



Benemérita Universidad Autónoma de Puebla



Facultad de Ciencias de la Electrónica

Nombre de la Tesis

“Prótesis Modular de rodilla”

Para obtener el título de

Ingeniero en Mecatrónica

Presenta

Ignacio Joaquín López Lobato

Asesor

Dr. Emilio Miguel Soto García

Puebla, Pue. Mayo de 2015

Agradecimientos

El presente trabajo de tesis realizado en la Benemérita Universidad Autónoma de Puebla es un esfuerzo en el cual, directa o indirectamente, participaron distintas personas opinando, corrigiendo, teniéndome paciencia, dando ánimo, acompañado en los momentos difíciles y de felicidad.

En primer lugar a Dios por haberme guiado por el buen camino, darme fuerza para seguir adelante y no desmayar ante los problemas que se presentaron a lo largo de toda la carrera, dándome la sabiduría y el carácter para encarar cualquier situación y seguir avanzando.

A mi tutor de tesis, Dr. Emilio Soto, por haberme permitido trabajar en este proyecto, por su paciencia ante mi inconsistencia, valiosa dirección y apoyo desde el inicio hasta la conclusión de la tesis.

Todos mis amigos gracias por el tiempo que hemos compartido, por haber estado conmigo y escuchado en los buenos y malos momentos, apoyarme y ofrecerme su ayuda siempre.

Sobre todo gracias al apoyo incondicional, cariño y amor que siempre me has brindado, mamá, a pesar de mis malos momentos siempre estuviste ahí conmigo. Sin ti nada de esto podría haber sido posible.

A todos ustedes, mi mayor reconocimiento y gratitud.

Dedicatoria

Siempre han sido como unos padres, ustedes han sido los pilares que, gracias a su sabiduría, influyeron en mi madurez y me enseñaron que para ser alguien en la vida hay que trabajar duro y de manera honrada hasta conseguir nuestros objetivos, esta tesis es para ustedes en agradecimiento por el amor que siempre me han expresado.

Papá Beto, mamá Esther gracias.

“Porque Dios no nos ha dado un espíritu de cobardía, sino de poder, amor y dominio propio”

2 Timoteo 1:7

Contenido

Agradecimientos	II
Dedicatoria	III
Resumen	1
Abstract	2
Historia y estado del arte de las prótesis	3
Capítulo 1: Introducción	4
1.1 Objetivo general	4
1.1.1 Objetivos particulares	4
1.1.2 Justificación	4
1.2 Biomecánica de miembro inferior	5
1.2.1. Locomoción del miembro inferior	5
1.2.2. Fases del caminar	5
1.2.3. Subdivisión de la fase de apoyo	8
1.2.4. Subdivisión de la fase de balanceo	8
1.2.5. Línea del centro de gravedad	9
1.2.6. Métodos de estudio de la marcha	10
1.2.7. Análisis cinemático de fuerzas de la marcha del tobillo	12
1.2.8. Análisis cinético de fuerzas de la marcha del tobillo	13
1.2.9. Análisis cinemático de fuerzas de la marcha de la rodilla	15
1.2.10. Análisis cinético de fuerzas de la marcha de la rodilla	16
1.2.11. Movimiento en el plano frontal	18
1.2.12. ¿Qué es una prótesis?	19
1.2.13. Prótesis y componentes	19
1.2.14. Construcción modular	21
1.2.15. Prótesis hidráulicas	23
1.2.16. Prótesis de alta tecnología	25
Capítulo 2: Mecanismos, motor DC y sensado	27

2.1. Modelo dinámico	27
2.2. Mecanismos de cuatro barras y teorema de Grashof	29
2.3. Cinemática inversa	31
2.4. Análisis de posición de mecanismo de cuatro barras	31
2.5. Análisis de velocidad y aceleración de mecanismo de cuatro barras	35
2.6. Fuerzas de inercia y principio de D'Alembert	37
2.7. Engranajes	39
2.7.1. Engranajes satelitales	40
2.7.2. Mecanismos de tornillo sin fin.	41
2.8. Modelado de motor de corriente continua de imán permanente	41
2.9. Parametrización de motor de C.C.	43
2.9.1. Determinación de la constante contra-electromotriz (k_e) para motor C.C.	43
2.9.2. Determinación de la constante de Torque (k_t)	44
2.9.3 Determinación de la Resistencia de Armadura (r_a)	44
2.9.4. Determinación de la Inductancia de Armadura (L_a)	45
2.9.5 Determinación de la constante de tiempo mecánica (t_m)	45
2.9.6. Determinación del momento de inercia (J_m)	45
2.9.7. Obtención del torque de fricción y la corriente de arranque del motor C.C.	45
2.9.8. Determinación de la constante de fricción de coulomb (B)	46
2.10. Sensores para el Sistema.	47
2.10.1 Arduino	47
2.10.2 Acelerómetro	47
2.10.3 Galga extensiométrica	48
Capítulo 3. Diseño y análisis de movimiento del sistema	49
3.1 Diseño de mecanismo en Geogebra	49
3.2. Análisis de posición	51
3.3 Análisis de velocidad y aceleración	53
3.4 Diseño de piezas en SolidWorks	66
3.5 Fuerzas de inercia del sistema	69
Capítulo 4. Construcción y resultados del sistema mecatrónico.	73
4.1 Migración y simulación de mecanismo con Matlab usando SimMechanics	77
4.2 Determinación de los parámetros de motor de corriente continua	80

4.2.1 Determinación de la constante ke	82
4.2.2 Determinación de la constante kt	83
4.2.3 Determinación de ra	83
4.2.4 Determinación de La	83
4.2.5 Determinación de tm	83
4.2.6 Obtención de Jm	85
4.2.7 Obtención de Tf	85
4.2.8 Cálculo de B	85
4.3 Simulación de motor de C.C. en Matlab con Simulink con y sin cajas reductoras	86
4.4 Simulación de movimiento y sintonización de control PD para motor CC	90
4.5 Programación de tarjeta Arduino	93
4.6 Potencia	95
4.7 Conclusiones	95
4.7.1 Trabajos futuros	96
Apéndices	97
Apéndice A. Dibujo técnico: Disco de acoplamiento	98
Apéndice B. Dibujo técnico: Barra movimiento	99
Apéndice C. Dibujo técnico: Barra ángulo	100
Apéndice D. Dibujo técnico: Rodilla y base motor	101
Apéndice E. Dibujo técnico: Anillo engranes	102
Apéndice F. Dibujo técnico: Anillo Motor	103
Apéndice G. Código de GUI	104
Apéndice H. Código de Arduino	108
Bibliografía	110

Resumen

En el presente documento se expone el diseño por medio de software especializado en CAD de un sistema protésico de miembro inferior mediante el uso de motor de DC, obteniendo elementos a utilizar de otros mecanismos funcionales y acoplado cada uno, para de esta forma reducir costos y mediante el acoplamiento de un juego de palancas aumentar la funcionalidad del sistema así como su rendimiento basado en un trabajo anterior de Tesis de Maestría del Dr. Emilio Soto, al cual se realiza el aporte.

Para la obtención de mejores resultados, se utiliza la placa Arduino Nano como tarjeta de control y recopilación de datos, ya que es una tarjeta de desarrollo y programación abierta de la cual se ha comprobado su funcionamiento.

Durante el desarrollo de la tesis se realiza una revisión teórica de los conceptos más comunes en el área de la mecánica y control, así como los conceptos básicos de locomoción humana para poder entender y generar el resultado deseado.

Se diseña el modelo en 3D del mecanismo para comprobar su viabilidad ergonómica y de rendimiento.

Abstract

This paper presents the design using specialized CAD software in a lower limb prosthesis system using DC motor, obtaining items to use from other functional mechanisms and coupling each, by this way reduce costs and by coupling a set of levers to increase the functionality of the system and its based on earlier work of Master Thesis of Dr. Emilio Soto, whom the contribution is made.

For better results, Arduino Nano is used as a control card and data collection, as it is a business development and open programming which has proven its operation.

During the development of the thesis a theoretical review of the most common in the area of mechanics and control concepts and the basic concepts of human locomotion is made to understand and generate the desired result is performed.

The 3D model is designed checking mechanism ergonomic performance and viability.

Historia y estado del arte de las prótesis

Desde la época de las antiguas pirámides hasta la Primera Guerra Mundial, el campo de la protésica se ha transformado en un sofisticado ejemplo de la resolución del hombre por mejorar.

La evolución de la protésica es larga y está plagada de historias, desde sus comienzos primitivos, pasando por el sofisticado presente, hasta las increíbles visiones del futuro. Al igual que sucede en el desarrollo de cualquier otro campo, algunas ideas e invenciones han funcionado y se han explorado más detalladamente, como el pie de posición fija, mientras que otras se han dejado de lado o se han vuelto obsoletas, como el uso de hierro en las prótesis.

El largo y complejo camino hacia la pierna computarizada comenzó alrededor del año 1500 a. C. y, desde entonces, ha estado en constante evolución. Han habido muchos perfeccionamientos desde las primeras patas de palo y los primeros ganchos de mano, y el resultado ha sido la fijación y el moldeado altamente personalizados que se encuentran en los dispositivos actuales. No obstante, para poder apreciar todo el camino que se ha recorrido en el campo de la protésica, primero debemos remontarnos a los antiguos egipcios.

En 1969, Pieter Verduyn desarrolló la primera prótesis por debajo de la rodilla sin mecanismo de bloqueo, lo que más tarde sentaría las bases de los dispositivos actuales de articulación. En los años 80's se crea el pie "SAFE" que es uno de los primeros pies que almacenan energía.

Desde la década de los 90's a la actualidad se han desarrollado prótesis especializadas para cada tipo de paciente y sus diferentes necesidades. En la rama de la biomecánica el control microeléctrico es el más popular, esto es utilizar diferentes circuitos y sensores eléctricos para controlar los movimientos de una prótesis con el fin de lograr un movimiento más natural.

Capítulo 1: Introducción

1.1 Objetivo general

Diseñar un sistema mecánico, enfocado al conjunto de la rodilla en una prótesis, así como su control, capaz de simular la marcha normal en personas que han sufrido la amputación del miembro inferior, así como mejorar el rendimiento, desempeño y disminuir costos comparado con las prótesis actuales.

1.1.1 Objetivos particulares

- Estudiar y recopilar los datos necesarios sobre locomoción humana.
- Reproducir el movimiento de rodilla mediante un sistema de palancas.
- Diseñar un control simple que recopile los datos necesarios para una marcha normal.

1.1.2 Justificación

El Instituto Nacional de Estadística Geografía e Informática dice: “De acuerdo con la Clasificación del Funcionamiento, de la Discapacidad y de la salud, presentada en 2001, las personas con discapacidad *son aquellas que tienen una o más deficiencias, físicas, mentales, intelectuales o sensoriales y que al interactuar con distintos ambientes del entorno social pueden impedir su participación plena y efectiva en igualdad de condiciones a las demás.*” De acuerdo al censo realizado en 2012 por dicha institución, las personas con algún tipo de discapacidad representan el 6.6% de la población total en la República Mexicana. Del total de población con discapacidad, 57.5% presenta limitación para caminar o moverse.

De esta forma, el estudio de la locomoción del cuerpo humano con diferentes aparatos así como el desarrollo e implementación de mecanismos para prótesis toma gran importancia debido a los porcentajes elevados de discapacidad motriz, con el objetivo de proporcionar una mejor calidad de vida a las personas con discapacidad de movimiento.

1.2 Biomecánica de miembro inferior

1.2.1. Locomoción del miembro inferior

Conocer la locomoción del miembro inferior es la base del tratamiento sistemático y del manejo de la marcha patológica, especialmente cuando se usan prótesis y ortesis.

P. Vera define la locomoción humana normal como una serie de movimientos alternantes, rítmicos, de las extremidades y del tronco que determinan un desplazamiento hacia delante del centro de gravedad.¹

El ciclo de la marcha comienza cuando un pie hace contacto con el suelo y termina con el siguiente contacto del mismo pie.

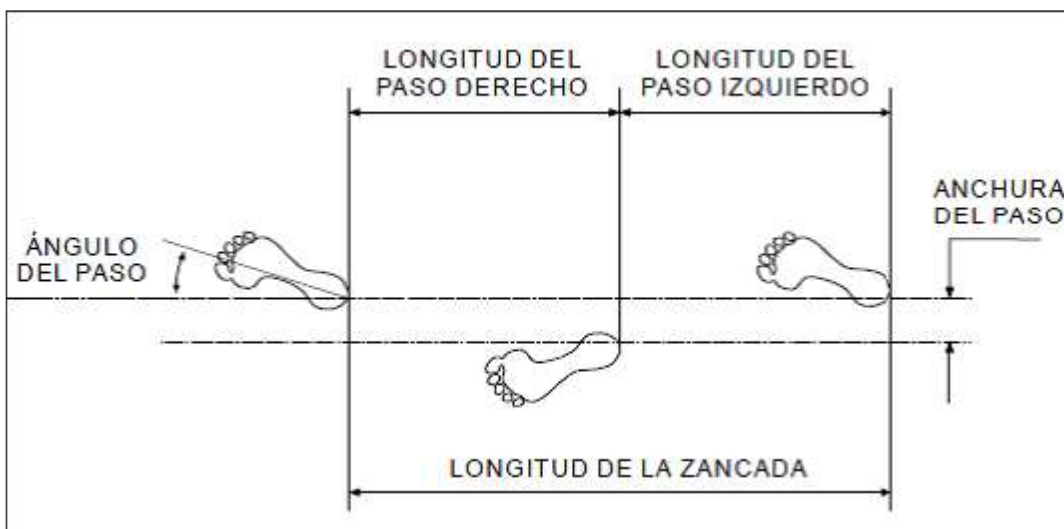


Fig. 1.1 Parámetros de análisis en la marcha

Fuente: http://www.sld.cu/galerias/pdf/sitios/rehabilitacion/marcha_normal.pdf

1.2.2. Fases del caminar

El ciclo de la marcha se divide en dos principales componentes: La fase de apoyo y la fase de balanceo. Un miembro inferior está en fase de apoyo cuando está en contacto con el suelo y después está en fase de balanceo cuando no contacta con

¹ P. Vera. "Biomecánica de la marcha humana normal y patológica", Instituto de Biomecánica de Valencia. Cap. 3, 1999.

el suelo. Estas dos fases se van alternando de un miembro a otro durante la marcha. En un paso completo, el apoyo sencillo se refiere al periodo cuando sólo un miembro inferior está en contacto con el suelo. El período de doble apoyo ocurre cuando ambos pies están en contacto con el suelo simultáneamente. La diferencia entre correr y caminar es la ausencia de un período de doble apoyo.

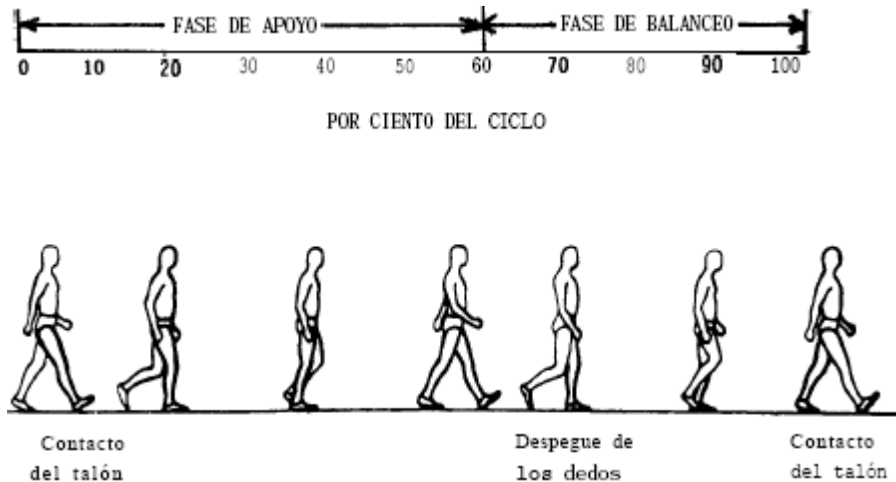


Fig. 1.2 Fase de apoyo y balanceo

Fuente: http://www.sld.cu/galerias/pdf/sitios/rehabilitacion/marcha_normal.pdf

La cantidad relativa de tiempo gastado durante cada fase del ciclo de la marcha, a una velocidad normal, es:

1. Fase de apoyo: 60% del ciclo
2. Fase de balanceo: 40% del ciclo
3. Doble apoyo: 20% del ciclo.

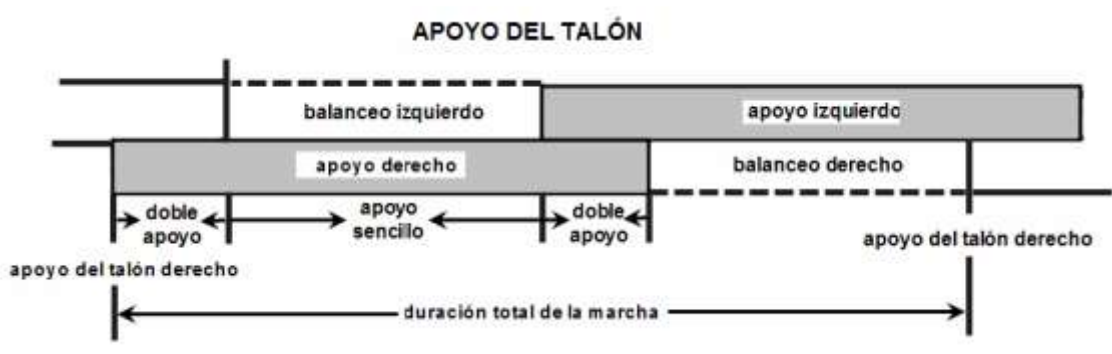


Fig. 1.3. Duración del ciclo de apoyo

Fuente: <http://nelson-hernan.blogspot.mx/2011/06/biomecanica-de-la-marcha.html>

El ciclo de la marcha empieza cuando el talón golpea el suelo. Desde que esto sucede, hasta que la pierna alcanza la flexión en el apoyo se llama respuesta a la

carga. Durante esta fase, el peso del sujeto es transferido a la pierna y la rodilla se flexiona. El propósito de la flexión es absorber el impacto del talón en el suelo.

Desde el momento de máxima flexión de la rodilla hasta que la rodilla se extiende completamente se define como *extensión en fase de apoyo*. El poder de enderezar la pierna viene de la articulación de la cadera en conjunto con diferentes músculos de la pierna.

Después de que la pierna se endereza durante el apoyo, comienza de nuevo la flexión para la preparación de la fase de oscilación.

En esta fase, hasta que el pie deja el suelo, se conoce como *pre-balanceo*. El cual comienza ligeramente después del golpe del talón de la pierna contraria. EL momento en que ambas piernas se encuentran en el terreno y soportan el peso de cuerpo se conoce como *doble apoyo*.

Desde el momento en que la pierna abandona el piso, hasta que alcanza su máximo ángulo de flexión se le conoce como *flexión de balanceo*. El flexionar la pierna es importante a fin de evitar el choque del dedo del pie en el suelo, mientras la pierna se balancea hacia adelante en la preparación del próximo contacto del talón.

Desde el momento de máxima flexión en el balanceo, hasta que el talón vuelve a golpear el suelo se le conoce como *extensión de balanceo*. Idealmente, la pierna se endereza al mismo tiempo que el pie está listo para ponerse en contacto con el suelo.

La longitud del paso completo es la distancia lineal entre los sucesivos puntos de contacto del talón del mismo pie. Longitud del paso es la distancia lineal en el plano de progresión entre los puntos de contacto de un pie y el otro pie.

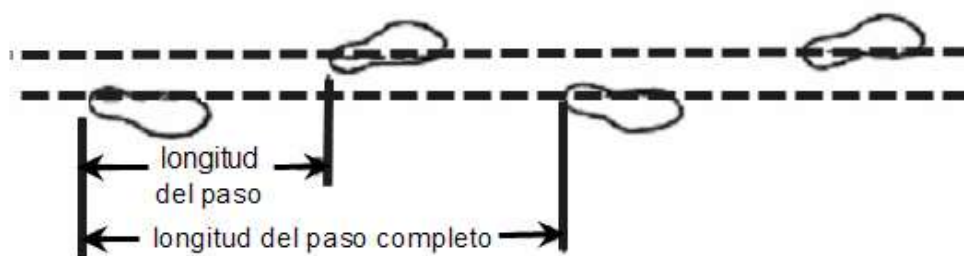


Fig. 1.4. Longitud del paso completo

Fuente: <http://nelson-hernan.blogspot.mx/2011/06/biomecanica-de-la-marcha.html>

1.2.3. Subdivisión de la fase de apoyo

Hay cinco momentos que son útiles al subdividir la fase de apoyo:

1. *Contacto del talón*: Se refiere al instante en que el talón de la pierna de referencia toca el suelo
2. *Apoyo plantar*: Se refiere al contacto de la parte anterior del pie con el suelo.
3. *Apoyo medio*: Ocurre cuando el trocánter mayor está alineado verticalmente con el centro del pie, visto desde un plano sagital.
4. *Elevación del talón*: Ocurre cuando el talón se eleva del suelo, y el despegue del pie ocurre cuando los dedos se elevan del suelo
5. *Despegue del pie*: Sucede cuando el pie ha dejado de tocar el piso.

La fase de apoyo puede también dividirse en intervalos con los términos de recepción del peso, apoyo medio y despegue, sin embargo el movimiento de la rodilla es controlado por el muslo el cual tiene distinto ángulos de inclinación de acuerdo con fase en la que se encuentre; es el movimiento que interesa debido a que es el principio en el que se fundamenta la prótesis.

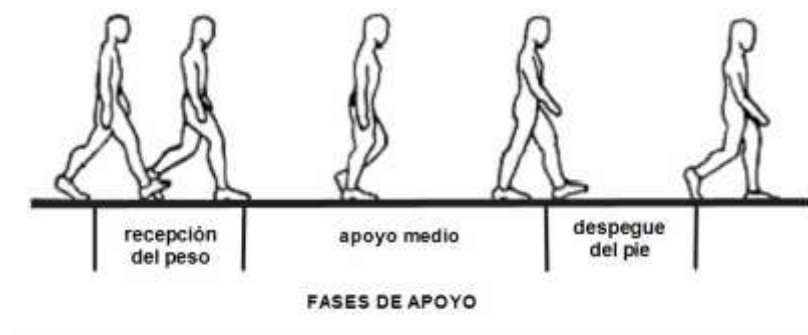


Fig. 1.5. Fases de apoyo

Fuente: http://sermedc2.blogspot.mx/2011_05_01_archive.html

1.2.4. Subdivisión de la fase de balanceo

La fase de balanceo puede dividirse en tres intervalos designados con los términos de aceleración, balanceo medio y desaceleración.

1. *Período de aceleración*: Se caracteriza por la rápida aceleración del extremo de la pierna inmediatamente después de que los dedos dejan el suelo.
2. *Balanceo medio*: Sucede cuando la pierna balanceada pasa a la otra pierna, moviéndose hacia delante de la misma, ya que está en fase de apoyo.
3. *Periodo de desaceleración*: Es cuando la pierna que se mueve rápidamente cuando se acerca al final del intervalo.

En la fase de balanceo también hace notar el cambio de inclinación del muslo, el cual se mueve a mayor velocidad en esta fase cuando va de atrás hacia adelante, por lo que el sistema a desarrollarse debe de ser capaz de captar el tiempo de movimiento de la rodilla para lograr una compensación al cambio de velocidad y estar listo para el inicio de la fase de apoyo.

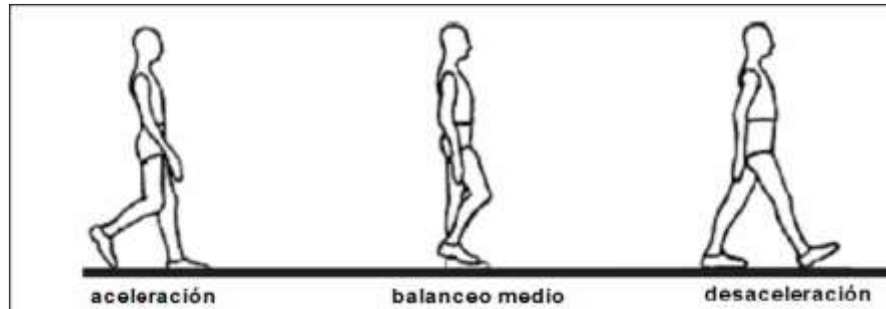


Fig. 1.6. Fases de balanceo

Fuente: http://sermedc2.blogspot.mx/2011_05_01_archive.html

1.2.5. Línea del centro de gravedad

Las leyes de la mecánica dicen claramente que el mínimo gasto de energía se consigue cuando un cuerpo se mueve en línea recta, sin que el centro de gravedad se desvíe, tanto para arriba como para abajo, como de un lado a otro. Esta línea recta sería posible en la marcha normal si las extremidades inferiores terminaran exactamente a la misma altura y tuviéramos rigidez en la postura vertical, cómo esto no es lo que ocurre, el centro de gravedad del cuerpo se desvía de una línea recta, pero para la conservación de la energía, la desviación o desplazamiento debe quedarse a un nivel óptimo.

En la marcha normal el centro de gravedad se mueve hacia arriba y hacia abajo, de manera rítmica, conforme se mueve hacia adelante. El punto más alto se produce cuando la extremidad que carga el peso está en el centro de su fase de apoyo; el punto más bajo ocurre en el momento del apoyo doble, cuando ambos pies están en contacto con el suelo. El punto medio de este desplazamiento vertical en el adulto masculino es aproximadamente de 5 cm. La línea Seguida por el centro de gravedad es muy suave sin cambios bruscos de desviación.

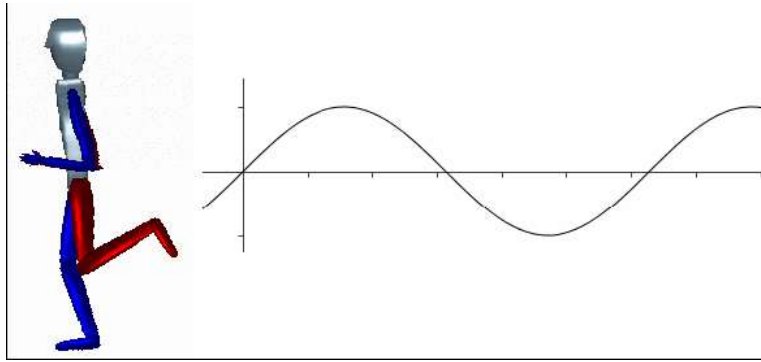


Fig. 1.7. Movimiento del centro de gravedad

Fuente: <http://nelson-hernan.blogspot.mx/2011/06/biomecanica-de-la-marcha.html>

Cuando el peso se transfiere de una pierna a otra, hay una desviación de la pelvis y del tronco hacia el lado o extremidad en la que se apoya el peso del cuerpo. El centro de gravedad, al tiempo que se desplaza hacia adelante no sólo sufre un movimiento rítmico hacia arriba y abajo, sino que también oscila de un lado a otro. El desplazamiento total de este movimiento lateral es también aproximadamente de 5 cm. El límite de los movimientos laterales del centro de gravedad ocurre cuando cada extremidad está en el apoyo medio y la línea del centro de gravedad es también en este caso, de curvas muy suaves.

Todas las características de la marcha que influyen en la línea del centro de gravedad son importantes debido a que la prótesis debe de tener su propio centro de gravedad.

1.2.6. Métodos de estudio de la marcha

Los investigadores de la locomoción humana han estudiado dos métodos de investigación. Uno es la cinemática que describe los movimientos del cuerpo en conjunto y los movimientos relativos de las partes del cuerpo durante las diferentes fases de la marcha. Un ejemplo de esto es el estudio de las relaciones angulares de los segmentos de la extremidad inferior durante el ciclo de la marcha. El otro es del área de la cinética que se refiere a las fuerzas que producen el movimiento. Las fuerzas de mayor influencia en los movimientos del cuerpo en la marcha normal, son aquellas debidas a:

- Gravedad
- Contracción muscular
- Inercia
- Reacciones del suelo (resultantes de la fuerza que ejerce el suelo)

Las fuerzas mencionadas son importantes de tomar en cuenta debido a que su análisis en el modelo dinámico determinará si el sistema tiene estabilidad y por lo tanto es viable su funcionamiento.

La figura 1.8 ilustra la influencia de varias fuerzas en la marcha. La fuerza que el pie ejerce en el suelo debido a la gravedad y a la inercia está en oposición con la reacción del suelo. Como indica la figura, en la marcha normal los componentes de fuerzas naturales generadas verticalmente y horizontalmente, estas fuerzas pasa al eje de la rodilla, ello da como resultante la flexión de la rodilla si no se aplicara ninguna restricción al paso que desee el paciente. Esta fuerza se ejerce por el cuadriceps, de manera que la rodilla no se colapsa, pero se flexiona de forma controlada. Una forma de controlar este tipo de situaciones es el dar mayor ángulo de inclinación a los músculos de la pierna de tal forma que el sistema reaccione y mueva la rodilla o de lo contrario permanezca fija.

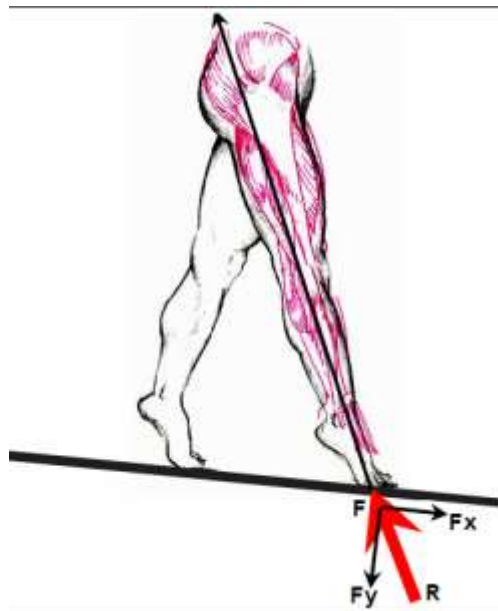


Fig. 1.8. Influencia de fuerzas en la marcha

Fuente: http://sermedc2.blogspot.mx/2011_05_01_archive.html

El siguiente análisis de la marcha normal se deriva de la cinemática y la cinética, y de estudios electro-miográficos de sujetos normales andando a una cadencia normal (100 a 115 pasos por minuto). Unas cadencias más o menos rápidas tienen un efecto muy pronunciado en los valores de los ángulos de la articulación, producido por las fuerzas generadas externamente y por la actividad muscular.

Con el propósito de analizar el plano sagital, la marcha ha sido considerada en tres intervalos seguidos:

- Contacto de talón a punto de apoyo medio.

- Punto de apoyo medio a despegue de los dedos.
- Fase de balanceo.

Cada uno de estos intervalos de acciones del tobillo, rodilla y cadera, se discuten separadamente, en términos de factores de cinemática y cinética. La discusión de los factores cinéticos se refiere a las fuerzas creadas externa e internamente. Por último, se presenta una breve discusión del análisis del movimiento tanto cinemática como cinético, de tal forma que podamos comprender con certeza las variables involucradas en el sistema, y como poder atacar el diseño para aproximarnos al movimiento de la rodilla.

1.2.7. Análisis cinemático de fuerzas de la marcha del tobillo

Entre la elevación del pie y el punto medio del balanceo, el pie se mueve de una posición inicial de flexión plantar al desprenderse del suelo a una posición esencialmente neutral, que se mantiene por el resto de la fase de balanceo. La causa del movimiento inicial de la posición neutral del pie es por acción de los músculos tibiales anteriores.

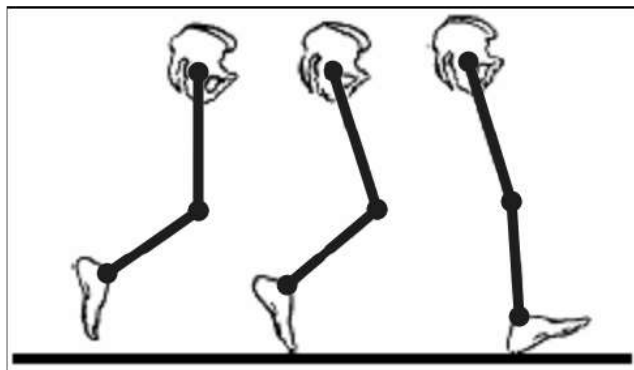


Fig. 1.9. Análisis cinemático

Fuente: http://www.sld.cu/galerias/pdf/sitios/rehabilitacion/marcha_normal.pdf

En el apoyo medio, la dorsiflexión aumenta rápidamente desde una posición de unos 5 grados de dorsiflexión en el apoyo medio.

Al despegue del talón cuando el tacón del zapato deja el suelo la articulación del tobillo esta aproximadamente en 15 grados de dorsiflexión.

- 1) En el intervalo de elevación del talón y el despegue del pie.
La relación angular entre la tibia y el pie son casi completamente opuestas.
De 15 grados de dorsiflexión al despegue del talón, el tobillo se mueve hasta

unos 35 grados, con lo que al despegue del pie la articulación está en unos 20 grados de flexión plantar.

- 2) En el momento del contacto del talón.
El juego del tobillo está en posición neutra, a medio camino entre la dorsiflexión y la flexión plantar.
- 3) Simultáneamente con el contacto del talón.
La articulación del tobillo empieza a moverse en dirección a la flexión plantar.
- 4) En el tiempo en que la planta del pie está en contacto con el suelo.
La articulación del tobillo va de la posición neutra a los 15 grados de flexión plantar.
- 5) Cuando la planta del pie está plana en el suelo.
La tibia y otros segmentos de la pierna que apoya empieza a rotar hacia adelante sobre el pie fijo.
- 6) En la fase media
La articulación del tobillo está en 5 grados aproximadamente de dorsiflexión.



Fig. 1.10. Análisis cinemático del tobillo

Fuente: http://www.sld.cu/galerias/pdf/sitios/rehabilitacion/marcha_normal.pdf

1.2.8. Análisis cinético de fuerzas de la marcha del tobillo.

a) Fuerzas externas.

- Contacto del talón.

Por un breve período de tiempo la resultante de las fuerzas de reacción del suelo está por delante de la articulación del tobillo. De acuerdo con ello, un momento de fuerza de pequeña magnitud (1Kg.) tiende a mover la articulación del tobillo en

dirección a la dorsiflexión. Esta tendencia que no mueve la articulación del tobillo, se produce por descenso del talón al suelo en el momento de apoyo del talón.

- Inmediatamente después del contacto del talón.

A medida que se transmite un mayor peso del cuerpo a la extremidad, el rápido aumento de la fuerza vertical hace que la resultante pase por detrás de la articulación, generando un momento de fuerza en dirección a la flexión plantar.

- Poco después de que la planta del pie esté plana en el suelo.

Se ha alcanzado el máximo momento de flexión plantar (aproximadamente 20 ft.-lb.). Después la reacción resultante del suelo se mueve de nuevo hacia delante de la articulación del tobillo y crea un momento de fuerza en la dirección de dorsiflexión. Este momento corresponde a la fuerza generada al rotar la tibia sobre el pie fijo.

- En el apoyo medio.

Ahora el momento de fuerza en dirección de dorsiflexión es aproximadamente 25 ft.-lb.

b) Fuerzas internas.

- En el instante del contacto del talón.

Los tres dorsiflexores primarios del tobillo están activos, con el extensor largo de los dedos y el extensor largo del dedo gordo, con mayor actividad que el tibial anterior.

- A continuación del contacto del talón.

El grupo pretibial produce una contracción excéntrica para suministrar suficiente fuerza para evitar que el antepié golpee contra el suelo cuando las fuerzas externas, debido a la gravedad y a la inercia, llevan el pie a flexión plantar.

- Después de que la planta del pie está plana en el suelo.

La tibia empieza a rotar hacia adelante sobre el pie fijo, los dorsiflexores están esencialmente inactivos y los músculos de la pantorrilla (el gastronemio, soleo, tibial posterior, flexor largo de los dedos y peroneo lateral largo) demuestran un aumento gradual de su actividad. Para la mayor parte de ellos su actividad continúa aumentando por encima del punto de apoyo medio y sirve para controlar la velocidad con que la tibia rota sobre el pie fijo.

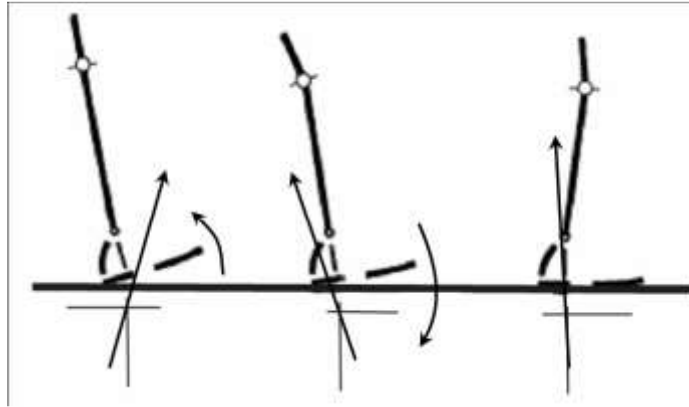


Fig. 1.11. Análisis cinético de las fuerzas del tobillo

Fuente: http://www.sld.cu/galerias/pdf/sitios/rehabilitacion/marcha_normal.pdf

1.2.9. Análisis cinemático de fuerzas de la marcha de la rodilla.

Entre el despegue del pie y la parte media del balanceo. La rodilla se flexiona de una posición inicial aproximada de 40 grados a un ángulo de máxima flexión, de aproximadamente 65 grados. La acción de los cuádriceps ayuda a prevenir una elevación excesiva del tacón y también contribuye a una aceleración hacia delante de la pierna.

Inmediatamente después del contacto del talón, empieza la flexión de la rodilla y continúa durante la primera parte de la fase de apoyo hasta aproximadamente los 20 grados de flexión. Esta característica de la marcha normal ayuda a suavizar la línea del centro de gravedad y reduce su desplazamiento hacia arriba cuando el cuerpo se mueve apoyado sobre el pie en que se apoya.

- En el apoyo medio.

La articulación de la rodilla está en unos 10 grados de flexión, moviéndose hacia la extensión.

- Inmediatamente antes de que el talón pierda contacto con el suelo.

La rodilla tiene 4 grados de extensión completa.

- Entre el despegue del talón y el de los dedos.

La articulación de la rodilla se mueve de casi una completa extensión a unos 40 grados de flexión.

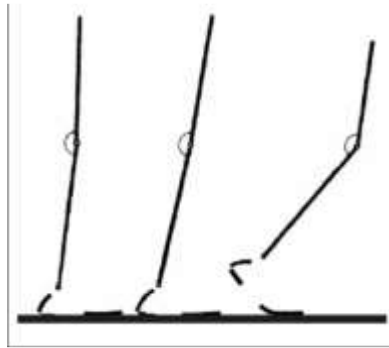


Fig. 1.12. Flexión del talón

Fuente: <http://nelson-hernan.blogspot.mx/2011/06/biomecanica-de-la-marcha.html>

- Inmediatamente antes de que el talón contacte con el suelo.

La articulación de la rodilla está en extensión completa.

- Simultáneamente con el contacto del talón.

La articulación empieza a flexionar y continúa flexionando hasta que la planta del pie está plana en el suelo.

- Inmediatamente después de haber alcanzado la posición plana del pie.

La rodilla está aproximadamente a 20 grados de flexión y empieza a moverse en dirección de extensión.

- En el apoyo medio.

La rodilla está aproximadamente a 10 grados de flexión y continúa moviéndose hacia la extensión.

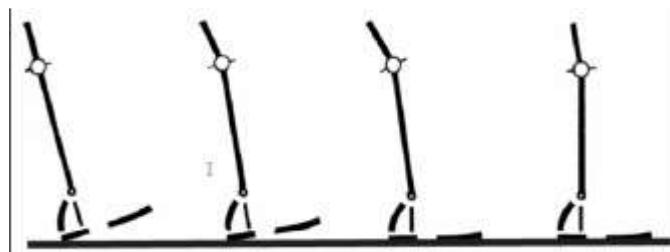


Fig. 1.13. Análisis cinemático de fuerzas de la marcha de la rodilla.

Fuente: <http://nelson-hernan.blogspot.mx/2011/06/biomecanica-de-la-marcha.html>

1.2.10. Análisis cinético de fuerzas de la marcha de la rodilla.

a) Fuerzas externas.

- ❖ Inmediatamente después del contacto del talón.

El talón empieza a empujar hacia adelante contra el suelo. El peso corporal apoyado sobre la pierna empieza a aumentar rápidamente. La resultante de las fuerzas

verticales y anteriores pasa por detrás de la rodilla, produciendo un momento de flexión de, aproximadamente, 10 ft.-lb.

- ❖ Entre el pie apoyado completamente y el apoyo medio.

La magnitud de este momento mecánico que flexiona la rodilla alcanza un valor máximo de, aproximadamente, 30 ft.-lb.



Fig. 1.14. Fuerzas externas del análisis cinético de la marcha de la rodilla.

Fuente: http://www.sld.cu/galerias/pdf/sitios/rehabilitacion/marcha_normal.pdf

b) Fuerzas internas.

- ❖ Al contacto del talón.

El cuádriceps se va alargando por una contracción excéntrica para controlar la articulación de la rodilla, conforme se mueve de una extensión completa a una posición de 15 ó 20 grados de flexión.

- ❖ Inmediatamente después que el pie está plano en el suelo.

La naturaleza de la actividad del cuádricep cambia de una contracción excéntrica (alargamiento) a una contracción concéntrica (acortamiento).

- ❖ Entre el pie plano en el suelo y el apoyo medio.

El cuádriceps actúa extendiendo el muslo en la pierna, la rodilla flexionada se mueve en la dirección de la extensión, como resultado de una contracción concéntrica del cuádricep y de una aceleración hacia delante del centro de gravedad, producido por el despegue del miembro opuesto.



Fig. 1.15. Fuerzas internas del análisis cinético de la marcha de la rodilla.

Fuente: http://www.sld.cu/galerias/pdf/sitios/rehabilitacion/marcha_normal.pdf

1.2.11. Movimiento en el plano frontal

El movimiento de la rodilla en el plano frontal es mínimo durante la fase de apoyo. Hay cierta tendencia hacia una ligera abducción de la tibia al contacto del talón, pero inmediatamente después la reacción del suelo tiende a producir abducción de la tibia. Durante la primera parte de la fase de apoyo, la pelvis cae unos 5 grados de la horizontal en el lado opuesto, conforme esta pierna empieza su fase de balanceo. La caída de la pelvis está limitada por la acción de los músculos abductores de la cadera de la pierna en fase de apoyo.



Fig. 1.16. Movimiento de la cadera, ejerce fuerza sobre el apoyo de talón.

Fuente: http://sermedc2.blogspot.mx/2011_05_01_archive.html

Por lo estudiado, podemos apreciar que el sistema mecánico de la rodilla, deberá ser capaz de moverse armónicamente con el movimiento de toda la pierna, por lo que se vuelve importante el análisis por medio de un modelo dinámico a partir de la cinemática, aunado a esto el sistema debe ser lo suficientemente fuerte en torque para que pueda resistir todas las fuerzas vistas en la cinética del movimiento en la locomoción.

1.2.12. ¿Qué es una prótesis?

Prótesis es una noción que procede de la lengua griega. El término se emplea en el campo de la medicina para nombrar a la reparación artificial de un órgano, o de una porción de él, que se encuentra ausente en el cuerpo del paciente.²

Visto de una manera más sencilla podemos definir prótesis como el mecanismo o sistema que se utiliza para reemplazar un órgano que se encuentra ausente del cuerpo.

1.2.12.1. Prótesis transfemoral

De acuerdo a la Organización Internacional de Estándares para prótesis, (ISO, por sus siglas en inglés) le asigna el nombre de prótesis transfemoral a una pierna artificial que reemplaza una parte del muslo, la rodilla y el tobillo.

Las prótesis transfemorales son complejas de diseñar, en especial el mecanismo que suplirá el movimiento de la rodilla. La razón es debido que al momento del movimiento de la prótesis no se tiene la trayectoria del avance, así como la velocidad con la que el usuario quiere comenzar su andar, además que se puede encontrar con varios “obstáculos” que generarán perturbaciones en el mecanismo.

Para poder entender el problema, es necesario conocer la locomoción humana en todas sus fases, para poder generar o imitar las condiciones necesarias de la traslación del cuerpo en una marcha normal.

1.2.13. Prótesis y componentes.

Estudiemos primero los componentes de una prótesis, ya que algunos conceptos y partes empleadas en dichas prótesis son reutilizables en prótesis.

1.2.13.1. Corselete

El corselete de muslo está sujeto al encaje y a la pierna por medio de dos barras laterales con articulación en la rodilla. Además de mantener la prótesis en la pierna durante la fase de balanceo, el corselete recibe parte del peso del cuerpo y ayuda a la estabilidad durante la fase de apoyo. En algunos casos, se ayuda a mantener la suspensión por medio de un cinturón flexible y unos tirantes. Los tirantes se sujetan a la pantorrilla de la prótesis y, por una correa elástica, al cinturón. La correa

² <http://definicion.de/protesis/#ixzz3WSu0lwM5>

elástica tira hacia arriba de la prótesis y ayuda a la suspensión y además, cuando la rodilla está flexionada, la correa elástica se estira y la tensión ayuda a la extensión que se extiende desde la cara posterior del corselete del muslo a la pantorrilla que controla la extensión total de la rodilla, evitando que los topes metálicos de la articulación de la rodilla entren en contacto de forma brusca y causando ruidos.

En vista de que la articulación de la rodilla humana no es una articulación simple de un solo eje, se producen movimientos entre la prótesis y el miembro cuando se usen las articulaciones mecánicas de eje sencillo.

Este movimiento relativo puede causar rozaduras, irritaciones y presiones en el muñón. Otras desventajas del corselete de muslo son que abulta, aumenta el peso de la prótesis, su efecto-de constricción puede producir atrofia en el muslo y puede aumentar el edema que puede haber en el miembro amputado.



Fig. 1.17. Suspensión y acople con paciente de prótesis.

Fuente: http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0864-215X2011000200001

1.2.13.2. Unidad de rotación

Cuando el amputado camina, el encaje tiende a girar en el miembro amputado, produciendo un efecto de roce en la superficie de contacto encaje muñón. Algunas de las fuerzas de torsión las absorbe el conjunto pie-tobillo, y el momento de torsión residual no es un problema. En otros casos, en particular con amputados activos, el momento aplicado al muñón es fuente de incomodidades.

Para solucionar este problema se ha desarrollado un mecanismo rotatorio de absorción del momento de fuerza para usarlo en prótesis de extremidad inferior. No está indicado, en general, para amputados por debajo de la rodilla con prótesis PT3 con forma supracondilea de suspensión, pero puede ser útil en un amputado por debajo de la rodilla que lleva un corselete de muslo que le cause molestias.

La unidad rotatoria se interpone entre el extremo inferior de la pantorrilla y el conjunto pie-tobillo. Por medio de un elemento resistente que se incorpora entre las partes superior e inferior de la unidad se produce la rotación de la pantorrilla mientras el pie está en contacto con el suelo. Hay diferentes modelos para usarlos con prótesis de construcción exoesquelética o endoesquelética. La figura 18, muestra una unidad instalada en una prótesis por debajo de la rodilla.

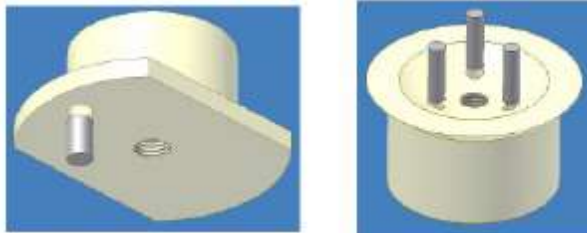


Fig. 1.18. Adaptadores de suspensión con sistema.

Fuente: http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0864-215X2011000200001

1.2.14. Construcción modular

El concepto básico del diseño modular de las prótesis lleva consigo la utilización de componentes intercambiables estandarizados que pueden unirse para construir una prótesis según las necesidades de los amputados. Existen varios sistemas modulares. Aunque hay diferencias en estos sistemas, también hay ciertas partes básicas similares:

1. La utilización de una pieza tubular estructural que constituye el esqueleto interno, y al que se puede sujetar fácilmente las piezas de pie tobillo y rodilla, y el encaje.
2. Una cubierta de material blando sobre la estructura esquelética que da una apariencia natural.
3. Incorporación de piezas para modificar la alineación de la prótesis.

Cuando se ha completado el proceso de alineación y fijación, se quita el exceso de madera que sirve para conectar el encaje y la pieza tubular. Se monta una cubierta cosmética blanda sobre el encaje y la pierna endoesquelética, y se da forma a la cubierta cosmética para conseguir una buena estética.



Fig. 1.19. Partes modulares de las prótesis.

Fuente: http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0864-215X2011000200001

Cuando tenemos una prótesis por arriba de rodilla debemos estructurar las partes y analizarlas. El conjunto pie, pierna, tobillo, piezas de articulación de la rodilla, pieza del muslo, encaje y sistema de suspensión.

Actualmente las piezas de la rodilla que más se usan son de madera o plástico, y de tipo extranjero que son mecánicas automáticas, electromecánicas e hidráulicas con el eje de la rodilla dentro de dicha pieza, con un sistema de fricción y el tope a la extensión.

La parte superior del bloque de la rodilla está conectada al extremo inferior del encaje en una determinada posición conseguida durante el proceso de alineación. El conjunto de la rodilla está sujeto a la pierna por dos articulaciones metálicas. El eje de la rodilla permite que la rodilla se flexione, y el tope a la extensión, que está dentro del mecanismo, limita la hiperextensión.

El conjunto de la rodilla consigue dar estabilidad a la misma durante la primera parte y la parte media de la fase de apoyo, pero también debe doblarse durante la última parte de la fase de apoyo y durante la fase de balanceo, así como al sentarse y arrodillarse. Debe ser duradero, contribuir a la comodidad del amputado y tener una apariencia aceptable.

La estabilidad de la rodilla protésica durante la carga puede obtenerse por uno o varios de los siguientes métodos:

1. Se puede mantener la rodilla estable en el momento del apoyo del talón y cuando el paciente está de pie, haciendo fuerza hacia atrás con el muñón dentro del encaje.
2. La prótesis debe estar alineada, de forma que el eje de la rodilla esté colocado posteriormente a la línea de carga.
3. Se puede incorporar a la rodilla un mecanismo de cierre o uno de freno, para evitar flexiones intempestivas.

Para parecerse a la marcha normal, la rodilla protésica debe ser capaz de flexionarse durante la fase de balanceo de la marcha. La flexión y extensión de la rodilla se lleva a cabo por movimientos del muñón, y además por los efectos que producen los momentos de fuerza y gravedad. A la rodilla protésica se le pueden añadir componentes que ayuden a controlar la fase de balanceo.

Para que el amputado pueda cargar el peso del cuerpo sin que se le estropee la rodilla protésica, debe ser un mecanismo relativamente sencillo.

La pieza de rodilla con eje sencillo hoy día es el tipo más utilizado. Otro tipo que se usa es el de ejes poli céntricos. Eje sencillo o hico. En este tipo de rodilla, la flexión y la extensión se hacen alrededor de un solo eje. En aparato de fricción, con o sin ayuda a la extensión, puede ayudar a controlar el movimiento de la pierna. La tendencia de la rodilla a colapsarse al cargar el peso del cuerpo, se controla por medio de la potencia muscular (fuerte extensión de la articulación de la cadera) y por la alineación. Las ventajas de la rodilla con eje único son su simplicidad (pocas partes móviles), mínimo ruido y un moderado costo de mantenimiento.

Existen métodos ya automáticos que ayudan al movimiento de la rodilla, sin embargo los sistemas son muy caros y poco soportados en su mantenimiento especializado, sin embargo se muestran a continuación los sistemas.

1.2.15. Prótesis hidráulicas.

En un esfuerzo para superar desventajas de prótesis fijas o de diseños basados en el deslizamiento se han desarrollado las prótesis de control hidráulico, por la característica de que el aceite es más denso y viscoso, las rodillas hidráulicas ofrecen una resistencia mayor a la cinética, inclusive que las neumáticas, y mucho mayor que la que se obtiene con los componentes convencionales.

El control hidráulico no depende de la fricción creada por dos superficies sólidas, que se deslizan una sobre la otra, sino de la resistencia que encuentra el fluido cuando se fuerza a través de pequeñas aberturas. Este tipo de resistencia permite que las características de balanceo se parezcan más a las de la marcha normal.

Las unidades de control hidráulico se diseñan para conseguir un movimiento variable y dependiente de la cadencia de la marcha, con gran resistencia en el comienzo y final del balanceo, y menor durante la fase media. Además, la cadencia que se ha seleccionado se mantiene permanente, ya que estas unidades de control están herméticamente cerradas.

Por otro lado, a causa de su complejidad, las averías son siempre un problema. Este capítulo describe las características más importantes de los aparatos de control hidráulico, disponibles en el mercado.

En el mecanismo hidráulico típico, el aceite se forzaba por medio de un pistón a través de un circuito. La resistencia hidráulica dependía del tipo de aceite, de la velocidad del flujo en relación con la velocidad del balanceo de la pierna, y las características de los canales de cada modelo, y así la resistencia variaba a través del balanceo. Esto simula la actividad de la marcha normal, en la cual los músculos actúan de manera coordinada para resistir la elevación de la pierna hacia atrás, al principio del balanceo, y frenar la pierna al final del mismo, con un momento primario que influye en la fase media del balanceo. El diseñador selecciona la longitud de los canales y su configuración, así como el fluido que debe usarse. El clínico regula la resistencia a la flexión y extensión, mientras el amputado controla la velocidad de la marcha con la cadencia seleccionada, con lo que automáticamente se produce la resistencia adecuada.

Todos los mecanismos de control tienen una ayuda a la extensión bastante similar a las articulaciones de rodilla convencionales. En las unidades hidráulicas se realiza a través de un mecanismo de muelle, que automáticamente ejerce una fuerza de extensión durante las primeras fases de la flexión de la rodilla. Esta ayuda a la extensión cuando se dan pasos cortos o cuando se anda en un espacio reducido, y evita que el amputado tenga que extender la cadera en cada paso.

Aunque prácticamente todas las prótesis de control hidráulico funcionan igual durante la fase de balanceo, hay algunos diseños que requieren una explicación aparte: Movimiento coordinado de rodilla-tobillo.

La mayoría de las unidades de control fluido consisten solamente en un mecanismo de rodilla, y se pueden usar con diferentes tipos de pie-tobillo, de encaje y de sistema de suspensión. Una de las unidades, sin embargo, es un elaborado sistema endoesquelético, que comprende una rodilla de un solo eje, pierna, cubierta cosmética y conjunto pie-tobillo.

Aunque las características de la fase de balanceo son las mismas que las explicadas antes, hay un movimiento coordinado rodilla-tobillo. Cuando la rodilla protésica se flexiona alrededor de 20°, el sistema hidráulico flexiona dorsalmente el pie, sin tocar el suelo durante el balanceo, mientras que el apoyo del talón produce una rápida flexión plantar del pie, aumentando la estabilidad de la rodilla. También aumenta la estabilidad al arrodillarse, ya que el tobillo puede realizar una gran flexión plantar.

Sin embargo, el arrodillarse frecuentemente tiende a dañar la funda cosmética. Esta unidad se puede adaptar a zapatos de tacones de alturas diferentes, hasta 5 cm. El pie se coloca normalmente en el grado necesario de flexión plantar por un mecanismo de unión. Sin embargo, no se puede alterar la resistencia a la dorsiflexión plantar.

Igual que con una rodilla mecánica, el amputado con un aparato de control hidráulico depende de la extensión activa de la cadera, de la alineación protésica correcta y

de un buen ajuste del montaje pie-tobillo, para la estabilidad de la rodilla durante la carga. Hay una unidad que utiliza un potencial de resistencia extremadamente alto para proporcionar control de la fase de balanceo y de apoyo. Existen tres modos distintos para que la operación sea posible:

- 1) Balanceo y control de apoyo (resistencia programada durante ambas partes del ciclo de marcha).
- 2) Fase de control de balanceo solamente (el control de apoyo no puede utilizarse en todas las actividades).
- 3) Cierre de flexión de la rodilla (la rodilla no puede flexionarse).

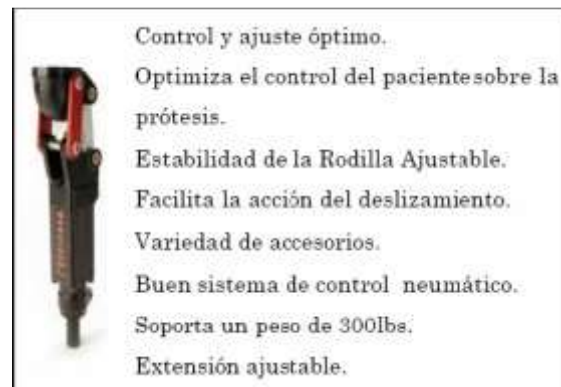


Fig. 1.20. Prótesis hidráulicas.

Fuente: http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0864-215X2011000200001

Cuando se activa el control de la fase de apoyo, la unidad proporciona una suave acción de flexión que permite al amputado soportarse a sí mismo sobre la prótesis, durante un breve período de tiempo, sin necesidad de un cierre o una extensión activa de la cadera. Este dispositivo permite al amputado recuperar el equilibrio cuando tropieza o baja cuestas y escaleras de una manera normal, escalón por escalón.

1.2.16. Prótesis de alta tecnología.

Las prótesis más comerciales con estas características son las diseñadas por una empresa alemana que diseña sistemas inteligentes con características muy similares a este trabajo, como son códigos de programación que son capaces de controlar el movimiento de la rodilla por software basado en redes neuronales o diseño de controladores adaptivos, la idea general es regular la marcha según el paciente lo requiera, y reaccionan automáticamente a el movimiento de la marcha.

El concepto de este trabajo es precisamente diseñar un sistema que pueda competir con estos diseños pero con un sistema que sea más sencillo de dar mantenimiento

y con un control de la prótesis inteligente capaz de regular también la marcha del paciente.

A continuación se presentan los sistemas de las prótesis comerciales.



Fig. 1.21. Partes de prótesis de alta tecnología comercial.

Fuente: http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0864-215X2011000200001

Una de las características que se deben denotar de este tipo de prótesis es la capacidad de fuerza para contrarrestar las fuerzas involucradas, para tomarlas en cuenta en el diseño del prototipo, la imagen siguiente muestra las fuerzas que son estandarizadas en este tipo de productos.



Fig. 1.22. Fuerzas de contrarrestar las fuerzas de cinemática en la pierna.

Fuente: http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0864-215X2011000200001

Capítulo 2: Mecanismos, motor DC y sensado.

La Mecatrónica surge de la combinación sinérgica de distintas ramas de la Ingeniería, entre las que destacan: la Mecánica de precisión, la Electrónica, La Informática y los Sistemas de Control.

Un sistema mecatrónico es aquel sistema digital que recoge señales, las procesa y emite una respuesta por medio de actuadores, generando movimientos o acciones sobre el sistema en el que se va a actuar. Los sistemas mecánicos están integrados con sensores, microprocesadores y controladores.

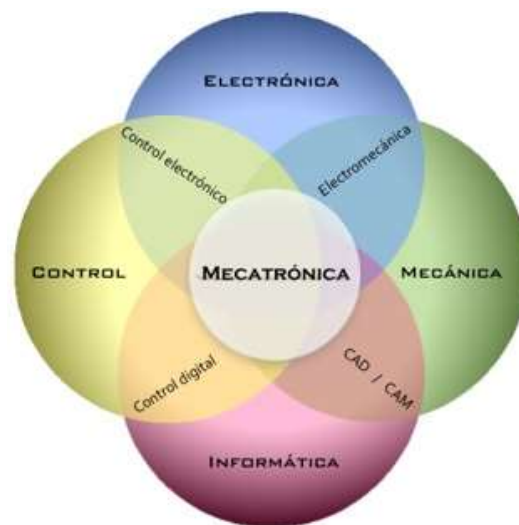


Fig. 2.1. Mecatrónica

Fuente: <https://sammymecatronika.wordpress.com/category/fundamentos-de-investigacion/page/2/>

2.1. Modelo dinámico

Conforme a lo que acabamos de estudiar, la locomoción humana tiene una explicación con la cinemática, por lo que haremos un modelo dinámico del sistema a desarrollar a partir de la cinemática directa de una pierna, tomando dos grados de libertad en el movimiento de la cadera y el otro propiamente en el movimiento generado por la rodilla, de tal forma que nos ayude a entender cuáles son las inercias del movimiento y si el sistema puede llegar a ser controlable a partir de este análisis. El análisis de la locomoción con respecto a la cinética, se resolverá por medio de sistemas mecánicos con un juego de engranes satelitales y sin-fin, lo que provoca que el movimiento sea en un solo sentido, este es conveniente ya que lo

que se quiere es contrarrestar las fuerzas establecidas en la cinética de la locomoción humana.

Por lo que empezamos a desarrollar un modelo que nos ayude a entender lo que pasa con estos movimientos, y lo analizaremos como si el movimiento de locomoción humana es parte de un mecanismo para desarrollar solo estos dos grados de libertad. La obtención del modelo dinámico de un mecanismo, y en particular lo que se estudia en robótica, se basa fundamentalmente en el planteamiento del equilibrio de fuerzas establecido en la segunda ley de Newton, o su equivalente para movimientos de rotación, la denominada ley de Euler.

La obtención del modelo dinámico de un robot ha sido y es objeto de estudio e investigación. Numerosos investigadores han desarrollado formulaciones alternativas, basadas fundamentalmente en la mecánica Newtoniana y Lagrangiana, con el objeto de obtener modelos manejables por los sistemas de cálculo de una manera más eficiente, estos se basan esencialmente en un principio en la cinemática. La idea de tomar solo dos grados de la pierna tiene dos consideraciones, una es que son los movimientos principales y por los que nuestro sistema que quiere simular el movimiento de la rodilla se basa; la otra consideración es que el planteamiento del equilibrio de fuerzas en robótica de 5 o 6 grados de libertad, es mucho muy complicado. Debe tenerse en cuenta que junto con las fuerzas de inercia y gravedad, aparecen fuerzas de Coriolis debidas al movimiento relativo existente entre los diversos elementos, así como de fuerzas centrípetas que dependen de la configuración instantánea del manipulador.

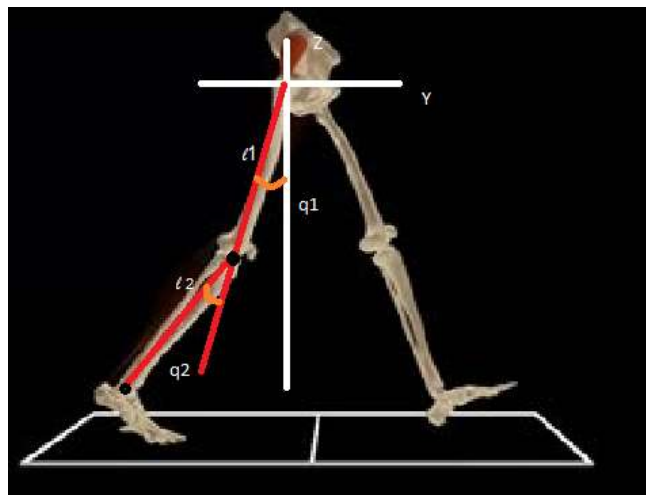


Figura 2.2. Estudio de fuerzas en la marcha.

Del esquema anterior podemos obtener la cinemática directa de la pierna.

En la primera unión:

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -l_{1c} \cos q_1 \\ -l_{1c} \sen q_1 \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

En la segunda unión:

$$\begin{bmatrix} y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -l_{1c} \cos q_1 - l_2 \cos(q_1 + q_2) \\ -l_{1c} \sen q_1 - l_2 \sen(q_1 + q_2) \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

De la cinemática directa obtenemos la derivada de nuestros sistemas para obtener el Jacobiano y las velocidades.

$$\begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{z} \end{bmatrix} = J(q)\dot{q} \quad (2.3)$$

$$v_1 = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{z}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{1c} \sen q_1 \\ -l_{1c} \cos q_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

$$v_2 = \begin{bmatrix} \dot{y}_2 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{1c} \sen q_1 + l_2 \sen(q_1 + q_2) & l_2 \sen(q_1 + q_2) \\ -l_{1c} \cos q_1 - l_2 \cos(q_1 + q_2) & -l_2 \cos(q_1 + q_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

2.2. Mecanismos de cuatro barras y teorema de Grashof

Se denomina mecanismo articulado plano, aquel en el cual todas las trayectorias recorridas, por cualquiera de los puntos de los elementos que componen el mecanismo, están contenidas en un mismo plano (a nivel práctico, en planos paralelos).

Los mecanismos articulados de cuatro barras, atendiendo a si alguno de sus elementos puede efectuar una rotación completa, se pueden clasificar en dos categorías:

CLASE I: Al menos una de las barras del mecanismo puede realizar una rotación completa (mecanismos de manivela).

CLASE II: Ninguna de las barras del mecanismo puede realizar una rotación completa (mecanismos de balancín).

El teorema de Grashof proporciona un medio para averiguar la clase a la que pertenece un mecanismo articulado de cuatro barras, con sólo conocer sus

dimensiones y disposición. Si un cuadrilátero no cumple dicho teorema pertenece a la clase II.

Definición del **teorema de Grashof** : “En un cuadrilátero articulado, al menos una de sus barras actuará como manivela, en alguna de las disposiciones posibles, si se verifica que la suma de las longitudes de las barras mayor y menor es igual o inferior a la suma de las longitudes de las otras dos”.

En un cuadrilátero articulado que cumple el teorema de Grashof, además:

- a) Si el soporte del mecanismo es la barra menor, las dos barras contiguas a él, actúan de manivelas (mecanismos de doble-manivela). Clase I.
- b) Si el soporte del mecanismo es una de las barras contiguas a la menor, la barra menor actúa de manivela y su opuesta de balancín (mecanismos de manivela-balancín). Clase I
- c) Cuando un mecanismo no cumple una de las condiciones anteriores (A o B), las dos barras que giran respecto al soporte, se comportan como balancines (mecanismos de doble-balancín). Clase II.
- d) Paralelogramo articulado: Mecanismo donde cada barra es igual a su opuesta (la barra soporte es igual a la biela y la barra conductora es igual a la barra conducida). En este tipo de mecanismos las dos barras contiguas al soporte son manivelas (mecanismos de doble-manivela).

A continuación se muestran los diferentes mecanismos de cuatro barras de acuerdo al teorema de Grashof.

	<p><u>DOBLE-MANIVELA</u> manivela-biela-manivela</p> <p>$L1 + L3 \leq L2 + L4$</p> <p>AB \Rightarrow barra menor CD \Rightarrow barra mayor AB \Rightarrow barra fija o soporte</p>
	<p><u>MANIVELA-BALANCÍN</u> manivela-biela-balancín</p> <p>$L2 + L3 \leq L1 + L4$</p> <p>BC \Rightarrow barra menor CD \Rightarrow barra mayor AB \Rightarrow barra fija o soporte</p>
	<p><u>DOBLE-BALANCÍN</u> balancín-biela-balancín</p> <p>$L1 + L3 \leq L2 + L4$</p> <p>CD \Rightarrow barra menor AB \Rightarrow barra mayor AB \Rightarrow barra fija o soporte</p>

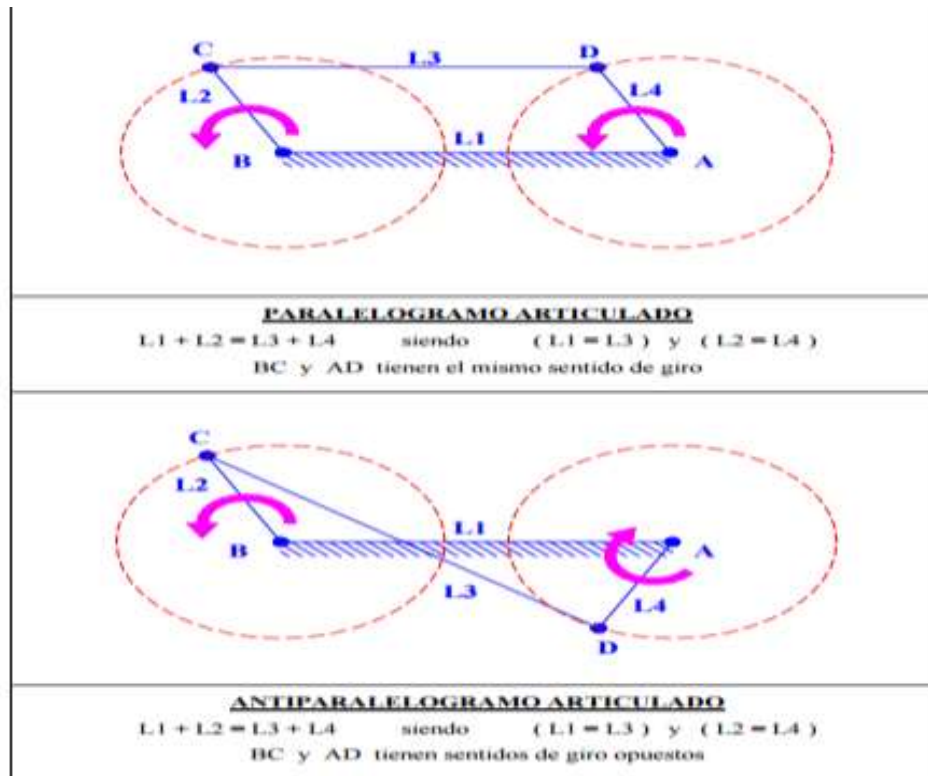


Figura 2.3. Tabla de mecanismos de 4 eslabones.

Fuente: http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0864-215X2011000200001

2.3. Cinemática inversa

La cinemática es la rama de la física que estudia las leyes del movimiento de los cuerpos sin considerar las causas que lo originan y se limita, esencialmente, al estudio de la trayectoria en función del tiempo.

El objetivo de la cinemática inversa es poder conocer el comportamiento de una cadena cinemática y determinar la configuración necesaria para posición y orientación específica.

2.4. Análisis de posición de mecanismo de cuatro barras

El mecanismo de cuatro eslabones es uno de los mecanismos más simples y con mayores usos. En la figura 2.4 se muestra una imagen de dicho mecanismo. El eslabón r_2 es el conductor, la cual rotará de manera completa, provocando que el mecanismo transforme un movimiento rotativo en movimiento oscilatorio.

Cuando el eslabón r_2 rota de manera completa, no hay peligro de que el mecanismo se bloquee. Sin embargo, si el eslabón r_2 oscila, se debe tener cuidado realizando

las barras para evitar los puntos muertos y así el mecanismo no se coloque en sus posiciones extremas.

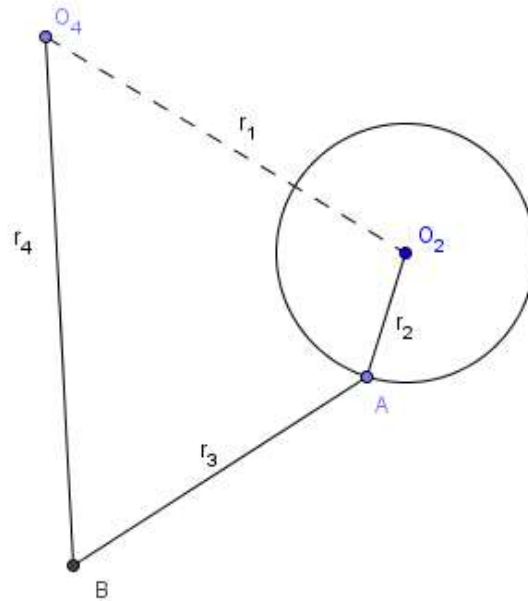


Figura 2.4. Mecanismo de 4 eslabones

En adición a posibles puntos muertos en un mecanismo de cuatro barras, es necesario considerar el ángulo de transmisión, el cual es el ángulo entre el conector del eslabón r_3 y el eslabón de salida r_4 . Esto se muestra en la figura 2.5a, dicho ángulo esta denotado con γ .

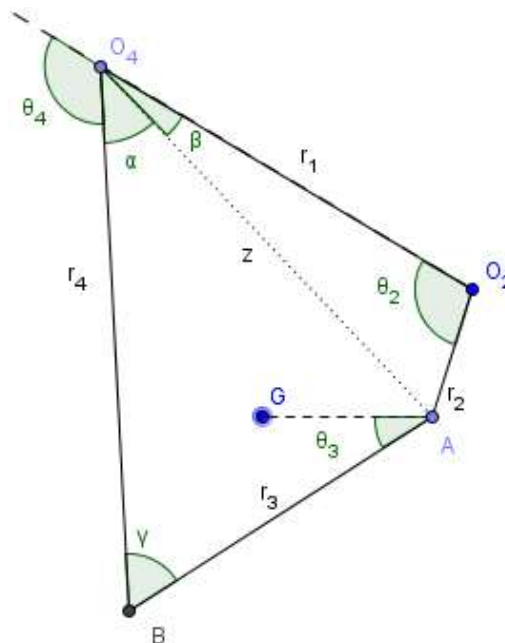


Figura 2.5a.

Una ecuación para el ángulo de transmisión puede ser deducida aplicando la ley de cosenos a los triángulos AO_2O_4 y ABO_4 , de la siguiente forma:

$$z^2 = r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos \theta_2 \quad (2.6)$$

También

$$z^2 = r_3^2 + r_4^2 - 2r_3r_4 \cos \gamma \quad (2.7)$$

Por lo tanto

$$r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos \theta_2 = r_3^2 + r_4^2 - 2r_3r_4 \cos \gamma \quad (2.8)$$

Y

$$\gamma = \cos^{-1} \left[\frac{r_1^2 + r_2^2 - r_3^2 - r_4^2 - 2r_1r_2 \cos \theta_2}{-2r_3r_4} \right] \quad (2.9)$$

O

$$\gamma = \cos^{-1} \left[\frac{z^2 - r_3^2 - r_4^2}{-2r_3r_4} \right] \quad (2.10)$$

Donde el valor de z es calculado mediante la primera ecuación de la ley de cosenos. Dada la dimensión de los cuatro eslabones, γ queda en función del ángulo de entrada θ_2 . Nótese que habrá dos valores de γ correspondiente a cualquier valor de θ_2 , porque la solución para llegar al punto puede tener n soluciones. Físicamente el segundo valor de γ corresponde al segundo modo de ensamblaje del mecanismo de cuatro eslabones, como se muestra en la figura 2.5b. Para cada uno de los valores del ángulo de entrada θ_2 , el mecanismo de cuatro eslabones puede ser ensamblado de dos maneras diferentes.

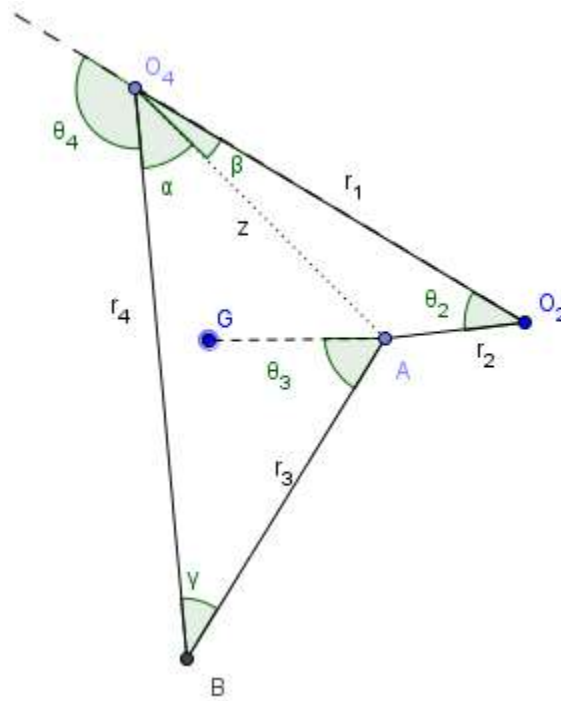


Figura 2.5b.

El ángulo de salida del mecanismo de cuatro eslabones (ángulo θ_4 en la figura 2.4a) también puede ser deducido como una función de θ_2 . Refiriéndonos a la figura 2.4a, la ley de cosenos puede ser utilizada para expresar los ángulos α y β de la siguiente manera:

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{z^2 + r_4^2 - r_3^2}{2zr_4} \right) \quad (2.11)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{z^2 + r_1^2 - r_2^2}{2zr_1} \right) \quad (2.12)$$

El ángulo θ_4 en la figura 2.4a está dado por:

$$\theta_4 = 180 - (\alpha + \beta) \quad (2.13)$$

2.5. Análisis de velocidad y aceleración de mecanismo de cuatro barras

Para obtener la velocidad y aceleración de un sistema de cuatro eslabones se realiza el análisis en posiciones específicas.

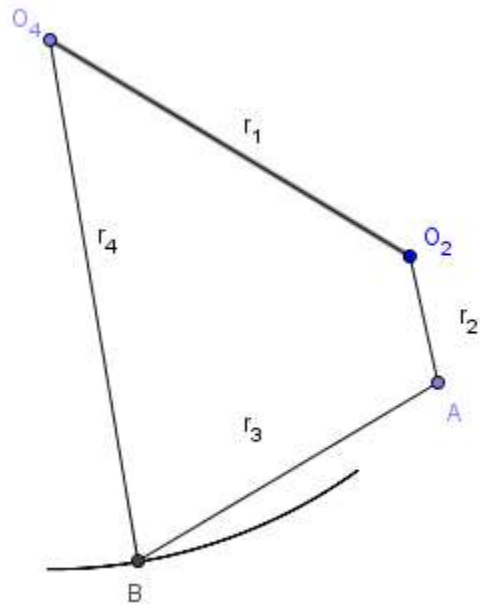


Figura 2.6. Mecanismo de 4 eslabones

1. Análisis de velocidad

Debido a que los puntos O_2 y O_4 son fijos tenemos:

$$V_{O_2} = V_{O_4} = 0 \quad (2.14)$$

Calculamos nuestra velocidad en A vista desde O_2

$$V_A = V_{O_2} + w_{A/O_2} \times r_{A/O_2} \quad (2.15)$$

Luego calculamos la velocidad en B desde O_4

$$V_B = V_{O_4} + w_{B/O_4} \times r_{B/O_4} \quad (2.16)$$

También podemos ver la velocidad de B desde A

$$V_B = V_A + w_{B/A} x r_{B/A} \quad (2.17)$$

Al igualar las ecuaciones 2.16 y 2.17 podemos obtener las sumatorias en i y j , con los dos sistemas de ecuaciones podemos resolverlo para obtener el valor del dato que se necesite.

2. Análisis de aceleración

Dado que:

$$a_{O_2} = 0$$

Se puede calcular la aceleración de A

$$a_A = a_{O_2} + \alpha_{A/O_2} x r_{A/O_2} - w_{A/O_2}^2 r_{A/O_2} \quad (2.18)$$

Ahora se analiza la aceleración en B vista desde A

$$a_B = a_A + \alpha_{B/A} x r_{B/A} - w_{B/A}^2 r_{B/A} \quad (2.19)$$

También podemos ver la aceleración de B vista desde O_4

$$a_B = a_{O_4} + \alpha_{B/O_4} x r_{B/O_4} - w_{B/O_4}^2 r_{B/O_4} \quad (2.20)$$

Al igual que en el análisis de velocidad se obtienen las sumatorias y se soluciona el sistema de ecuaciones.

2.6. Fuerzas de inercia y principio de D'Alembert

Considérese un cuerpo rígido en movimiento de masa m que recibe la acción de cualquier sistema de fuerzas, por ejemplo F_1 , F_2 y F_3 , como se ilustra en la figura

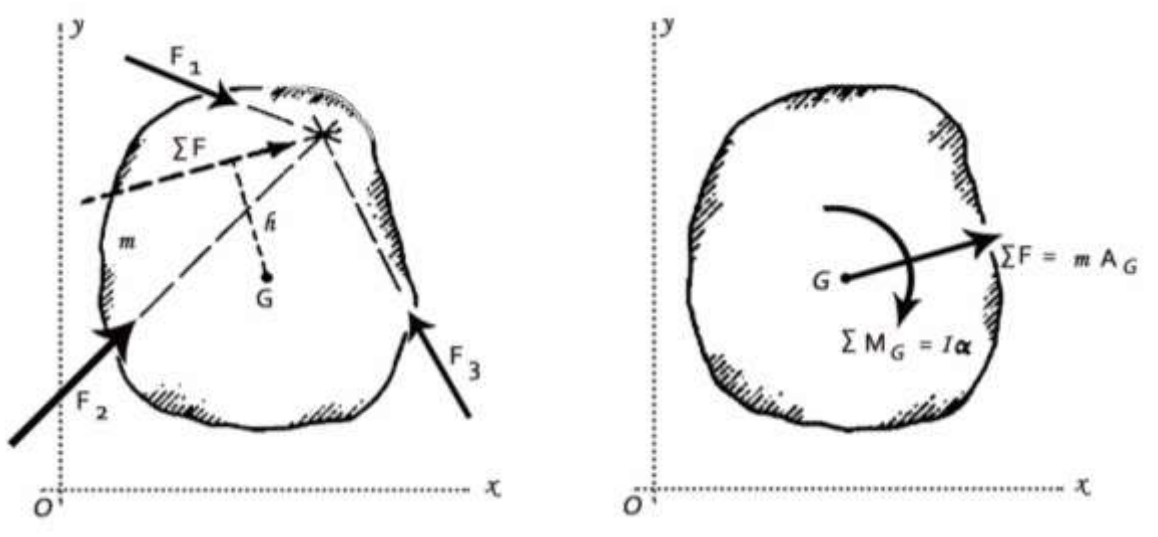


Figura 2.7. Fuerzas de inercia.

Fuente: Teoría de Máquinas y mecanismos. Shigley

Desígnese el centro de masa del cuerpo como el punto G y encuéntrese la resultante del sistema de fuerzas a partir de la ecuación:

$$\Sigma F = F_1 + F_2 + F_3 \quad (2.21)$$

En el caso general, la línea de acción de esta resultante no pasará por el centro de masa, sino que estará desplazada cierta distancia, por ejemplo la distancia h , como se indica en la figura. En el estudio de la mecánica se demuestra que el efecto de este sistema de fuerzas no balanceado es producir aceleraciones lineales y angulares cuyos valores están dados por:

$$\Sigma F = m A_G \quad (2.22)$$

$$\Sigma M_G = I\alpha \quad (2.23)$$

En donde A_G es la aceleración del centro de masa y α es la aceleración angular de m . La cantidad $\sum F$ es la resultante de todas las fuerzas externas que actúan sobre el cuerpo, y $\sum M_G$ es la suma de los momentos externos junto con los momentos de las fuerzas externas, tomados en torno a G en el plano del movimiento. El momento de inercia de masa se designa como I y también se toma con referencia al centro de masa G .

Estas dos ecuaciones son vectoriales que se aplican al movimiento plano de un cuerpo rígido. La 2.22 afirma que la suma vectorial de todas las fuerzas externas que actúan sobre el cuerpo, más la fuerza ficticia mA_G , es cero. La fuerza ficticia mA_G recibe el nombre de fuerza de inercia, y tiene la misma línea de acción que A_G , pero el sentido opuesto. La ecuación 2.23 afirma que la suma de los momentos de todas las fuerzas externas en torno a un eje que pasa por G , perpendicular al plano del movimiento, y los momentos de torsión externos que actúan sobre el cuerpo, más un momento de torsión ficticio $I\alpha$, es cero. El momento de torsión ficticio $I\alpha$ se conoce como momento de torsión de inercia. Este momento de torsión tiene el sentido opuesto al del vector con aceleración angular α .

Las ecuaciones antes citadas se conocen con el nombre de principio de D'Alembert.

El principio de D' Alembert se resume como sigue: *“la suma vectorial de todas las fuerzas externas y las fuerzas de inercia que actúan sobre un cuerpo rígido es cero. La suma vectorial de todos los momentos externos y todos los momentos de torsión de inercia que actúan sobre un cuerpo rígido también es cero por separado”*.

2.7. Engranés

La acción de los engranes es el conjunto de los dientes uno sobre otro para producir un movimiento rotatorio, la fundamentación consiste en lograr una razón constante entre las velocidades angulares durante el adentamiento, donde los dientes son acoplados perfectamente con otro engrane de las mismas dimensiones, a esto se lo conoce como envoltura. Teniendo en cuenta que los dientes deben tener una línea fija de los centros de los engranes para que no se desfasen los dientes que están pasando uno con otro por el punto de paso.

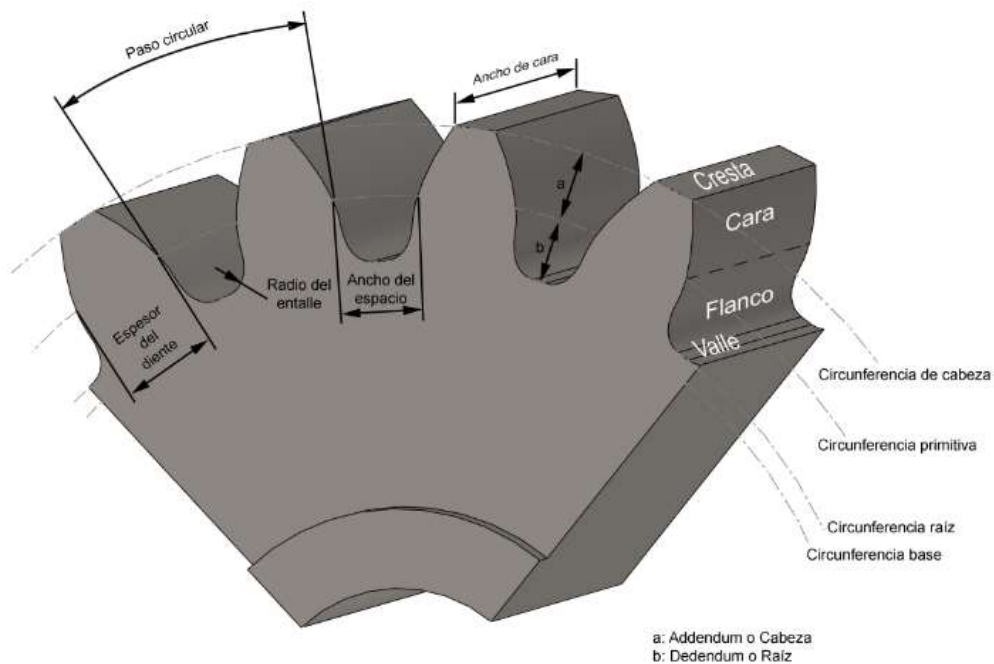


Figura 2.8. Partes de un engrane

Fuente: <http://www.hma-tech.com/page01a.htm>

La razón de cambio de las velocidades angulares es:

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{r_2}{r_1} \quad (2.24)$$

2.7.1. Engranajes satelitales

Un engranaje planetario es un sistema de engranajes consistente en uno o más engranajes externos o satélites que rotan sobre un engranaje central o planeta. Típicamente, los satélites se montan sobre un brazo móvil o porta satélites que a su vez puede rotar en relación al planeta. Los sistemas de engranajes planetarios pueden incorporar también el uso de un engranaje anular externo o corona, que engrana con los satélites.

La velocidad de transmisión en un sistema de engranaje planetario es muy poco intuitiva, especialmente porque hay varias formas de convertir la rotación de entrada en una de salida. Los tres componentes básicos de un engranaje satelital son:

- Planeta: El engranaje central.
- Portasatélites: Sujeta uno o más engranajes satélite periféricos, del mismo tamaño, engranados con el planeta.
- Corona: Un anillo externo con dientes en su cara interna que engrana con el o los satélites.

En cualquier sistema de engranaje planetario, uno de estos tres componentes básicos permanece estacionario, uno de los dos restantes es la entrada, proporcionando potencia al sistema, y el último componente es la salida, recibiendo la potencia del sistema. La relación de la rotación de entrada con la de salida depende del número de dientes de cada rueda y de qué componente permanezca estacionario.

Una situación es cuando el porta satélites permanece estacionario y el planeta se usa como entrada. En este caso, los satélites simplemente rotan sobre sus propios ejes a una velocidad determinada por el número de dientes de cada engranaje. Si el planeta tiene P dientes y cada satélite tiene S dientes, entonces la relación es igual a $-P/S$.

Esta rotación de los satélites puede a su vez impulsar la corona, en una relación correspondiente. Si la corona tiene C dientes, entonces rotará S/C giros por cada uno de los satélites:

- Un giro del planeta provoca $-P/S$ giros de los satélites
- Un giro de los satélites provoca S/C giros de la corona

Por tanto, con el porta satélite bloqueado, un giro del planeta provoca $-P/C$ giros de la corona.

La corona también puede dejarse fija, realizando la entrada sobre el portasatélites, produciéndose así la rotación de salida en el planeta. Esta configuración producirá una relación de cambio mayor, igual a $1+C/P$.

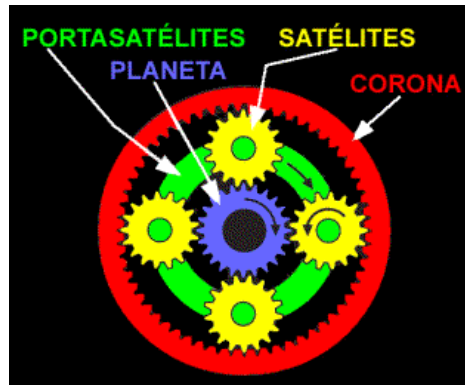


Figura 2.9. Partes de un engranes satelitales.

Fuente: <http://www.hma-tech.com/page01a.htm>

2.7.2. Mecanismos de tornillo sin fin.

El tornillo sin fin es un mecanismo de transmisión compuesto por dos elementos: el tornillo, que actúa como elemento de entrada y el engrane, que actúa como elemento de salida. La rosca del tornillo engrana con los dientes de la rueda de modo que los ejes de transmisión de ambos son perpendiculares entre sí.

El funcionamiento es muy simple: por cada vuelta del tornillo el engranaje gira un solo diente o lo que es lo mismo, para que el engrane dé una vuelta completa, es necesario que el tornillo gire tantas veces como dientes tiene el engranaje. Se puede deducir de todo ello que el sistema posee una relación de transmisión muy baja, es decir, es un excelente reductor de velocidad y, por lo tanto, posee elevada ganancia mecánica. Además ocupa un espacio reducido.

El tornillo es considerado una rueda dentada con un solo diente que ha sido tallado helicoidalmente. A partir de esta idea, se puede deducir la expresión que calcula la relación de transmisión:

$$i = \frac{1}{Z} \quad (2.25)$$

Donde Z representa el número de dientes del engranaje.

2.8. Modelado de motor de corriente continua de imán permanente

De los motores de corriente continua, por los que más interés muestra la teoría de control, son por los de imanes permanentes. No necesitan de una fuente exterior para generar el flujo magnético, facilitan el diseño del sistema de control y

actualmente ofrecen una buena relación par-peso. A estos motores son a los que se van a modelar su comportamiento dinámico. La tensión en la entrada será igual a la caída de tensión en la resistencia de armadura, al efecto del flujo magnético disperso y a la fuerza contraelectromotriz. Tanto la fuerza contraelectromotriz como el par mecánico, por los principios básicos de los motores eléctricos, son proporcionales a la velocidad angular y a la corriente en el rotor, respectivamente. El par de motor será igualado a los dispositivos de almacenamiento y de disipación de energía mecánica equivalente, vista desde el rotor.

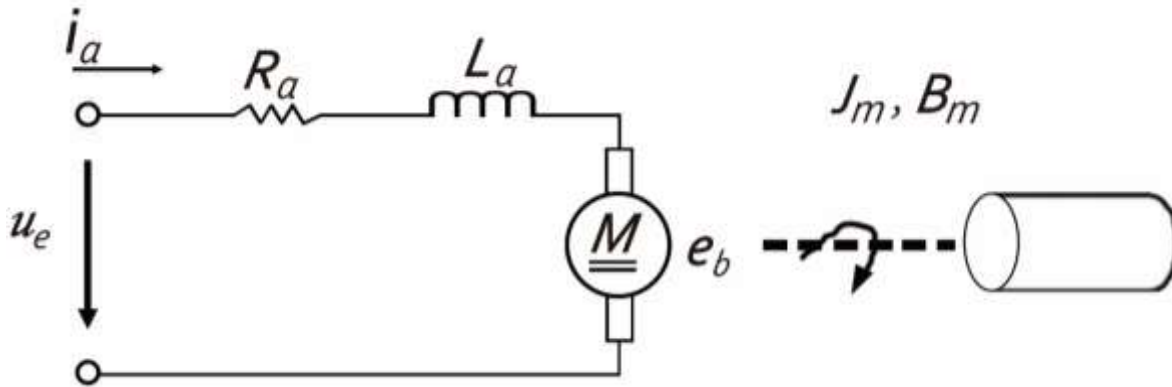


Figura 2.10. Diagrama de motor de C.C

Proceso del modelado:

$$u_e(t) = R_a i_a(t) + L_a \frac{di_a(t)}{dt} + e_b(t) \quad (2.26)$$

$$e_b(t) = K_b \omega_m(t) \quad (2.27)$$

$$T_m(t) = K_i i_a(t) \quad (2.28)$$

$$T_m = J_m \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} \quad (2.29)$$

Donde k_i es la constante de par, [Nm/A], y k_b es la constante de la fuerza contraelectromotriz, [V s/rad]. Tomando transformada de Laplace a ambos lados de la igualdad y considerando condiciones iniciales nulas, el conjunto de ecuaciones algebrodiferenciales quedará definido por las siguientes FDTs:

$$u_e(s) = (R_a + sL_a)i_a(s) + e_b(s) \quad (2.30)$$

$$e_b(s) = k_B w_m(s) \quad (2.31)$$

$$T_m(s) = k_i i_a(s) \quad (2.32)$$

$$T_m(s) = (J_m s + B_m) w_m(s) \quad (2.33)$$

2.9. Parametrización de motor de C.C.

Las técnicas utilizadas para la obtención de los parámetros del motor de C.C. han sido obtenidas de la tesis de *Quijano Ortega y Hernández Capacho* con nombre: "Obtención experimental de los parámetros del motor que se utilizará en el sistema de locomoción de una esfera rodante" de la universidad Pontificia Bolivariana.

Las pruebas implementadas son las siguientes:

2.9.1. Determinación de la constante contra-electromotriz (k_e) para motor C.C.

En un motor C.C. al encontrarse en funcionamiento, es inducida una tensión proporcional al producto del flujo por la velocidad angular. Siendo constante el flujo en este caso, la tensión inducida E_b es directamente proporcional a la velocidad angular.

$$k_e = \frac{E_b}{n} = \frac{V}{w} \quad (2.34)$$

Donde:

$E_b = V$ = Fuerza contra-electromotriz (Volts)

n = Velocidad (rpm)

w = Velocidad (rad/seg)

2.9.2. Determinación de la constante de Torque (k_t)

El motor entrega energía a través de su eje de rotación, la cual puede ser expresada por medio de su par electromagnético (T_m), el cual es proporcional a la corriente inducida I_a por el flujo \emptyset en el entrehierro, de la misma forma es proporcional a la corriente de campo I_f .

$$T_m = K_f * I_f * K_i * I_a \quad (2.35)$$

Cuando el motor es de imanes permanentes los parámetros K_f, I_f, K_i se pueden reunir en una sola constante k_t .

$$T_m = k_t * I_a \quad (2.36)$$

Se recurre a técnica llamada paramétrico dimensional, la cual no recurre a prueba experimental, pero se reconoce como útil y confiable para motores de C.C., el cual se basa en utilizar expresiones que guardan una relación paramétrica dimensional directa entre k y la constante de voltaje k_e , de la cual se ha sustentado la comprobación empírica.

Las relaciones paramétricas son:

- a) $K_t(Nm/A) = K_e(V/rad\ s)$
- b) $K_t(Nm/A) = 9.5493 * 10 K_e(V/Krpm)$
- c) $K_t(oz - in/A) = 1.3524 K_e(V/Krpm)$

2.9.3 Determinación de la Resistencia de Armadura (r_a)

Se pueden utilizar dos métodos. El primero consiste en medir la resistencia con un multímetro en los devanados de la armadura del motor. Para el segundo método, realizado de manera experimental, se ajusta el voltaje mínimo para la alimentación del motor C.C., midiendo la corriente en el momento anterior a comenzar la rotación del eje del motor. Con los datos obtenidos y tomando en cuenta que en ese momento el voltaje contra-electromotriz (E_b) es cero, ya que no hay rotación en el eje, aplicando la ley de Ohm se puede obtener la resistencia de la armadura.

2.9.4. Determinación de la Inductancia de Armadura (L_a)

De la misma manera que la resistencia, la inductancia de la armadura, se puede medir en los devanados del motor utilizando un medidor LRC.

2.9.5 Determinación de la constante de tiempo mecánica (t_m)

El modelo matemático de un motor de C.C. presenta la relación directa entre la tensión de armadura y la velocidad en el eje, el cual se puede observar de forma experimental, al aplicar un voltaje escalón generando en principio una característica transitoria de velocidad y a continuación una respuesta estable en condición de carga fija, involucrando una constante de tiempo, conocida como constante de tiempo mecánica.

2.9.6. Determinación del momento de inercia (J_m)

Utilizando los datos obtenidos anteriormente: R_a, K_t, K_e, t_m . Al haber una relación dimensional entre ellas, se puede calcular el momento de inercia (J_m), utilizando la siguiente ecuación:

$$t_m (s) = \frac{J_m * R_a}{K_t * K_e} \quad (2.37)$$

Despejando J_m tenemos:

$$J_m = \frac{t_m * K_t * K_e}{R_a} \quad (2.38)$$

2.9.7. Obtención del torque de fricción y la corriente de arranque del motor C.C.

La fricción estática es una pérdida originada por una oposición al momento de desarrollar la dinámica inicial del movimiento o freno inicial que se presentan en las superficies de contacto.

En un motor se manifiesta la corriente de arranque cuando la corriente de armadura inicial es suficiente para superar el torque por dicha fricción.

Utilizando una fuente variable, se incrementa gradualmente el valor de voltaje de entrada al motor, observando cuidadosamente el instante en el que el eje comience a rotar, en dicho momento se toma lectura del valor de la corriente de entrada, el cual corresponderá al valor de corriente de arranque. Entonces usamos la siguiente expresión:

$$T_f = K_t * I_{arr} \quad (2.39)$$

Donde:

T_f =Torque de fricción

K_t =Constante de torque

I_{arr} =Corriente de arranque

2.9.8. Determinación de la constante de fricción de coulomb (B)

La constante B puede ser determinada mientras el sistema se encuentra en estado estable, en dicho momento siendo la velocidad constante, al derivar obtendríamos un valor de aceleración cero. Aplicando la fórmula para el torque mecánico se obtiene:

$$T_m = K_t * I_a = J\dot{w} + Bw + T_f \quad (2.40)$$

Siendo que $\dot{w}=0$ en estado estable tenemos:

$$T_m = K_t * I_a = Bw + T_f \quad (2.41)$$

2.10. Sensores para el Sistema.

2.10.1 Arduino

Arduino es una plataforma de hardware de código abierto, basada en una sencilla placa con entradas y salidas, analógicas y digitales, en un entorno de desarrollo que está basado en el lenguaje de programación Processing. Es un dispositivo que conecta el mundo físico con el mundo virtual, o el mundo analógico con el digital.

Sus creadores son el zaragozano David Cuartielles, ingeniero electrónico y docente de la Universidad de Malmö, Suecia y Massimo Banzi, italiano, diseñador y desarrollador Web. El proyecto fue concebido en Italia en el año 2005.

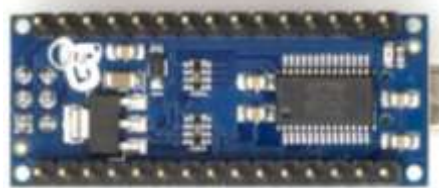


Figura 2.11. Tarjeta Arduino

Fuente: www.arduino.com

2.10.2 Acelerómetro

Dispositivo electrónico utilizado para medir la inclinación de varios sistemas y poder realizar o programar las compensaciones necesarias.



Figura 2.12. Acelerómetro

Fuente: www.arduino.com

2.10.3 Galga extensiométrica

Una galga extensiométrica o extensómetro es un sensor, para medir la deformación, presión, carga, torque, posición, entre otras cosas, que está basado en el efecto piezorresistivo, el cual es la propiedad que tienen ciertos materiales de cambiar el valor nominal de su resistencia cuando se lea somete a ciertos esfuerzos y se deforman en dirección de los ejes mecánicos.



Figura 2.13. Galga extensiométrica

Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/hbm/galga-extensiométrica-estructura-integrada-6017-252932.html>

Capítulo 3. Diseño y análisis de movimiento del sistema.

Para poder implementar los conocimientos planteados anteriormente, se construyó un prototipo del mecanismo, el cual pretende mostrar la funcionalidad y viabilidad de dicho mecanismo en prótesis de miembro inferior.

A continuación se presenta un diagrama a bloques que representa los pasos que se llevaron a cabo para la construcción del sistema

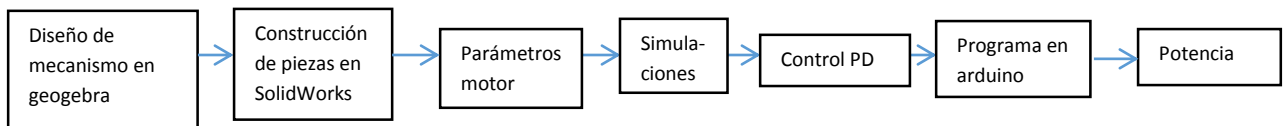


Figura 3.1. Diagrama de mecanismo

3.1 Diseño de mecanismo en Geogebra

GeoGebra es un Programa Dinámico para la enseñanza y aprendizaje de las matemáticas para educación en todos sus niveles. Combina dinámicamente, geometría, álgebra, análisis y estadística en un único conjunto tan sencillo a nivel operativo como potente.

Ofrece representaciones diversas de los objetos desde cada una de sus posibles perspectivas: vistas gráficas, algebraicas, estadísticas y de organización en tablas y planillas, y hojas de datos dinámicamente vinculadas.

Debido al movimiento natural de la rodilla, el sistema propuesto es un manivela balancín, para tener un mejor funcionamiento y aprovechamiento de la potencia del motor, por lo cual haciendo uso del teorema de Grashof y pruebas en el software de apoyo Geogebra para alcanzar el ángulo necesario de flexión en el sistema, se obtuvieron medidas y posiciones para cada eslabón, mostrados en la siguiente figura.

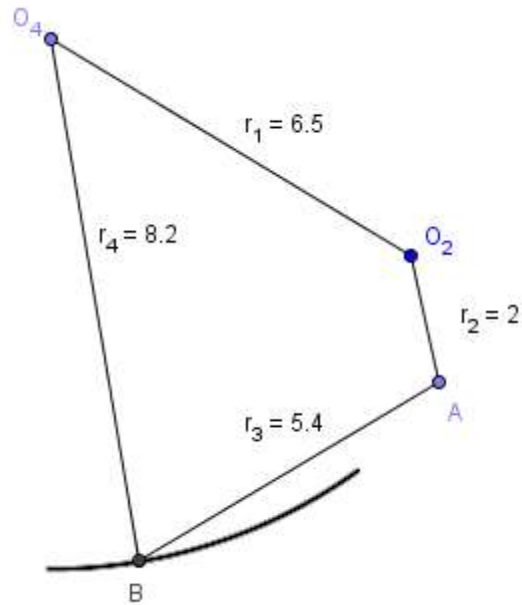


Figura 3.2. Mecanismo manivela-balancín.

Realizamos la comprobación del tipo de mecanismo mediante el Teorema de Grashof utilizando la tabla 1 para comprobar que el mecanismo es un manivela balancín.

Siendo:

$$L_1 = r_1 \quad L_2 = r_2 \quad L_3 = r_3 \quad L_4 = r_4$$

Y:

$$r_1 = 6.5 \text{ cm} \quad r_2 = 2 \text{ cm} \quad r_3 = 5.4 \text{ cm} \quad r_4 = 8.2 \text{ cm}$$

Entonces:

$$r_2 + r_3 = 7.4 \tag{3.1}$$

$$r_1 + r_4 = 14.7 \tag{3.2}$$

Se comprueba que:

$$r_2 + r_3 \leq r_1 + r_4 \quad (3.3)$$

3.2. Análisis de posición

Para realizar el análisis de posición del mecanismo se realizó el mismo procedimiento que se mencionó en el capítulo anterior sin embargo modificamos la ecuación 2.13 ya que el ángulo θ_4 que necesitamos se encuentra basado a 90° y no a 180° teniendo un ángulo fijo con valor 31.12° denotado con ε , como se muestra en la siguiente figura.

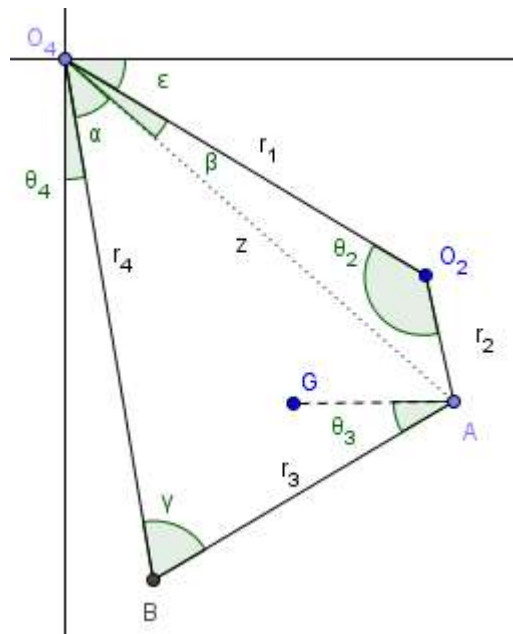


Figura 3.3.

Siendo así nuestra ecuación para obtener el ángulo de salida de nuestro sistema que de la siguiente manera:

$$\theta_4 = 90 - (\alpha + \beta + \varepsilon) \quad (3.4)$$

Sustituimos los valores obtenidos en la ecuación 2.6 para nuestro sistema en particular.

$$z^2 = 6.5^2 + 2^2 - 2(6.5)(2) \cos \theta_2 \quad (3.5)$$

$$z^2 = 46.25 - 26 \cos \theta_2 \quad (3.6)$$

Ahora en la ecuación 2.7 ya que hay dos formas de obtener z^2

$$z^2 = 5.4^2 + 8.2^2 - 2(5.4)(8.2) \cos \gamma \quad (3.7)$$

$$z^2 = 96.4 - 88.56 \cos \gamma \quad (3.8)$$

Ahora sustituimos en las ecuaciones 2.10, 2.11 y 2.12 para obtener nuestros ángulos respectivos.

$$\gamma = \cos^{-1} \left[\frac{(46.25 - 26 \cos \theta_2) - (5.4)^2 - (8.2)^2}{-2(5.4)(8.2)} \right] \quad (3.9)$$

$$\gamma = \cos^{-1} \left[\frac{-50.14 - 26 \cos \theta_2}{-88.56} \right] \quad (3.10)$$

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{(46.25 - 26 \cos \theta_2) + (8.2)^2 - (5.4)^2}{2(\sqrt{46.25 - 26 \cos \theta_2})(8.2)} \right) \quad (3.11)$$

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{84.33 - 26 \cos \theta_2}{16.4(\sqrt{46.25 - 26 \cos \theta_2})} \right) \quad (3.12)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{(96.4 - 88.56 \cos \gamma) + (6.5)^2 - (2)^2}{2(\sqrt{96.4 - 88.56 \cos \gamma})(6.5)} \right) \quad (3.13)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{134.65 - 88.56 \cos \gamma}{13(\sqrt{96.4 - 88.56 \cos \gamma})} \right) \quad (3.14)$$

De esta manera todo queda en función del ángulo de entrada θ_2 .

3.3 Análisis de velocidad y aceleración

El análisis se realiza tomando en cuenta que se conocen datos como las revoluciones por minuto del motor aplicado al sistema y los ángulos formados por las posiciones de cada eslabón.

Se realiza análisis de velocidad y aceleración por cada posición elegida en el sistema.

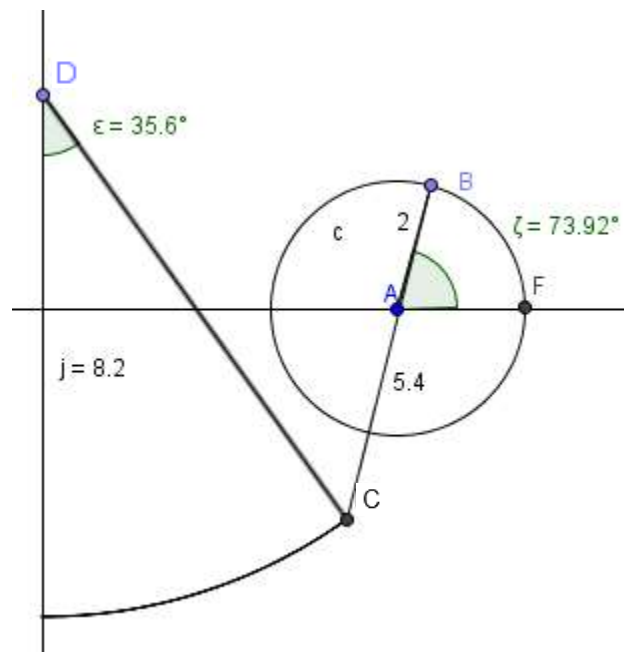


Figura 3.4. Posición 1

1) Análisis de velocidad

Para comenzar el análisis de velocidad calculamos la velocidad angular teniendo conocimiento previo de rpm entregados por el motor.

Rpm=39.5

$$w = \pi * rpm / 30 \quad (3.15)$$

$$\Rightarrow w_{B/A} = 3.45 \text{ rad/seg} \quad (3.16)$$

Debido a que los puntos A y D son fijos tenemos:

$$V_A = V_D = 0$$

Sustituimos valores en la ecuación 2.15

$$\Rightarrow V_B = 0 + 3.45kx[2 \cos 76.15i + 2 \operatorname{sen} 76.15j] \quad (3.17)$$

$$\therefore V_B = 1.767j - 6.669i \quad (3.18)$$

Luego calculamos la velocidad en C desde D, sustituimos valores en la ecuación 2.16

$$\Rightarrow V_C = 0 + w_{C/D}kx[8.2 \operatorname{sen} 35.61i - 8.2 \cos 35.61j] \quad (3.19)$$

$$\therefore V_C = 4.774w_{C/D}j + 6.666w_{C/D}i \quad (3.20)$$

También calculamos la velocidad de C desde B sustituyendo valores en la ecuación 2.17

$$\Rightarrow V_C = 1.767j - 6.669i + w_{C/B}kx[-5.4 \cos 75.16i - 5.4 \operatorname{sen} 75.16j] \quad (3.21)$$

$$\therefore V_C = 1.767j - 6.669i - 1.383w_{C/B}j + 5.219w_{C/B}i \quad (3.22)$$

Igualando las ecuaciones 3.20 y 3.22

$$4.774w_{C/D}j + 6.666w_{C/D}i = 1.767j - 6.669i - 1.383w_{C/B}j + 5.219w_{C/B}i \quad (3.23)$$

Realizando las sumatorias en i y j tenemos

$$\sum_i \quad 6.666w_{C/D} = -6.669 + 5.219w_{C/B} \quad (3.24)$$

$$\sum_j \quad 4.774w_{C/D} = 1.767 - 1.383w_{C/B} \quad (3.25)$$

Resolviendo el sistema de 2x2 para obtener las velocidades angulares

$$w_{C/D} \approx 0 \quad (3.26)$$

$$w_{C/B} \approx 1.277 \text{ rad/seg} \quad (3.27)$$

2) Análisis de aceleración

$$a_A = 0 \quad (3.28)$$

Se calcula primero la aceleración en B sustituyendo los valores en la ecuación 2.18

$$a_B = -6.096i - 23.010j \quad (3.29)$$

Ahora analizamos la aceleración en C sustituyendo en 2.19

$$a_C = -6.096i - 23.010j + \alpha_{C/B}kx[-5.4\cos75.16i - 5.4\sen75.16j] - (1.27)^2[-5.4\cos75.16i - 5.4\sen75.16j] \quad (3.30)$$

$$a_C = -6.096i - 23.010j - 1.38\alpha_{C/B}j + 5.219\alpha_{C/B}i + 2.238i + 8.419j \quad (3.31)$$

Ahora C vista desde D usando la ecuación 2.20

$$a_C = 0 + \alpha_{C/D}kx[8.2\sen35.61i - 8.2\cos35.61j] - 0 \quad (3.32)$$

$$\alpha_C = 4.774\alpha_{C/D}j + 6.666\alpha_{C/D}i \quad (3.33)$$

Igualando las ecuaciones 3.31 y 3.33

(3.34)

$$4.774\alpha_{C/D}j + 6.666\alpha_{C/D}i = -6.096i - 23.010j - 1.38\alpha_{C/B}j + 5.219\alpha_{C/B}i + 2.238i + 8.419j$$

Realizando las sumatorias en i y j

$$\sum_i \quad 6.666\alpha_{C/D} = -3.858 + 5.219\alpha_{C/B} \quad (3.35)$$

$$\sum_j \quad 4.774\alpha_{C/D} = -14.591 - 1.38\alpha_{C/B} \quad (3.36)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones obtenemos

$$\alpha_{C/D} \approx -2.3872 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} \quad (3.37)$$

$$\alpha_{C/B} \approx -2.30984 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} \quad (3.38)$$

Para el análisis de las siguientes posiciones se realiza el mismo procedimiento que en la posición anterior simplemente modificando los datos con los valores proporcionados por cada figura.

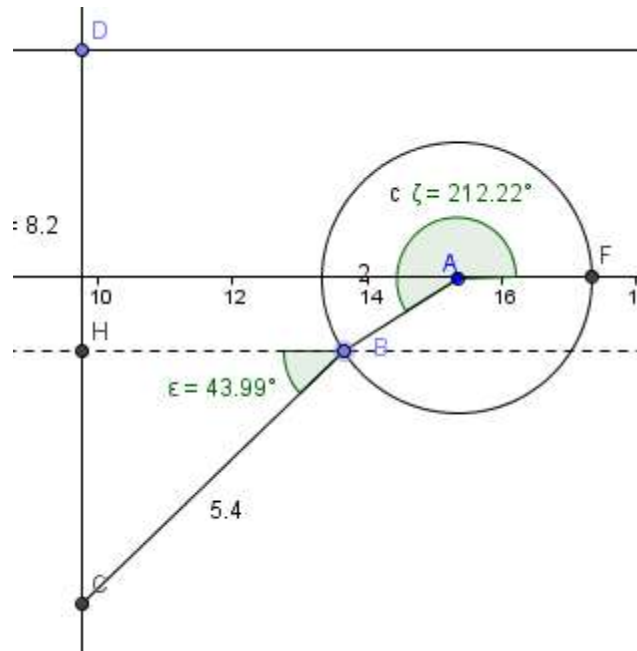


Figura 3.5. Posición 2

1) Análisis de velocidad

Siendo que nuestro motor en todo tiempo nos proporciona la misma velocidad tenemos

$$\Rightarrow \omega_{B/A} = 3.45 \text{ rad/seg}$$

Utilizando la ecuación 2.15 y sustituyendo valores tenemos

$$\therefore V_B = -5.824j + 3.699i \quad (3.39)$$

Ahora sustituyendo valores en la ecuación 2.16

$$V_C = 8.2\omega_{C/D}i \quad (3.40)$$

Luego sustituimos valores en la ecuación 2.17

$$V_C = -5.824j + 3.699i - 3.890w_{C/B}j + 3.744w_{C/B}i \quad (3.41)$$

Igualando 3.40 y 3.41 obtenemos las sumatorias en i y j

$$\sum_i \quad 8.2w_{C/D} = 3.699 + 3.744w_{C/B} \quad (3.42)$$

$$\sum_j \quad 0 = -5.824 - 3.890w_{C/B} \quad (3.43)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones tenemos como resultado

$$w_{C/D} \approx -0.232 \text{ rad/seg} \quad (3.44)$$

$$w_{C/B} \approx -1.497 \text{ rad/seg} \quad (3.45)$$

2) Análisis de aceleración

Sustituyendo valores en la ecuación 2.18

$$a_B = 20.094i + 12.762j \quad (3.46)$$

Ahora en 2.19 sustituimos valores

$$a_C = 20.094i + 12.762j - 3.890\alpha_{C/B}j + 3.744\alpha_{C/B}i + 8.626i + 8.301j \quad (3.47)$$

Luego sustituimos valores en 2.20

$$a_C = 8.2\alpha_{C/D}i + 0.44j \quad (3.48)$$

Igualando 3.47 y 3.48 obtenemos as sumatorias en i y j

$$\sum_i \quad 3.744\alpha_{C/B} - 8.2\alpha_{C/D} + 28.72 = 0 \quad (3.49)$$

$$\sum_j \quad 3.890\alpha_{C/B} - 20.623 = 0 \quad (3.50)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones tenemos como resultado

$$\alpha_{C/B} \approx 5.301 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} \quad (3.51)$$

$$\alpha_{C/D} \approx 5.923 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} \quad (3.52)$$

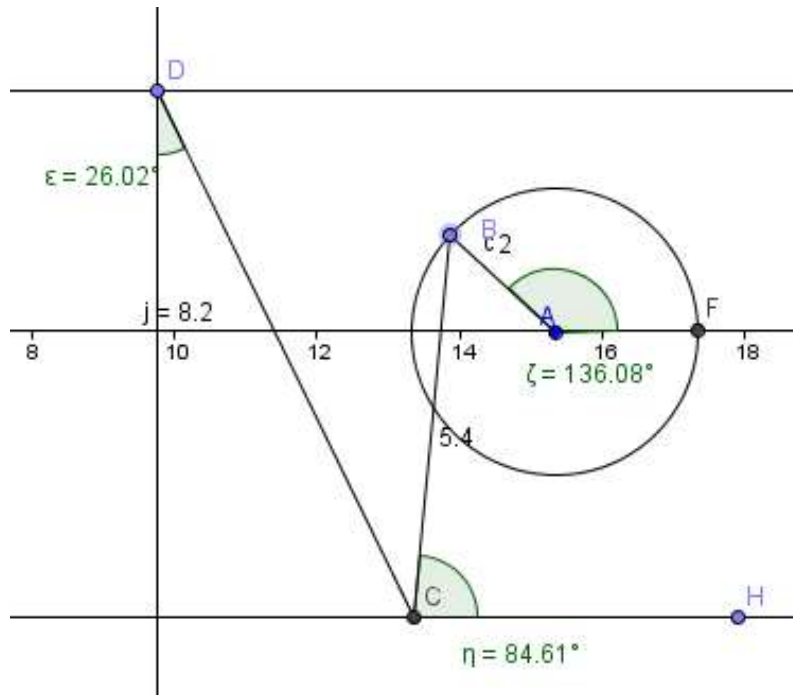


Figura 3.6 Posición 3

1) Análisis de velocidad

Utilizando la ecuación 2.15 y sustituyendo valores tenemos

$$V_B = -4.966j + 4.789i \tag{3.53}$$

Ahora sustituyendo valores en la ecuación 2.16

$$V_C = 3.598w_{C/D}j + 7.368w_{C/D}i \tag{3.54}$$

Luego sustituimos valores en la ecuación 2.17

$$V_C = -4.966j - 4.789i - 0.506w_{C/B}j + 5.376w_{C/B}i \tag{3.55}$$

Igualando 3.54 y 3.55 obtenemos las sumatorias en i y j

$$\sum_i \quad 7.368w_{C/D} = -4.789 + 5.376w_{C/B} \quad (3.56)$$

$$\sum_j \quad 3.598w_{C/D} = -4.966 - 0.506w_{C/B} \quad (3.57)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones tenemos como resultado

$$w_{C/D} \approx -1.262 \text{ rad/seg} \quad (3.58)$$

$$w_{C/B} \approx -0.839 \text{ rad/seg} \quad (3.59)$$

2) Análisis de aceleración

Sustituyendo valores en la ecuación 2.18

$$a_B = 17.135i - 16.52j \quad (3.60)$$

Ahora en 2.19 sustituimos valores

$$a_C = 17.706i - 12.736j - 0.506a_{C/Bj} + 5.376a_{C/Bi} \quad (3.61)$$

Luego sustituimos valores en 2.20

$$a_C = 3.598a_{C/Dj} + 7.36a_{C/Di} - 5.731i + 11.734j \quad (3.62)$$

Igualando 3.61 y 3.62 obtenemos las sumatorias en i y j

$$\sum_i \quad 17.706 + 5.376a_{C/B} = 7.36a_{C/D} - 5.731 \quad (3.63)$$

$$\sum_j -12.736 - 0.506\alpha_{C/B} = 3.598\alpha_{C/D} + 11.734 \quad (3.64)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones tenemos como resultado

$$\alpha_{C/B} \approx -11.4634 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} \quad (3.65)$$

$$\alpha_{C/D} \approx -5.1888 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} \quad (3.66)$$

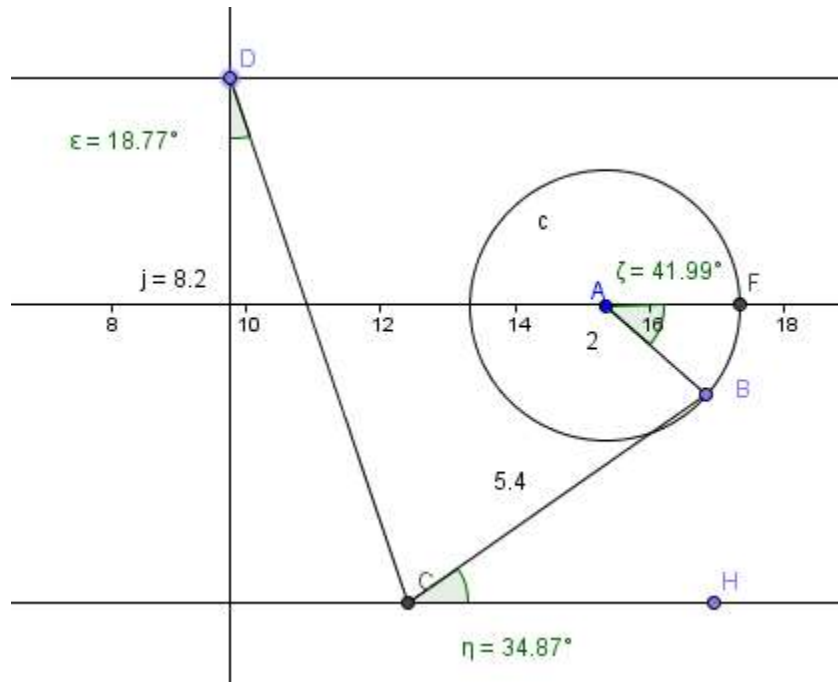


Figura 3.7 Posición 4

1) Análisis de velocidad

Utilizando la ecuación 2.15 y sustituyendo valores tenemos

$$V_B = 5.128j + 4.616i \tag{3.67}$$

Ahora sustituyendo valores en la ecuación 2.16

$$V_C = 2.638w_{C/D}j + 7.763w_{C/D}i \tag{3.68}$$

Luego sustituimos valores en la ecuación 2.17

$$V_C = 5.128j + 4.616i - 4.430w_{C/B}j + 3.087w_{C/B}i \tag{3.69}$$

Igualando 3.69 y 3.69 tenemos las sumatorias en i y j

$$\sum_i \quad 7.763w_{C/D} = 4.616 + 3.087w_{C/B} \quad (3.70)$$

$$\sum_j \quad 2.638w_{C/D} = 5.128 - 4.430w_{C/B} \quad (3.71)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones tenemos como resultado

$$w_{C/D} \approx 0.8529 \text{ rad/seg} \quad (3.72)$$

$$w_{C/B} \approx 0.6496 \text{ rad/seg} \quad (3.73)$$

2) Análisis de aceleración

Tenemos

$$a_A = 0$$

Sustituyendo valores en la ecuación 2.18

$$a_B = -17.693i + 15.9255j \quad (3.74)$$

Ahora en 2.19 sustituimos valores

$$a_C = -15.8238i + 17.2282j - 4.4304\alpha_{C/B}j + 3.0872\alpha_{C/B}i \quad (3.75)$$

Luego sustituimos valores en 2.20

$$a_C = 2.6385\alpha_{C/D}j + 7.7639\alpha_{C/D}i - 1.9193i + 5.6477j \quad (3.76)$$

Igualando 3.75 y 3.76 tenemos las sumatorias en i y j

$$\Sigma_i \quad - 15.8238 + 3.0872\alpha_{C/B} = 7.7639\alpha_{C/D} - 1.9193 \quad (3.77)$$

$$\Sigma_j \quad 17.2282 - 4.4304\alpha_{C/B} = 2.6385\alpha_{C/D} + 5.6477 \quad (3.78)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones tenemos como resultado

$$\alpha_{C/B} \approx 2.9757 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} \quad (3.79)$$

$$\alpha_{C/D} \approx -0.6076 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2} \quad (3.80)$$

Para comprobar resultados se utilizó simulación en SolidWorks para generar gráficas de velocidad angular de cada elemento al cual se le realizó el análisis. A continuación se presentan cada una de las gráficas con los valores obtenidos.

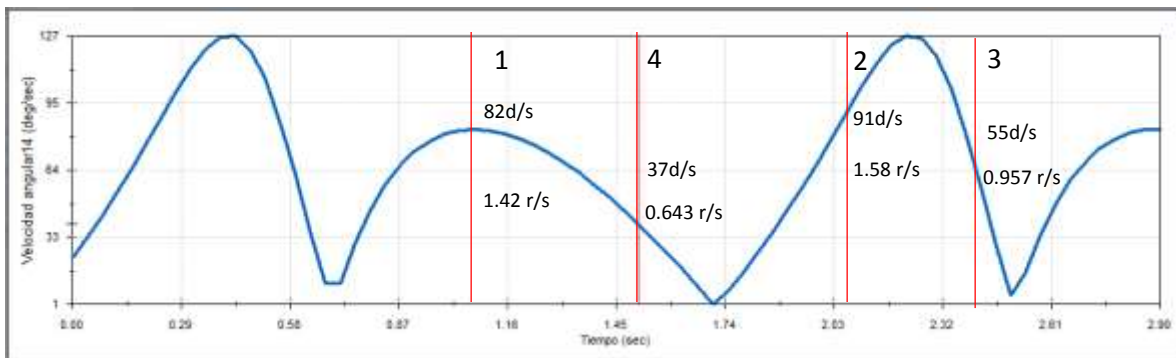


Figura 3.8 Velocidad angular de C/B

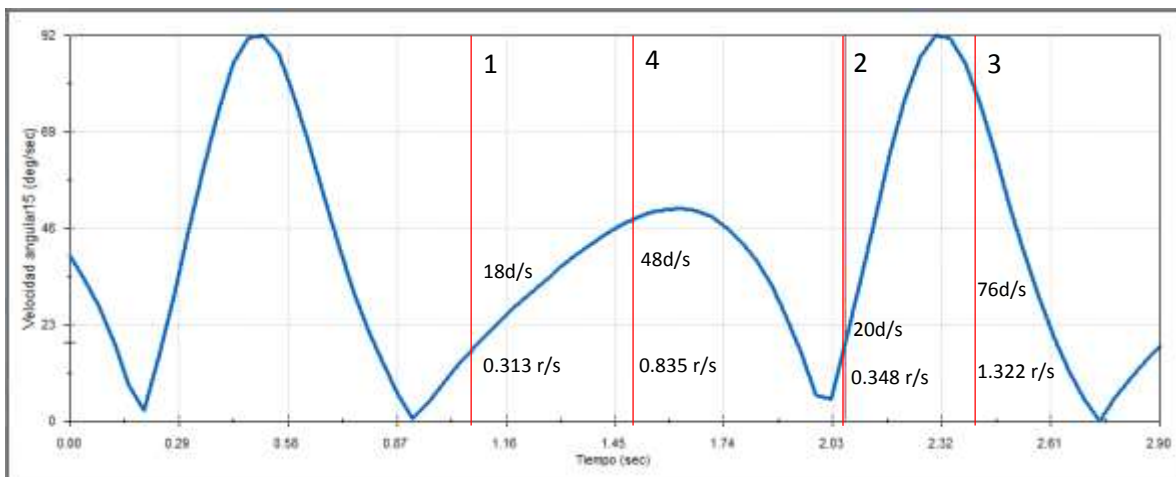


Figura 3.9 Velocidad angular de D/C

Simulación	Manual	Simulación	Manual
1.42 rad/seg	1.277 rad/seg	0.313 rad/seg	0 rad/seg
1.58 rad/seg	1.497 rad/seg	0.348 rad/seg	0.232 rad/seg
0.957 rad/seg	0.839 rad/seg	1.322 rad/seg	1.262 rad/seg
0.643 rad/seg	0.649 rad/seg	0.835 rad/seg	0.852 rad/seg

Figura 3.10 Tabla de comparación de velocidad angular de C/B y C/D respectivamente

3.4 Diseño de piezas en SolidWorks

Es un programa de diseño asistido por computadora para modelado mecánico desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp., una subsidiaria de Dassault Systèmes, para el sistema operativo Microsoft Windows. Es un modelador de sólidos paramétrico.

El programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en trasvasar la idea mental del diseñador al sistema CAD, "construyendo virtualmente" la pieza o conjunto. Posteriormente todas las extracciones (planos y ficheros de intercambio) se realizan de manera bastante automatizada³.

Una vez realizados los cálculos necesarios y teniendo un diseño del mecanismo en Geogebra se procede al diseño de piezas en SolidWorks y poder tener una idea física del sistema a construir.

Algunos componentes del mecanismo se obtuvieron de piezas ya echas y se acoplaron mediante Solid, por lo cual se dibujaron 23 piezas y se utilizaron 4 piezas estándar del toolbox, las cuales se nombran en el directorio de la figura 3.8.

³ Fuente: <http://solidworks.galeon.com/>

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	caja	1
2	eje	1
3	engrane prim	1
4	tapa 3	1
5	sin fin	1
6	anillo	2
7	tope sin-fin	1
8	cubrimiento engranes	1
9	motor movimiento	1
10	rondana	1
11	AFBMA 20.1 - 37-7 - 22,SI,NC,22	2
12	AFBMA 20.1 - 17-10 - 24,SI,NC,24	8
13	disco	2
14	B27.8M - 3FM1-7	2
15	B27.8M - 3FM1-10	6
16	barra movimiento	2
17	cubrimiento motor	1
18	barra angulo	2
19	rondana perno	2
20	perno	2
21	rondana menisco	2
22	perno menisco	1
23	men_nuevo2	1
24	c pierna	1
25	anillo engranes	1
26	anillo motor	1
27	c rodilla	1

Figura 3.11 Tabla de piezas

De tal manera se presenta un explosivo de las piezas utilizadas en la construcción del mecanismo, cada una haciendo referencia a su nombre indicado en la tabla.

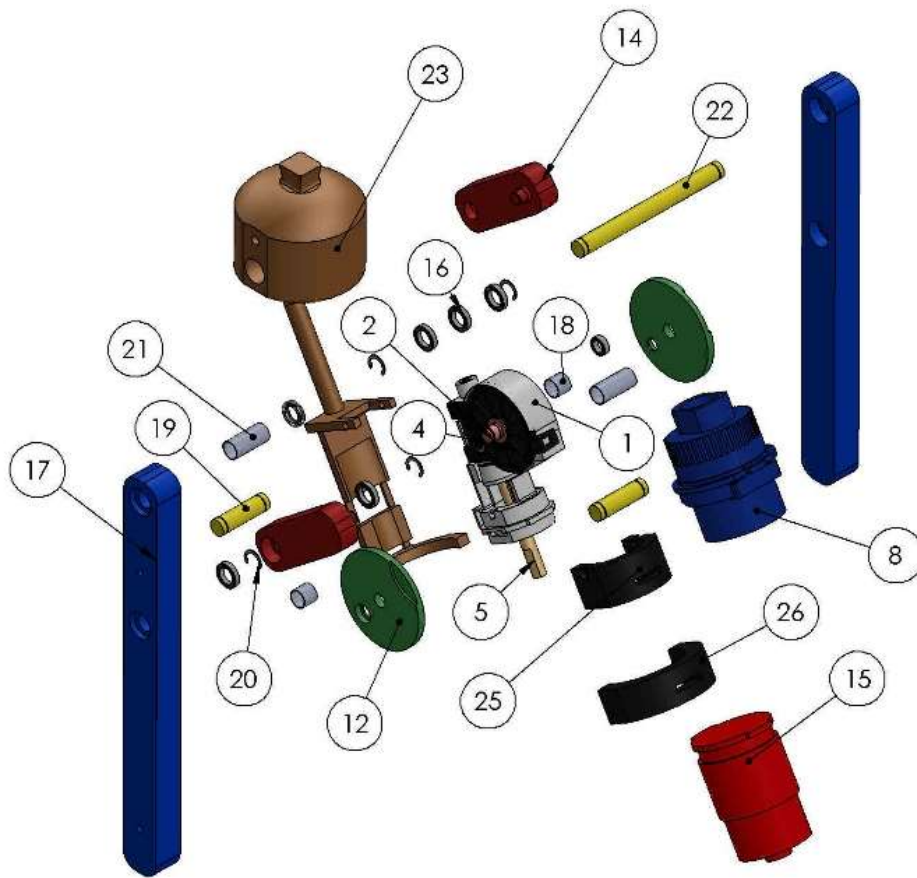


Figura 3.12 Explosivo de mecanismo

Para cada pieza diseñada se tomó como base las medidas obtenidas en el software Geobebra, lo que nos llevó a conseguir el diseño físico del mecanismo.



Figura 3.13 Mecanismo armado

3.5 Fuerzas de inercia del sistema

En el capítulo anterior se hizo mención a las fuerzas externa que actúan sobre un cuerpo rígido. Al realizar el análisis de dichas fuerzas en un mecanismo tendríamos que hacer realizarlo en cada pieza por separado, mediante un diagrama de cuerpo libre para poder identificar de forma más específica las fuerzas que actúan sobre cada uno.

Para realizar el análisis se utilizan las ecuaciones que describen el principio de D'Alembert y datos proporcionados por el software de apoyo SolidWorks, puesto que algunos datos necesarios para poder realizar el cálculo dependen del material a utilizar propuesto para cada pieza.

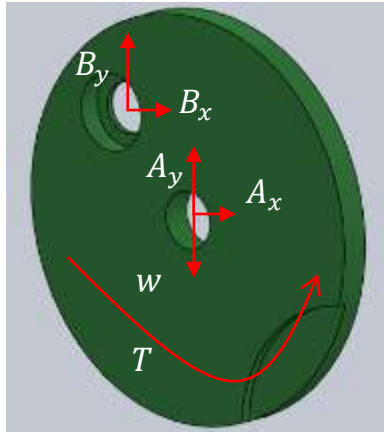


Figura 3.14 Fuerzas en disco de acoplamiento

Sustituyendo en la ecuación 2.22 para las fuerzas en x , sabiendo que la masa de la pieza es 0.319 K.g. y la aceleración cero tenemos:

$$B_x + A_x = 0.319 * 0 \quad (3.81)$$

$$B_x = -A_x \quad (3.82)$$

Ahora para las fuerzas en y :

$$B_y + A_y - (0.319)(9.81) = 0.319 * 0 \quad (3.83)$$

$$B_y + A_y = 3.129 \quad (3.84)$$

Luego sustituyendo en la ecuación 2.23 con una inercia en la pieza de 0.00014538Kgm^2 tenemos:

$$-B_x(2 \text{sen } 75.16) + B_y(2 \text{cos } 75.16) + T = 0.0001453 * 0 \quad (3.85)$$

$$-1.93B_x + 0.512B_y + T = 0 \quad (3.86)$$

Para las siguientes piezas se realizó el mismo procedimiento calculando la aceleración del centro de gravedad utilizando el mismo principio que en el análisis de aceleración presentado anteriormente.

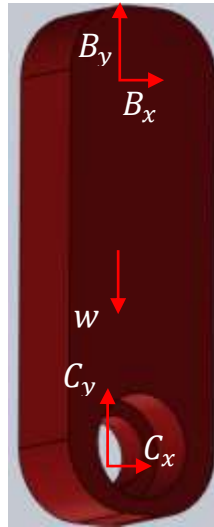


Figura 3.15 Fuerzas en barra de movimiento

Sustituyendo en la ecuación 2.22 para x e y tenemos:

$$-B_x + C_x = -5.8 * 10^{-3} \quad (3.87)$$

$$-B_y + C_y = 0.541 \quad (3.88)$$

Ahora en la ecuación 2.23

$$-0.619B_x + 2.339B_y + 2.88C_x - 0.763C_y = -5.73 * 10^{-3} \quad (3.89)$$

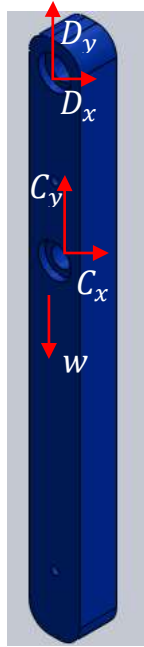


Figura 3.16 Fuerzas en barra ángulo

Sustituyendo en la ecuación 2.22 para x e y tenemos:

$$D_x - C_x = 0.068 \quad (3.90)$$

$$D_y - C_y = 2.85 \quad (3.91)$$

Ahora en la ecuación 2.23

$$6.66C_x + 4.774C_y - T = -0.1883 \quad (3.92)$$

El análisis hecho se realizó tomando en cuenta la posición del mecanismo que presenta la figura 3.4, es decir para cada posición hay un análisis pues como se puede observar, los resultados dependen de la posición de cada pieza.

Capítulo 4. Construcción y resultados del sistema mecatrónico.

De las cajas reductoras que se utilizaron, la primera se obtuvo del mismo taladro de donde se sacó el motor, la cual corresponde a una caja de engranes planetarios por lo cual solo se hizo el dibujo en SolidWorks para representar el movimiento del mecanismo con cada uno de sus componentes.

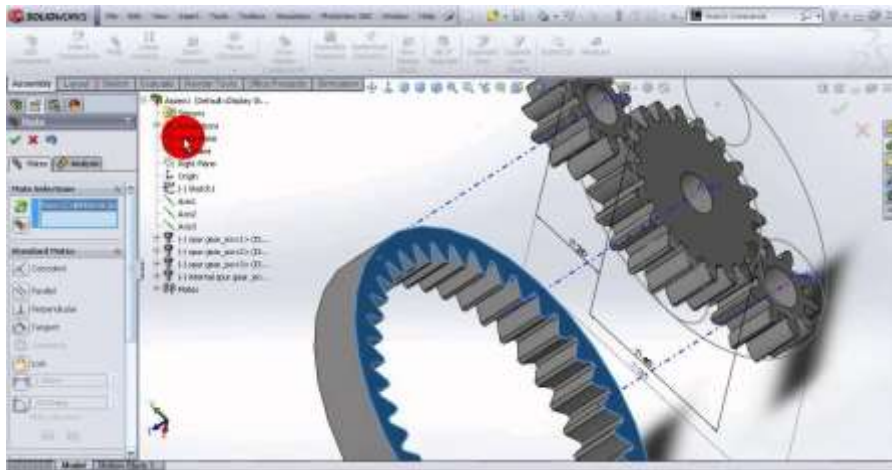


Figura 4.1 Dibujo de engranes planetarios.



Figura 4.2 Caja de engranes planetarios

La segunda caja reductora corresponde a un tornillo sin fin la cual se obtuvo de un sistema de elevador para ventana de carro, de igual manera se hizo su dibujo en Solid debido a que el tornillo sin fin tuvo que ser modificado para acoplarlo con la primera caja reductora

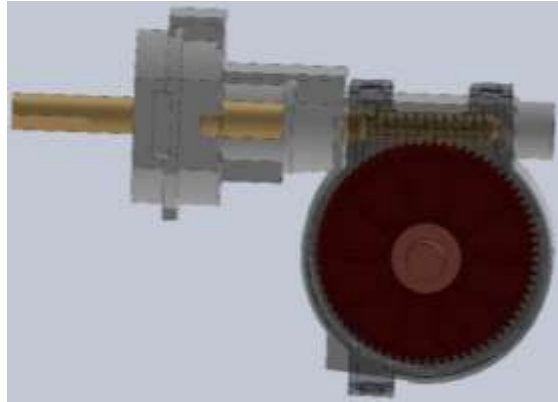


Figura 4.3 Dibujo de tornillo sin fin.



Figura 4.4 Caja de tornillo sin fin.

Las siguientes piezas fueron diseñadas de manera propia al mecanismo propuesto y para poder realizar un prototipo de dicho mecanismo se imprimieron en 3D.

El disco de acoplamiento⁴ se encuentra unido al eje del motor y a la barra de transmisión para comenzar el movimiento del mecanismo.

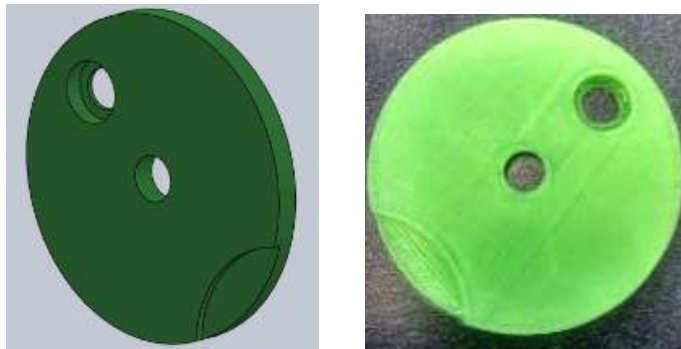


Figura 4.5 Disco de acoplamiento de barra a motor.

⁴ Dibujo técnico en apéndice A

La barra de transmisión de movimiento⁵, por posición, lleva el movimiento de balanceo a la barra de seguimiento de trayectoria sin necesidad de estar cambiando el sentido de rotación del motor.



Figura 4.6 Barra de transmisión de movimiento

La barra de seguimiento de trayectoria⁶ es la barra que simula el movimiento de la pierna al momento de hacer un paso.



Figura 4.7 Barra de seguimiento de trayectoria

⁵ Dibujo técnico en apéndice B

⁶ Dibujo técnico en apéndice C

Menisco-base⁷ tiene dos funcionalidades, la primera es acoplarse con el socket para unirse a la pierna de la persona y el segundo es servir de base y sosten para el motor y las dos cajas reductoras además de ser la sustitución del menisco en la prótesis.



Figura 4.8 Menisco base

Anillo engranes⁸ y anillo motor⁹ son piezas hechas con el fin de presionar y mantener en posición el motor y las cajas reductoras a manera de que no salgan de su posición.



Figura 4.9 Anillo engranes

⁷ Dibujo técnico en apéndice D

⁸ Dibujo técnico en apéndice E

⁹ Dibujo técnico en apéndice F

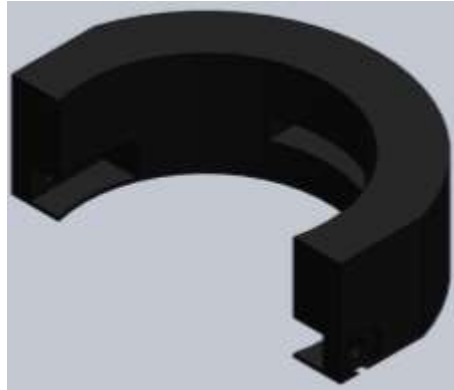


Figura 4.10 Anillo motor

Con dichas piezas construidas se arma el mecanismo de forma física de la misma manera que se propuso en en SolidWorks.

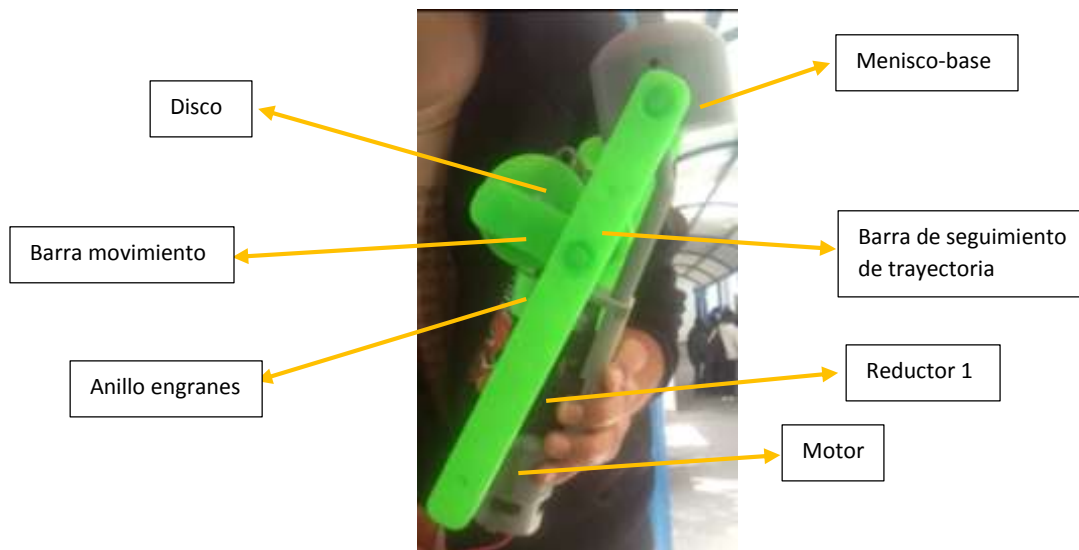


Figura 4.11 Mecanismo construido

4.1 Migración y simulación de mecanismo con Matlab usando SimMechanics

MATLAB es un lenguaje de alto desempeño diseñado para realizar cálculos técnicos. MATLAB integra el cálculo, la visualización y la programación en un ambiente fácil de utilizar donde los problemas y las soluciones se expresan en una notación matemática. MATLAB es un sistema interactivo cuyo elemento básico de datos es el arreglo que no requiere de dimensionamiento previo. Esto permite resolver muchos problemas computacionales, específicamente aquellos que



Figura 4.13 Parte del mecanismo importado para simulación.

Una vez importado el mecanismo, en el diagrama a bloques, podemos seleccionar en que parte queremos simular el movimiento del motor e ingresar los valores de posición, velocidad y aceleración, con lo cual el mecanismo comenzará a simular el movimiento.

En éste caso en particular, el movimiento del motor se genera en el eje del disco, por lo cual se busca el bloque llamado “*revolute 1*” y al dar doble click aparece una ventana (figura 4.14), en la sección de número de sensores colocamos 1 y aparecerá una conexión más en el bloque.



Figura 4.14 Ventana de bloque

Para poder ingresar los tres datos mencionados antes, en la librería de simulink buscamos un bloque llamado “*joint actuator*” el cual se une a la conexión del bloque

“*revolute 1*”, mediante un mux y un bloque de constante ingresamos los datos, como la posición es una integración de la velocidad y la aceleración es su derivada, solo se coloca un bloque de constante y a dicho bloque se une un integrador y un derivador como se muestra en la siguiente figura.

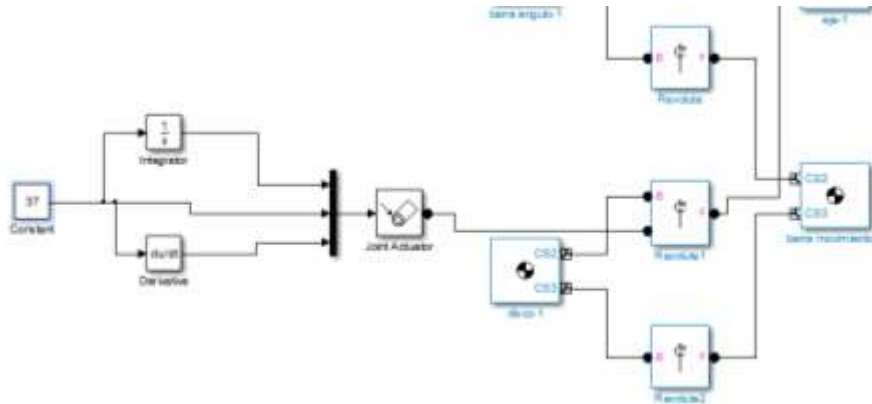


Figura 4.15 Conexiones para simulación

De esta forma podemos iniciar la simulación y observaremos el movimiento de nuestro sistema.

4.2 Determinación de los parámetros de motor de corriente continua

Como se mencionó anteriormente hay formas experimentales de poder obtener los parámetros de un motor sin contar con su hoja de datos, lo cual se puede hacer de forma experimental para obtener ciertos datos y con las fórmulas mencionadas en el capítulo anterior calcular los parámetros necesarios para simular el motor a utilizar en este caso será del motor de CC BaneBots modelo RS775, obtenido de un taladro DeWalt.

Las pruebas experimentales se realizaron con materiales proporcionados por laboratorios de metrología y electromagnetismo de la Facultad de Ciencias de la Electrónica de la Benemérita Universidad Autónoma de Puebla, los cuales fueron:

- A. Multímetro Test Bench 389A
- B. Tacómetro Extech 461893
- C. Osciloscopio Tektronix TDS 2002C
- D. Fuente de voltaje CC Instek PSH-3830A
- E. RCL meter



Figura 4.16 Materiales A, B, C, D, respectivamente utilizados en laboratorio

Las pruebas se realizaron dos veces sobre el mismo motor con una diferencia, en la segunda prueba se acoplaron dos cajas reductoras, las cuales con usadas para aumentar el torque del motor y de esta forma mostrar el cambio expresado en los valores así como en su función de transferencia.

4.2.1 Determinación de la constante k_e

Para determinar la constante se realiza una tabla comenzando con un voltaje de 2 y aumentándolo de uno en uno para poder obtener la fuerza contra-electromotriz, corriente y velocidad por cada aumento de voltaje.

Vin	Eb (volts)	w(rad/seg)	n(rpm)	I (amp)
2	1.683	171.74	1640	1.25
3	2.677	287.45	2745	1.35
4	3.621	405.37	3871	1.53
5	4.65	540.45	5161	1.63
6	5.69	670.31	6401	1.73
7	6.60	790.11	7545	1.89
8	7.72	931.37	8894	1.86
9	8.68	1075.57	10971	1.99
10	9.70	1209.30	11548	2.02
11	10.70	1338.73	12784	2.15
12	11.68	1470.05	14038	2.20
13	12.70	1608.49	15360	2.35
14	13.68	1732.90	16548	2.48
15	14.52	1823.58	17414	2.56
16	15.56	1957.94	18697	2.63
17	16.48	2091.98	19977	2.86
18	17.44	2226.55	21262	3.00

Figura 4.17 Datos de motor sin motoreductor

Vin	Eb (volts)	w(rad/seg)	n(rpm)	I (amp)
2	1.98	0.3298	3.15	2.78
3	2.95	0.5445	5.2	2.92
4	3.95	0.7853	7.5	2.85
5	4.95	1.0105	9.65	2.93
6	5.94	1.2199	11.65	3.10
7	6.94	1.4713	14.05	3.22
8	7.92	1.7435	16.65	3.61
9	8.94	1.9530	18.65	3.93
10	9.95	2.2305	21.3	3.96
11	10.95	2.4975	23.85	3.84
12	11.94	2.7593	26.35	3.85
13	12.94	2.9373	28.05	3.90
14	13.93	3.1415	30	3.94
15	14.92	3.4452	32.9	4.07
16	15.92	3.6494	34.85	4.23
17	16.92	3.8851	37.1	4.48
18	17.92	4.1364	39.5	4.71

Figura 4.18 Datos de motor con motoreductor

Una vez realizado el procedimiento y la tabla procedemos a utilizar la ecuación 2.34 por cada línea de la tabla, al final sacamos un promedio de los valores obtenidos y dicho valor corresponde a la constante k_e .

Sin cajas reductoras:

$$k_{e1} = 0.008307 \frac{V}{\text{rad/s}} \quad (4.1)$$

Con cajas reductoras:

$$k_{e2} = 4.6734 \frac{V}{rad/s} \quad (4.2)$$

4.2.2 Determinación de la constante k_t

Como se mencionó en el capítulo anterior existe una relación entre las constantes k_e y k_t por lo cual solo utilizamos la relación paramétrica a, así:

$$k_{t1} = 0.008307 \text{ Nm/A} \quad (4.3)$$

$$k_{t2} = 4.6734 \text{ Nm/A} \quad (4.4)$$

4.2.3 Determinación de r_a

Debido a que la resistencia del motor no cambia solo realizamos una vez la prueba.

$$R_a = 0.5 \Omega \quad (4.5)$$

4.2.4 Determinación de L_a

Al igual que la resistencia la inductancia no cambia.

$$L_a = 71.2 \mu H \quad (4.6)$$

4.2.5 Determinación de t_m

En las gráficas obtenidas por medio del osciloscopio se mide el tiempo requerido para que la señal de salida alcance el 63.2% de su valor final, dicho tiempo corresponderá a la constante t_m

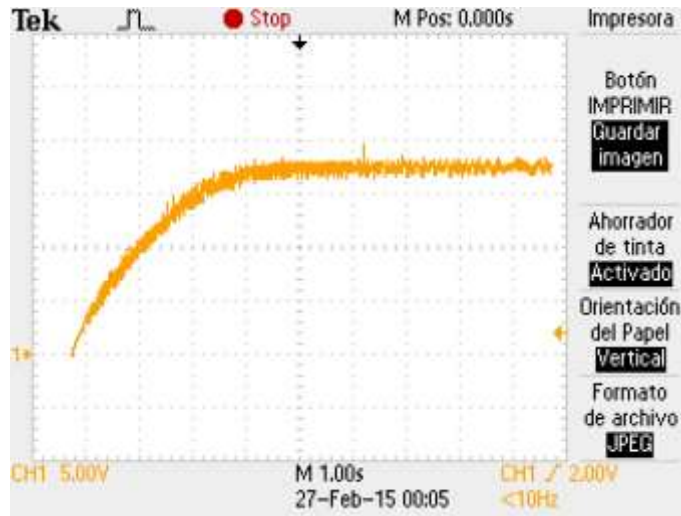


Figura 4.19 Respuesta de motor sin motoreductor a entrada escalón



Figura 4.20 Respuesta de motor con motoreductor a entrada escalón

En ambos casos el 63.2% del voltaje corresponde a 11.376 V, al proyectar la línea que corte las gráficas en ese punto, se ubica el tiempo mecánico.

$$t_{m1}(s) = 1200ms \tag{4.7}$$

$$t_{m2}(s) = 200ms \tag{4.8}$$

4.2.6 Obtención de J_m

Sustituyendo valores en la ecuación 2.38 tenemos como resultado:

$$J_{m1} = 0.1656 \text{ Kgm}^2 \quad (4.9)$$

$$J_{m2} = 8736 \text{ Kgm}^2 \quad (4.10)$$

4.2.7 Obtención de T_f

Haciendo la lectura de corriente de arranque en cada prueba tenemos:

$$I_{a1} = 1.291 \text{ A} \quad (4.11)$$

$$I_{a2} = 2.188 \text{ A} \quad (4.12)$$

Ya con el valor de la corriente de arranque se procede a sustituir valores en la ecuación 2.39

$$T_{f1} = 0.01246 \text{ Nm/A} \quad (4.13)$$

$$T_{f2} = 8.41212 \text{ Nm/A} \quad (4.14)$$

4.2.8 Cálculo de B

Despejando B de la ecuación 2.41 tenemos:

$$B = \frac{k_t * I_a - T_f}{w} \quad (4.15)$$

Ahora sustituyendo valores obtenemos:

$$B_1 = 0.000010453 \text{ Nms} \quad (4.16)$$

$$B_2 = 5.4836 \text{ Nms} \quad (4.17)$$

Habiendo obtenidos los datos del motor se puede proceder a realizar la simulación del motor.

4.3 Simulación de motor de C.C. en Matlab con Simulink con y sin cajas reductoras

La simulación del comportamiento del motor se realizó en Matlab usando la herramienta Simulink, mediante el siguiente diagrama a bloques.

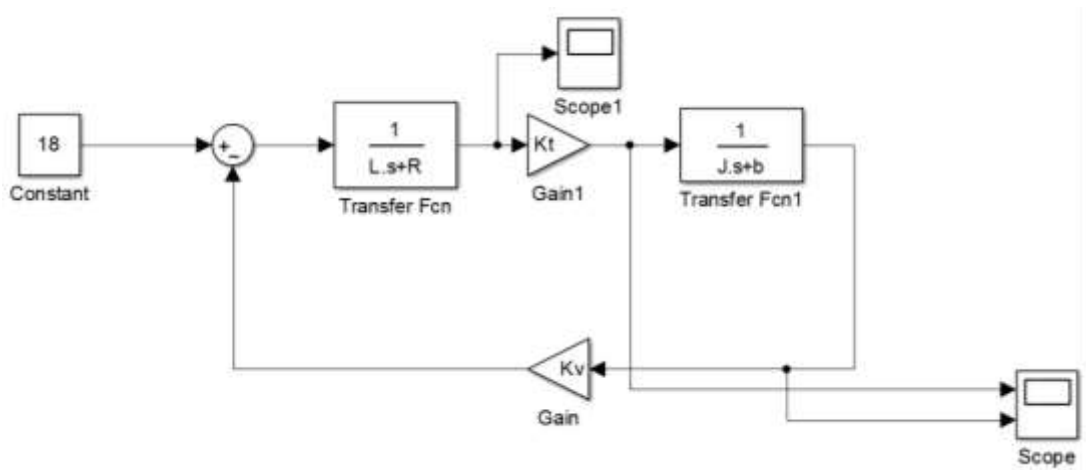


Figura 4.21 Diagrama a bloques de simulación de motor de C.C.

En un archivo .m se ingresan los datos de las variables que pide el diagrama a bloques con los valores obtenidos anteriormente.

En las siguientes figuras se presentan las gráficas del comportamiento de corriente, velocidad y torque del motor a una entrada escalón sin cajas reductoras.

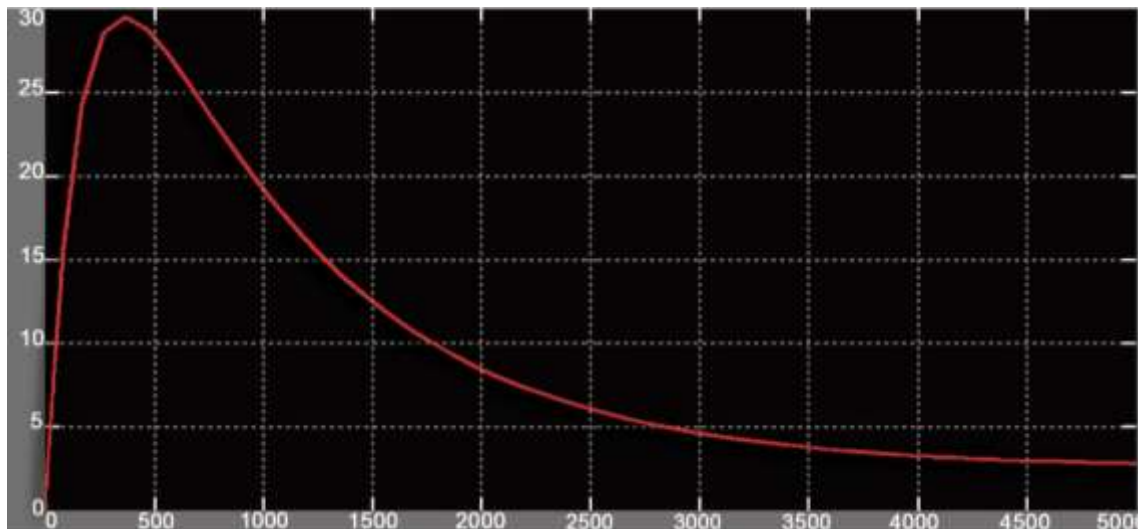


Figura 4.22 Gráfica de corriente de motor.

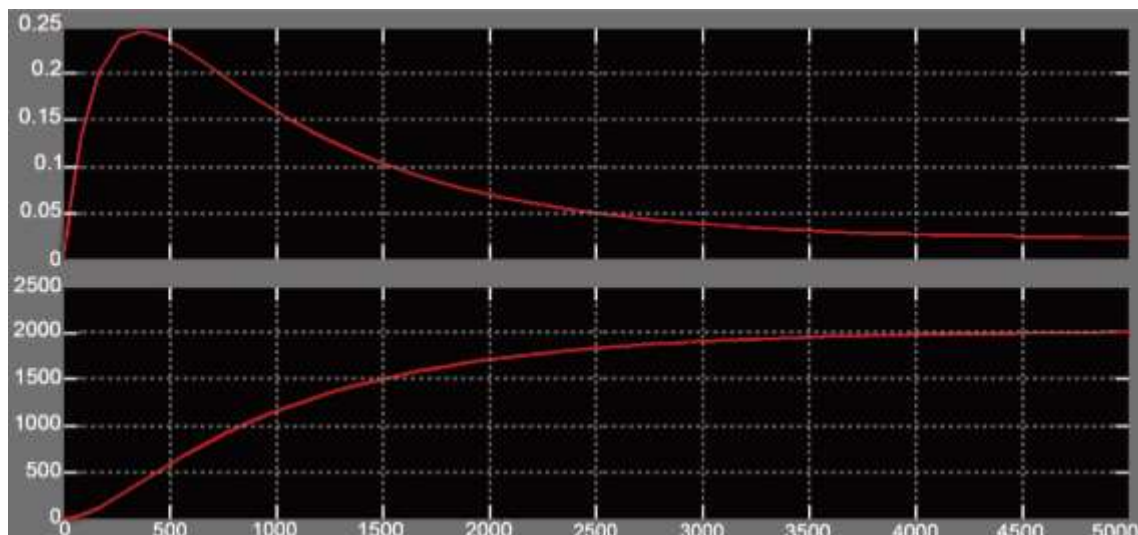


Figura 4.23 Comportamiento de torque y velocidad del motor respectivamente.

Ahora se presentan las gráficas del comportamiento del motor con cajas reductoras.

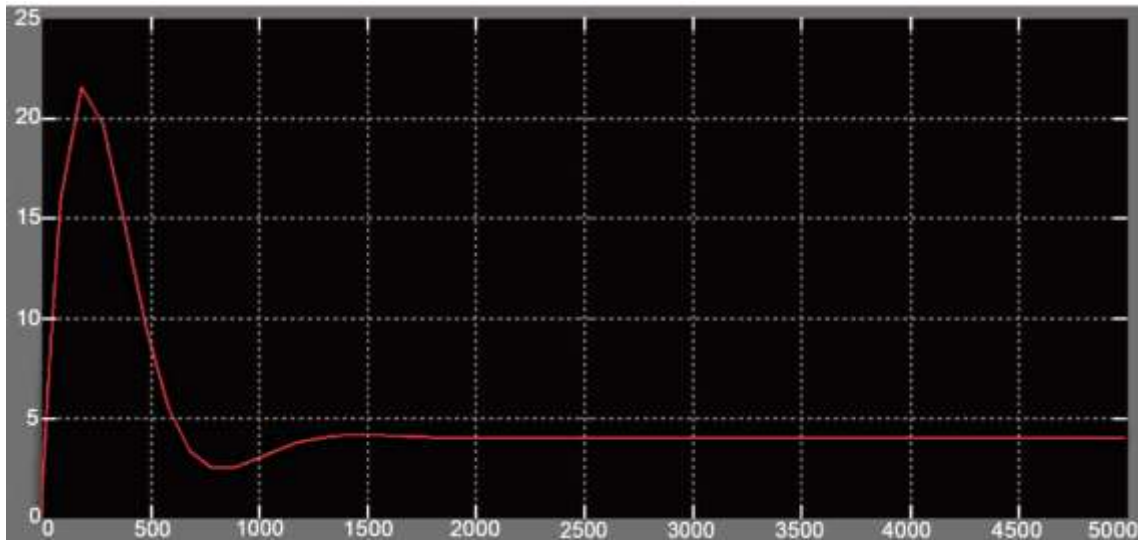


Figura 4.24 Corriente del motor con cajas reductoras

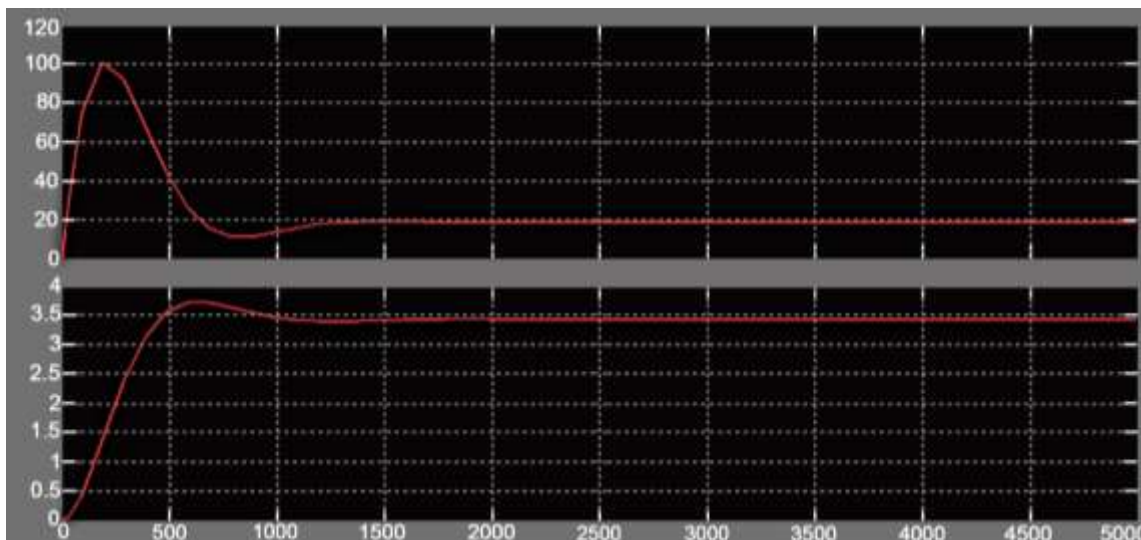


Figura 4.25 Comportamiento de torque y velocidad del motor con cajas reductoras respectivamente.

Como se puede observar en las gráficas, la corriente y el torque aumentan por la presencia de las cajas reductoras sin embargo la velocidad angular disminuye, tal como se había presentado en las tablas de las figuras 4.17 y 4.18, lo cual indica que la simulación se realizó de manera correcta.

Una vez hecha la comparación se presenta la función de transferencia del motor con las ds cajas reductoras, ya que para el mecanismo se utilizará dicha configuración del motor.

$$\frac{w}{V} = \frac{k_t}{(L_a s + R_a)(J_m s + B) + k_t k_e} \quad (4.18)$$

Sustituyendo valores y realizando las operaciones necesarias la función de transferencia $G(s)$ queda de la siguiente manera.

$$G(s) = \frac{0.007513}{s^2 + 7.0231s + 0.03953} \quad (4.19)$$

Para obtener el diagrama a bloques del sistema en lazo cerrado, se especifica la función de transferencia del motor como $G(s)$ y la ganancia de realimentación del tacogenerador $H(s) = 4.6734$, el mismo valor de k_t ya que el tacogenerador se comporta como un motor de las mismas características.

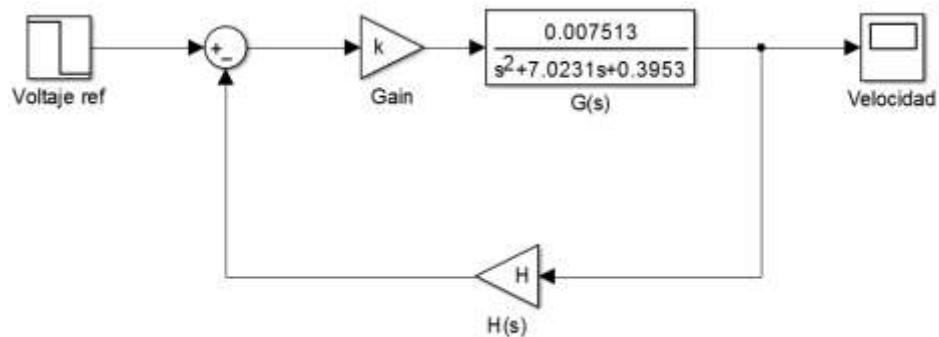


Figura 4.26 Función de transferencia a lazo cerrado

Usando los siguientes comandos en la consola de Matlab determinamos el lugar de las raíces.

```
H=4.6734
k=1
num=0.007513*k
den=[1 7.0231 0.3953]
G=tf(num,den)
figure(1)
sys=G*H
```

Figura 4.27 Programa para determinar el lugar de las raíces.

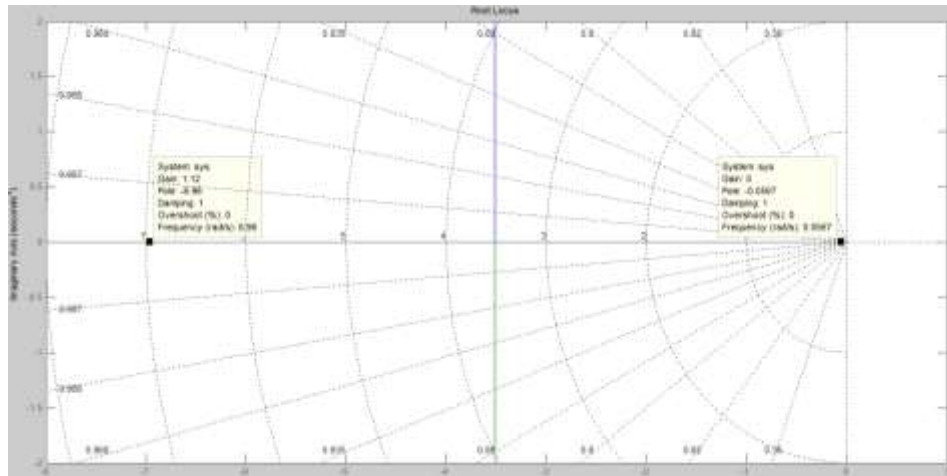


Figura 4.28 Lugar geométrico de las raíces del sistema.

Como se observa en la figura 4.28 los polos del sistema se encuentran en la parte negativa del eje real, lo cual indica que el sistema es controlable.

4.4 Simulación de movimiento y sintonización de control PD para motor CC

El objetivo de la teoría de control automático es obtener un tipo de regulación o control sin que tenga que intervenir un ser humano en el lazo de control. Para lograr el control automático se deben llevar a cabo mediciones referente al estado del sistema y esta información se utiliza para generar la acción de control que nos permita alcanzar el estado deseado. Para realizar las mediciones se utilizan dispositivos llamados sensores, para efectuar la acción de control se emplean actuadores. El conjunto de sensores, actuadores y dispositivos lógicos utilizados para implementar la acción de control constituyen el controlador.

Sabiendo que el motor es controlable y habiendo migrado el mecanismo a Matlab, podemos realizar la simulación del movimiento así como realizar la sintonización de un controlador PD para poder tener control sobre la velocidad del motor y con los datos que se obtengan del control programarlos en nuestro microprocesador.

Se utiliza un control PD no lineal ya que tiene las siguientes ventajas:

- Control sencillo
- Mayor rapidez en la acción de control
- Controlador de alta sensibilidad
- Añade amortiguamiento al sistema
- Mejor precisión en estado estable

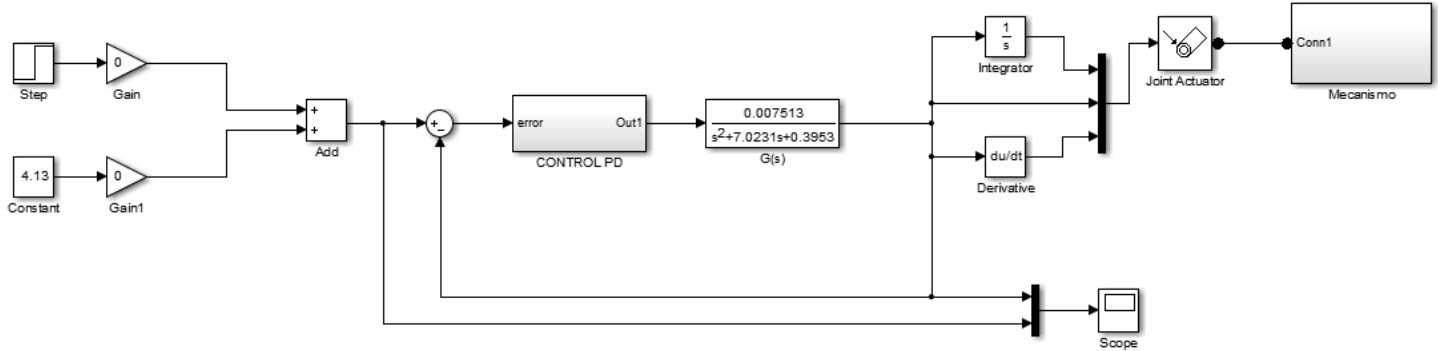


Figura 4.29 Diagrama a bloques de simulación de movimiento con control PD.

La figura 4.29 muestra la manera en que se realiza la simulación en Simulink utilizando dos subsistemas, para simplificar el diagrama final, el primero corresponde al control PD (figura 4.30) y el segundo al mecanismo migrado en SimMechanics (figura 4.12).

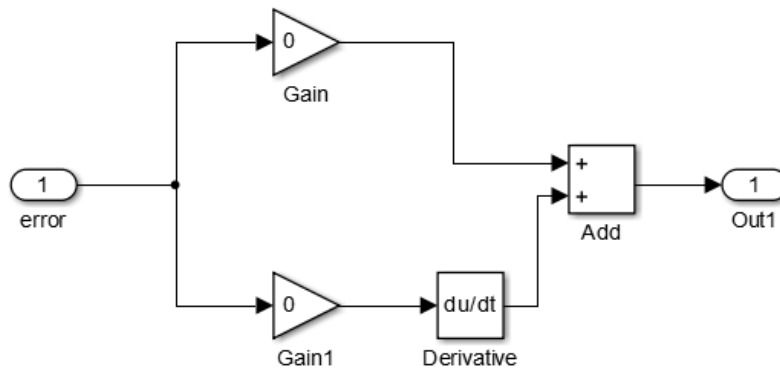


Figura 4.30 Subsistema de control PD.

Para poder hacer la sintonización del control de una forma más amigable, se diseñó una interfaz gráfica usando la herramienta GUI¹¹ (siglas en inglés) de Matlab, la cual permite modificar los valores de k_p y k_d y al momento ver la respuesta que ofrece el sistema con dichos valores.

¹¹ Véase código en apéndice H

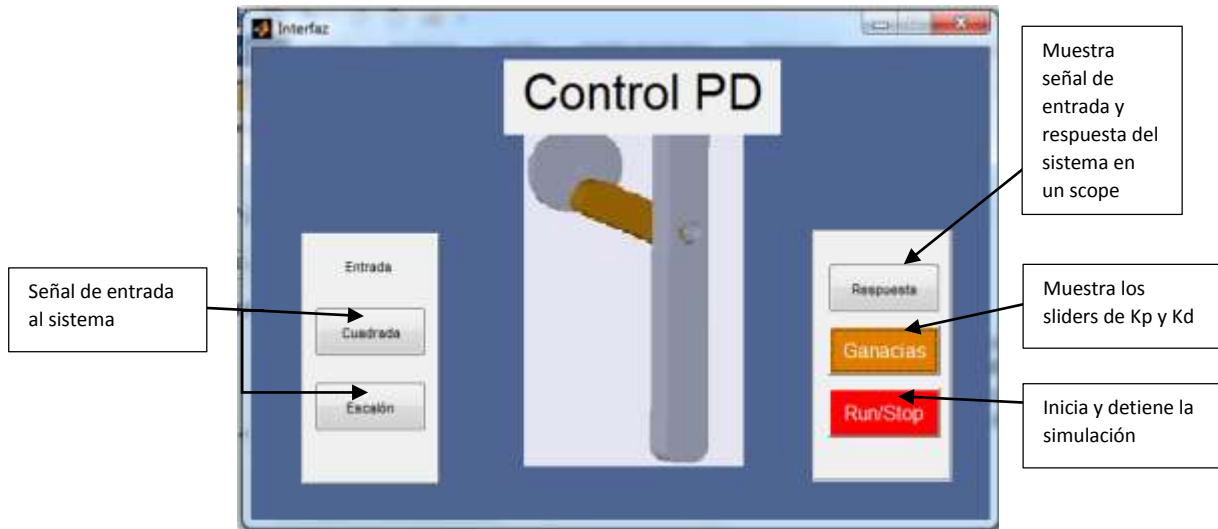


Figura 4.31 Interfaz gráfica para simulación de sistema

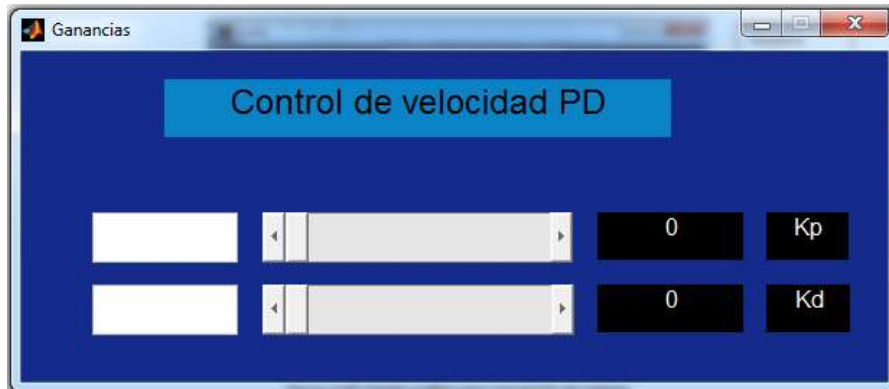


Figura 4.32 Sliders para sintonización de K_p y K_d

Con dicha interfaz realizamos la simulación y establecemos los valores de sintonización del control, en los cuales ofrece la mejor respuesta.



Figura 4.33 Prueba de respuesta del sistema



Figura 4.34 Respuesta ideal del sistema



Figura 4.35 Valores de sintonización del control

4.5 Programación de tarjeta Arduino

Para la programación de la tarjeta de desarrollo Arduino se tomaron en cuenta las variables a utilizar así como los valores de sintonización del control obtenidos en la simulación de Simulink-Matlab.

El desarrollo del programa se realizó conforme el diagrama de flujo de la figura 4.36.

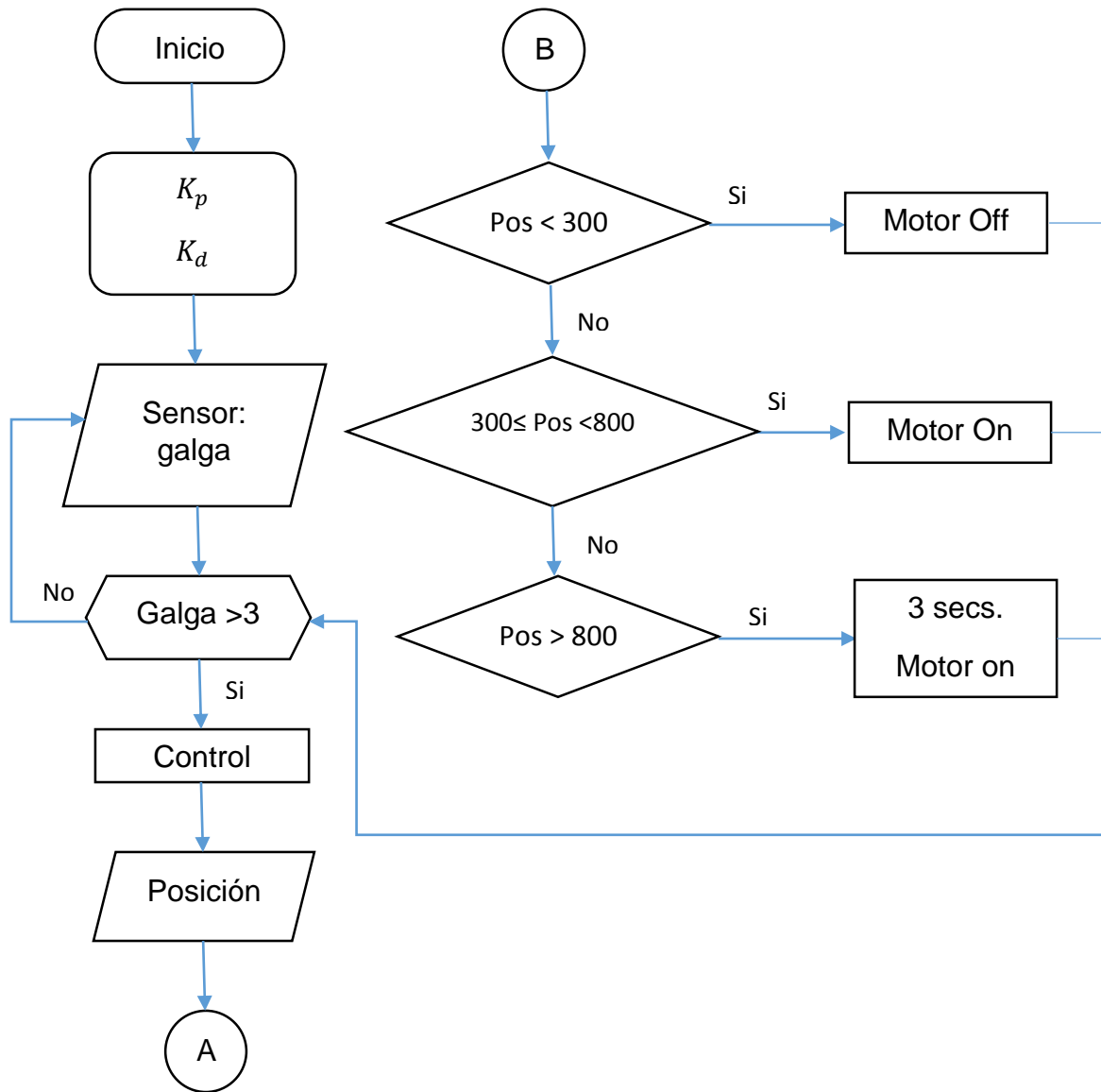


Figura 4.36 Diagrama de flujo de programa

Como se observa en el diagrama de flujo, se utiliza un ciclo while infinito para estar chequeando en todo momento los valores de las variables, así if else para tomar decisiones de acuerdo a las condicionantes establecidas. El código del programa se puede observar de manera completa en el anexo G.

4.6 Potencia

La etapa de potencia a utilizar se construye mediante el uso de un mosfet, el cual recibe la señal de encendido y apagado de la tarjeta Arduino, protegido por diodos, debido a que la corriente utilizada por el motor es muy alta y puede llegar a dañar nuestra tarjeta.

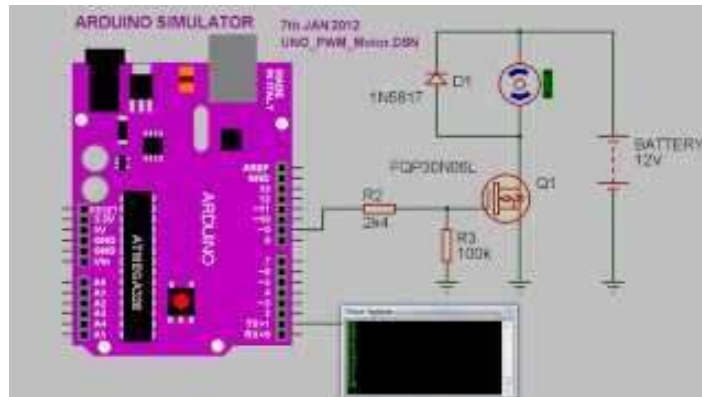


Figura 4.37 Diagrama de etapa de potencia

4.7 Conclusiones

El trabajo de tesis reportado en este documento consistió en el diseño de un mecanismo manivela-balancín acoplado a un motor de DC para su implementación como sistema protésico de miembro inferior. La implementación de dicho sistema fue inspirado en una tesis previa realizada por el Dr. Emilio Miguel Soto García, asesor de Tesis, en la cual se utiliza un motor de DC para sustituir el movimiento de la rodilla en personas amputadas de miembro inferior por encima de la rodilla.

Al momento de estar realizando las pruebas del motor para su parametrización se puede observar en la tabla de la figura 4.18 que el consumo de corriente es de 4.71A, representando un consumo muy alto aún sin aplicar el peso del mecanismo, lo cual indica que al momento de aplicar una resistencia mayor aumentará el consumo de corriente para poder mantener su funcionamiento.

De igual forma el motor utiliza demasiado espacio, lo cual disminuye el espacio que se puede utilizar para el mecanismo, control y potencia, provocando, al momento de armar el mecanismo, un sistema muy grande y poco estético.

El alto consumo de corriente y el amplio espacio utilizado provocan que el sistema no sea viable en rendimiento ni ergonómicamente, sin embargo cumple con el funcionamiento requerido de la sustitución del movimiento de rodilla sin cambiar el giro del motor, lo cual representa una disminución de picos de corriente así como en el desgaste de los elementos utilizados, es decir, realizando modificaciones para

corregir los problemas encontrados, el mecanismo puede ser utilizado en un sistema real.

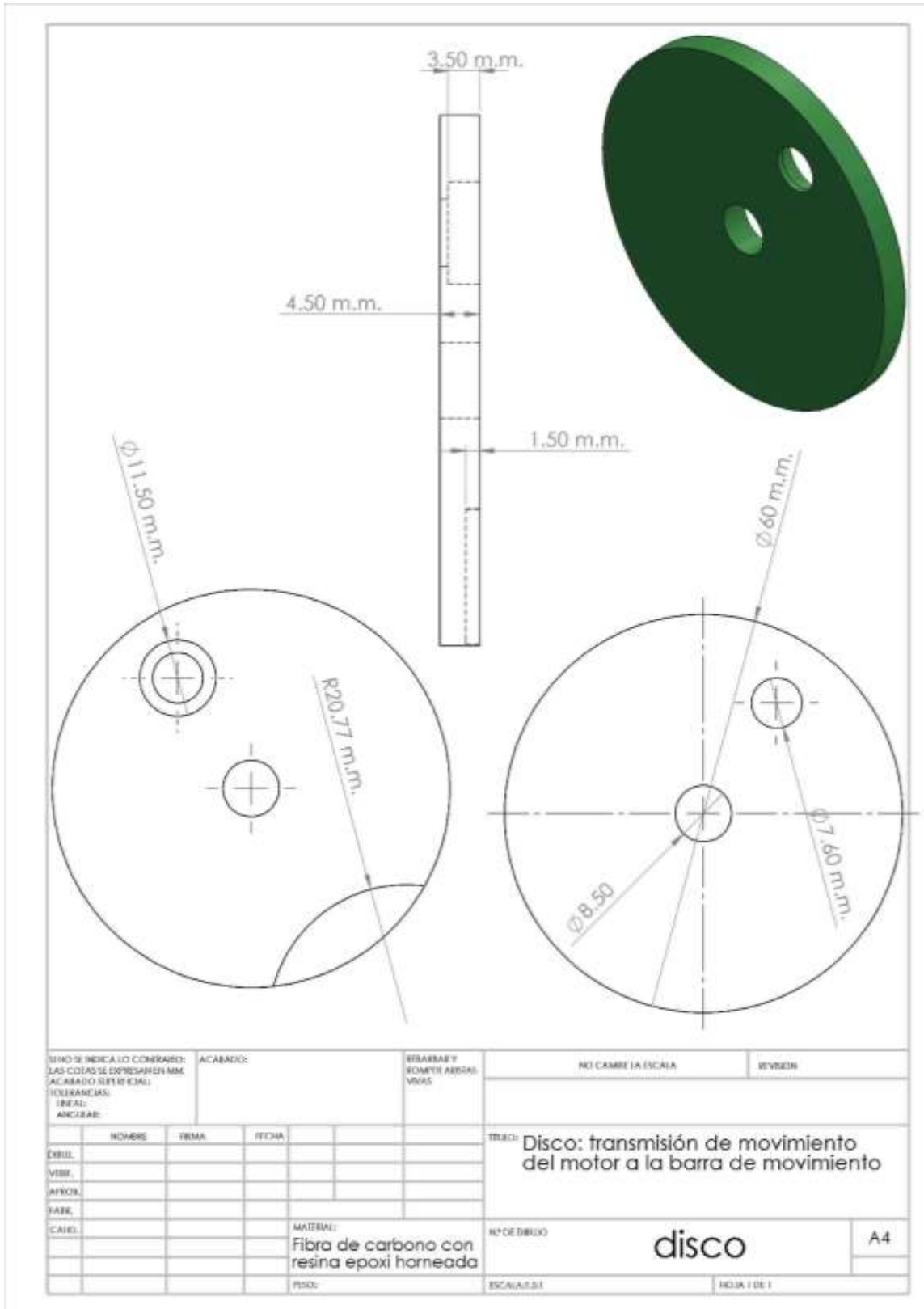
4.7.1 Trabajos futuros

Los sistemas neumáticos son muy utilizados en el ámbito protésico, pues proveen de una gran potencia sin consumir mucha corriente, sin embargo al ser motores lineales provocan desgaste en los elementos del motor.

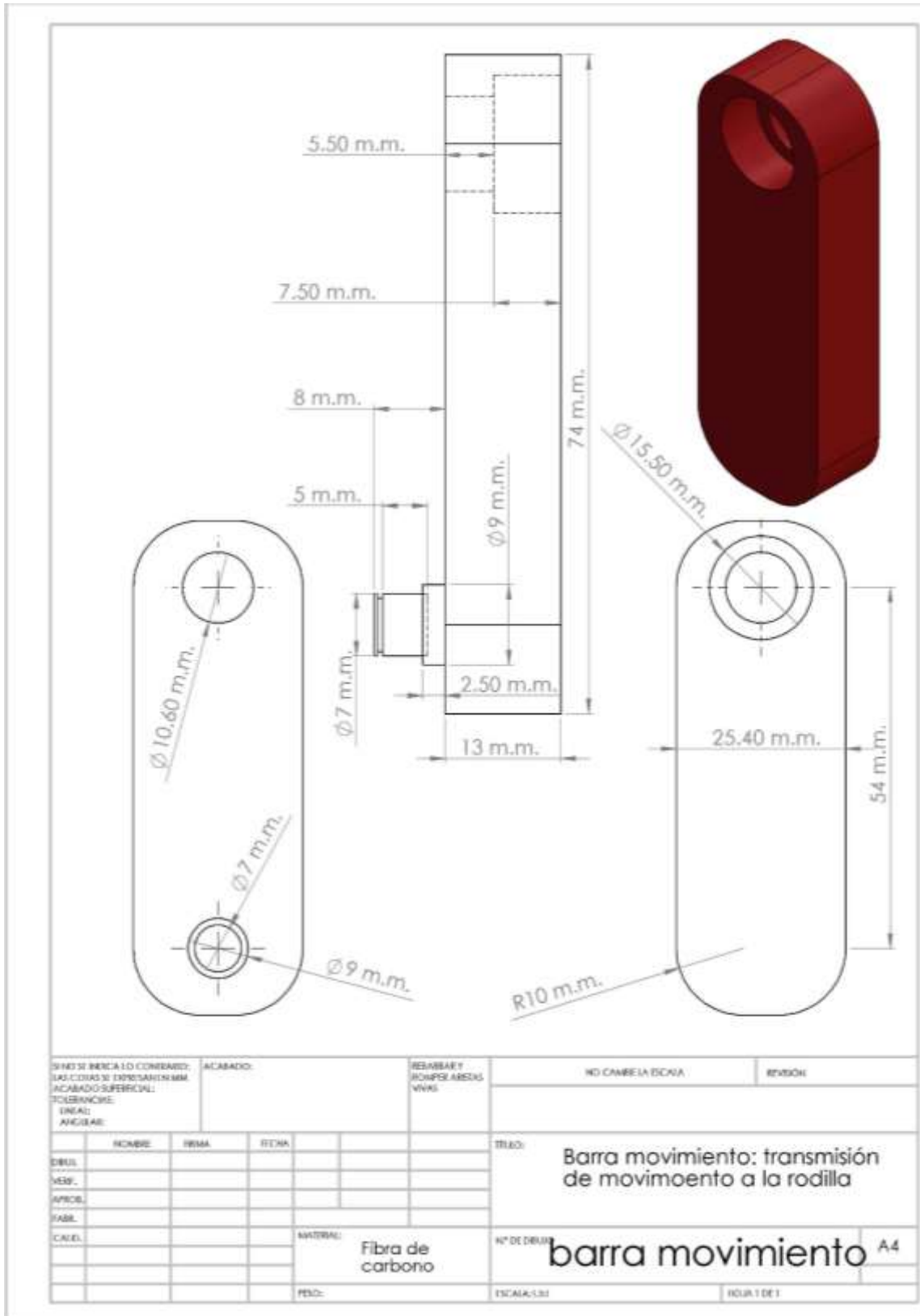
Por lo cual para la disminución en el consumo de energía y espacio se propone el diseño y construcción de un motor electro-neumático giratorio, y de esta forma poder implementar el mecanismo diseñado en el presente trabajo.

Apéndices

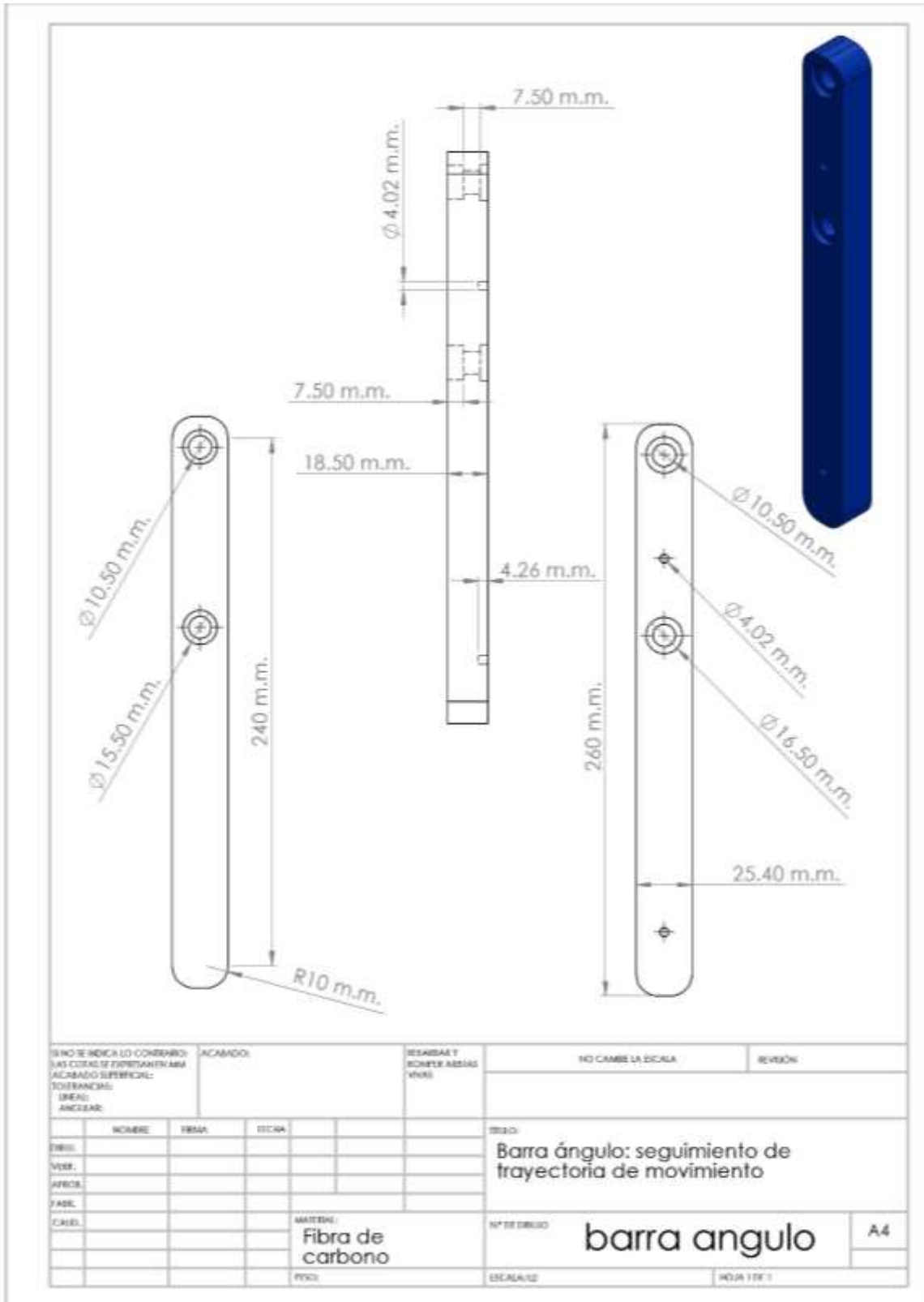
Apéndice A. Dibujo técnico: Disco de acoplamiento



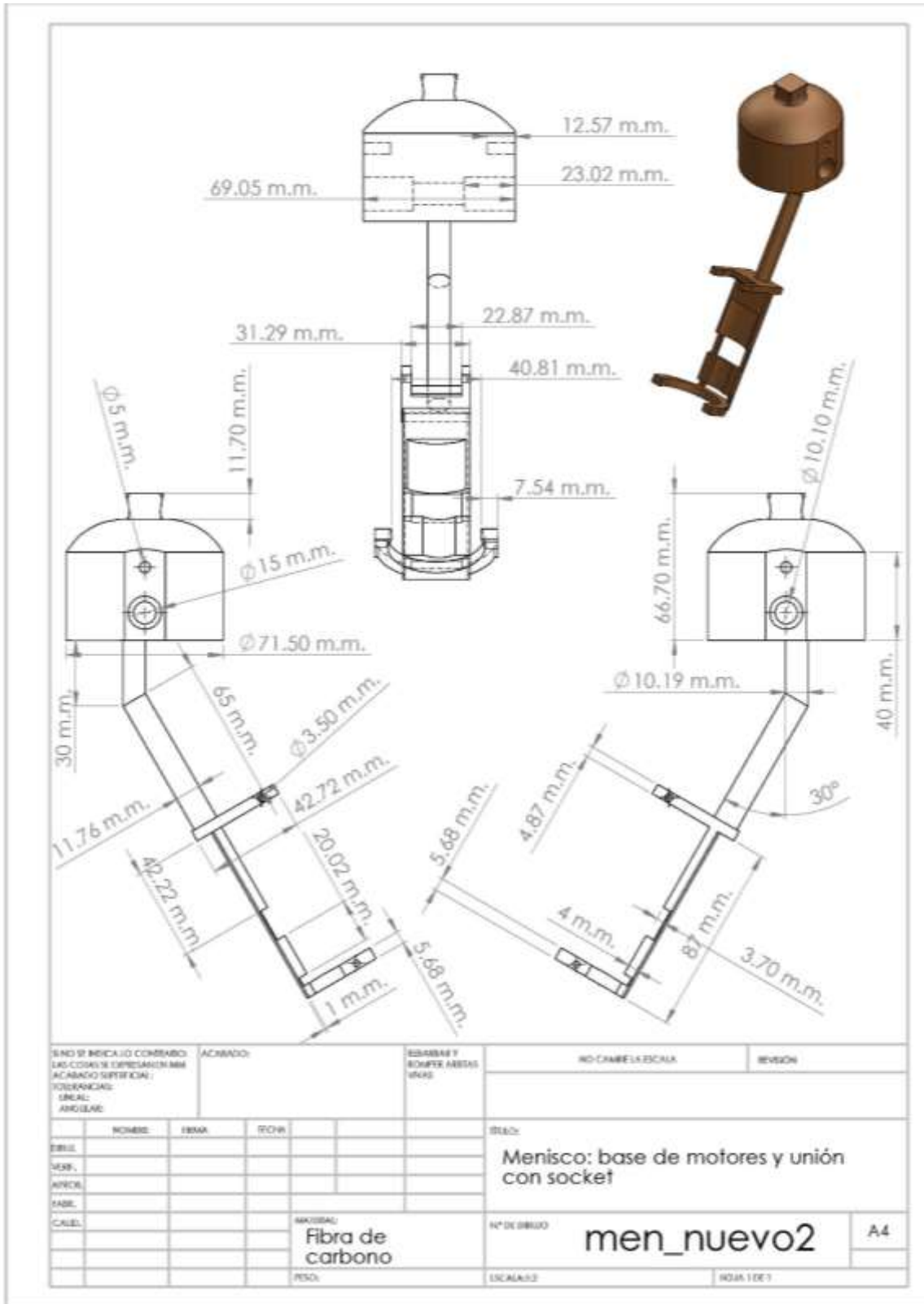
Apéndice B. Dibujo técnico: Barra movimiento



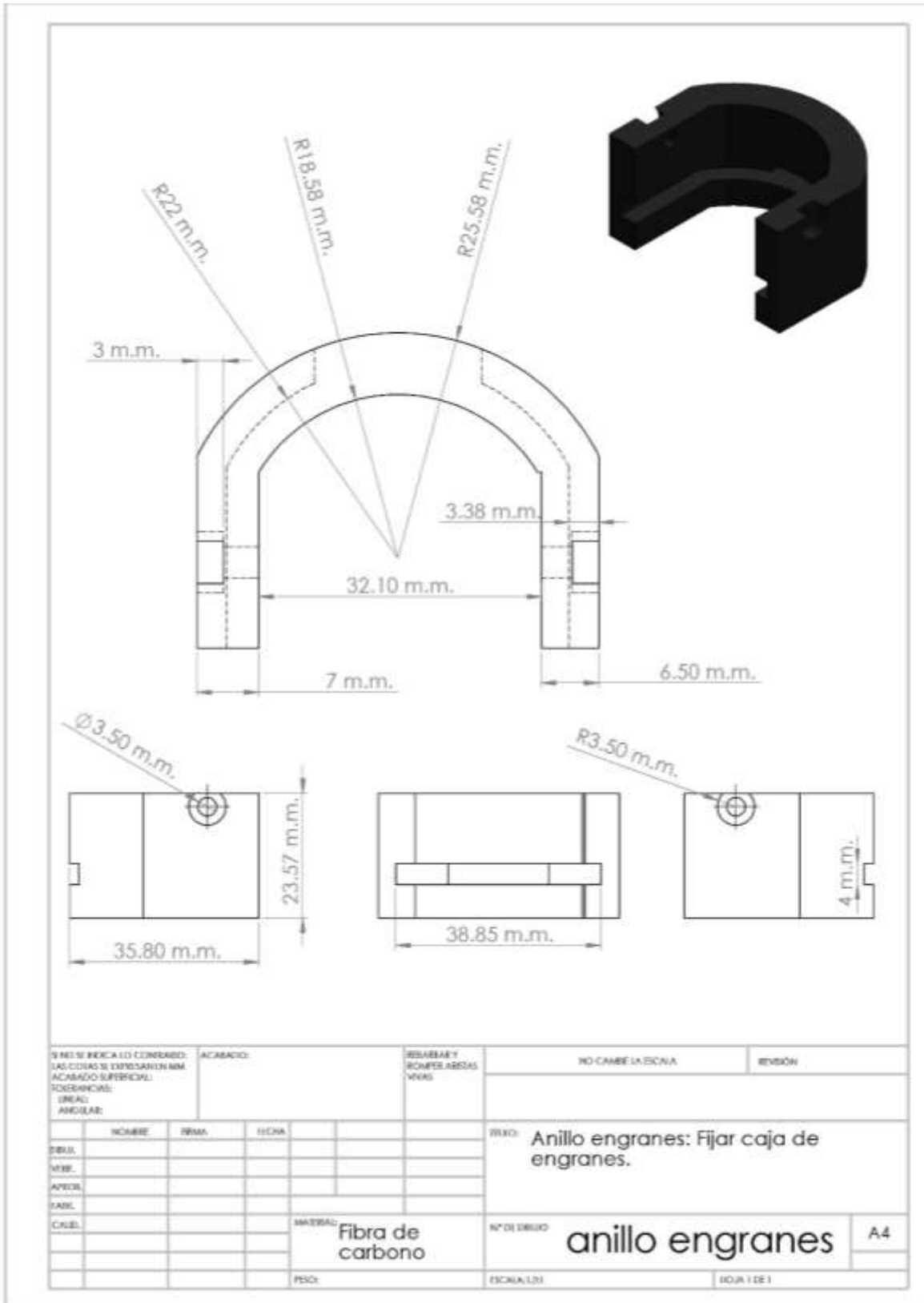
Apéndice C. Dibujo técnico: Barra ángulo



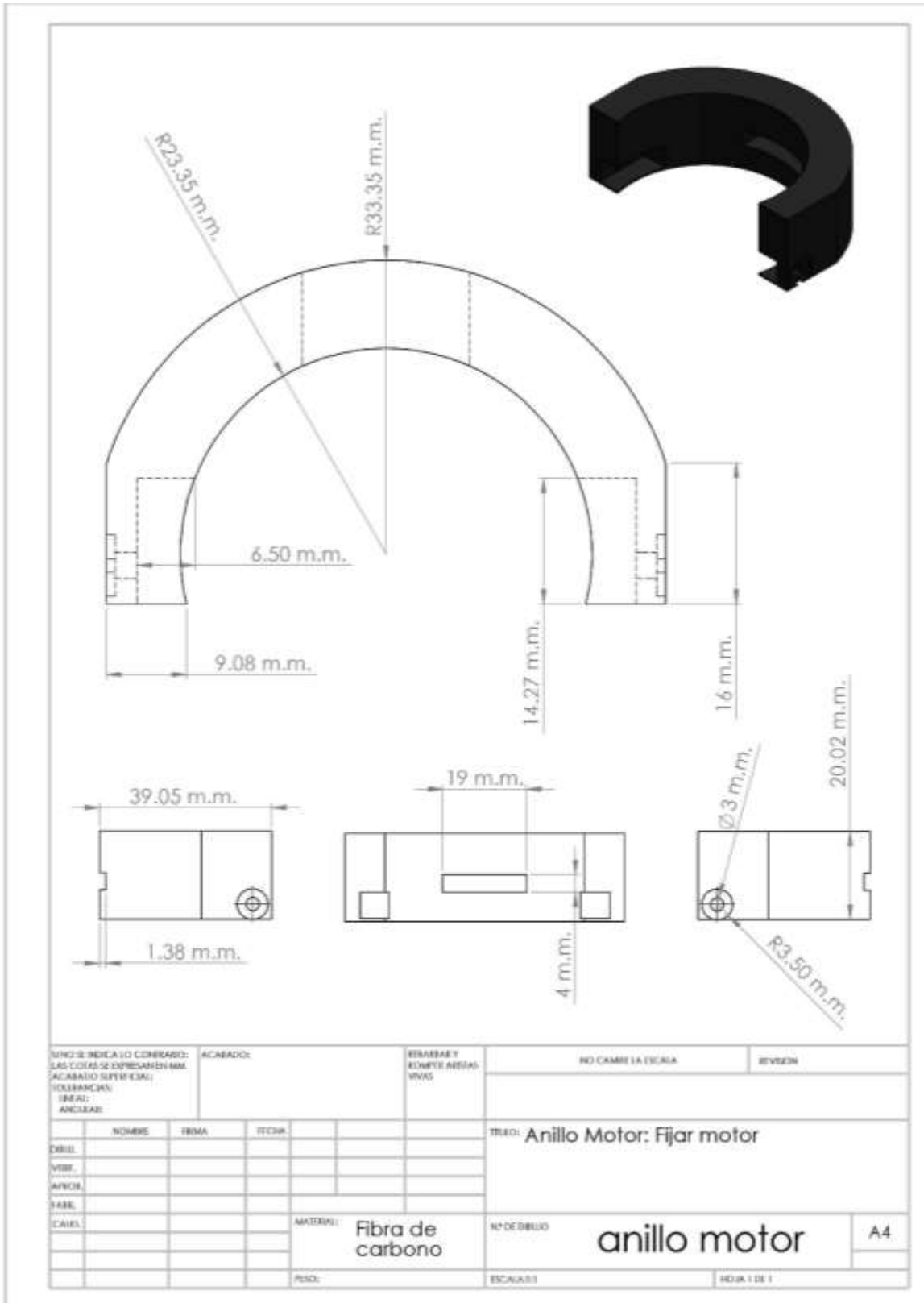
Apéndice D. Dibujo técnico: Rodilla y base motor



Apéndice E. Dibujo técnico: Anillo engranes



Apéndice F. Dibujo técnico: Anillo Motor



Apéndice G. Código de GUI

Se utilizaron dos códigos el primero para la interfaz y el llamado de cada elemento.

```
function varargout = Interfaz(varargin)
% INTERFAZ MATLAB code for Interfaz.fig

% Begin initialization code - DO NOT EDIT
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',  gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @Interfaz_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',  @Interfaz_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',  [] , ...
                  'gui_Callback',   []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
% End initialization code - DO NOT EDIT
% --- Executes just before Interfaz is made visible.
function Interfaz_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
% Choose default command line output for Interfaz
handles.output = hObject;

% Update handles structure
guidata(hObject, handles);
global check;
check = 0;

find_system('Name', 'analisisMovimiento');
open_system('analisisMovimiento');

set_param('analisisMovimiento/Gain', 'Gain', num2str(0));
set_param('analisisMovimiento/Gain1', 'Gain', num2str(0));

set_param('analisisMovimiento/CONTROL PD/Gain', 'Gain', num2str(0));
set_param('analisisMovimiento/CONTROL PD/Gain1', 'Gain', num2str(0));

i2=imread('imagen1.jpg');
imshow(i2);

function varargout = Interfaz_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
varargout{1} = handles.output;

% --- Executes on button press in pushbutton3.
function pushbutton3_Callback(hObject, eventdata, handles)
```

```

open_system('analisisMovimiento/Scope');

% --- Executes on button press in pushbutton4.
function pushbutton4_Callback(hObject, eventdata, handles)
Ganancias;

% --- Executes on button press in pushbutton5.
function pushbutton5_Callback(hObject, eventdata, handles)
global check;
find_system('Name','analisisMovimiento');
open_system('analisisMovimiento');
switch check
    case 0
        set_param(gcs,'SimulationCommand','start');
        set(hObject,'BackgroundColor','green');
        check = 1;
    case 1
        set_param(gcs,'SimulationCommand','stop');
        set(hObject,'BackgroundColor','red');
        check = 0;
end
% --- Executes on button press in pushbutton1.
function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
set_param('analisisMovimiento/Gain','Gain',num2str(1));
set_param('analisisMovimiento/Gain1','Gain',num2str(0));

% --- Executes on button press in pushbutton2.
function pushbutton2_Callback(hObject, eventdata, handles)
set_param('analisisMovimiento/Gain1','Gain',num2str(1));
set_param('analisisMovimiento/Gain','Gain',num2str(0));

```

Como se puede observar en el código anterior se hace el llamado a una función llamada Ganancias, la cual es la encargada de modificar los valores del control PD.

El código usado para la función Ganancias se presenta a continuación.

```

function varargout = Ganancias(varargin)
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',  gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @Ganancias_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',  @Ganancias_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',  [] , ...
                  'gui_Callback',   []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargin
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end

```

```

end
% End initialization code - DO NOT EDIT
% --- Executes just before Ganancias is made visible.
function Ganancias_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
handles.output = hObject;

% Update handles structure
guidata(hObject, handles);
% uiwait(handles.figure1);
% --- Outputs from this function are returned to the command line.
function varargout = Ganancias_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
% Get default command line output from handles structure
varargout{1} = handles.output;
set(handles.slider1, 'Value', 0);
set(handles.slider2, 'Value', 0);

Kp = get(handles.slider1, 'Value');
set(handles.text3, 'String', Kp);
Kd = get(handles.slider2, 'Value');
set(handles.text4, 'String', Kd);

function edit1_Callback(hObject, eventdata, handles)
set(handles.slider1, 'Value', str2double(get(hObject, 'String')));
set(handles.text3, 'String', str2double(get(hObject, 'String')));
set_param('analisisMovimiento/CONTROL
PD/Gain', 'Gain', get(hObject, 'String'));

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit1_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)

if ispc && isequal(get(hObject, 'BackgroundColor'),
get(0, 'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject, 'BackgroundColor', 'white');
end

% --- Executes on slider movement.
function slider1_Callback(hObject, eventdata, handles)
%     get(hObject, 'Min') and get(hObject, 'Max') to determine range of
slider
Kp_visual = get(handles.slider1, 'Value');
set(handles.text3, 'String', Kp_visual);
set_param('analisisMovimiento/CONTROL
PD/Gain', 'Gain', num2str(Kp_visual));
set(handles.edit1, 'String', '');

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function slider1_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if isequal(get(hObject, 'BackgroundColor'),
get(0, 'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject, 'BackgroundColor', [.9 .9 .9]);
end

```

```

function edit2_Callback(hObject, eventdata, handles)
set(handles.slider2, 'Value',str2double(get(hObject,'String')));
set(handles.text4,'String',str2double(get(hObject,'String')));
set_param('analisisMovimiento/CONTROL
PD/Gain1','Gain',get(hObject,'String'));

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit2_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)

if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

% --- Executes on slider movement.
function slider2_Callback(hObject, eventdata, handles)
Kd_visual = get(handles.slider2,'Value');
set(handles.text4,'String',Kd_visual);
set_param('analisisMovimiento/CONTROL
PD/Gain1','Gain',num2str(Kd_visual)); %Modifica la ganancia en simulink
set(handles.edit2,'String','');

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function slider2_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
if isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor',[.9 .9 .9]);
end

```

Apéndice H. Código de Arduino

Se utilizaron las librerías AcceleroMMA7361.h y PID_v1.h, sin embargo no vienen precargadas en la plataforma por lo cual antes de usarlas se tienen que instalar.

```

#include <AcceleroMMA7361.h>
#include <PID_v1.h>

AcceleroMMA7361 accelero;

int x;           //eje de entrada
int y;
int z;
double posicion;
double onoff;
int sens = A3;   //entrada de galga
int motor=7;     //Salida de motor

//Sintonización de parámetros
float Kp=6000;
float Ki=0;
float Kd=14.5;

// variables a utilizar
double Setpoint, Input, Output;

PID myPID(&Input, &Output,
&Setpoint,Kp,Ki,Kd, DIRECT);

const int sampleRate = 1;
//Determina que tan rapido se repite el PID

const long serialPing = 500;
//Comuniación serial en milisegundos

unsigned long now=0;

unsigned long lastMessage=0;
//Seguimiento de la ultima comunación
serial

int WindowSize = 5000;
unsigned long windowStartTime;

void setup()
{
  Serial.begin(9600);

  accelero.begin(13, 12, 11, 10, A0, A1, A2);

  accelero.setARefVoltage(3.3);
  //Voltage de ref 3.3V

  accelero.setSensitivity(LOW);
  //sensitividad a +/-6G

  accelero.calibrate();

  pinMode(motor, OUTPUT);

  //Inicializa las variables

  posicion = analogRead(x);

  Input = map(posicion, 0, 1024, 0, 255);

  Setpoint = 100;

  // Inicia el control

```

```

myPID.SetMode(AUTOMATIC);
myPID.SetSampleTime(sampleRate);

Serial.print("Comienzo");
lastMessage = millis();
windowStartTime = millis();
}

void loop()
{
  onoff = analogRead(sens);

  while (onoff > 3)
  {
    x = accelero.getXVolt();
    y = accelero.getYVolt();
    z = accelero.getZVolt();
    Setpoint = 100;
    posicion = x;
    Input = map(posicion, 0, 1024, 0, 255);
    myPID.Compute();

    if(Input < 300)
    {
      digitalWrite(motor,LOW);
    }
    else if (Input >= 300 && Input < 800)
    {
      digitalWrite(motor,HIGH);
    }
    else if (Input >=800)
    {
      if(millis() -
windowStartTime>WindowSize)
      {
        windowStartTime += WindowSize;
      }
      if(Output < millis() - windowStartTime)
        digitalWrite(motor,HIGH);
      else digitalWrite(motor,LOW);
    }
  }

  Serial.print("\nx: ");
  Serial.print(x);
  delay(500);
}

```

Bibliografía

- [1] Soto García Emilio Miguel. (2007). *Prótesis Mecatrónica Inteligente de Miembro Inferior*. (Tesis de Maestría). Maestría en Ingeniería Mecatrónica. Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla.
- [2] P. Vera. *Biomecánica de la marcha humana normal y patológica*, Instituto de Biomecánica de Valencia. Cap. 3, 1999.
- [3] J. Sánchez, P. Pastor, et al. *Biomecánica de la marcha humana normal y patológica* IBV, pp 29-115, Valencia, 2005.
- [4] Winter, D.A. (2005). *Biomechanics and motor control of human movement*. Jhon Wiley & Sons, Inc.
- [5] Ogata, K. (1995). *Control moderno*. Prentice Hall.
- [6] Olivares A, Sagaró R, Rodríguez C, Reyes M, Díaz C. *Evaluación integral de prótesis ortopédicas transfemorales*. Revista Ingenierías. 2010
- [7] Zatsiorski V. *Biomecánica del Ejercicio Físico*. 2ª ed. La Habana: Editorial Pueblo y Educación; 1988.
- [8] Winter DA. *Biomechanics and Motor Control of Human Movement*. Appendix A and B. 2nd ed. New York (USA): John Wiley & Sons; 1990.
- [9] Comín M, Peris JL, Dejoz R, Vera P. *Biomecánica de la fractura ósea y técnicas de reparación*. Instituto de Biomecánica de Valencia: Publicaciones IBV; 1999.
- [10] Ashman RB, Young J. *Elastic moduli of trabecular bone material*. J Biomechanic. 1988
- [11] Mena D. *Analysis and synthesis of human swing leg motion during gait and it's clinical applications*. J Biomechanic. 1981.
- [12] Van der Linden H. *A systematic literatura review of the effect of different prosthetic components on human functioning with lower limb prosthesis*. J Rehabilitation Research Development. 2004.
- [13] Diario Oficial de la Federación [DOF], (2012, 14 Septiembre). *NORMA Oficial Mexicana NOM-015-SSA3-2012 Para la atención integral a personas con discapacidad*. Recuperado el 24 de Julio de 2013 de http://dof.gob.mx/nota_detalle.php?codigo=5268226&fecha=14/09/2012

[14] Quijano Ortega Manuel Guillermo, Hernández Capacho Carlos Gerardo. (2009). *Obtención experimental de los parámetros del motor que se utilizará en el sistema de locomoción de una esfera rodante*. (Tesis de Especialidad). Facultad Ingeniería Electrónica. Universidad Pontificia Bolivariana.

[15] H. Mabie Hamilton, F. Reinholtz Charles. *Mechanisms and dynamics of Machinery*. Virginia Polytechnic Institute and State University. Estados Unidos. 1987

[16] Conceptos sobre cinemática inversa disponible en:
<http://www.arqhys.com/articulos/cinemática-inversa.html>

[17] Conceptos sobre biomecánica de la marcha disponible en: <http://nelson-hernan.blogspot.mx/2011/06/biomecánica-de-la-marcha.html>

[18] Instrucciones de SimMechanics disponibles en:
<http://www.mathworks.com/help/physmod/smlink/ug/export-robot-assembly-from-solidworks-software.html>