiga. Durante el modelado virtual se presentará un completo análisis de cada elemento. Existen muchas teorías de falla, pero para el presente análisis se utilizará la teoría de Falla de Goodman para después verificar los resultados utilizando la misma teoría en ANSYS.

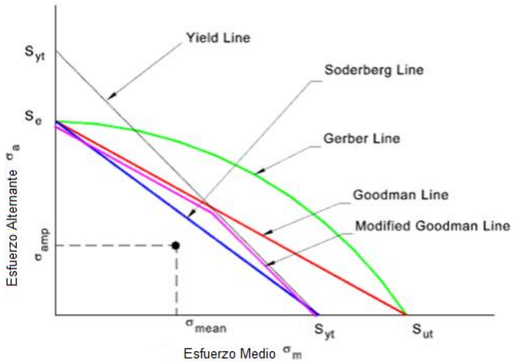


Figura 4.37. Teorías de falla. [28]

Modelo matemático del análisis del diseño

Diseño del pasador trasero

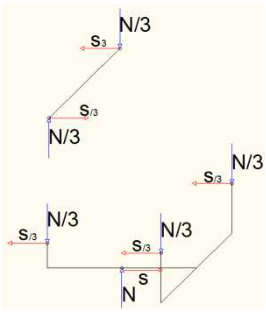


Figura 4.38. Modelo cinemático del eslabón trasero e inferior

$$N = 1.5 * (63\,Kg) * \left(9.81\,{}^{m}/_{seg^2}\right) = 927.045[N]$$

Punto crítico es cuando todo el peso recae sobre una sola pierna y el ángulo de flexión de la rodilla es 0°.

$L = 132.7431\ cm; x = 0.7083\ cm; y = 58.5824\ cm$

Utilizando la ecuación de equilibrio. $M_h = P * L * \left(\frac{x}{Y}\right)$; [25]

$$M_h = (927.045[N]) * (1.3274m) * \left(\frac{0.7083}{58.5824}\right) = 24.735[N * m]$$

$$M_h = 24.735[N * m]$$

$$S = \frac{M_h}{L} \rightarrow S = 18.634\ [N]$$

Proceso de diseño mecánico

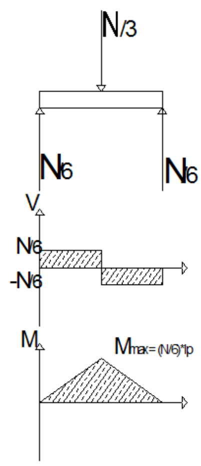


Figura 4.39. Diagramas de fuerzas, eje trasero

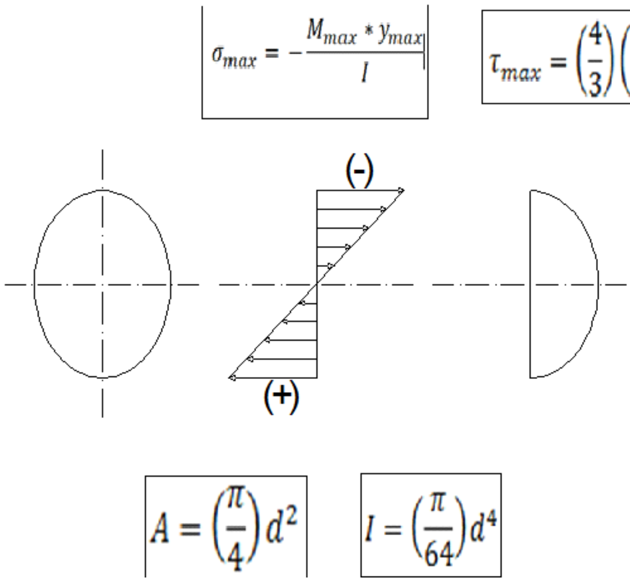


Figura 4.40. Esfuerzo de Flexión y cortante

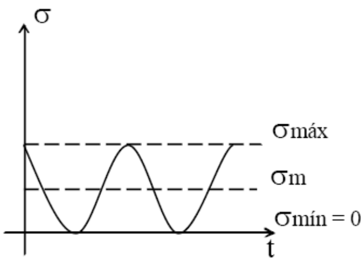


Figura 4.41. Ciclo variación del esfuerzo de diseño

$$I_p = 4 \text{ cm}$$

Se realizaron varias iteraciones para determinar el diámetro del eje que cumpla los requerimientos de diseño. A continuación se muestra la iteración final.

Iteración # 4

$$N = 927.045[N];\ l_p = 4\ cm;\ \ d = \left(\frac{3}{8}\right) pulg = \ 0.9525\ cm$$

$$I = \frac{\pi}{64} * (d)^4 = \ \frac{\pi}{64} * \left(\frac{0.9525}{100}\right)^4 \ = 4.0404 * 10^{-10}(m^4)$$

$$A = \frac{\pi}{4} * (d)^2 = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{0.9525}{100}\right)^2 \ = 7.126 * 10^{-5}(m^2)$$

Analizando en el plano YX.

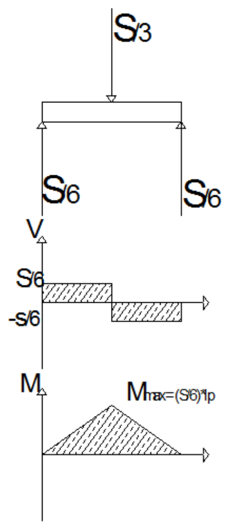


Figura 4.42. Diagramas de fuerzas, eje trasero inferior

$$M_{max} = \left(\frac{927.045[N]}{6}\right) * \left(\frac{4\ cm}{2} * \frac{1m}{100cm}\right) = 3.0902\ [N * m]$$

$$\sigma_{max} = \frac{(3.0902\ [N * m]) * \left(\frac{0.47625\ m}{100}\right)}{1.948 * 10^{-10}(m^4)} = 36.43\ [M\ Pa]$$

Punto Crítico

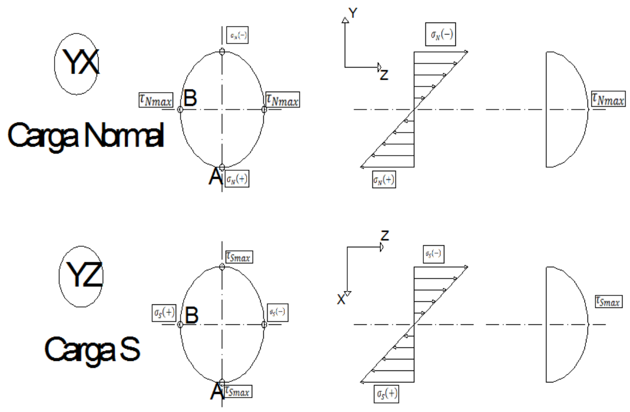


Figura 4.43. Esfuerzos de flexión y cortantes en: (a) plano YX, (b) plano YZ

$$\mathrm{A{:}}\ \sigma_{N-max}\ (+) +\ \zeta_{S-max}$$

$$\mathrm{B{:}}\ \sigma_{S-max}\ (+) +\ \zeta_{N-max}$$

Solo σ_{N-max} es el esfuerzo más influyente ∴ Se diseñará utilizando σ_{N-max}

Diseño estático

Tabla 4.14 Datos técnicos; diseño de eje trasero [29]

Datos técnicos	
Material:	Acero Inoxidable, AISI 304
S_y	276 MPa
S_{ut}	568 MPa

$$\eta = \frac{S_Y}{\sigma_{max}} = \frac{276\ \mathrm{MPa}}{36.43\ \mathrm{MPa}} = 7.5$$

Diseño por Fatiga

Pegar figurita del comportamiento del esfuerzo

$$\sigma_{min} = 0\ \rightarrow\ \sigma_a =\ \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{36.43\ \mathrm{MPa}}{2} = 18.22\ \mathrm{MPa}$$

Factores de diseño [29]

Factor de superficie $(\mathbf{k_a})$ **:** $S_{ut} = 568\ \mathrm{MPa}$ y definiendo al material como maquinado o laminado en frio, entonces $a = 4.51\ \wedge b = 0.265\ \Longrightarrow\ k_a = (4.51)(568)^{-0.265} = 0.84$. REF: Tabla 6-2, [29]

Factor de tamaño $(\mathbf{k_b})$**:** Se define al pasador como eje rotativo, $d_e = 0.79375\ \mathrm{cm} \rightarrow k_b = 1.24 * (9.525\ \mathrm{mm})^{-0.107} \rightarrow k_b = 0.974$, [29]

Factor de carga $(\mathbf{k_c})$**:** $k_c = 1$;

Factor de temperatura $(\mathbf{k_c})$**:** $k_d = 1$;

Factor de confiabilidad $(\mathbf{k_e})$: Seleccionando una confiabilidad de 99.9999% $\longrightarrow$ $k_e = 0.62$. Tabla 6-5, [29]

Factor de concentración de esfuerzos $(\mathbf{k_f})$: $k_f = 1$.

Límite de la resistencia a la fatiga en la ubicación critica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$$S_e = (0.84) * (0.974) * (1) * (1) * (0.62) * (1) * (0.5 * 568\text{MPa})$$

$$= 144.06 \text{ MPa}$$

$$\text{Usando Goodman} \rightarrow \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \Longrightarrow \frac{18.22 \text{ MPa}}{144.06 \text{ MPa}} + \frac{18.22\text{MPa}}{568 \text{ MPa}} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 6.3$$

El factor de seguridad cumple con las especificaciones de diseño.

Aplastamiento en el eslabón trasero.

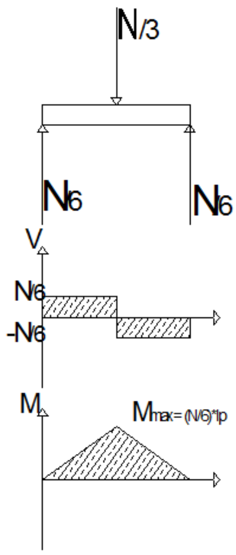


Figura 4.44. Diagramas de fuerzas, eje trasero; aplastamiento

Tabla 4.15 Cargas, dimensiones, propiedades; aplastamiento

Cargas	
N	927.045 (N)
S	18.634 (N)
Dimensiones	
lp	4 (cm)
d	0.9525 (N)
Propiedades	
Sy	186 MPa
Sut	234 MPa

Eslabón anterior

Diseño #1

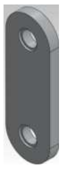


Figura 4.45. Eslabón trasero

$$\sigma_{a1} = \frac{P_1}{d * e_1};$$

$$\sigma_{a1} = \frac{\left(\frac{927.045[N]}{3}\right)}{\left(\frac{0.9525}{100}\right) * \left(\frac{1m}{100}\right)} = 3.24\,\mathrm{MPa}$$

$$\longrightarrow \sigma_{a1} = 3.24\,\mathrm{MPa}$$

Diseño #2

Figura 4.46 Eslabón trasero doble

$$\sigma_{a2} = \frac{P_2}{d * e_2};$$

$$\sigma_{a2} = \frac{\left(\frac{927.045[N]}{3 * 2}\right)}{\left(\frac{0.9525}{100}\right) * \left(\frac{0.5\,m}{100}\right)} = 3.24\,\mathrm{MPa}$$

$$\longrightarrow \sigma_{a2} = 3.24\ \mathrm{MPa}$$

Eslabón inferior

Figura 4.47 Eslabón inferior

Parte trasera

$$\sigma_{a3} = \frac{P_3}{d * e_3};$$

$$\sigma_{a3} = \frac{\left(\frac{927.045[\mathrm{N}]}{6}\right)}{\left(\frac{0.9525}{100}\right) * \left(\frac{1\mathrm{m}}{100}\right)} = 1.622\ \mathrm{MPa}$$

$$\longrightarrow \sigma_{a3} = 1.622\ \mathrm{MPa}$$

Parte delantera

$$\sigma_{a4} = \frac{P_4}{d * e_4};$$

$$\sigma_{a4} = \frac{\left(\frac{927.045[\mathrm{N}]}{3}\right)}{\left(\frac{0.9525}{100}\right) * \left(\frac{1\mathrm{m}}{100}\right)} = 3.24\ \mathrm{MPa}$$

$$\longrightarrow \sigma_{a4} = 3.24\ \mathrm{MPa}$$

Diseño estático

$$\eta_1 = \frac{S_Y}{\sigma_{a1}} = \frac{186\ \text{MPa}}{3.24\ \text{MPa}} = 70.9 \qquad \eta_2 = \frac{S_Y}{\sigma_{a2}} = \frac{186\text{MPa}}{3.24\ \text{MPa}} = 70.9$$

$$\eta_3 = \frac{S_Y}{\sigma_{a3}} = \frac{186\ \text{MPa}}{1.622\ \text{MPa}} = 140.8 \qquad \eta_4 = \frac{S_Y}{\sigma_{a4}} = \frac{186\ \text{MPa}}{3.24\ \text{MPa}} = 70.9$$

Verificación del cortante

$$A_C = \frac{\pi}{4} * (d)^2 = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{0.9525}{100}\right)^2 = 7.126 * 10^{-5}(m^2)$$

Con $P_1 = \frac{N}{3} = 309.015\ (N)$;

$$\zeta_{c1} = \frac{P_1}{A_C} = \frac{309.015\ (N)}{7.126 * 10^{-5}(m^2)} = 4.3\ \text{MPa}$$

Con $P_2 = \frac{N}{6} = 154.5\ (N)$;

$$\zeta_{c2} = \frac{P_2}{A_C} = \frac{154.5\ (N)}{7.126 * 10^{-5}(m^2)} = 2.2\ \text{MPa}$$

Diseño estático

$$\eta_1 = \frac{S_{SY}}{\zeta_{c1}} = \frac{0.5 * S_Y}{\zeta_{c1}} = \frac{0.5 * 186\ \text{MPa}}{4.3\ \text{MPa}} = 21.6$$

$$\eta_2 = \frac{S_{SY}}{\zeta_{c2}} = \frac{0.5 * S_Y}{\zeta_{c2}} = \frac{0.5 * 186\ \text{MPa}}{2.2\ \text{MPa}} = 42.3$$

Verificación del diseño de los pasadores delanteros

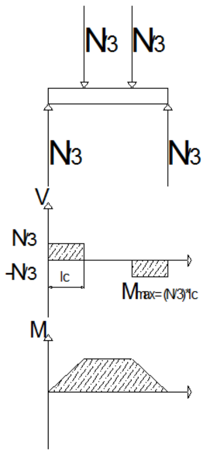


Figura 4.48. Diagramas de fuerzas, eje delantero

Tabla 4.16 Propiedades; diseño del eje delantero

Cargas	
N	927.045 (N)
S	18.634 (N)
Dimensiones	
lc	1.5 (cm)
d	0.79375 (N)
I	$4.0404 * 10^{-10}(\text{m}^4)$
A	$7.126 * 10^{-5}(\text{m}^2)$
Propiedades del material	
Sy	276 M(Pa)
Sut	568 M(Pa)

$$M_{max} = \left(\frac{927.045[N]}{3}\right) * \left(\frac{1.5\ m}{100cm}\right) = 4.64\ [N * m]$$

$$\sigma_{max} = \frac{(4.64\ [N * m]) * \left(\frac{0.47625\ m}{100}\right)}{4.0404 * 10^{-10}(m^4)} = 54.7\ [M\ Pa]$$

$$\zeta = \left(\frac{4}{3}\right) * \frac{V}{A} = 5.8\ [MPa]$$

Diseño estático

$$\eta = \frac{S_Y}{\sigma_{max}} = \frac{276\ MPa}{54.7\ MPa} = 5.1$$

Diseño por Fatiga

Pegar figurita del comportamiento del esfuerzo

$$\sigma_{min} = 0\ \rightarrow\ \sigma_a = \ \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{54.7MPa}{2} = 27.75\ MPa$$

Factores de diseño [29]

Factor de superficie $(\mathbf{k_a})$: S_{ut} = 568 MPa Y definiendo al material como maquinado o laminado en frío → a = 4.51 ∧ b = 0.265 ⟹ k_a = $(4.51)(568)^{-0.265}$ = 0.84. REF: Tabla 6-2, [29]

Factor de tamaño $(\mathbf{k_b})$: Se define al pasador como un eje rotativo, $d_e = 0.79375\ \text{cm} \rightarrow k_b = 1.24 * (9.525\ \text{mm})^{-0.107} \rightarrow k_b = 0.974$. Tabla 6-3, [29]

Factor de carga $(\mathbf{k_c})$: $k_c = 1$;

Factor de temperatura $(\mathbf{k_c})$: $k_d = 1$;

Factor de confiabilidad $(\mathbf{k_e})$: Seleccionando una confiabilidad de 99.9999% $\longrightarrow$ $k_e = 0.62$. Tabla 6-5, [29]

Factor de concentración de esfuerzos $(\mathbf{k_f})$: $k_f = 1$.

Límite de la resistencia a la fatiga en la ubicación critica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$$S_e = (0.84) * (0.974) * (1) * (1) * (0.62) * (1) * (0.5 * 568\text{MPa})$$
$$= 144.06\ \text{MPa}$$

$$\text{Usando Goodman} \rightarrow \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \Longrightarrow \frac{27.75\ \text{MPa}}{144.06\ \text{MPa}} + \frac{27.75\text{MPa}}{568\ \text{MPa}} = \frac{1}{\eta}$$

$$\boldsymbol{\eta} = 4.1$$

El factor de seguridad cumple con las especificaciones de diseño.

Verificación del aplastamiento

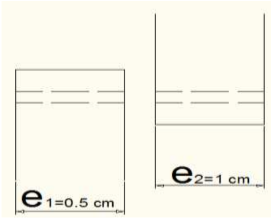


Figura 4.49. Aplastamiento, eslabón delantero

Tabla 4.17 Propiedades; aplastamiento del eslabón delantero

Cargas	
N/3	309.015 (N)
Dimensiones	
Lp1	1 (cm)
e_1	0.5 (cm)
Lp2	0.5 (cm)
e_2	1 (cm)
d	0.79375 (N)
A_c	$4.948 * 10^{-5} (m^2)$
Propiedades del material	
Sy	276 M(Pa)
Sut	568 M(Pa)
Sf	103 M(Pa)

$$\sigma_{a1} = \frac{P_1}{d * e_1} = \frac{309.015\ (N)}{\left(\frac{0.9525}{100}\right) * \left(\frac{0.5\ m}{100}\right)} = 6.5\ MPa$$

$$\longrightarrow \sigma_{a1} = 6.5\ MPa$$

$$\sigma_{a2} = \frac{P_1}{d * e_2} = \frac{309.015\ (N)}{\left(\frac{0.9525}{100}\right) * \left(\frac{1\ m}{100}\right)} = 3.24\ MPa$$

$$\longrightarrow \sigma_{a2} = 3.24\ \text{MPa}$$

Diseño estático

$$\eta_{a1} = \frac{S_Y}{\sigma_{a1}} = \frac{186\ \text{MPa}}{6.5\ \text{MPa}} = 28.6$$

$$\eta_{a2} = \frac{S_Y}{\sigma_{a2}} = \frac{186\ \text{MPa}}{3.24\ \text{MPa}} = 57.4$$

Verificación del cortante

$$A_C = \frac{\pi}{4} * (d)^2 = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{0.9525}{100}\right)^2 = 7.126 * 10^{-5}(m^2)$$

Con $P_1 = \frac{N}{3} = 309.015\ (N)$;

$$\zeta_c = \frac{P_1}{A_C} = \frac{309.015\ (N)}{7.126 * 10^{-5}(m^2)} = 4.3\ \text{MPa}$$

Diseño estático

$$\eta_c = \frac{S_{SY}}{\zeta_c} = \frac{0.5 * S_Y}{\zeta_c} = \frac{0.5 * 186\ \text{MPa}}{4.3\ \text{MPa}} = 22$$

Diseño de los eslabones

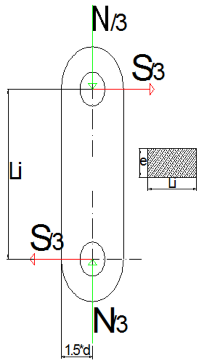


Figura 4.50. Eslabón delantero

Tabla 4.18 Propiedades; eslabón delantero

Parámetros	
d	0.9525(cm)
Li	4.6097 (cm)
L_1	2.8575 (cm)
L_2	1.905 (cm)
Cargas	
N/3	309.015 (N)
S/3	6.211 (N)
Propiedades del material	
Sy	276 M(Pa)
Sut	568 M(Pa)
Sf	103 M(Pa)

$$M_S = \left(\frac{S}{3}\right) * (L_i) = (6.211(N)) * \left(\frac{4.6097\ (m)}{100}\right)$$

$$M_S = 0.286\ (N * m)$$

$$I = \frac{b * h^3}{12} = \frac{L_1 * {e_1}^3}{12} = \frac{\left(\frac{2.8575}{100}\right) * \left(\frac{0.5}{100}\right)^3}{12} = 2.977 * 10^{-10}(m^4)$$

Esfuerzo máximo por flexión

$$\sigma_{max} = \frac{(0.286\ [N * m]) * \left(\frac{2.8575\ m}{2 * 100}\right)}{2.977 * 10^{-10}(m^4)} = 13.73\ [MPa]$$

Esfuerzo máximo generado por la carga N/3

$$A_{perpendicular} = (L_1) * (e_1) = \left(\frac{2.38125\ m}{100}\right) * \left(\frac{0.5}{100}\right) = 1.43 * 10^{-4}\ (m^4)$$

$$\sigma_{\square} = \frac{N/3}{A_{perpendicular}} = \left(\frac{309.015\ (N)}{1.43 * 10^{-4}\ (m^4)}\right) = 2.163\ MPa$$

$$\sigma_{Total} = \sigma_{max(-)} + \sigma_{N\ (-)} \ \rightarrow\ \sigma_{Total} = 13.73\ [MPa] + 2.163\ MPa$$
$$= 15.89\ (MPa)$$

Diseño estático

$$\boldsymbol{\eta} = \frac{S_Y}{\sigma_{max}} = \frac{186\ MPa}{15.89\ (MPa)} = 11.7$$

Diseño por Fatiga

$$\sigma_{min} = 0\ \rightarrow\ \sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{15.89\ MPa}{2} = 7.9\ MPa$$

Factores de diseño [29]

Factor de superficie $(\mathbf{k_a})$ **:** Con $S_{ut} = 234$ MPa y definiendo al material como laminado en frio $\rightarrow a = 4.51 \wedge b = 0.265 \Longrightarrow k_a = (4.51)(234)^{-0.265} = 1$. Tabla 6-2, [29]

Factor de tamaño $(\mathbf{k_b})$**:** Se define al pasador como un elemento no rotativo, entonces $d_e = 0.808\sqrt{h * b} = 0.808\sqrt{\left(\frac{2.38125}{100}\right) * \left(\frac{0.5}{100}\right)} \rightarrow k_b = 0.881$; $k_c = 1$; Tabla 6-3, [29]

Factor de carga $(\mathbf{k_c})$**:** $k_c = 1$;

Factor de temperatura $(\mathbf{k_c})$**:** $k_d = 1$;

Factor de confiabilidad $(\mathbf{k_e})$**:** Seleccionando una confiabilidad de 99.9999% $\longrightarrow k_e = 0.62$. Tabla 6-5, [29]

Factor de concentración de esfuerzos $(\mathbf{k_f})$**:** $k_f = 1$.

Límite de la resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$$S_e = (1) * (0.841) * (1) * (1) * (0.62) * (1) * (103\text{MPa}) = 53.7\ \text{MPa}$$

$$\text{Usando Goodman} \rightarrow \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \Longrightarrow \frac{7.9\ \text{MPa}}{53.71\ \text{MPa}} + \frac{7.9\ \text{MPa}}{234\ \text{MPa}} = \frac{1}{\eta}$$

$$\rightarrow \boldsymbol{\eta} = 5.5$$

El factor de seguridad cumple con las especificaciones de diseño.

4.4. Modelado Virtual

El modelado virtual es el desarrollo del diseño mecánico de mecanismos o prototipos usando interfaces virtuales como programas CAD y CAE. El primer paso es realizar un modelo en 3D usando un paquete de CAD. En el presente trabajo de tesis se usará SolidWorks por la facilidad que presenta su interfaz para realizar modificaciones en los esquemas iniciales sin la necesidad de reconstruir el modelo con las modificaciones desde el inicio.

La segunda etapa del modelado virtual es el análisis estático de esfuerzos y el diseño por fatiga de los elementos del mecanismo policéntrico para la prótesis de rodilla. Los análisis de esfuerzos estáticos y por fatiga se realizarán utilizando el software ANSYS por su gran capacidad de análisis y la fiabilidad de los resultados al usar el método de elementos finitos.

4.4.1. Modelado del mecanismo policéntrico en 3D

Las ventajas que ofrece SolidWorks para crear elementos mecánicos, ensambles y modificar secciones específicas de mecanismos sin la necesidad de hacer nuevos modelos, se suman a la opción de exportar modelos desde SolidWorks hacia ANSYS para poder realizar complejos análisis de fenómenos físicos y cómo actúan las cargas sobre los mecanismos. El poder importar modelos a ANSYS brinda la posibilidad de analizar los mecanismos y realizar modificaciones al modelo inicial para poder iterar hasta encontrar el mecanismo que se adapte mejor y cumpla las especificaciones de desempeño.

Consideraciones de diseño de forma

Las posiciones de los ejes (centros instantáneos permanentes) son el resultado del diseño de forma. Además, las dimensiones de los ejes o pasadores, los espesores de los eslabones delanteros y traseros son resultado del análisis del diseño mecánico estático y por fatiga que se realizó en la sección del diseño de forma utilizando la teoría de Goodman para realizar diseño mecánico. Las posiciones de los acopladores se decidieron en base a las recomendaciones presentadas en la investigación preliminar y los factores de influencia.

El mecanismo policéntrico estará en contacto directo con el paciente a cada instante, por lo tanto, todos los elementos del mecanismo policéntrico deben ser diseñados con materiales no tóxicos. Además, los elementos mecánicos no deben presentar secciones corto punzante.

Se procederá a mostrar los diferentes elementos del mecanismo policéntrico indicando los detalles de forma y material de cada uno.

Eslabón Superior

Presenta secciones transversales en forma de curvas para evitar secciones corto punzante que puedan lastimar el entorno del usuario. El objetivo de los orificios superiores es para permitir la conexión con el acoplador por medio de tornillos. Los orificios laterales presentan el mismo diámetro de los ejes y sirven de junta. Las “orejeras” laterales presentan un espesor de 1 cm, debido a que la sección trasera no estará sometida a grandes cargas como en la parte delantera. En la sección delantera no se presenta reducciones de área porque es la sección de acople entre los eslabones delanteros y el acoplador del encaje en la parte superior; elemento que transmite todo el peso. Por esta razón las cargas son más altas que en la sección trasera. Otra de las razones principales por las que no se realizó reducciones de área en la sección delantera del eslabón superior es porque en la sección central se incorporó un tope o limite de carrera. La función principal de este soporte en la sección media es actuar como tope o finales de carrera para la prótesis y evitar posibles flexiones en dirección contraria a la normal (posterior).

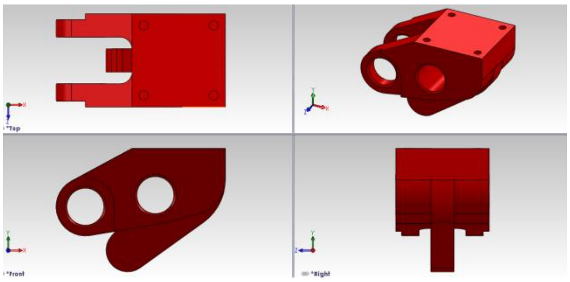


Figura 4.51. Eslabón superior

Eslabón Inferior

El eslabón inferior presenta curvas suaves para evitar posibles cortes a la pierna contraria del amputado durante la marcha normal (en caso de topar la otra extremidad) o evitar desgarres en la ropa del amputado. Se realizó una disminución de material en la sección transversal. El espesor de la sección lateral es de 1 cm.

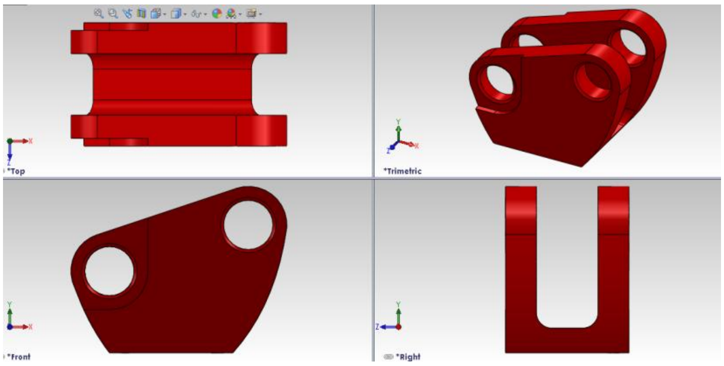


Figura 4.52. Eslabón inferior

Eslabón Posterior

Este eslabón funciona como acople entre la sección trasera del eslabón superior y el inferior. Inicialmente se diseño en forma recta, pero al no cumplir con las especificaciones de desempeño se rediseño; el resultado es un eslabón de forma curva. La forma curva de este eslabón es producto de dos necesidades principales; la primera es evitar que el eslabón trasero choque con el eje delantero inferior durante la flexión de la rodilla, acción que reduciría el rango de movimiento de la prótesis perjudicando su desempeño. La segunda razón es incrementar la resistencia debido a la forma curva del eslabón.

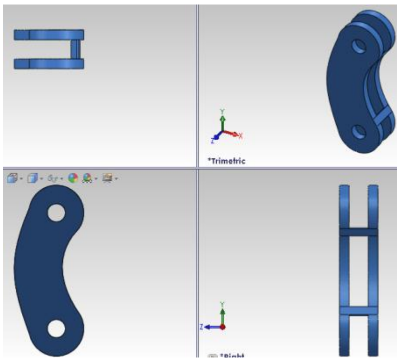


Figura 4.53. Eslabón trasero, primer diseño

La mayor complicación que presentaba el diseño del eslabón trasero en paralelo era la soldadura que se requería usar para acoplar ambos eslabones a una distancia determinada por medio de una pequeña plancha en donde el cordón de soldadura debería ser muy fino, y la consideración de que se trabaja con una aleación de aluminio haría que su fabricación sea más compleja. Por esta razón, el segundo diseño del eslabón trasero se descarto.

Para corregir este problema, se rediseño el eslabón trasero con la idea original de un solo elemento, pero curvo y de mayor espesor con pequeñas secciones laterales para alojar al eje y mantener al eslabón en la posición correcta.

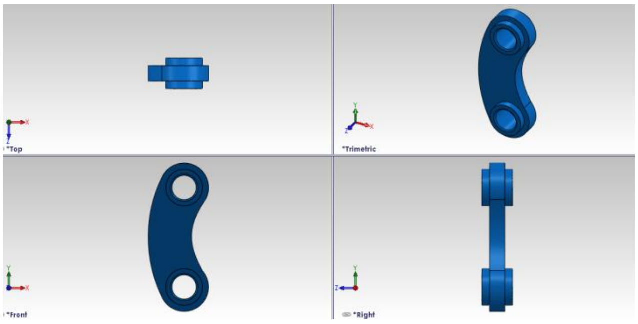


Figura 4.54. Eslabón trasero, rediseñado

Eslabón Anterior

Este elemento mecánico tiene como función principal unir la parte anterior del eslabón superior e inferior. Se utilizarán dos elementos para evitar vibraciones laterales y dar estabilidad al mecanismo en presencia de obstáculos imprevistos como ocurre al caminar en suelo rocoso.

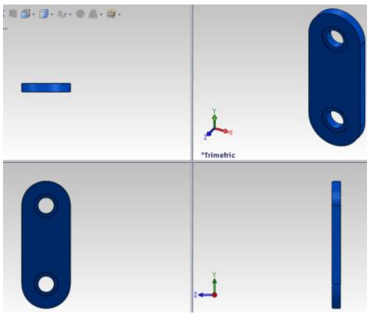


Figura 4.55. Eslabón delantero, diseño inicial

Se implemento un pequeño cilindro en la cara interior del eslabón para evitar el uso de arandelas para impedir el contacto directo entre el eslabón anterior y el eslabón superior e inferior.

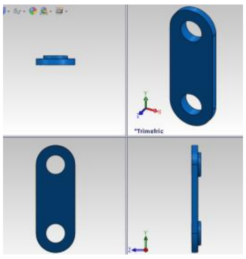


Figura 4.56. Eslabón delantero, rediseño

Acopladores

Se los presenta solo con el objetivo de presentar la prótesis de rodilla transfemoral completa. Estos elementos no se diseñarán porque son elementos estándar.

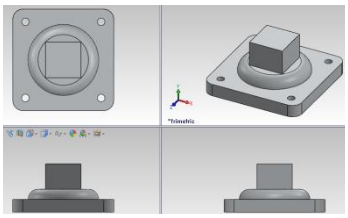
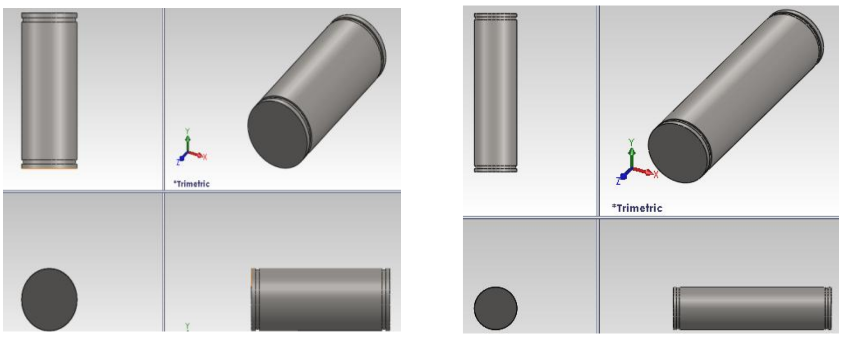


Figura 4.57. Acopladores

Ejes

Los ejes del mecanismo se diseñaron utilizando los diámetros seleccionados en el diseño de forma. EL material que se utilizará es acero inoxidable SAE 304 debido a sus propiedades mecánicas y a su extensiva comercialización en Ecuador. Para la sujeción del eje se utilizarán anillos de seguridad debido a que el mecanismo no estará sometido a fuerzas axiales, solo transversales en el plano sagital.



(a) (b)

Figura 4.58. (a) ejes trasero; (b) eje delantero

Anillos de Seguridad

Estos elementos sirven para evitar el desplazamiento axial de los ejes del mecanismo policéntrico. Los ejes solo actúan bajo cargas transversales, razón por la cual el uso de tuercas es innecesario.

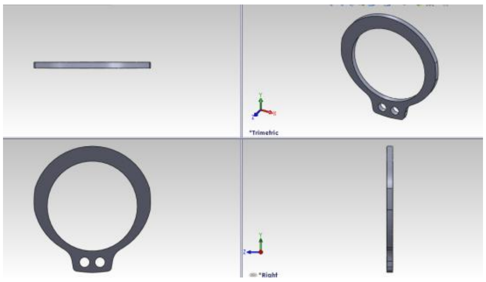


Figura 4.59. Anillos de seguridad - DIN 471-16x1

Ensamble del Mecanismo Policéntrico en 3D

SolidWorks permite ensamblar cada elemento del mecanismo de la rodilla policéntrica simulando un ensamble completo verificando interferencias, simulando movimiento y generando gráficas como el desplazamiento angular de cada mecanismo. A continuación se presenta la simulación del modelado en 3D del ensamble del mecanismo policéntrico de rodilla.

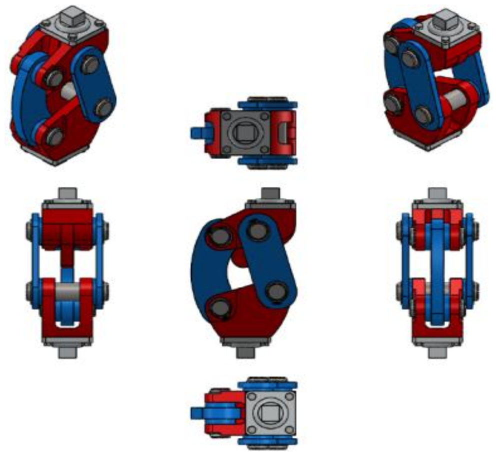


Figura 4.60. Ensamble del prototipo de mecanismo policéntrico

Adicionalmente, se ha realizado un modelado en 3D de de toda la prótesis transfemoral para justificar los acoples, y demostrar su funcionamiento y el cumplimiento de las especificaciones de desempeño.

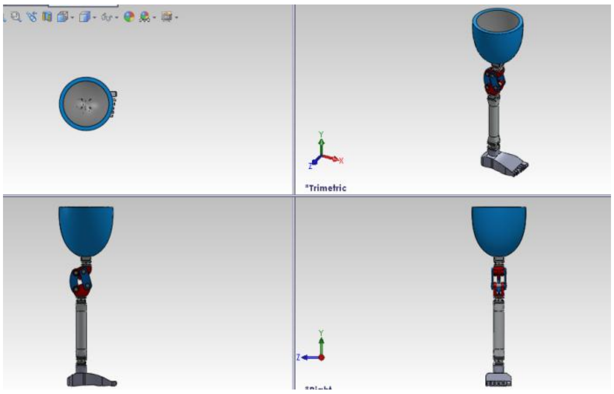


Figura 4.61. Prótesis transfemoral completa

Utilizando SolidWorks, se determino el ángulo de flexión total que permite la prótesis cuando llega al final de carrera; la carrera angular va desde 0° hasta 120°. Por lo general, el amputado trabajará dentro del rango de 0° hasta 90°, que es en la posición de sentado. Mayor a 90° de flexión, el paciente estará flexionando en exceso, y eso solo ocurre cuando una persona está apoyada en sus rodillas.

4.4.2. Análisis Elementos Finitos

En la actualidad todos los prototipos se diseñan virtualmente y el análisis de las cargas que actúan sobre el sistema se realiza utilizando el método de elementos finitos. El método de elementos finitos nos permite realizar análisis con excelentes aproximaciones a la realidad. Esto evita la construcción innecesaria de prototipos físicos, lo cual, disminuye el alto costo en la fabricación y prueba de diseños preliminares.

Los análisis de prototipos usando el método de elementos finitos siempre dependen de que tan bueno sea el modelo matemático que se emplea para describir cómo actúan las cargas sobre el mecanismo, los grados de libertad de cada elemento, así como sus características para describir el fenómeno que se desea analizar, y un correcto mallado. Además de la capacidad del equipo (centro de cómputo) para realizar los numerosos cálculos e iteraciones que se requiera para obtener resultados correctos, es importante utilizar el mayor número de elementos para que el resultado se aproxime a la solución real. Lo versátil del método de elementos finitos es que permite describir fenómenos como electromagnetismo y fluidos, caracterizando correctamente cada elemento finito a utilizar.

El software de diseño ANSYS, realiza todos los análisis de fenómenos requeridos usando el método de elementos finitos; esto permite seleccionar que tipo de elementos se desea utilizar o importar modelos de programas avanzados como ABACUS. ANSYS presenta una interfaz de interacción con el usuario agradable que permite seleccionar que tipo de módulo de análisis se requiere utilizar para diseñar el prototipo describiendo de una forma cercana a la realidad las condiciones a las que será sometido. Para el diseño de elementos mecánicos existen numerosos módulos de análisis como Static Structural, Rigid Dynamics, Explicid Dynamics entre otros módulos de análisis.

El presente trabajo de tesis se realizará utilizando el modulo de análisis Static Structural. Este modulo nos permite analizar todo el mecanismo como un conjunto y realizar análisis de esfuerzos estáticos y por fatiga.

Se utilizará el mismo modelo matemático de cargas sobre el mecanismo para verificar los resultados del diseño de forma y determinar el factor de seguridad del análisis de fatiga de cada elemento del mecanismo. La carga de diseño será la carga crítica, es decir, la carga generada cuando todo el peso recae sobe una sola pierna; además la carga se incrementa en un factor de 1.5 por los efectos inerciales de la marcha y el impacto al momento de asentar totalmente la planta del pie.

Diseño y Análisis de Esfuerzos del Mecanismo Policéntrico Usando el Método de Elementos Finitos. [30]

Para explicar el proceso de diseño y análisis de mecanismos usando ANSYS, se describirá de forma esquemática paso a paso las acciones requeridas para lograr un correcto análisis y diseño de mecanismos.

1. Activar ANSYS

2. Seleccionamos el modulo de análisis Static Structural.

Figura 4.62 Modulo de análisis estructural

3. Importar los materiales que serán usados en cada elemento. Opción “Engineering Data”. Para el presente análisis, los materiales no están disponibles, por lo cual hay que modificar las referencias generales. Para los eslabones y adaptadores se utilizará la aleación de Aluminio 3003-H34; para los ejes o pasadores se utilizará Acero Inoxidable AISI 304. Los datos que describen las propiedades y resistencia a la fatiga del Acero Inoxidable AISI 304 se obtuvieron de la referencia “Fatigue and Durability of Structural Materials”. [31] Los valores de Sy, Sut, y Sf, para la aleación de Aluminio 3003-H34 se obtuvieron de la tabla A-21 del SHIGLEY. [29]

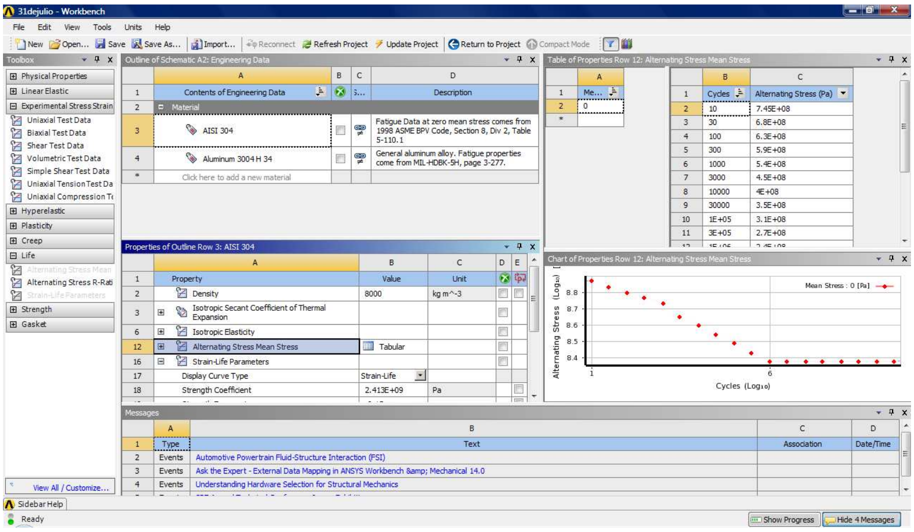


Figura 4.63. Programación de materiales; Engineering Data

Consecuentemente, los nuevos materiales descritos se deben cargar al sistema para realizar la simulación y el análisis de elementos finitos.

4. Importar el Modelo en 3D desde SolidWorks, usando la opción “Geometric” del modulo de análisis. Aquí se pueden buscar e importar archivos de SolidWorks - ANSYS sin la necesidad de cambiar de formato.

5. Editar el modelo en la opción, “Edit Geometric” del modulo de análisis. Esta opción permite abrir el modulo “Geometric

Modeler” de ANSYS; es un software de diseño muy parecido a INVENTOR y SolidWorks, pero presenta más complejidad al momento de diseñar elementos. Aquí se debe activar la opción generar para que el modelo se importe completamente. Después se seleccionará todos los elementos del mecanismos, y la opción “transformar en una nueva parte”. Esta opción evita que ocurran problemas durante el mallado de los mecanismos y que los elementos finitos de cada elemento estén en correcto contacto con los de elementos mecánicos vecinos; es decir, que el mallado presente una sincronía y orden, caso contrario al momento de resolver las ecuaciones las respuestas serán incoherentes lo cual implica que se transformaran en errores.

6. Abrir “Modeler Designer”. Esta es la opción que nos permite abrir el software para trabajar en el diseño del modelo matemático que describe el tipo de malla que se utilizará, como son aplicadas las cargas, que tipo cargas se usará, tipos de apoyo, y por último las soluciones requeridas, tanto en análisis estático como en fatiga.

7. Definir mallado y elementos finitos a utilizar.

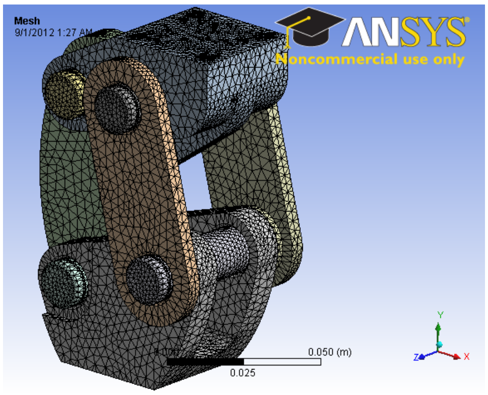


Figura 4.64. Mallado (meshing) del prototipo

8. Establecer cargas y referencias.

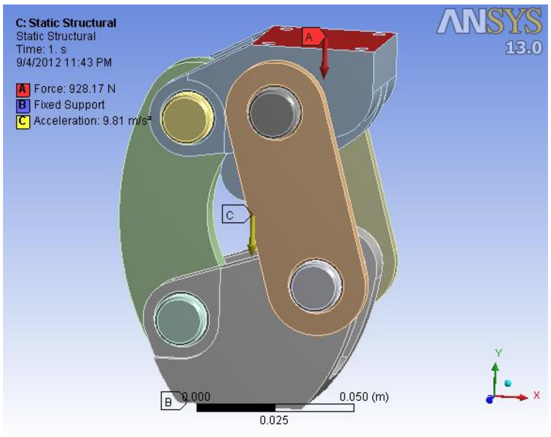


Figura 4.65. Definición de Cargas y tipo de acople

9. Especificar qué resultados se requieren, es decir, que descripción o caracterización del mecanismo se requiere

durante la simulación, como Deformación total y el esfuerzo de Von Misses. [30]

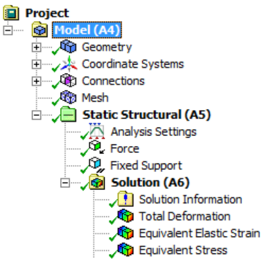


Figura 4.66. Especificación de resultados esperados

10. Insertar paquete de análisis por Fatiga. Seleccionar que tipo de carga fluctuante actúa a la que estará sometido el mecanismo. [30]

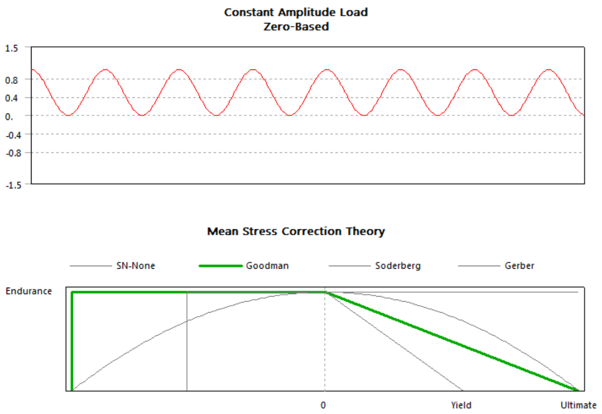


Figura 4.67. Selección de teoría de falla; Goodman

11. Especificar resultados deseados de análisis de fatiga. [30]

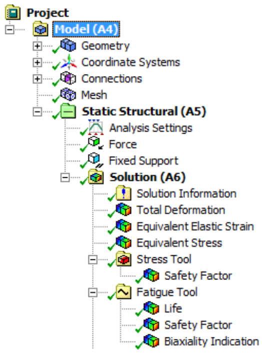


Figura 4.68. Valores esperados del análisis por Fatiga

12. Presionar opción Solve.

4.4.3. Análisis de Resultados

Inicialmente se seleccionó diámetros $d = \left(\frac{5}{16}\right)$ pulg, pero estos no cumplían el requerimiento de vida infinita, lo cual se verifico por medio del análisis de esfuerzos por fatiga. Ver figura 4.69.

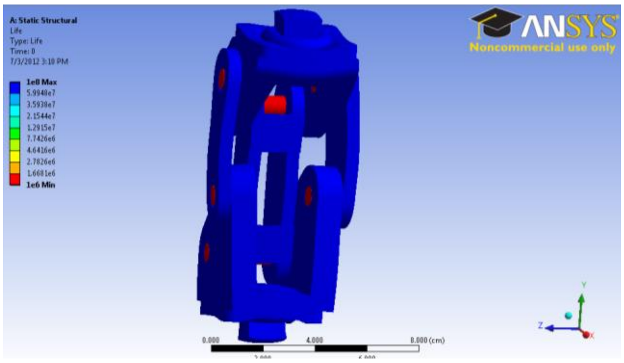


Figura 4.69. Falla de ejes con diámetros iniciales; $\mathrm{d} = \left(\frac{5}{16}\right) \mathrm{pulg}$

Por este motivo se realizó una iteración más y como resultado el diámetro final de los ejes es $d = \left(\frac{3}{8}\right) pulg$. Este diámetro cumple las condiciones de diseño para vida infinita bajo cargas oscilantes.

Los espesores de los eslabones trasero y delantero resisten la carga por fatiga. Es indispensable mencionar que existió la necesidad de rediseñar el eslabón trasero. Inicialmente tenía una forma recta, simple, que cumplía las especificaciones de diseño, pero no las de desempeño porque limitaba el rango de acción del mecanismo impidiendo que la flexión alcance más de 10 grados. Por esta razón, el rediseño de la forma de este elemento fue concebido en forma curva; esto permite cumplir las especificaciones de desempeño e impide interferencia entre el eslabón trasero y el eje inferior delantero.

Análisis estático del Ensamble

ANSYS ofrece una ventana gráfica en la que presenta todos los resultados solicitados indicando en una escala numérica los valores obtenidos desde los valores mínimos hasta los máximos.

Esfuerzo Equivalente – Von Misses

La primera gráfica es del esfuerzo equivalente de Von Misses que actúan sobre todo el mecanismo.

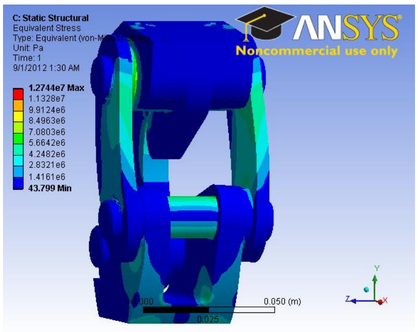


Figura 4.70. Esfuerzo efectivo de Von Misses

ANSYS permite mostrar los esfuerzos de Von Misses en cada elemento del mecanismo para así poder identificar las secciones que presentan las cargas más críticas.

Deformación total

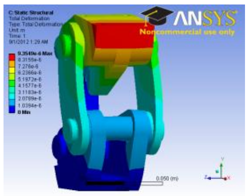


Figura 4.71. Contorno de la deformación total

También es posible mostrar la deformación en cada elemento del mecanismo.

Factor de Seguridad – Análisis estático

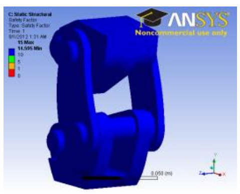


Figura 4.72. Factores de seguridad, análisis estático

Análisis por fatiga

Todo mecanismo de transmisión de movimiento debe someterse a un análisis de diseño por fatiga. En el caso del presente trabajo de tesis, el mecanismo de rodilla policéntrico está sometido a cargas fluctuantes cuyo período de acción es sincronizado con la fase del ciclo de marcha normal. Por lo tanto al instante de fase de apoyo se generará la carga crítica y durante la fase de oscilación se considerará cero cargas.

El resultado del análisis de fatiga en ANSYS utilizando la teoría de Goodman y con el tipo de carga oscilante desde cero hasta un máximo generó los siguientes resultados.

Factor de seguridad en Diseño por Fatiga

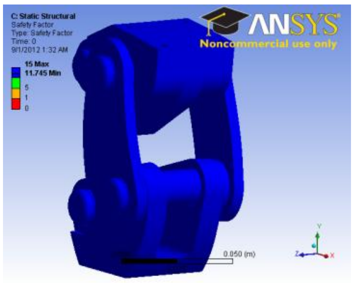


Figura 4.73. Factor de seguridad, análisis de fatiga

Cada elemento del mecanismo de la prótesis ha sido diseñado para cumplir las condiciones de vida infinita, es decir que su resistencia a la fatiga no disminuya con el tiempo.

Elementos mecánicos

ANSYS, permite observar los resultados de cada uno de los elementos del mecanismo de forma independiente.

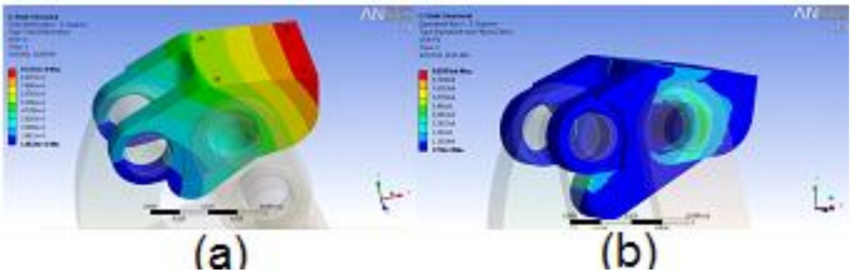


Figura 4.74. Eslabón Superior, (a) deformación, (b) esfuerzo

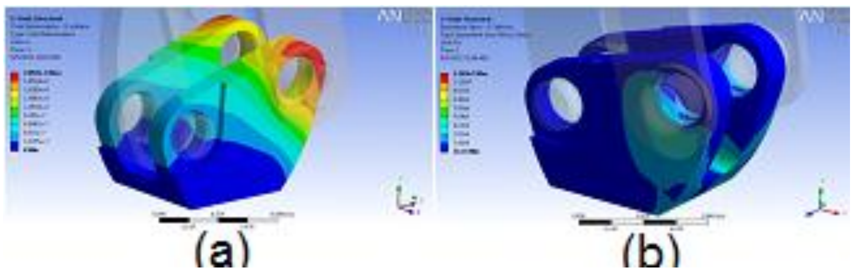
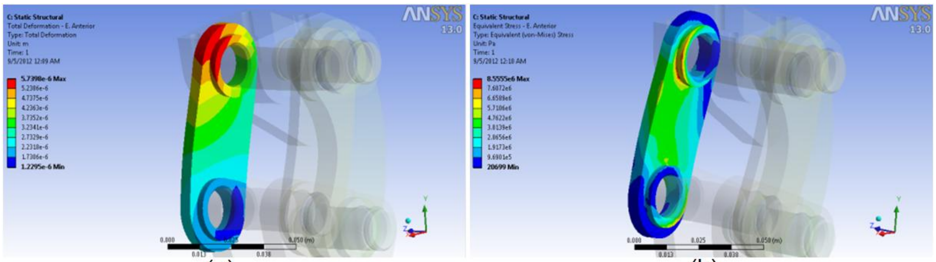
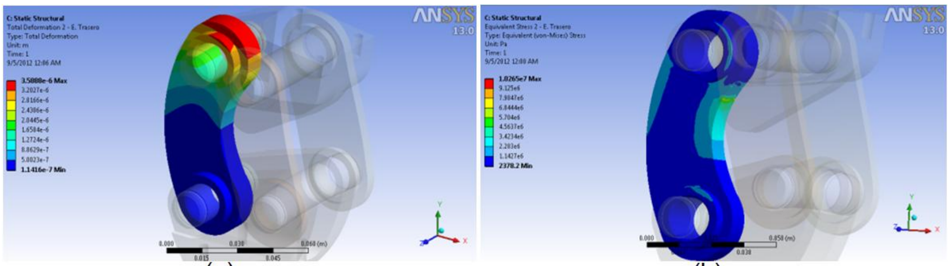


Figura 4.75. Eslabón Inferior, (a) deformación, (b) esfuerzo



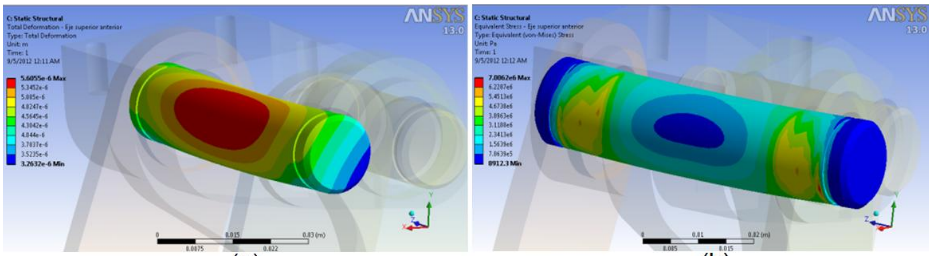
(a) (b)

Figura 4.76. Eslabón Anterior (a) deformación, (b) esfuerzo



(a) (b)

Figura 4.77. Eslabón Posterior; (a) deformación, (b) esfuerzo



(a) (b)

Figura 4.78. Eje anterior superior; (a) deformación, (b) esfuerzo

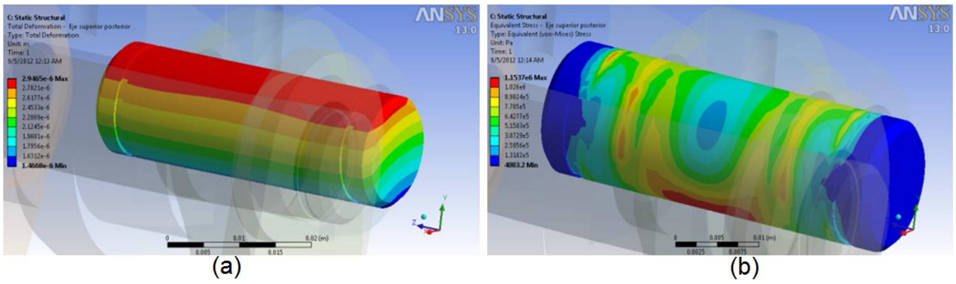


Figura 4.79. Eje posterior superior, (a) deformación,(b) esfuerzo

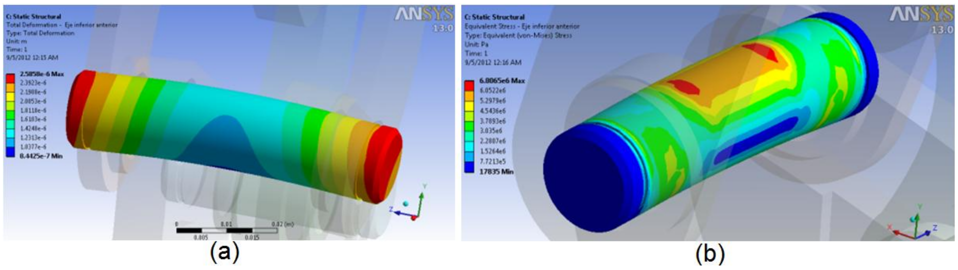


Figura 4.80. Eje anterior inferior; (a) deformación, (b) esfuerzo

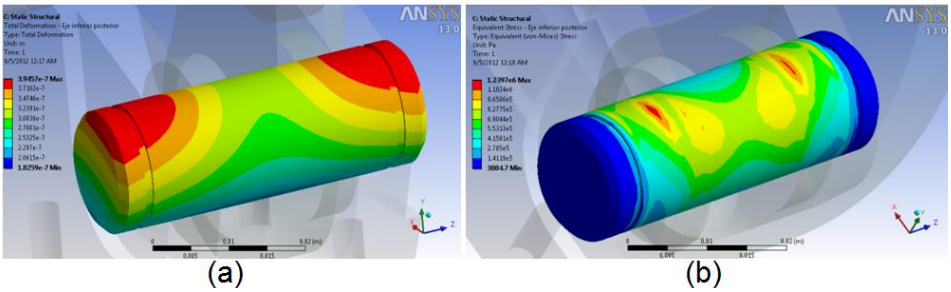


Figura 4.81. Eje posterior inferior, (a) deformación, (b) esfuerzo

El poder observar los esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad en cada elemento mecánico del conjunto permite determinar cualitativa y cuantitativamente las regiones críticas de cada elemento.

Los resultados del diseño se presentan en las siguientes tablas, indicando los valores máximos en cada elemento:

Tabla 4.19. Deformaciones máximas

Elemento	**Deformación (e-6 m)**
E. superior	9.3
E. Inferior	2.1
E. anterior	5.7
E. Posterior	3.6
Eje Anterior Superior	5.6
Eje Anterior Inferior	2.6
Eje Posterior Superior	2.9
Eje Posterior Inferior	0.39

Tabla 4.20. Esfuerzos máximos.

Elemento	Esfuerzo Máximo (MPa)
E. superior	9.85
E. Inferior	12.7
E. anterior	8.6
E. Posterior	10.3
Eje Anterior Superior	7
Eje Anterior Inferior	6.8
Eje Posterior Superior	1.15
Eje Posterior Inferior	1.24

Tabla 4.21. Factores de seguridad.

Elemento	Factor de seguridad - Fatiga
E. superior	14.5
E. Inferior	11.3
E. anterior	15
E. Posterior	13.9
Eje Anterior Superior	15
Eje Anterior Inferior	15
Eje Posterior Superior	15
Eje Posterior Inferior	15

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

Mediante el presente trabajo de tesis se ha mostrado una completa investigación sobre la biomecánica de la rodilla y prótesis de rodillas que se usan para mejorar la calidad de vida en pacientes con amputaciones transfemorales; mostrando de esta forma nuevas aplicaciones para la ingeniería mecánica en Ecuador.

El diseño de forma de el presente trabajo tesis expone una clara configuración del mecanismo policéntrico de la prótesis de rodilla en base a los factores de influencia y especificaciones de desempeño requeridos.

El programa desarrollado en MATLAB permitió realizar las iteraciones del diseño de forma en menor tiempo, mejorando de esta manera el desarrollo del presente trabajo e incluso permitiendo identificar el patrón de sensibilidad que exhiben los centrodos de mecanismos de cuatro barras; con pequeños cambios en las dimensiones de los eslabones y sus C.I. de rotación permanentes. Los resultados de las iteraciones mostraron la gráfica del centrodo, las posiciones de los C.I. permanentes del mecanismo y los valores del claro durante la flexión de la rodilla a 65° y 90°; esto permitió demostrar los beneficios del mecanismo policéntrico.

Gracias al modelo matemático desarrollado en el diseño de forma se pudo realizar cálculos iniciales para determinar espesores de los eslabones y diámetros de los ejes con factores de seguridad por fatiga mayores a 4.

Con el uso de programas CAD, como SolidWorks fue posible realizar excelentes simulaciones y apreciar el desempeño del mecanismo policéntrico de la prótesis transfemoral. Gracias a esta amigable interfaz de diseño asistido por computadora se pudo realizar la simulación del movimiento de la prótesis transfemoral y analizar diferentes parámetros como el desplazamiento y la velocidad angular de cada elemento.

La interfaz entre ANSYS y SolidWorks permitió realizar modificaciones en el mecanismo en secciones específicas sin la necesidad de realizar el modelado virtual desde el principio. Esto permitió modificar e importar directamente el mecanismo hacia ANSYS y reducir el tiempo del modelado virtual, convirtiéndolo en un proceso ideal para uso industrial en investigación y desarrollo. Por lo tanto es evidente que el uso del modelado virtual reduce los costos de creación y desarrollo de nuevos diseños de prototipos para evitar la construcción, prueba y destrucción innecesaria de prototipos.

El factor de seguridad que se obtuvo del eje trasero en el diseño de forma por fatiga es 6.3 y usando ANSYS se obtuvo un factor de seguridad de 15; El eslabón delantero presento un valor de 5.5 en el análisis por fatiga en el diseño de forma, pero en ANSYS es mayor a 15. Estos resultados implican que el modelo matemático del diseño de forma fue muy conservador y los factores de seguridad obtenidos en ANSYS incrementan porque las cargas aplicadas en el diseño de forma se consideraron puntuales, mientras en el modelado virtual la carga estaba distribuida en un área mucho mayor, lo cual disminuye el esfuerzo aplicado e incrementa el factor de seguridad notablemente.

Se utilizaron 121397 elementos finitos para el análisis del mecanismo policéntrico. Se pueden usar más elementos, pero eso implica la necesidad de un equipo más potente (capacidad de memoria RAM).

Se decidió trabajar con las dimensiones del mecanismo presentadas anteriormente porque cumplen con los requerimientos de funcionamiento y diseño. Además, cumple con las especificaciones de desempeño de no incrementar el peso; si se incrementan los espesores, el peso incrementará consecuentemente generando dificultad de mover la prótesis al amputado durante la marcha normal; para el diseño de prótesis el peso del mecanismo es una gran limitante, y todas las prótesis de rodilla policéntrica en el mercado presentan valores de peso menor a 0.9 Kg, mientras que el diseño del mecanismo del presente trabajo de tesis exhibe un peso de 0.88 Kg, el cual se puede disminuir, pero eso es un proceso de optimización que va mas allá del alcance del presente trabajo.

El mecanismo de la prótesis de rodilla policéntrica permite que los movimientos del amputado durante la marcha normal sean una simulación aproximada a la locomoción de la pierna inferior y la rodilla durante la marcha vista desde el plano sagital.

La prótesis de rodilla policéntrica presenta estabilidad, seguridad y control voluntario durante pequeños rangos, los cual se presenta como el principal aporte e innovación de este sistema.

El mecanismo policéntrico presenta un claro durante la oscilación del mecanismo, el cual alcanza su punto máximo de 2.39 (cm) cuando la prótesis llega a los 65°; esto evitará que el amputado experimente rozamientos de la prótesis con el suelo o arrastre la prótesis durante la marcha normal. Por lo tanto se ha solucionado un importante problema que generaba dolor, molestia y un excesivo gasto de energía en el paciente durante la marcha normal, por la necesidad de elevar la cadera más de lo requerido en cada paso.

El desarrollo de este prototipo de mecanismo para prótesis de rodilla abre las puertas a otros proyectos como son el diseño de los encajes (parte de la prótesis en contacto directo con el muñón) y el mecanismo de la prótesis de tobillo, en el cual el proceso de diseño y el modelado virtual son herramientas fundamentales para disminuir costos de diseño y optimización debido a la facilidad de presentar diferentes modelos variando los parámetros de diseño en poco tiempo.

Por medio del presente trabajo se ha contribuido al desarrollo del diseño de elementos mecánicos en Ecuador por medio del modelado virtual. Esto evidencia grandes beneficios como la disminución del costo de diseño de prototipos de análisis e incluso reduce el tiempo de prueba de nuevos diseños.

Recomendaciones

El presente trabajo puede ser mejorado ampliamente si se añade un sistema de control al mecanismo policéntrico. Eso transformaría al mecanismo policéntrico en una prótesis activa; por lo general se usa como controlador, actuadores hidráulicos y neumáticos.

La continuación del presente proyecto es vital para el desarrollo de prótesis en el país. El encaje y el tobillo son análisis de diseño similares, y con la ayuda del modelado virtual se podrá diseñar mecanismos adecuados en base a los requerimientos de diseño.

Como contribución a la innovación y desarrollo del diseño de prótesis en nuestro país, es importante desarrollar nuevos métodos para crear los encajes. Actualmente se los realiza utilizando yeso para crear moldes del muñón y después crear el encaje a partir de la forma del yeso. El problema es el tiempo que debe esperar el amputado. Una innovadora solución sería usar un escáner 3D, para poder caracterizar el muñón y tener su forma exacta en pocos segundos. Esto permitiría al diseñador importar la caracterización de las dimensiones reales del muñón a la computadora para después importar los resultados a ANSYS y crear un encaje a la medida del amputado en muy poco tiempo. Además, se podrá personalizar los modelos, brindando así la oportunidad al amputado de participar en el diseño de su propio encaje.

PLANOS

REFERENCIAS

[1] historia de las prótesis

http://www.amputee-coalition.org/inmotion/nov_dec_07/history_prosthetics.html

[2] Jacqueline Finch, "Dedos falsos en los pies ayudaron a caminar a antiguos egipcios", The University of Manchester.

http://www.manchester.ac.uk/aboutus/news/display/?id=6696

[3] Historia de la cirugía de amputación y Prótesis. Digital Resource Foundation for the Orthotics and Prosthetics Community - Virtual Library Project

http://www.oandplibrary.org/alp/chap01-01.asp

[4] Arqueología, Prótesis más antiguas del mundo.

http://pedrogargantillamadera.suite101.net/protesis-mas-antiguas-del-mundo-a67751

[5] Karina N. Pikhart, “Design Considerations for Prosthetic Knee in Developing Countries”, Submitted to the Department of Mechanical Engineering; Massachusetts Institute of Technology, 2009.

[6] Otto Bock, Healthcare, encaje y soporte.

http://www.ottobock.com/cps/rde/xbcr/ob_com_en/646K1_1-GB-01-1103w.pdf.pdf

[7] Otto Bock HealthCare, “Diseño de la prótesis Pie-Tobillo”, Reddot design award winner 2011; Product Design Award 2012:

http://www.ottobock.com/cps/rde/xchg/ob_com_en/hs.xsl/38130.html

[8] “What’s the new in prosthetic knees?”, inMotion, Vol. 12, Issue 3, May/june 2002:

http://www.amputee-coalition.org/inmotion/may_jun_02/knees.pdf

[9] Otto Bock, HealthCare, “prótesis de rodilla”.

http://www.ottobock.com/cps/rde/xchg/ob_com_en/hs.xsl/611.html

[10] Ivette Yadira Campos Padilla, Ing., “Diseño de un Mecanismo Policéntrico para Prótesis de Rodilla”, Instituto Politécnico Nacional, México

[11] Cormack, D., “Prosthetic knee Designs”, International Fellow in Pediatric Orthopedic Surgery, Georgia, U.S.A., p.p. 2-5, 2005.

[12] Otto Bock HealthCare, “prótesis avanzada C-Leg”.

http://www.ottobock.com/cps/rde/xbcr/ob_com_en/646A231-GB-0908w.pdf

[13] Adolf Faller, M.D, “The Human Body, An Introduction to Structure and Function”, 2004.

[14] Winter, D., “Biomechanics and motor control of human movement,” 3rd ed., John Wiley & Sons Inc., 2005.

[15] Rose, J., Gamble, J.G., “Human Walking”, 3rd ed., Philadelphia: Lippincott Williams & Wilkins, 2005.

[16] Sanjuan Cerveró R., Jiménez Honrado P. J., Gil Monzó E. R., Sánchez Rodríguez R. J., Fenollosa Gómez J., “Biomechanics of the knee, Patología del Aparato Locomotor”, Vol. 3, N°3, articulo 7, pp. 189-200, 2005.

http://www.mapfre.com/ccm/content/documentos/fundacion/salud/revista-locomotor/vol03-n3-art7-biomecanica-rodilla.PDF

[17] Vera Luna, Pedro, “Biomecánica de la marcha normal y patológica”, IBV, Valencia, España, 1999, pp. 101 – 126.

[18] CHARLES W. RADCLIFFE, M.S., M.E., “The Biomechanics of Below-Knee Prostheses in Normal, Level, Bipedal Walking”, Journal of Artificial Limbs: A Review of Current Developments, Vol. 6, No. 2, pp. 16–19, 1962.

[19] Christopher L. Vaughan, Brian L. Davis, Jeremy C. O’Connor, “Dynamics of Human Gait”, 2nd Edition, pp. 1–13, 1999.

[20] Sheila A. Dugan, MD*, Krishna P. Bhat, MD, “Biomechanics and Analysis of Running Gait”, Journal of Physical Medicine and Rehabilitation Clinics of North America, Vol. 16, pp. 610, 2005.

[21] Bresler, B., and F. R. Berry, “Energy and power in the leg during normal level walking”, Prosthetic Devices Research Project, University of California Berkeley, Report to the Advisory Committee on Artificial Limbs, National Research Council, Series 11, Issue 15, May 1951.

[22] Sylvia Ounpuu, M.Sc., “The Biomechanics of Walking and Running”, Journal of Clinics in Sports Medicine, Vol. 13, N° 4, pp. 843 – 860, October 1994.

[23] C.W. Radcliffe, “The Knud Jansen Lecture, Above-knee prosthetics”, University of California Berkeley, Journal of Prosthetics and Orthotics International, Volume 37, Number 1, pp 146-160, copyright 1977.

[24] C.W. Radcliffe, “Biomechanics of Knee Stability Control with Four-Bar Prosthetic knees”, ISPO, Prosthetic and Orthotics International, Melbourne, Australia, November 2003.

[25] C.W. Radcliffe, “Four-bar linkage prosthetic knee mechanisms: kinematics, alignment and prescription criteria”, Mechanical Engineering, University of California Berkeley, ISPO, Prosthetic and Orthotics International, Volume 18, pp. 159-173, 1994.

[26] Michael P. Greene, B.S., M.E., C.P.O., “Four Bar Linkage Knee Analysis”, Journal of Orthotics and Prosthetics, Volume 37, Number 1, pp.15-24, copyright 1983.

[27] Douglas A. Hobson, M.E., “Computer Optimization of Policentric Prosthetic Knee Mechanisms”, University of New Brunswick, Fredericton, New Brunswick, Canada.

[28] https://www.efatigue.com/glossary/

[29] Richard G. Budynas, J. Keith Nisbett, “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”, Octava Edición, pp. 264 -342.

[30] Raymond Browell, Product Manager New Technologies; Al Hancq, Development Engineer, ANSYS, Inc., “Calculating and Displaying Fatigue Results”, March 29, 2006.

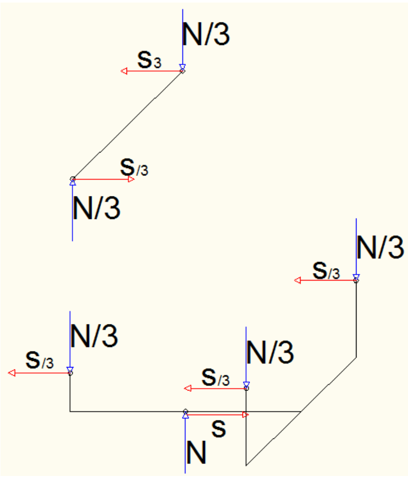
[31] S. S. Manson, Gary R. Halford, “Fatigue and Durability of Structural Materials”, pp. 51-53, 2006.

APENDICE

APENDICE A

Cálculos e Iteraciones

Diseño del pasador trasero [29]



$$N = 1.5 * (63\ Kg) * \left(9.81\ {}^{m}/_{seg^2}\right) = 927.045[N]$$

Punto crítico es cuando todo el peso recae sobre una sola pierna y el ángulo de flexión de la rodilla es 0°.

$L = 132.7431\ cm; x = 0.7083\ cm; y = 58.5824\ cm$

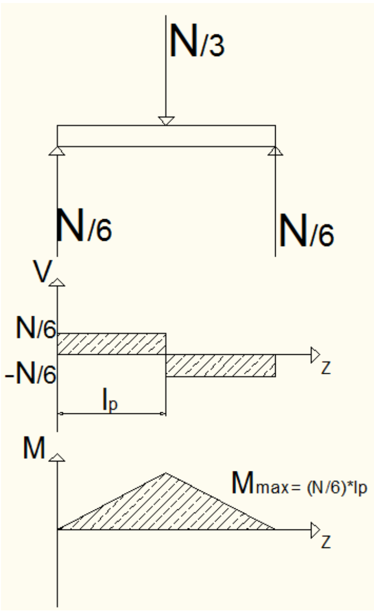
Utilizando la ecuación de equilibrio. $M_h = P * L * \left(\frac{x}{Y}\right)$ [25]

$$M_h = (927.045[N]) * (1.3274m) * \left(\frac{0.7083}{58.5824}\right) = 24.735[N * m]$$

$$M_h = 24.735[N * m]$$

$$S = \frac{M_h}{L} \rightarrow S = 18.634\ [N]$$

Proceso de diseño mecánico



$$l_p = 4\ cm$$

Se escoge un diámetro para iniciar la iteración y dimensionar los pasadores. $d = 0.5\ cm$

$$I = \frac{\pi}{64} * (d)^4 = \frac{\pi}{64} * \left(\frac{0.5}{100}\right)^4 = 3.068 * 10^{-11} (m^4)$$

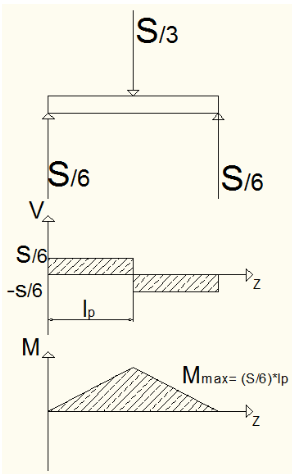
$$A = \frac{\pi}{4} * (d)^2 = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{0.5}{100}\right)^2 = 1.963 * 10^{-5} (m^2)$$

$$M_{max} = \left(\frac{927.045[N]}{6}\right) * \left(\frac{4\ cm}{2} * \frac{1m}{100cm}\right) = 3.0902\ [N * m]$$

$$\sigma_{max} = \frac{(3.0902\ \ [N * m]) * \left(\frac{0.25\ m}{100}\right)}{3.068 * 10^{-11}(m^4)} = 251.817\ [M\ Pa]$$

$$\zeta_{max} = \left(\frac{4}{3}\right) * \frac{154.51[N]}{1.963 * 10^{-5}(m^2)} = 10.49\ [M\ Pa]$$

Analizando en el plano YX.



$$S_{max} = 18.634\ [N]\ ;$$

$$M_{max} = \left(\frac{18.634\ [N]}{6}\right) * \left(\frac{4\ cm}{2} * \frac{1m}{100cm}\right) = 0.06213\ [N * m]$$

$$\sigma_{max} = \frac{(0.06213\ [N * m]) * \left(\frac{0.25\ m}{100}\right)}{3.068 * 10^{-11}(m^4)} = 5.063\ [M\ Pa]$$

$$\zeta_{max} = \left(\frac{4}{3}\right) * \frac{\left(\frac{18.634\ [N]}{6}\right)}{1.963 * 10^{-5} (m^2)} = 0.211\ [M\ Pa]$$

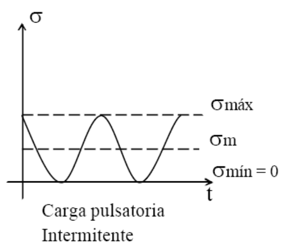
Punto Crítico

Solo σ_{N-max} es el esfuerzo más influyente $\therefore$ Se diseñará utilizando σ_{N-max}

Diseño estático

$$\eta = \frac{S_Y}{\sigma_{max}} = \frac{276\ MPa}{251.817\ MPa} = 1.1$$

Diseño por Fatiga



$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2};\ \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2};$$

$$\sigma_{min} = 0 \ \rightarrow \ \sigma_a = \ \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{251.817\ MPa}{2} = 126\ MPa$$

Factores de diseño [29]

Factor de superficie $(\mathbf{k_a})$ **:** $S_{ut} = 568\ \mathrm{MPa}$ y Definiendo al material como maquinado o laminado en frio; entonces $a = 4.51 \wedge b = 0.265 \Longrightarrow k_a = (4.51)(568)^{-0.265} = 0.84$. Tabla 6-2, [29]

Factor de tamaño $(\mathbf{k_b})$**:** Se define al pasador como un eje rotativo, $d_e = 0.5\ \mathrm{cm} \rightarrow k_b = 0.879 * \left(\frac{0.5}{2.54}\right)^{-0.107} \rightarrow k_b = 1$. tabla 6-3, [29]

Factor de carga $(\mathbf{k_c})$**:** $k_c = 1;$

Factor de temperatura $(\mathbf{k_d})$**:** $k_d = 1;$

Factor de confiabilidad $(\mathbf{k_e})$**:** Seleccionando una confiabilidad de 99.9999% $\longrightarrow k_e = 0.62$. Tabla 6-5, Shigley.

Factor de concentración de esfuerzos $(\mathbf{k_f})$**:** $k_f = 1$.

Límite de la resistencia a la fatiga en la ubicación critica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$$S_e = (0.84) * (1) * (1) * (1) * (0.62) * (1) * (0.5 * 568\mathrm{MPa}) = 147.889\ \mathrm{MPa}$$

$$\text{Usando Goodman } \rightarrow \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \implies \frac{126\text{ MPa}}{147.889\text{ MPa}} + \frac{126\text{ MPa}}{568\text{ MPa}} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 0.9$$

El factor de seguridad es muy bajo, fallará ∴ es necesario incrementar el diámetro del pasador realizando iteraciones con diferentes diámetros.

Iteración # 2

$$\mathrm{N} = 927.045[\mathrm{N}];\ \mathrm{l_p} = 4\text{ cm};\ \ \mathrm{d} = \left(\tfrac{1}{4}\right)\text{pulg} = \ 0.635\text{ cm}$$

$$\mathrm{I} = \frac{\pi}{64} * (\mathrm{d})^4 = \ \frac{\pi}{64} * \left(\frac{0.635}{100}\right)^4 = 7.981 * 10^{-11}(\mathrm{m}^4)$$

$$\mathrm{A} = \frac{\pi}{4} * (\mathrm{d})^2 = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{0.635}{100}\right)^2 = 3.167 * 10^{-5}(\mathrm{m}^2)$$

$$\mathrm{M_{max}} = \left(\frac{927.045[\mathrm{N}]}{6}\right) * \left(\frac{4\text{ cm}}{2} * \frac{1\mathrm{m}}{100\mathrm{cm}}\right) = 3.0902\ [\mathrm{N} * \mathrm{m}]$$

$$\sigma_{max} = \frac{(3.0902\ [\mathrm{N} * \mathrm{m}]) * \left(\frac{0.3175\text{ m}}{100}\right)}{7.981 * 10^{-11}(\mathrm{m}^4)} = 122.9\ [\mathrm{M\ Pa}]$$

Diseño estático

$$\eta = \frac{S_Y}{\sigma_{max}} = \frac{276 \text{ MPa}}{122.9 \text{ MPa}} = 2.2$$

Diseño por Fatiga

Pegar figurita del comportamiento del esfuerzo

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2};\ \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2};$$

$$\sigma_{min} = 0 \ \rightarrow \ \sigma_a = \ \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{122.9 \text{ MPa}}{2} = 62 \text{ MPa}$$

Factores de diseño [29]

Factor de superficie $(\mathbf{k_a})$ **:** $S_{ut} = 568 \text{ MPa}$ y Definiendo al material como maquinado o laminado en frio; entonces $\rightarrow a = 4.51 \wedge b = 0.265 \implies k_a = (4.51)(568)^{-0.265} = 0.84$. Tabla 6-2, [29]

Factor de tamaño $(\mathbf{k_b})$**:** Se define al pasador como un eje rotativo, $d_e = 0.635 \text{ cm} \ \rightarrow \ k_b = 0.879 * \left(\frac{0.635}{2.54}\right)^{-0.107} \ \rightarrow \ k_b = 1$. tabla 6-3, [29]

Factor de carga $(\mathbf{k_c})$**:** $k_c = 1;$

Factor de temperatura $(\mathbf{k_c})$**:** $k_d = 1;$

Factor de confiabilidad ($\mathbf{k_e}$): Seleccionando una confiabilidad de 99.9999% $\longrightarrow \ \mathrm{k_e} = 0.62$. Tabla 6-5, [29]

Factor de concentración de esfuerzos ($\mathbf{k_f}$):$\mathrm{k_f} = 1$.

Límite de la resistencia a la fatiga en la ubicación critica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$$\mathrm{S_e} = (0.84) * (1) * (1) * (1) * (0.62) * (1) * (0.5 * 568MPa) = 147.889\ MPa$$

$$Usando\ Goodman\ \rightarrow \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \implies \frac{62\ MPa}{147.889\ MPa} + \frac{62\ MPa}{568\ MPa} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 1.9$$

El factor es muy bajo $\Longrightarrow$ es necesario incrementar el diámetro del pasador realizando iteraciones con diferentes diámetros.

Iteración # 3

$N = 927.045[N];\ l_p = 4\ cm;\ \ d = \left(\frac{5}{16}\right) pulg = \ 0.79375\ cm$

$$I = \frac{\pi}{64} * (d)^4 = \ \frac{\pi}{64} * \left(\frac{0.79375}{100}\right)^4 \ = 1.948 * 10^{-10}(m^4)$$

$$A = \frac{\pi}{4} * (d)^2 = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{0.79375}{100}\right)^2 \ = 4.948 * 10^{-5}(m^2)$$

$$M_{max} = \left(\frac{927.045[N]}{6}\right) * \left(\frac{4\ cm}{2} * \frac{1m}{100cm}\right) = 3.0902\ [N * m]$$

$$\sigma_{max} = \frac{(3.0902\ [N * m]) * \left(\frac{0.396875\ m}{100}\right)}{1.948 * 10^{-10}(m^4)} = 63\ [M\ Pa]$$

Diseño estático

$$\eta = \frac{S_Y}{\sigma_{max}} = \frac{276\ MPa}{63\ MPa} = 4.4$$

Diseño por Fatiga

Pegar figurita del comportamiento del esfuerzo

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2};\ \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2};$$

$$\sigma_{min} = 0\ \rightarrow\ \sigma_a =\ \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{63\ MPa}{2} = 31.5\ MPa$$

Factores de diseño [29]

Factor de superficie $(\boldsymbol{k_a})$ **:** $S_{ut} = 568\ MPa$ y definiendo al material como maquinado o laminado en frio; entonces $\rightarrow a = 4.51\ \wedge b = 0.265\ \Longrightarrow\ k_a = (4.51)(568)^{-0.265} = 0.84$. REF: Tabla 6-2, [29]

Factor de tamaño $(\boldsymbol{k_b})$**:** Se define al pasador como un eje rotativo, $d_e = 0.79375\ cm\ \rightarrow\ k_b = 1.24 * (7.9375)^{-0.107}\ \rightarrow\ k_b = 0.993$. Tabla 6-3, [29]

Factor de carga $(\boldsymbol{k_c})$**:** $k_c = 1;$

Factor de temperatura $(\boldsymbol{k_c})$**:** $k_d = 1;$

Factor de confiabilidad $(\boldsymbol{k_e})$**:** Seleccionando una confiabilidad de 99.9999% $\longrightarrow\ k_e = 0.62$. Tabla 6-5, [29]

Factor de concentración de esfuerzos ($\boldsymbol{k_f}$**):** $k_f = 1.$

Límite de la resistencia a la fatiga en la ubicación critica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$$S_e = (0.84) * (0.993) * (1) * (1) * (0.62) * (1) * (0.5 * 568MPa) = 146.87\ MPa$$

$$Usando\ Goodman\ \rightarrow\ \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta}\ \Longrightarrow\ \frac{31.5\ MPa}{146.87\ MPa} + \frac{31.5\ MPa}{568\ MPa} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 3.7$$

El factor es muy bajo $\Longrightarrow$ es necesario incrementar el diámetro del pasador realizando iteraciones con diferentes diámetros.

Iteración # 4

$$N = 927.045[N];\ l_p = 4\ cm;\ \ d = \left(\frac{3}{8}\right) pulg =\ 0.9525\ cm$$

$$I = \frac{\pi}{64} * (d)^4 =\ \frac{\pi}{64} * \left(\frac{0.9525}{100}\right)^4\ = 4.0404 * 10^{-10}(m^4)$$

$$A = \frac{\pi}{4} * (d)^2 = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{0.9525}{100}\right)^2 = 7.126 * 10^{-5}(m^2)$$

$$M_{max} = \left(\frac{927.045[N]}{6}\right) * \left(\frac{4\ cm}{2} * \frac{1m}{100cm}\right) = 3.0902\ [N * m]$$

$$\sigma_{max} = \frac{(3.0902\ [N * m]) * \left(\frac{0.47625\ m}{100}\right)}{1.948 * 10^{-10}(m^4)} = 36.43\ [M\ Pa]$$

Diseño estático

$$\eta = \frac{S_Y}{\sigma_{max}} = \frac{276\ MPa}{36.43\ MPa} = 7.5$$

Diseño por Fatiga

Pegar figurita del comportamiento del esfuerzo

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{\min}}{2};\ \sigma_{\mathrm{m}} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2};$$

$$\sigma_{\min} = 0\ \rightarrow\ \sigma_{\mathrm{a}} = \sigma_{\mathrm{m}} = \frac{\sigma_{\max}}{2} = \frac{36.43\ \mathrm{MPa}}{2} = 18.22\ \mathrm{MPa}$$

Factores de diseño [29]

Factor de superficie $(\mathbf{k_a})$ **:** $S_{ut} = 568\ \mathrm{MPa}$ y definiendo al material como maquinado o laminado en frio; entonces $\rightarrow \mathrm{a} = 4.51\ \wedge \mathrm{b} = 0.265\ \Longrightarrow\ \mathrm{k_a} = (4.51)(568)^{-0.265} = 0.84$. REF: Tabla 6-2, [29]

Factor de tamaño $(\mathbf{k_b})$**:** Se define al pasador como un eje rotativo, $\mathrm{d_e} = 0.79375\ \mathrm{cm} \rightarrow \mathrm{k_b} = 1.24 * (9.525\ \mathrm{mm})^{-0.107} \rightarrow \mathrm{k_b} = 0.974$. Tabla 6-3, [29]

Factor de carga $(\mathbf{k_c})$**:** $\mathrm{k_c} = 1;$

Factor de temperatura $(\mathbf{k_c})$**:** $\mathrm{k_d} = 1;$

Factor de confiabilidad $(\mathbf{k_e})$**:** Seleccionando una confiabilidad de 99.9999% $\longrightarrow \mathrm{k_e} = 0.62$. Tabla 6-5, [29]

Factor de concentración de esfuerzos $(\mathbf{k_f})$**:** $\mathrm{k_f} = 1.$

Límite de la resistencia a la fatiga en la ubicación critica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$$\mathrm{S_e} = (0.84) * (0.974) * (1) * (1) * (0.62) * (1) * (0.5 * 568\mathrm{MPa}) = 144.06\ \mathrm{MPa}$$

$$\text{Usando Goodman} \rightarrow \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \Longrightarrow \frac{18.22\ \mathrm{MPa}}{144.06\ \mathrm{MPa}} + \frac{18.22\mathrm{MPa}}{568\ \mathrm{MPa}} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 6.3$$

El factor de seguridad cumple con las especificaciones de diseño.

APENDICE B

Diseño de Forma

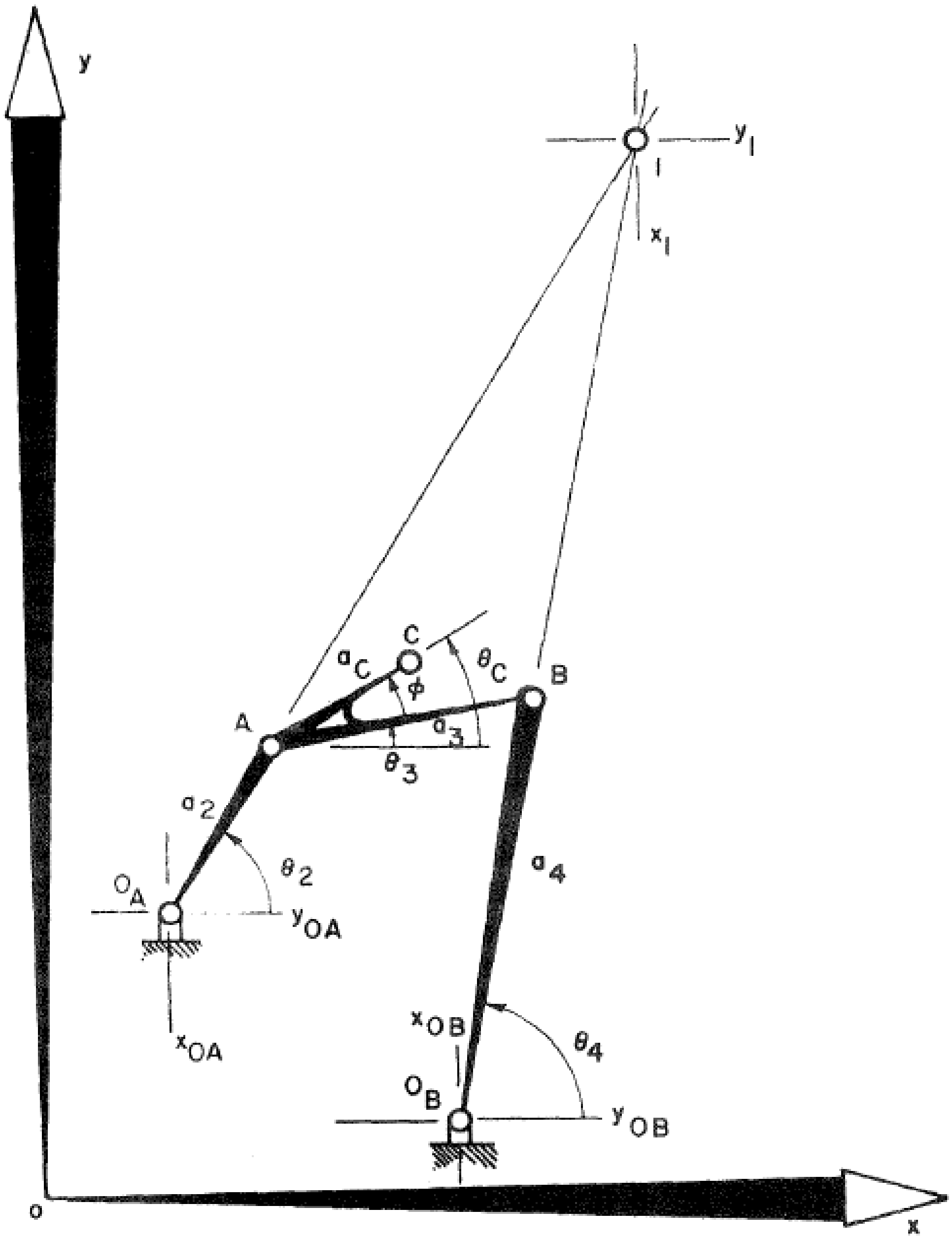


FIGURE 1.—Configuration of a four-bar linkage with coupler point C.

Desarrollo y programación de Diseño de Forma [referencia de programa]

```
% --- POSICIONES DE LA CONFIGURACION --- %

XOA=input('Ingrese la coordenada XOA: ');
YOA=input('Ingrese la coordenada YOA: ');
AX1=input('Ingrese la coordenada AX1: ');
AY1=input('Ingrese la coordenada AY1: ');
BX1=input('Ingrese la coordenada BX1: ');
BY1=input('Ingrese la coordenada BY1: ');
XOB=input('Ingrese la coordenada XOB: ');
YOB=input('Ingrese la coordenada YOB: ');

%----valores de diseño---- y parámetros ---%

Heeloffset=input('Ingrese el valor del heeloffset: ');
Toeoffset=input('Ingrese el valor del Toeoffset: ');
Height=input('Ingrese el valor del Height: ');
TAline=input('Ingrese el valor del TAline: ');
weight=input('Ingrese el valor del weight: ');
toeofftta=input('Ingrese el valor del toeofftta: ');
mixintta=input('Ingrese el valor del mixintta: ');
mixfintta=input('Ingrese el valor del mixfintta: ');

% --- LONGITUD DE LOS ESLABONES --- %

a1=sqrt((XOB-XOA).^2+(YOB-YOA).^2);
a2=sqrt((AX1-XOA).^2+(AY1-YOA).^2);
a3=sqrt((BX1-AX1).^2+(BY1-AY1).^2);
a4=sqrt((BX1-XOB).^2+(BY1-YOB).^2);
tta3o=atand((BY1-AY1)./(BX1-AX1));
XA=AX1;
YA=AY1;
XB=BX1;
YB=BY1;

%---- Parametrización ----%

Trochander=0.53.*Height;
Knee=0.285.*Height;
Ankle=0.039.*Height;
Footlength=0.152.*Height;
Socket=Trochander-Knee;
Shank=Knee-AY1;


% ---- GRASHOFF ---- %

if a1<a2
    if a1<a3
```

```
        if a1<a4
            S=a1;
            t1=a2;
            t2=a3;
            t3=a4;
        else
            S=a4;
            t1=a1;
            t2=a2;
            t3=a3;
        end
    else
        if a3<a4
            S=a3;
            t1=a1;
            t2=a2;
            t3=a4;
        else
            S=a4;
            t1=a1;
            t2=a2;
            t3=a3;
        end
    end
else
    if a2<a3
        if a2<a4
            S=a2;
            t1=a1;
            t2=a3;
            t3=a4;
        else
            S=a4;
            t1=a1;
            t2=a2;
            t3=a3;
        end
    else
        if a3<a4
            S=a3;
            t1=a1;
            t2=a2;
            t3=a4;
        else
            S=a4;
            t1=a1;
            t2=a2;
            t3=a3;
        end
    end

end
```

```
if t1<t2
    if t2<t3
        L=t3;
        P=t2;
        Q=t1;
    else
        L=t2;
        P=t1;
        Q=t3;
    end
else
    if t1<t3
        L=t3;
        P=t1;
        Q=t2;
    else
        L=t1;
        P=t2;
        Q=t3;
    end
end
SL=S+L;
PQ=P+Q;
disp('S: ');
disp(S);
disp('L: ');
disp(L);
disp('P: ');
disp(P);
disp('Q: ');
disp(Q);
if SL<PQ
    disp('CADENA CINEMATICA DE DE CLASE I: Grashoff ');
    disp('S+L: ');
    disp(SL);
    disp('P+Q: ');
    disp(PQ);
else
    if SL>PQ
        disp('CADENA CINEMATICA DE DE CLASE III: Caso especial de
Grashoff');
        disp('S+L: ');
        disp(SL);
        disp('P+Q: ');
        disp(PQ);
    else
        disp('CADENA CINEMATICA DE DE CLASE II: No Grashoff');
    end
end
% ----- FIN DE GRASHOFF ----%
% ---- POLYCENTRIC KNEE MECHANISM ----  %
%--- espaciamientos---%
n=0.01;
%---- Inicialización de matrices----%
```

```
tta=zeros(4,130/n + 1);
XI=zeros(1,130/n + 1);
YI=zeros(1,130/n + 1);
C1=zeros(1,130/n + 1);
C2=zeros(1,130/n + 1);
A=zeros(1,130/n + 1);
B=zeros(1,130/n + 1);
C=zeros(1,130/n + 1);
XB=zeros(1,130/n + 1);
YB=zeros(1,130/n + 1);
XA=zeros(1,130/n + 1);
YA=zeros(1,130/n + 1);
L=zeros(1,130/n + 1);
Hy=zeros(1,25/n + 1);
Hx=zeros(1,25/n + 1);
HeelHip=zeros(1,25/n + 1);
Iheel=zeros(1,25/n + 1);
IHip=zeros(1,25/n + 1);
ttaref=zeros(1,25/n + 1);
y=zeros(1,25/n + 1);
x=zeros(1,25/n + 1);
N=zeros(1,25/n + 1);
alfa=zeros(1,25/n + 1);
Pc=zeros(1,25/n + 1);
Mh=zeros(1,25/n + 1);
Sc=zeros(1,25/n + 1);
Ns=zeros(1,25/n + 1);
St=zeros(1,25/n + 1);
relacion=zeros(1,25/n + 1);

%----algoritmo para centrodo del mecanismo---%
i=1;
while i < 130/n + 2
tta(3,i)= tta3o + (i-1).*n;
C1(1,i)=XOB - XOA - a3.*cosd(tta(3,i));
C2(1,i)=YOB - YOA - a3.*sind(tta(3,i));
A(1,i)=2.*C2(1,i).*a4;
B(1,i)=2.*C1(1,i).*a4;
C(1,i)=((a2).^2)-((a4).^2)-((C1(1,i)).^2)-((C2(1,i)).^2);
tta(4,i)=2.*atand((A(1,i) + (sqrt((A(1,i).^2)+(B(1,i).^2)-
(C(1,i).^2)))./(B(1,i)+C(1,i)));
XB(1,i)=XOB + (a4).*cosd(tta(4,i));
YB(1,i)=YOB + (a4).*sind(tta(4,i));
XA(1,i)=XB(1,i) - (a3).*cosd(tta(3,i));
YA(1,i)=YB(1,i) - (a3).*sind(tta(3,i));
tta(2,i)=atand((YA(1,i)-YOA)./(XA(1,i)-XOA));

% -----------------------------------------------------------------
% Calculate the coordinate of instant centers

YI(1,i)=(YOB + ((XOA-XOB-
(YOA./tand(tta(2,i)))).*(tand(tta(4,i))))./(1-
((tand(tta(4,i)))./(tand(tta(2,i)))));
XI(1,i)=XOA + ((YI(1,i) - YOA)./(tand(tta(2,i))));
```

```
L(1,i)=AY1-YA(1,i);
% creates the lines representing binary links and sides of the
coupler link
% ------------------------------------------------------------------
x_link2=[XOA XA(i)];y_link2=[YOA YA(i)];%Line of link 2
x_link3=[XA(i) XB(i)];y_link3=[YA(i) YB(i)];%Line of link 3
x_link4=[XB(i) XOB];y_link4=[YB(i) YOB];%Line of link 4
x_link1=[XOB XOA];y_link1=[YOB YOA];%Line of link 1
xA_XC=[XA(i) XI(i)];yA_YC=[YA(i) YI(i)];xB_XC=[XI(i)
XB(i)];yB_YC=[YI(i) YB(i)];figure (1);plot(XI,YI);hold on;grid on;
plot(XOA,YOA,'-.ko',x_link2,y_link2,XA(i),YA(i),'-
.ko',x_link3,y_link3,XB(i),YB(i),'-.ko',x_link4,y_link4,XOB,YOB,'-
.ko',x_link1,y_link1);hold on;grid on;plot(XA(i),YA(i),'-
.ko',xA_XC,yA_YC,XI(i),YI(i),'-.ko',xB_XC,yB_YC)
axis equal
M(i) = getframe;clf;
i=i + 1;
end
movie(M,30)

%----reacciones en base a ubicacion del centrodo---%

j=1;
while j < 25/n + 2
Hy(1,j)=Socket.*cosd(j) + Shank + AY1 - L(1,j);
Hx(1,j)=-Socket.*sind(j) - Heeloffset;
HeelHip(1,j)=sqrt((Hx(1,j)-Heeloffset).^2+(Hy(1,j)-(-Shank)).^2);
Iheel(1,j)=sqrt((XI(1,j)-Heeloffset).^2+(YI(1,j)-(-Shank)).^2);
IHip(1,j)=sqrt((Hx(1,j)-XI(1,j)).^2+(Hy(1,j)-(YI(1,j))).^2);
ttaref(1,j)=0.5.*acosd((HeelHip(1,j).^2-Iheel(1,j).^2-
IHip(1,j).^2)./(2.*Iheel(1,j).*IHip(1,j)));
y(1,j)=Iheel(1,j).*cosd(ttaref(1,j));
x(1,j)=Iheel(1,j).*sind(ttaref(1,j));
N(1,j)=weight.*cosd(j);
alfa(1,j)=atand(Hx(1,j)./Hy(1,j));
Pc(1,j)=N(1,j).*cosd(alfa(1,j));
relacion(1,j)= x(1,j)./y(1,j);
Mh(1,j)=Pc(1,j).*HeelHip(1,j).*(x(1,j)./y(1,j));
Sc(1,j)=Mh(1,j)./HeelHip(1,j);
Ns(1,j)=N(1,j).*sind(alfa(1,j));
St(1,j)=Sc(1,j)+Ns(1,j);
j=j+1;
end
%---- Outputs---%

MaximoYI=max(YI);
MinimoYI=min(YI);
disp('MaximoYI: ');
disp(MaximoYI);
disp('MinimoYI: ');
disp(MinimoYI);
MaximoXI=max(XI);
MinimoXI=min(XI);
disp('MaximoXI: ');
```

```
disp(MaximoXI);
disp('MinimoXI: ');
disp(MinimoXI);
% ------------------------------------------------------------------
% CLARO -  valores para comparación y analisis---%
% ------------------------------------------------------------------
N65=(65/130).*(130/0.01);
N90=(90/130).*(130/0.01);
Cl65=L(1,N65);
Cl90=L(1,N90);
MaximoL=max(L);
MinimoL=min(L);
disp('MaximoL: ');
disp(MaximoL);
disp('MinimoL: ');
disp(MinimoL);
disp('Cl65°: ');
disp(Cl65);
disp('Cl90°: ');
disp(Cl90);

% The following section is for animation.
% ------------------------------------------------------------------
% Creates the lines representing binary links and sides of the
coupler link
% ------------------------------------------------------------------
x_link2=[XOA AX1];          %Line of link 2
y_link2=[YOA AY1];
x_link3=[AX1 BX1];          %Line of link 3
y_link3=[AY1 BY1];
x_link4=[BX1 XOB];          %Line of link 4
y_link4=[BY1 YOB];
x_link1=[XOB XOA];          %Line of link 1
y_link1=[YOB YOA];
% ------------------------------------------------------------------
% Calculate the coordinate of instant centers
% ------------------------------------------------------------------
ttaFlex=(0:0.01:130);
figure (2);plot(ttaFlex,L);grid on;
heel=(0:0.01:25);figure (3);plot(heel,Pc);grid on;figure
(4);plot(heel,Sc);grid on;figure (5);plot(x,y);grid on;figure
(6);plot(heel,Mh);grid on;figure (7);plot(heel,relacion);grid on;
```

APENDICE C

Table 6–2

Parameters for Marin Surface Modification Factor, Eq. (6–19)

Surface Finish	Factor *a* S_{ut}, kpsi	Factor *a* S_{ut}, MPa	Exponent *b*
Ground	1.34	1.58	−0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	−0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	−0.718
As-forged	39.9	272.	−0.995

From C.J. Noll and C. Lipson, "Allowable Working Stresses," *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3, no. 2, 1946 p. 29. Reproduced by O.J. Horger (ed.) *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, New York. Copyright © 1953 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.

Size Factor k_b

The size factor has been evaluated using 133 sets of data points.[15] The results for bending and torsion may be expressed as

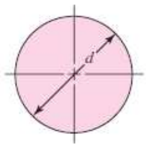
$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \le d \le 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \le 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \le d \le 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \le 254 \text{ mm} \end{cases} \qquad (6\text{–}20)$$

For axial loading there is no size effect, so

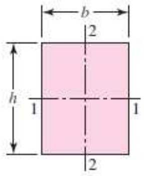
$$k_b = 1 \qquad (6\text{–}21)$$

Table 6–3

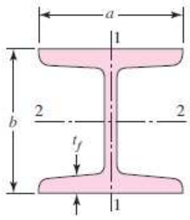
$A_{0.95\sigma}$ Areas of Common Nonrotating Structural Shapes



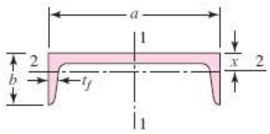
$$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2$$
$$d_e = 0.370d$$



$$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$$
$$d_e = 0.808\sqrt{hb}$$



$$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{axis 1-1} \\ 0.05ba \quad t_f > 0.025a & \text{axis 2-2} \end{cases}$$



$$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.05ab & \text{axis 1-1} \\ 0.052xa + 0.1t_f(b-x) & \text{axis 2-2} \end{cases}$$

Table 6–4

Effect of Operating Temperature on the Tensile Strength of Steel.* (S_T = tensile strength at operating temperature; S_{RT} = tensile strength at room temperature; $0.099 \le \hat{\sigma} \le 0.110$)

Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

Table 6–5

Reliability Factors k_e Corresponding to 8 Percent Standard Deviation of the Endurance Limit

Reliability, %	Transformation Variate z_a	Reliability Factor k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Table A–22

Results of Tensile Tests of Some Metals* *Source:* J. Datsko, "Solid Materials," chap. 32 in Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, and Thomas H. Brown, Jr. (eds.-in-chief), *Standard Handbook of Machine Design,* 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 2004, pp. 32.49–32.52.

			Strength (Tensile)					
Number	Material	Condition	Yield S_y, MPa (kpsi)	Ultimate S_u, MPa (kpsi)	Fracture, σ_f, MPa (kpsi)	Coefficient σ_0, MPa (kpsi)	Strain Strength, Exponent m	Fracture Strain ϵ_f
1018	Steel	Annealed	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1)†	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Steel	Annealed	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130)†	992 (144)	0.14	0.49
1212	Steel	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106)†	758 (110)	0.24	0.85
1045	Steel	Q&T 600°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273)†	0.041	0.81
4142	Steel	Q&T 600°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255)†	0.048	0.43
303	Stainless steel	Annealed	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221)†	1410 (205)	0.51	1.16
304	Stainless steel	Annealed	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233)†	1270 (185)	0.45	1.67
2011	Aluminum alloy	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2)†	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aluminum alloy	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3)†	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aluminum alloy	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102)†	882 (128)	0.13	0.18

Table A–24

Mechanical Properties of Three Non-Steel Metals *(Continued)*

(b) Mechanical Properties of Some Aluminum Alloys

[These *are typical* properties for sizes of about $\frac{1}{2}$ in; similar properties can be obtained by using proper purchase specifications. The values given for fatigue strength correspond to $50(10^7)$ cycles of completely reversed stress. Alluminum alloys do not have an endurance limit. Yield strengths were obtained by the 0.2 percent offset method.]

Aluminum Association Number	Temper	*Strength* Yield, S_y, MPa (kpsi)	Tensile, S_u, MPa (kpsi)	Fatigue, S_f, MPa (kpsi)	Elongation in 2 in, %	Brinell Hardness H_B
Wrought:						
2017	O	70 (10)	179 (26)	90 (13)	22	45
2024	O	76 (11)	186 (27)	90 (13)	22	47
	T3	345 (50)	482 (70)	138 (20)	16	120
3003	H12	117 (17)	131 (19)	55 (8)	20	35
	H16	165 (24)	179 (26)	65 (9.5)	14	47
3004	H34	186 (27)	234 (34)	103 (15)	12	63
	H38	234 (34)	276 (40)	110 (16)	6	77
5052	H32	186 (27)	234 (34)	117 (17)	18	62
	H36	234 (34)	269 (39)	124 (18)	10	74
Cast:						
319.0*	T6	165 (24)	248 (36)	69 (10)	2.0	80
333.0†	T5	172 (25)	234 (34)	83 (12)	1.0	100
	T6	207 (30)	289 (42)	103 (15)	1.5	105
335.0*	T6	172 (25)	241 (35)	62 (9)	3.0	80
	T7	248 (36)	262 (38)	62 (9)	0.5	85

APENDICE D

Variables de Fatiga de materiales

Table 3.1 Room temperature fatigue properties of selected steels, aluminum, and titanium

No.	Material	HB	σ'_f, MPa (ksi)	ε'_f	b	c	$n' = b/c$	E, MPa (10^6 psi)	$\Delta\varepsilon_T/2$	$2N_T$ cycles	σ_f, MPa (ksi)	S_u, MPa (ksi)	RA, %
1	SAE 1005-1009	HRLC	538 (78)	0.11	−0.073	−0.41	0.18	200.0 (29.0)	0.00121	60600	841 (122)	414 (60)	64
2	Gainex	HRLC	807 (117)	0.86	−0.071	−0.65	0.11	201.3 (29.2)	0.00208	10644	814 (118)	521 (75.5)	61
3	Man-Ten	150	972 (141)	0.85	−0.110	−0.59	0.19	206.9 (30.0)	0.00143	50438	1000 (145)	565 (82)	69
4	SAE 1045	225	1227 (178)	1.00	−0.095	−0.66	0.14	200.0 (29.0)	0.00261	8222	1227 (178)	724 (105)	65
5	SAE 1045	390	1586 (230)	0.45	−0.074	−0.68	0.11	206.9 (30.0)	0.00467	828	1862 (270)	1344 (195)	59
6	SAE 1045	410	1862 (270)	0.60	−0.073	−0.70	0.10	200.0 (29.0)	0.00573	768	1862 (270)	1448 (210)	51
7	SAE 1045	450	1793 (260)	0.35	−0.070	−0.69	0.10	206.9 (30.0)	0.00571	390	2103 (305)	1586 (230)	55
8	SAE 1045	595	2723 (395)	0.07	−0.081	−0.60	0.14	206.9 (30.0)	0.0102	25	2723 (395)	2241 (325)	41
9	10B62	430	1779 (258)	0.32	−0.067	−0.56	0.12	193.1 (28.0)	0.0057	1334	1779 (258)	1641 (238)	38
10	AISI 4130	365	1696 (246)	0.89	−0.081	−0.69	0.12	200.0 (29.0)	0.00457	2082	1820 (264)	1427 (207)	55
11	SAE 4142	475	2172 (315)	0.09	−0.081	−0.61	0.13	206.9 (30.0)	0.00756	58	2172 (315)	1931 (280)	35
12	SAE 4142	560	2654 (385)	0.07	−0.089	−0.76	0.12	206.9 (30.0)	0.0103	12	2654 (385)	2241 (325)	27
13	Ti-6Al-4V	. . .	3806 (552)	1.05	−0.105	−0.69	0.15	117.2 (17.0)	0.0174	382	1717 (249)	1234 (179)	41
14	SAE 4142	400	1896 (275)	0.50	−0.090	−0.75	0.12	200.0 (29.0)	0.0055	406	1896 (275)	1551 (225)	47
15	SAE 4142	450	1999 (290)	0.40	−0.080	−0.79	0.10	206.9 (30.0)	0.0061	308	1999 (290)	1758 (255)	42
16	SAE 4142	475	2068 (300)	0.20	−0.082	−0.77	0.11	200.0 (29.0)	0.0073	74	2068 (300)	2034 (295)	20
17	AISI 4340	243	1200 (174)	0.45	−0.095	−0.54	0.18	193.1 (28.0)	0.00249	15114	1089 (158)	827 (120)	43
18	AISI 4340	409	1999 (290)	0.48	−0.091	−0.60	0.15	200.0 (29.0)	0.0050	2010	1558 (226)	1469 (213)	38
19	SAE 5160	430	1931 (280)	0.40	−0.071	−0.57	0.12	193.1 (28.0)	0.0059	1624	1931 (280)	1669 (242)	42
20	SAE 9262	260	1041 (151)	0.155	−0.071	−0.47	0.15	206.9 (30.0)	0.00274	5376	1041 (151)	924 (134)	14
21	SAE 9262	410	1855 (269)	0.38	−0.057	−0.65	0.09	200.0 (29.0)	0.0065	524	1855 (269)	1565 (227)	32
22	AISI 304	160	2413 (350)	1.02	−0.150	−0.77	0.19	186.2 (27.0)	0.00451	1142	1572 (228)	745 (108)	74
23	AISI 310	145	1655 (240)	0.60	−0.150	−0.57	0.26	193.1 (28.0)	0.00188	24722	1158 (168)	641 (93)	64
24	AM 350	. . .	2799 (406)	0.33	−0.140	−0.84	0.17	193.1 (28.0)	0.0080	86	2055 (298)	1317 (191)	52
25	18Ni maraging	460	2137 (310)	0.80	−0.071	−0.79	0.09	186.2 (27.0)	0.0075	366	2137 (310)	1862 (270)	56
26	18Ni maraging	480	2241 (325)	0.60	−0.070	−0.75	0.09	179.3 (26.0)	0.0085	296	2241 (325)	1999 (290)	55
30	2014-T6 Al	. . .	848 (123)	0.42	−0.106	−0.65	0.16	68.95 (10.0)	0.0062	658	600 (87)	510 (74)	25
31	2014-T4 Al	. . .	1014 (147)	0.21	−0.110	−0.52	0.21	70.3 (10.2)	0.00703	688	634 (92)	476 (69)	35
32	5456 Al	. . .	724 (105)	0.46	−0.110	−0.67	0.16	68.95 (10.0)	0.0050	854	524 (76)	400 (58)	35
33	SAE 1015	80	827 (120)	0.95	−0.110	−0.64	0.17	206.9 (30.0)	0.00129	30366	724 (105)	414 (60)	68
34	SAE 950X	155	627 (91)	0.35	−0.075	−0.54	0.14	206.9 (30.0)	0.00141	27208	752 (109)	441 (64)	65
35	VAN80	225	1055 (153)	0.21	−0.080	−0.53	0.15	194.4 (28.2)	0.00284	3376	1220 (177)	696 (101)	68
36	RQC 100	298	1014 (147)	0.60	−0.076	−0.67	0.11	202.7 (29.4)	0.00271	3164	1358 (197)	820 (119)	68
37	SAE 1045	500	2275 (330)	0.25	−0.080	−0.68	0.12	206.9 (30.0)	0.0073	182	2275 (330)	1827 (265)	51
38	AISI 4130	258	1276 (185)	0.92	−0.083	−0.63	0.13	220.6 (32.0)	0.00268	10596	1420 (206)	896 (130)	67
39	SAE 4142	380	1827 (265)	0.45	−0.080	−0.75	0.11	206.9 (30.0)	0.00553	354	1827 (265)	1413 (205)	48
40	SAE 4142	450	2103 (305)	0.60	−0.090	−0.76	0.12	200.0 (29.0)	0.0061	418	2103 (305)	1931 (280)	37
41	SAE 4340	350	1655 (240)	0.73	−0.076	−0.62	0.12	193.1 (28.0)	0.00461	3534	1655 (240)	1241 (180)	57
42	AISI 52100	518	2586 (375)	0.18	−0.090	−0.56	0.16	206.9 (30.0)	0.0075	292	2193 (318)	2013 (292)	11
43	SAE 9262	280	1220 (177)	0.41	−0.073	−0.60	0.12	193.1 (28.0)	0.00355	2744	1220 (177)	1000 (145)	33
44	N-11	660	3172 (460)	0.08	−0.077	−0.74	0.10	206.9 (30.0)	0.0127	12	3172 (460)	2586 (375)	33
45	AISI 304	327	2275 (330)	0.89	−0.120	−0.69	0.17	172.4 (25.0)	0.0055	1616	1696 (246)	951 (138)	69
46	AM 350	496	2689 (390)	0.098	−0.102	−0.42	0.24	179.3 (26.0)	0.0082	366	2179 (316)	1903 (276)	20
47	18Ni maraging	450	1655 (240)	0.30	−0.065	−0.62	0.10	186.2 (27.0)	0.0059	568	1896 (275)	1517 (220)	67
48	2024-T351 Al	. . .	1103 (160)	0.22	−0.124	−0.59	0.21	73.1 (10.6)	0.0074	314	558 (81)	469 (68)	25
49	7075-T6 Al	. . .	1317 (191)	0.19	−0.126	−0.52	0.24	71.0 (10.3)	0.0088	368	745 (108)	579 (84)	33
50	SAE 1005	HRLC	641 (93)	0.10	−0.109	−0.39	0.28	200.0 (29.0)	0.00085	200000	848 (123)	345 (50)	80

APENDICE E

EJES
ACERO INOXIDABLE

Especificaciones Generales

Material	AISI 304
Dureza HB	249-278
Límite de Influencia	225 N/mm2
Aplicaciones	INDUSTRIAS ALIMENTICIAS, CERVECERA, AZUCARERA, ALIMENTICIA, UTENSILLOS DOMESTICOS INDUSTRIA DEL CUERO FARMACEUTICA, DENTAL, ETC...

DIMENSIONES

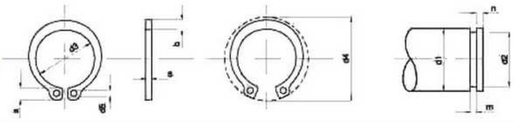
DIAMETRO	LONGITUD
3/16"	6m.
1/4"	6m.
5/16"	6m.
3/8"	6m.
1/2"	6m.
5/8"	6m.
3/4"	6m.
1"	6m.
1-1/4"	6m.
1-1/2"	6m.
2"	6m.
2-1/2"	6m.
3"	6m.
3-1/2"	6m.
4"	6m.
5"	6m.
6"	6m.

APENDICE F

DIMENSIONES EN MM

MATERIAL:
SAE 1070 IRAM-IAS U 500-179
(SIMILAR C 67, C 75, CK 75
SEGUN DIN 17222)

DUREZA:
HRC: 47 ÷ 54(d1 4 ÷ d1 48)
HRC: 44 ÷ 51(d1 50 ÷ d1 200)



Med. Nom. d1	ANILLO								RANURA				Fuerza Axial KG. £
	s h11	a max.	b »	d3	Toler.	d4	d5	Peso Kgs. x 1000 Pz.	d2	Toler.	m H 13	n min.	
4	0,4	2,2	0,9	3,7	+0,04 -0,15	8,6	1	0,034	3,8	h10 +0 -0,04	0,5	0,3	30
5	0,6	2,5	1,1	4,7		10,3		0,066	4,8		0,7		38
6	0,7	2,7	1,3	5,6		11,7	1,15	0,084	5,7		0,8	0,45	70
7	0,8	3,1	1,4	6,5	+0,06 -0,18	13,5	1,2	0,121	6,7	h10 +0 -0,06	0,9		80
8		3,2	1,5	7,4		14,7		0,158	7,6			0,6	120
9	1	3,3	1,7	8,4		16,0		0,300	8,6		1,1		138
10			1,8	9,3	+0,10 -0,36	17,0	1,5	0,340	9,6				153
11				10,2		18,0		0,410	10,5	h11 +0 -0,11		0,75	210
12				11		19,0	1,7	0,500	11,5				230
13		3,4	2	11,9		20,2		0,530	12,4			0,9	300
14		3,5	2,1	12,9		21,4		0,640	13,4				325
15		3,6	2,2	13,8		22,6		0,670	14,3			1,1	400
16		3,7		14,7		23,8		0,700	15,2			1,2	490
17		3,8	2,3	15,7		25,0		0,820	16,2				520