



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Análisis dinámico de un
mecanismo flexible por
elementos finitos**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Tomas Cedillo Arenas

DIRECTORA DE TESIS

M. I. Rosa Itzel Flores Luna



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2016



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

*A mis padres y hermanos,
que me han apoyado en cada decisión.*

Objetivo	III
Alcances	III
Agradecimientos	III
Introducción	IV
Capítulo I. Antecedentes	1
1.1. Mecanismos flexibles	1
1.2. Principales retos de los mecanismos flexibles	2
1.3. La flexibilidad y la deflexión	2
1.3.1. Deflexiones lineales y no lineales	3
1.3.2. Rigidez y resistencia	4
1.3.3. Flexibilidad	4
1.4. Análisis de mecanismos flexibles	6
1.5. Método de elementos finitos (FEM)	8
1.5.1. Propiedades mecánicas de los materiales	9
1.5.2. Método dinámico explícito	10
Capítulo II. Modelado y análisis de la ortoprótesis flexible	11
2.1. Propuesta	11
2.2. Descripción del movimiento	13
2.3. Toma de medidas	15
2.4. Modelado en Abaqus®	16
2.4.1. Geometría de las piezas	17
2.4.2. Propiedades	19
2.4.3. Ensamble	20
2.4.4. Interacciones	21
2.4.5. Condiciones de frontera y mallado	22
2.5. Modelo 1	22
2.6. Modelo 2	23
2.7. Sobre los modelos 1 y 2	24

Capítulo III. Cambios en la geometría de la cinta y análisis con los datos del usuario	27
3.1. Primer cambio en la geometría _____	27
3.2. Movimiento con los datos del usuario _____	30
3.3. Sección transversal real de la cinta _____	32
3.4. Sobre el cambio de sección transversal de la cinta _____	33
3.5. Análisis incluyendo al Tensor _____	35
3.6. Respecto al uso del tensor _____	36
Resultados _____	38
Conclusiones _____	40
Bibliografía _____	41

Objetivo

El objetivo de este trabajo es simular un mecanismo de ortoprótesis flexible en un modelo virtual 3D por el Método de Elementos Finitos (FEM, por sus siglas en inglés) y comparar el movimiento logrado con el diseño físico, y a partir de este análisis obtener parámetros para mejorar el funcionamiento del mecanismo.

Alcances

Se pretende simular el movimiento de un mecanismo de ortoprótesis flexible de forma virtual, por lo tanto, es necesario definir los parámetros de movimiento, entender las limitaciones que tiene el software en el análisis de la deflexión cuando esta provoca un cambio macroscópico en la geometría del elemento flexible del mecanismo.

Comparar el comportamiento del elemento flexible al generar un cambio de geometría en su sección transversal.

Agradecimientos

Se agradece el apoyo del proyecto PAPIIT IT101915: “Mecatrónica en los sistemas biomédicos”.

A todos los profesores de la Facultad de Ingeniería, que con su dedicación guían el aprendizaje de cientos de alumnos.

A todos mis amigos de carrera, por no dejarnos caer por muy pesados que fueran los semestres.

Introducción

Un mecanismo es un dispositivo mecánico de elementos articulados que sirve para generar un movimiento o transmitir fuerza de forma predeterminada, desde un elemento motriz a un elemento receptor. Un mecanismo flexible también genera un movimiento y transmite fuerza, pero a diferencia de un mecanismo de eslabones y uniones rígidas, tiene ganancia en la movilidad por la deflexión de sus miembros y no sólo de sus articulaciones móviles.

El diseño de mecanismos flexibles representa un reto (1), ya que no solo importa que el mecanismo alcance la posición requerida, dado que es necesario averiguar desde un principio, que los elementos flexibles no rebasen el límite elástico del material. Sin embargo, debido a la deformación que se presenta en éstos el análisis no es sencillo, ya que ocurre una alteración en su geometría inicial conocida como no linealidad geométrica.

La dificultad para diseñarlos y, más aún, fabricarlos, hace que el proceso sea costoso en tiempo y dinero, ya que muchos mecanismos flexibles se han diseñado a prueba y error y se han tenido que manufacturar para posteriormente validarlos. Pero actualmente, se cuenta con herramientas computacionales basadas en el método de los elementos finitos, que han ayudado a reducir los costos generados durante el diseño, fabricación y prueba de prototipos (2).

El primer capítulo es una descripción de las principales características de los mecanismos flexibles, además, se incluye una descripción breve de los métodos de solución que existen para su análisis y evaluar su funcionalidad, se detalla de una forma sintetizada el Método de los Elementos Finitos, y las características principales de la paquetería de solución explícita en el software Abaqus/CAE.

En el segundo capítulo se presenta el mecanismo de ortoprótesis flexible, su uso y las partes principales que lo componen, así como una descripción básica de éstas, también se detalla el procedimiento las consideraciones realizadas para elaborar el modelado FEM de la ortoprótesis.

En el tercer capítulo, se hacen cambios en la geometría de la cinta y se incluyen posiciones del mecanismo una vez que está montado en el usuario, al final, se incluye la pieza de nombre tensor, para analizar su comportamiento en el mecanismo.

Finalmente se presentan los resultados obtenidos en las simulaciones por el método de los elementos finitos, se hace una comparación de los modelos físico y virtual, lo cual ayuda a entender mejor el funcionamiento de la ortoprótesis flexible, y se espera que esto ayude en un rediseño del mecanismo, para mejorar su funcionalidad.

Capítulo I. Antecedentes

1.1. Mecanismos flexibles

Un mecanismo es un dispositivo que transforma el movimiento en un patrón deseable, y por lo general desarrolla fuerzas muy bajas y transmite poca potencia, en general, es un medio de transmisión, control o restricción del movimiento relativo (3).

Un mecanismo flexible es aquel que tiene uniones o eslabones deformables que si se compara con uno de eslabones rígidos unidos por pernos, los primeros, requieren de materiales y geometrías que permitan una alta deformación de las piezas flexibles sin rebasar el límite elástico del material para alcanzar las posiciones requeridas.

El concepto de usar elementos flexibles para almacenar energía y crear movimiento se ha utilizado durante miles de años (1). Ejemplo de esto son los arcos que se han utilizado desde hace 8000 años a. C. aproximadamente, y eran un arma para la caza. Observe el arco ilustrado en la figura 1, al tensar la cuerda, se almacena energía por la deformación del arco, la energía almacenada, cuando se suelta la cuerda, se transforma en energía cinética que da movimiento a la flecha.

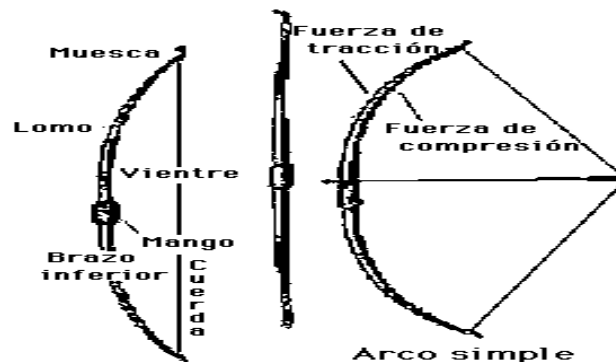


Figura 1. Arco con sus partes y posición de almacenamiento de energía (4).

Los miembros flexibles también se han utilizado para simular el movimiento de giro de articulaciones, por ejemplo, las bisagras de flexión de las cubiertas de libros, se han

construido cambiando la composición del material y el espesor en el punto de flexión para obtener el movimiento deseado (1).

1.2. Principales retos de los mecanismos flexibles

Los mecanismos flexibles presentan retos y desventajas en muchas de sus aplicaciones, y probablemente el mayor reto es la dificultad de analizar los nuevos diseños, ya que se requiere conocimiento de síntesis y análisis de mecanismos, y de flexión para los elementos que se deforman para llegar a la posición requerida. Sin embargo, ya que muchos de los miembros flexibles sufren grandes deformaciones en comparación con un elemento que analíticamente se considera rígido, las ecuaciones lineales para análisis de flexión en vigas no son válidas ya, y se necesitan plantear ecuaciones que tomen en cuenta las no linealidades geométricas causadas por las grandes deflexiones generadas al aplicar una carga. Debido a estas dificultades, muchos mecanismos flexibles fueron diseñados en el pasado a prueba y error.

La energía almacenada en los mecanismos flexibles se ha discutido como una ventaja, ya que se transfiere o se transforma por el mecanismo, pues en algunas aplicaciones, tener energía almacenada en los miembros flexibles es una desventaja, dado que se requiere mayor fuerza para moverlos porque la energía almacenada opone resistencia.

Uno de los principales problemas tanto de los mecanismos flexibles como los de eslabones rígidos, es la fatiga, debido a que están sometidos a cargas cíclicas y esto provoca que el material falle con un esfuerzo menor al considerado como límite elástico, por lo tanto, es indispensable diseñar los elementos flexible de tal forma que tengan una vida útil que garantice su buen funcionamiento; otro criterio que se tiene que considerar durante el diseño de mecanismos flexibles es que, generalmente, los eslabones flexibles permanecen sometidos a cargas por largos periodos de tiempo (5), y existen materiales que se deforman plásticamente en esos periodos (fenómeno de “Creep”).

1.3. La flexibilidad y la deflexión

Los análisis cinemáticos tradicionales asumen que los eslabones del mecanismo son rígidos, es decir, se considera que su deformación es nula y esta suposición es adecuada solo si las deformaciones son muy pequeñas, ya que todos los materiales presentan deformación cuando

se les aplica una carga. En contraste, los mecanismos flexibles dependen de una deformación para su movimiento, lo que implica que las deformaciones deben ser consideradas, medidas y controladas.

1.3.1. Deflexiones lineales y no lineales

En la mayoría de los análisis de flexión, se asume que esta es pequeña comparada con la dimensión de la estructura, que el material es elástico, y la deformación es proporcional al esfuerzo. Estas suposiciones se utilizan para realizar análisis con ecuaciones lineales. En muchas aplicaciones estructurales las deformaciones son muy pequeñas, los esfuerzos inducidos se encuentran por debajo del límite elástico y las ecuaciones lineales proveen resultados precisos. Sin embargo, existen casos en donde estas suposiciones no son válidas, ya que el comportamiento de las estructuras es no lineal. Las estructuras no lineales se dividen en dos categorías (5):

- Materiales no lineales, que son los que no cumplen con la ley de Hooke, que establece que el esfuerzo es proporcional a la deformación. Ejemplos de estos materiales son aquellos que incluyen plasticidad, hiper-elasticidad y fluencia.
- Geometrías no lineales, que se presentan cuando la deflexión es tal que alteran la naturaleza del caso en estudio. Ejemplos de geometrías no lineales son deflexiones y deformaciones grandes como se muestra en la figura 2. Las no linealidades que resultan de grandes deformaciones se deben tomar en cuenta si son lo suficientemente grandes para causar cambios significativos en el área o el espesor sin considerar falla.

Las geometrías no lineales se encuentran comúnmente en los mecanismos flexibles debido a las grandes deformaciones que se presentan; y para análisis de grandes deflexiones, la deformación se asume como pequeña, aunque la deflexión total es grande.

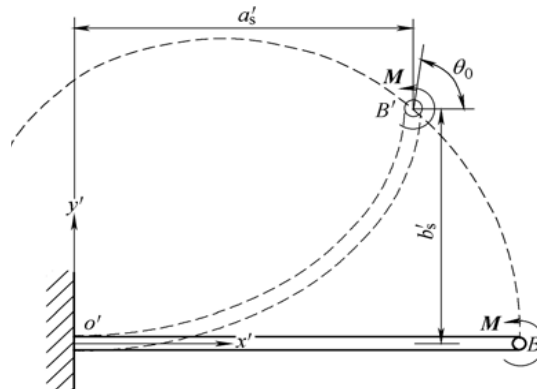


Figura 2. Ejemplo de una deformación que causa no linealidad geométrica (6).

1.3.2. Rigidez y resistencia

La relación entre rigidez, resistencia y deflexión es a menudo confusa. Si una carga causa una deflexión relativamente grande, entonces se tiene una rigidez baja, pero no dice nada de la resistencia. La resistencia, por otro lado, es una propiedad del material que indica la capacidad del material para resistir cargas. En otras palabras, la rigidez determina la deflexión que ocurre al aplicar una carga.

La rigidez de una estructura es función tanto de las propiedades del material y la geometría. En la flexión, la rigidez a la flexión de una viga es:

$$K = \frac{EI}{L} \quad (1)$$

Donde E es el módulo de Young del material, I es el momento de inercia de la sección transversal y L la longitud.

En un mecanismo con unión o elemento flexible, si cambia la geometría, cambia la rigidez de esta unión o elemento por lo que es necesario analizarla, ya que de esto depende su capacidad generar el movimiento deseado.

1.3.3. Flexibilidad

La flexibilidad y deflexión en las vigas son características indeseables en muchas estructuras y sistemas mecánicos por lo que en las estructuras se deben minimizar, además hay que evitar que tengan una apariencia débil, incluso si la resistencia es la adecuada. Sin embargo, los mecanismos flexibles dependen de la deflexión para tener movimiento, por lo tanto, la

flexibilidad de sus componentes es esencial. Es deseable que esta flexión se logre con una carga pequeña, con el menor nivel de esfuerzos inducidos.

La flexibilidad es la capacidad de un elemento a deformarse bajo una carga, y es el inverso de la rigidez. La flexibilidad de una viga, para una carga dada, puede ser cambiada mediante la modificación de las propiedades del material o la geometría (1). Esto se ilustra en el ejemplo de la figura 3.

Asumiendo que la deflexión está en el rango elástico lineal, la deflexión δ es:

$$\delta = \frac{FL^3}{3EI} \quad (2)$$

Donde el momento de inercia respecto al centroide de la sección rectangular es $I = \frac{bh^3}{12}$, por consiguiente

$$\delta = 4F \frac{1}{E} \frac{L^3}{bh^3} \quad (3)$$

La magnitud de la deflexión de la viga está influenciada por la magnitud de la fuerza (F), las propiedades del material $\left(\frac{1}{E}\right)$, y la geometría $\left(\frac{L^3}{bh^3}\right)$.

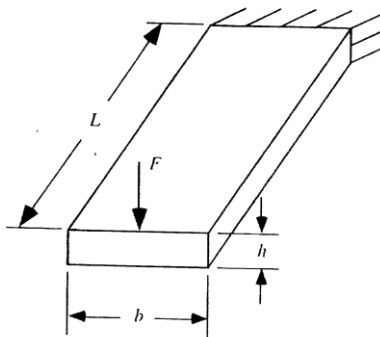


Figura 3. Viga en voladizo (1).

1.4. Análisis de mecanismos flexibles

En el análisis de deflexión lineal, la ecuación de Bernoulli-Euler establece que el momento flector es proporcional a la curvatura de la viga (1), esto es:

$$M = EI \frac{d\theta}{ds} \quad (4)$$

Donde M es el momento flector, $\frac{d\theta}{ds}$ es el cambio angular de la deflexión a lo largo de la viga (curvatura), E es el módulo de Young del material, e I es el momento de inercia de la viga.

La curvatura también se puede escribir como:

$$\frac{d\theta}{ds} = \frac{d^2y / d^2x}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{3/2}} \quad (5)$$

Donde y es la deflexión transversal y x es la coordenada a lo largo del eje axial de la viga.

Si se considera que la deflexión es pequeña, el término inferior izquierdo de la ecuación anterior se aproxima a la unidad, por lo que la ecuación para el momento flector de la viga es:

$$M = EI \frac{d^2y}{d^2x} \quad (6)$$

En muchas aplicaciones estructurales, las cargas como fuerzas, momentos, presión y otras son conocidas, y la deflexión y los esfuerzos se encuentran con ecuaciones como la anterior, sin embargo, en los mecanismos flexibles, las deflexiones son conocidas y las fuerzas requeridas para producirlas están asociadas a los esfuerzos y ambos tienen que ser calculados.

En los mecanismos flexibles existen miembros con grandes deflexiones, lo que trae consigo el problema de la no linealidad geométrica, por lo que la ecuación anterior no es válida, por lo tanto, la ecuación para la curvatura se escribe (1):

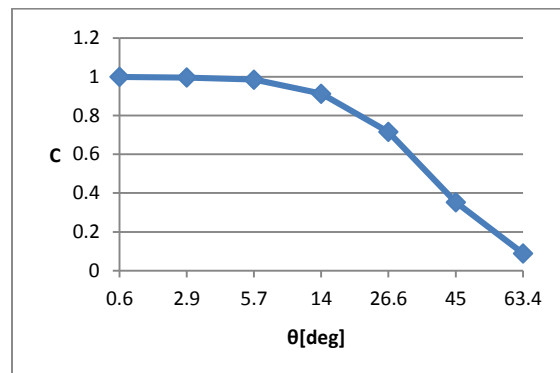
$$\frac{d\theta}{ds} = C \frac{d^2y}{d^2x} \quad (7)$$

Donde

$$C = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{3/2}} \quad (8)$$

Como se ve anteriormente, cuando la deflexión es pequeña se asume que $C = 1$. Por lo que, sí la deflexión aumenta, el valor de C disminuye y asumir que $C = 1$ para flexiones más grandes es inexacto.

La gráfica 1, muestra el cambio de C respecto al ángulo de flexión, en la que se ve que para flexiones de hasta 5 grados, se puede considerar que $C = 1$ y posteriormente esta será errónea puesto que su valor decae de una forma no lineal.



Gráfica 1. Cambio de C respecto al ángulo de flexión.

Howell (1) hace referencia a tres métodos para solucionar los problemas con grandes deflexiones, el primero es mediante el uso de integrales elípticas con el cual el proceso para llegar a la solución es complicado debido a la intervención de funciones trigonométricas además de que las geometrías utilizadas deben ser simples. El segundo es el de los elementos finitos, el cual es utilizado en el presente trabajo. El tercero es un algoritmo de cadena, con teoría similar a los elementos finitos, pero con una forma diferente para discretizar un cuerpo.

Velázquez (5), propone un programa que soluciona mecanismos flexibles del tipo manivela corredera con el método de cuerpo pseudo-rigido, sin embargo, ésta limitado por la complejidad de su estructura, además, necesita datos aproximados a los esperados, que si no se proponen correctamente el programa podría no converger, de igual modo es un programa

para análisis bidimensionales, por lo que un análisis para la ortoprotesis flexible queda fuera de su alcance.

Sudarshan Hegde y G.K. Ananthasuresh (7), utilizan el método spring-mass-lever (SML) (Resorte, Masa y Palanca Por sus siglas en inglés), en el que analizan a los mecanismos flexibles con sistemas de resortes y palancas, sin embargo, los mecanismos presentados se asemejan más a estructuras simétricas, además que el análisis es solo bidimensional.

Theddeus T. Akano (8), Quentin T. Aten (9), utilizan el método de los elementos finitos para la solución de mecanismos flexibles, con análisis 2D y 3D respectivamente, y así como ellos, otros están desarrollando análisis de este tipo de mecanismos con la tendencia de realizarlos de manera dinámica.

1.5. Método de elementos finitos (FEM)

El método de los elementos finitos ha adquirido un importante papel en la solución de problemas de ingeniería, ya que permite resolver casos que, hasta hace poco, era impensable resolver por los métodos matemáticos tradicionales de cálculo (10).

El método permite realizar un modelo matemático para el sistema sujeto a validación, que es resuelto por computadora, siendo más fácil y económico de modificar que los prototipos físicos. Sin embargo, no da una solución exacta, es decir, los resultados obtenidos pueden ser aproximados a la realidad (11) y para saber si el análisis es correcto, estos deben ser validados experimentalmente, y tener una noción de cómo puede responder el sistema.

La idea básica del método, es que a partir de un sólido, este pueda ser dividido en partes pequeñas llamadas elementos, interconectadas a través de los nodos de estos (figura 4) y las ecuaciones que marcan el comportamiento de este sólido, también marcaran el comportamiento de los elementos, pasando de un sistema continuo con infinitos grados de libertad y gobernado por ecuaciones diferenciales a un sistema con un número finito de grados de libertad con un sistema definido por ecuaciones lineales o no lineales, es decir se pasa de un sistema diferencial a un algebraico.

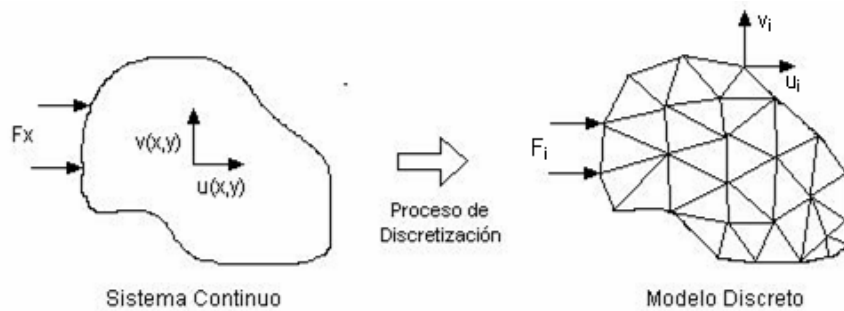


Figura 4. Cuerpo continuo y cuerpo discretizado para análisis FEM (12).

En la actualidad existe una diversidad de software que permiten trabajar de forma intuitiva y sencilla distintos tipos de geometrías gracias a sus visores de diseño, y para el método de los elementos finitos, permiten visualizar gráficamente los resultados obtenidos.

1.5.1. Propiedades mecánicas de los materiales

En ingeniería, las propiedades mecánicas de los materiales son las características inherentes que permiten diferenciar un material de otro.

Las siguientes propiedades son requeridas comúnmente en los softwares de elementos finitos para caracterizar a un material sólido isotrópico y homogéneo con el fin de analizar su comportamiento en un rango elástico.

Elasticidad o módulo de Young, este término designa la propiedad mecánica de ciertos materiales que presentan deformaciones proporcionales a la acción de fuerzas exteriores y recuperan la forma original si estas fuerzas se eliminan.

Plasticidad. La plasticidad es la propiedad mecánica que tiene un material para deformarse permanente e irreversiblemente cuando se encuentra sometido a cargas por encima de su límite elástico.

Resistencia a la fluencia. Es la resistencia máxima que tiene el material dentro de su rango elástico antes de iniciar la deformación plástica.

La relación entre flexibilidad y ductilidad es a menudo mal entendida. Muchas personas considerarían que un material frágil como el vidrio no puede ser flexible. Sin embargo, la

flexibilidad y fragilidad no están necesariamente relacionadas. Una viga de vidrio puede hacerse muy flexible mediante la modificación de la geometría como se mencionó anteriormente.

1.5.2. Método dinámico explícito

Para analizar el efecto de la no linealidad geométrica que se presenta en la ortoprótesis, se realiza un análisis dinámico explícito en la paquetería Abaqus, debido a que “*las no linealidades son más simples de resolver durante análisis dinámicos que en análisis estáticos*” (13).

Un método explícito tiene la característica de que calcula el estado de sistema en un tiempo posterior y se resuelve con incrementos de tiempo muy pequeños hasta llegar a la solución. El incremento en la deformación de un elemento se calcula a partir de integrar la velocidad de deformación a lo largo del incremento de tiempo. La deformación total, es la suma del incremento de deformación y la inicial. Una vez que la deformación es conocida, los esfuerzos son calculados a partir del modelo constitutivo del material (14).

Durante el primer incremento de tiempo, sólo se calcula la deformación para el primer elemento en el nodo que recibe directamente la perturbación, mientras que para el segundo incremento, la carga se transfiere también al siguiente nodo. El proceso continúa, de modo que en el tercer incremento el esfuerzo se transmite al siguiente elemento, y continúa del mismo modo hasta terminar con los incrementos (14). Para reducir el tiempo de cómputo en un análisis con un método dinámico explícito, se puede incrementar la cantidad de masa involucrada en el sistema y a esto se le conoce como *escalamiento de masa*.

Abaqus® ofrece la posibilidad de incrementar artificialmente la densidad del material en todo el modelo, región o elemento en particular, sin alterar razonablemente la respuesta del sistema.

Finalmente, con el objetivo de reducir el tiempo de análisis para el mecanismo, por la cantidad de iteraciones que se realizaron, es importante que en los primeros modelos se obtenga un rango de valores para el escalamiento de masa, donde los resultados converjan al movimiento deseado.

Capítulo II. Modelado y análisis de la ortoprótesis flexible

2.1. Propuesta

El mecanismo analizado es una ortoprótesis flexible (figura 5), que ayuda con el movimiento de flexo-extensión de los dedos índice y medio en una persona con parálisis branquial (15). La ortoprótesis, es un mecanismo flexible funcional, por lo que se propone realizar un modelo virtual en paquetería especializada en elemento finito, con el fin de repetir el movimiento que presenta cuando es utilizado por un usuario, además de obtener la distribución de esfuerzos inducidos en el elemento flexible y evaluar su funcionalidad.

En la figura 5, se observa que el mecanismo está sujeto a un guante textil, y este a su vez está montado a la mano del usuario, sin embargo, con el objetivo de simplificar el modelo, se considera que el guante solo sujeta al mecanismo, por lo tanto, se propone realizar el movimiento siguiendo la rotación de los nudillos de los dedos del usuario.



Figura 5. Ortoprótesis flexible montada (15).

El software utilizado para el análisis, es Abaqus®, por su capacidad para realizar análisis de sistemas no lineales, que son comunes en los mecanismos flexibles.

La ortoprótesis se divide en cinco piezas básicas para realizar el modelo, estas se muestran en la figura 6¹, la cual parte del CAD (*Computer Aided Design*, Diseño Asistido por Computadora, por sus siglas en inglés).

¹ Realizada por David de Jesús Cruz, tesista. CDMIT

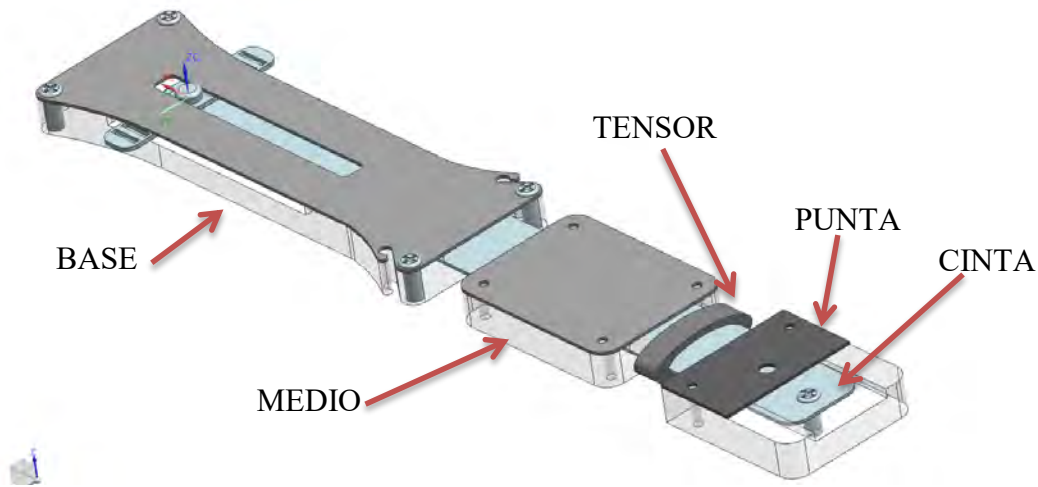


Figura 6. Partes básicas para el modelo FEM.

Los nombres de las piezas se refieren a su posición, o su función dentro del mecanismo, como se muestra en la tabla 1:

Tabla 1. Nombres de las piezas de la ortoprótesis.

Parte	Posición o función
Base	Se encuentra sujeta al guante y no tiene movimiento, por lo que, se toma como una pieza fija y de referencia.
Medio	Tiene características físicas similares a la Base y a la Punta, y se encuentra justo entre estas dos, está sujeta al guante, es la primera pieza en movimiento a partir de la base, por lo que se considera como una referencia relativa para el movimiento de la punta.
Tensor	Se encuentra entre el Medio y la Punta, y sirve para evitar que la cinta forme un arco pronunciado entre estas dos piezas, idealmente el Tensor se encuentra siempre a la mitad de las dos piezas mencionadas.
Punta	Es la pieza rígida más alejada de la base, por lo que se le da este nombre, se encuentra sujeta al guante, y sostiene a la Cinta.
Cinta	Es el elemento flexible del mecanismos, y se desliza a través de la Base, el Medio y el Tensor, y se encuentra sujeta a la punta, además, es la que genera el movimiento a las piezas rígidas.

2.2.Descripción del movimiento

Antes de realizar el análisis en el software, se necesita entender el movimiento del mecanismo.

La figura 7 es una idealización rígida del mecanismo flexible (sin considerar el tensor), y muestra las piezas que intervienen en el movimiento, incluyendo la idealización del metacarpo MC, y de las falanges, proximal (FP) y falange medial (FM):

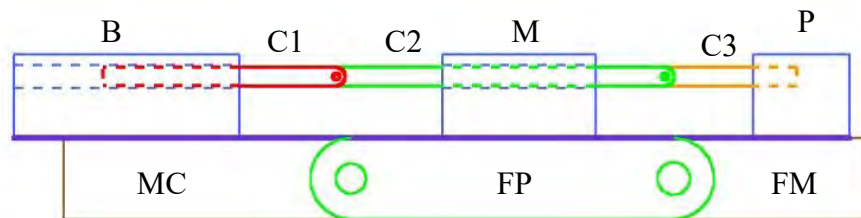


Figura 7. Idealización rígida de la ortoprótesis.

Como se muestra, B, M y P, son las partes rígidas del mecanismo, y C1, C2 y C3 cambian al elemento flexible por elementos rígidos unidos por pernos.

Comúnmente, para saber si hay movilidad en el mecanismo se aplica la Ecuación de Gruebler (3):

$$M = 3(L - 1) - 2J \quad (9)$$

Donde M es la movilidad, L el número de eslabones y J el número de juntas.

Se observa que B y MC están unidos, por lo que forman un solo eslabón al igual que M con FP, y P con C3 y FM, por lo que al momento van tres eslabones más C1 y C2 son en total cinco, y se tienen cuatro juntas de revoluta entre MC y DP, FP y FM, C1 y C2, y C2 y C3, y dos juntas de deslizamiento entre B y C1, y M y C2, lo que da un total de seis juntas, y aplicando la ecuación da:

$$M = 3(5 - 1) - 2 * 6 = 0 \quad (10)$$

Lo cual indica que no se puede mover el mecanismo, por lo que es necesario explicar con detalle porque hay movimiento. Si se desliza la barra C1 hacia la derecha se intuye que M y FP girarán respecto a la junta que hay entre MC y FP; aunque también puede ocurrir en lugar de tener giro para M y FP, halla un giro de C3, P y FM respecto a la junta entre FP y FM; sin embargo, cuando se trata de cerrar el puño, las falanges de los dedos tienden a contraerse juntas, lo que ayuda a explicar el movimiento completo del mecanismo, ya que si se supone que el giro realizado por el deslizamiento de C1 es el de M y PF, la contracción en las falanges hace que se realice un giro de C3, P y FM, por lo que ambos giros se realizan a la par.

Otra forma de explicar el movimiento es con vectores aun sin considerar el efecto de la cinta flexible, Figura 8:

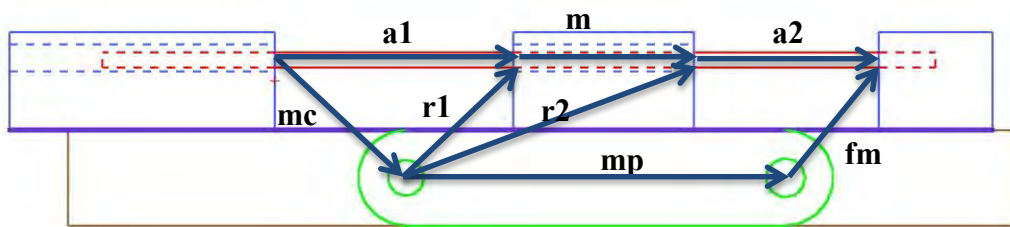


Figura 8. Representación vectorial para la ortoprotesis.

Partiendo de que el vector **mc** siempre permanece fijo, y que si el vector **a1** aumenta de tamaño, los vectores restantes girarán respecto al nodo de unión entre **mc**, **r1**, **r2** y **mp**, y por efecto de la contracción de las falanges, **fm** girará respecto al nodo que lo une con **mp** junto con **a2** que aumentará en tamaño.

Hasta este punto no se ha dicho nada sobre el efecto del arco provocado por la cinta en el mecanismo, y se explica a partir de la figura 9, donde se observa, que para la posición 1, B y M₁ se encuentran alineados y el tramo de cinta EF₁, es la distancia mínima entre estas dos piezas, y para la posición 2, M₂ se encuentra a 90° respecto a B, y este cambio de posición fue producto de formar un arco EF₂ entre estas piezas con la cinta flexible.

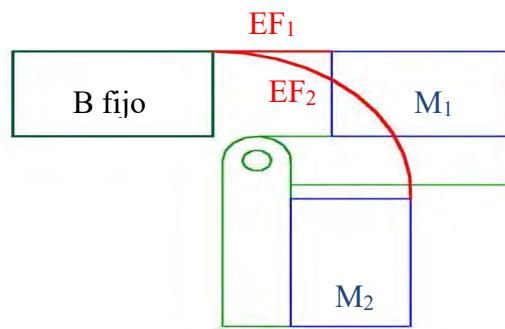


Figura 9. Efecto de la cinta en le mecanismo.

2.3.Toma de medidas

Para el experimento se realizaron mediciones de la ortoprótesis para tres posiciones del medio y la punta con el fin de obtener centros de rotación de estas piezas, con la finalidad que sigan el giro de los nudillos entre las falanges.

Primero se propuso a la base como referencia, se tomó la distancia entre un punto de la base y un punto del medio, el ángulo de rotación de un segmento axial al medio respecto a un segmento axial a la base, y proponiendo un sistema coordinado que parte de la base, se toma la posición del punto del medio en X y Y, y se comprobó la distancia medida con el uso del teorema de Pitágoras. Se repitió el mismo algoritmo para la punta y el medio, tomando como referencia al medio.



Figura 10. Medida de ángulos del medio respecto a la base

La

tabla 2 y la tabla 3 muestran las medidas de separación entre la base y el medio, y entre el medio y la punta.

Tabla 2. Medidas realizadas para el Medio

DISTANCIA ENTRE BASE Y MEDIO				
Distancia [mm]	θ aprox	X	Y	T.P
11	0°	11	0	11
15	45°	14	3	14.32
18	90°	13.5	13.5	19.09

Tabla 3. Medidas realizadas para la Punta

DISTANCIA ENTRE MEDIO Y PUNTA				
Distancia [mm]	θ aprox	X	Y	T.P
8	0°	8	0	8
6	45°	5	3	5.83
5	90°	3	3	4.24

La figura 11 muestra estas posiciones:

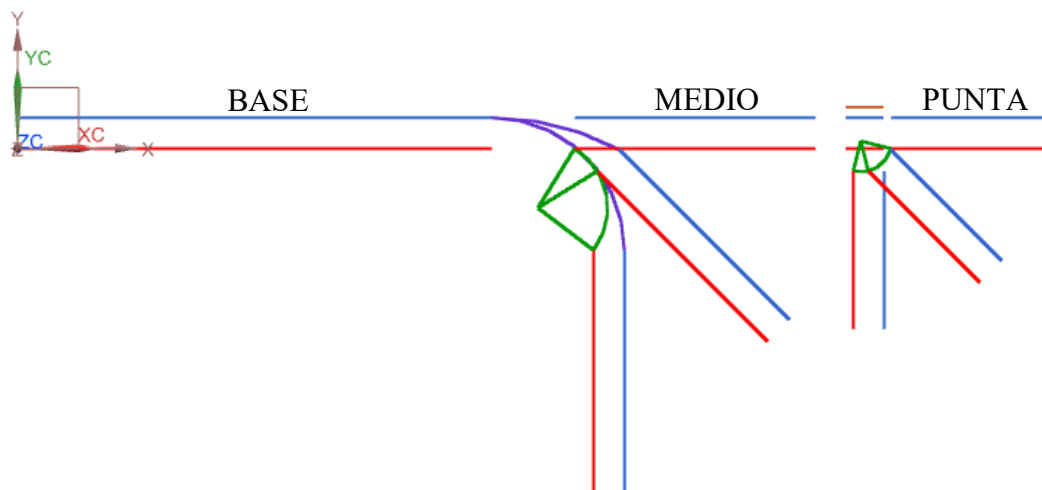


Figura 11. Posiciones de las piezas para el análisis.

2.4. Modelado en Abaqus®

Abaqus® cuenta con once módulos, y para el análisis presente se usan nueve de éstos, de cuales, los primeros dos son para realizar las geometrías utilizadas y asignar las propiedades que estas requieran, en el tercer módulo se ensamblan las piezas, en el cuarto se elige el tipo de análisis a realizar, para el presente análisis, este será del tipo dinámico explícito descrito anteriormente, en el quinto módulo se dan las relaciones que hay entre las piezas ensambladas, en el sexto se ingresan las condiciones de carga, en el séptimo se realiza el mallado, en el octavo se lleva a cabo el análisis para finalmente mostrar los resultados en el módulo de visualización.

Al no tener un antecedente del análisis del mecanismo de ortoprótesis por el método de elementos finitos, y tampoco de un mecanismo similar en su movimiento, se hicieron varios análisis, por lo que se presenta las partes en común en el modelado que estos tienen.

2.4.1. Geometría de las piezas

Cinta: 3D. Sólido deformable con las siguientes medidas: largo 140[mm], ancho 14[mm] y espesor 0.2 [mm]

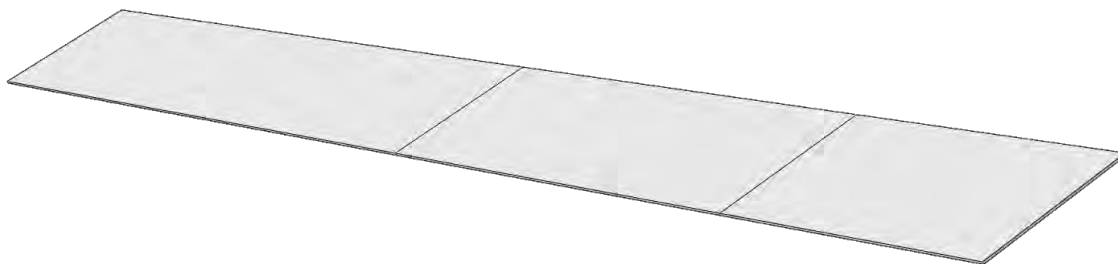


Figura 12. Cinta.

Base: Shell, discretamente rígido con un punto de referencia (Rp-B, Reference point B) y las siguientes medidas: largo 80[mm], ancho 16[mm] y alto 6[mm] figura 13. Las medidas del canal se muestran en la figura 14 con unidades en metros.

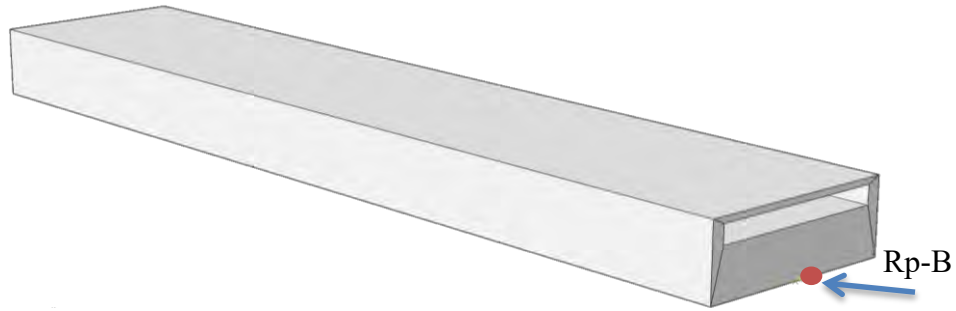


Figura 13. Base.

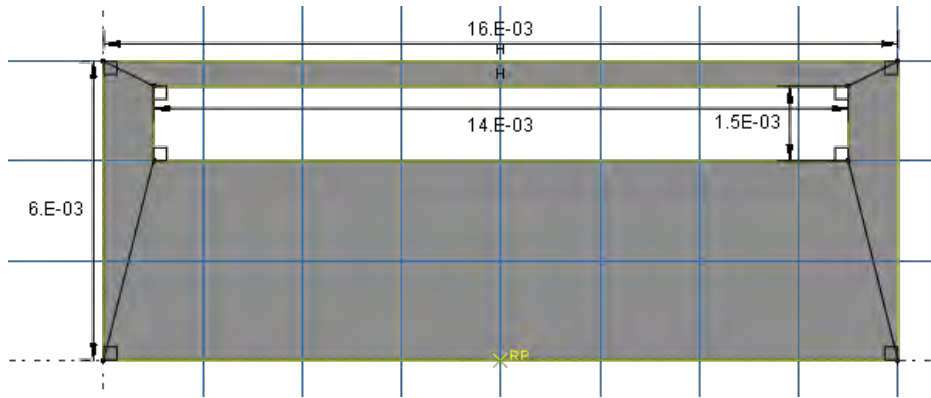


Figura 14. Medidas para el canal de la base en metros.

Medio: Shell, discretamente rígido con punto de referencia (Rp-M) y las siguientes medidas: largo 32[mm], ancho 16[mm] y alto 6[mm]. Las medidas del canal son las mismas que la base.

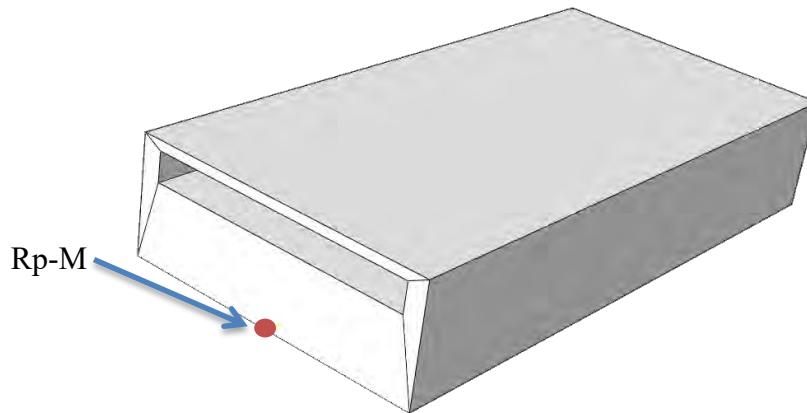


Figura 15. Medio.

Punta: Shell, discretamente rígido con punto de referencia (Rp-P) y las siguientes medidas: largo 21[mm], ancho 16[mm] y alto 6[mm]. Las medidas del canal con el cual sujeta a la cinta se muestran en la figura 17 con las unidades en metros.

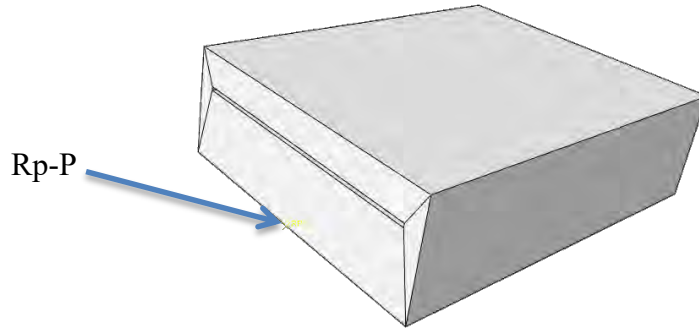


Figura 16. Punta.

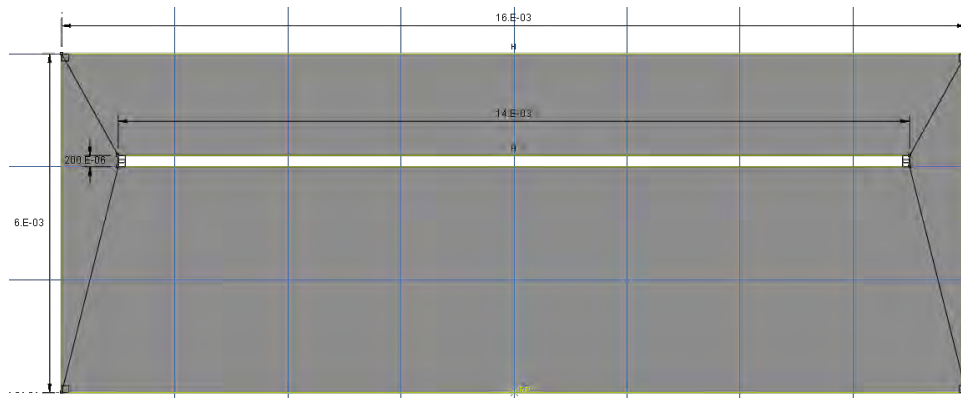


Figura 17. Medidas para el canal de la punta en metros.

2.4.2. Propiedades

El material con el que es fabricada la cinta flexible es acero, y las propiedades se obtienen del software NX 8.5 y la Norma Oficial Mexicana de Cintas métricas (16), la tabla 4, muestra las propiedades usadas en el modelo FEM:

Tabla 4. Propiedades del material de la cinta.

Densidad [kg/m ³]	Módulo de Young [GPa]	Módulo de Poisson	Limite elástico [GPa]
7819	206.94	0.3	1.39

Las piezas rígidas con movimiento necesitan tener asignada una masa y los momentos de inercia para sus ejes principales, para el caso se utilizaron los descritos en la tabla 5, los datos fueron obtenidos a través de NX 8.5, al asignarle un material a las piezas que en este caso se consideran rígidas.

Tabla 5. Propiedades para los elementos rígidos

Propiedad	Magnitud
Masa [kg]	0.02
I11 [kg*m ²]	1e-5
I22	1e-5
I33	1e-5

2.4.3. Ensamble

El ensamble se maneja en el plano XY, como se muestra en la figura 18:

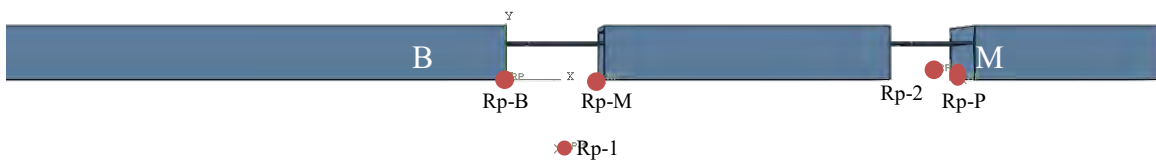


Figura 18. Ensamble de las piezas.

Para localizar las piezas en coordenadas dentro del plano XY tabla 6, contiene las coordenadas de los puntos de referencia de cada una de las piezas discretamente rígidas.

Tabla 6. Posición de los puntos de referencia.

Punto	X [mm]	Y [mm]
Rp-B	0	0
Rp-M	11	0
Rp-P	52.5	0
Rp-1	6.114	-7.886
Rp-2	49	1

La cinta va unida en el canal de la punta P, y pasa por los canales de B y M.

2.4.4. Interacciones

La interacción entre puntos de referencia se muestra en la

tabla 7.

Tabla 7. Interacción entre puntos de referencia.

Punto	Tipo	Relación	Descripción
Rp-B	Fijo	ninguna	Punto de referencia para la base, y permanece empotrado
Rp-M	móvil con rotación	Rp-1	Punto de referencia para el medio, interactúa con Rp-1 manteniendo la distancia, por lo que gira alrededor de este a causa del arco formado por la cinta flexible
Rp-P	móvil con rotación	Rp-2	Punto de referencia para la punta, interactúa con Rp-2 manteniendo la distancia, sigue en su totalidad al movimiento giratorio de Rp-2 causado por Rp-1
Rp-1	fijo con rotación	Rp-M, rp-2	Punto sin traslación, mantiene la distancia con Rp-M por lo que este gira alrededor de él a causa del arco que provoca CF entre la base y el medio
RP-2	móvil con rotación	Rp-1, Rp-P	Punto con traslación debida a la rotación inducida a Rp-1, manteniendo distancia con este, de igual forma hace que Rp-P mantenga su distancia con él

La interacción entre la cinta C y los canales de M y B es de contacto tangencial con fricción mínima y la que hay entre C y el canal de P es del tipo “Rough” que impide el deslizamiento entre los nodos una vez que estos entran en contacto.

2.4.5. Condiciones de frontera y mallado

Las condiciones de movimiento son:

- La base B queda empotrada en el punto de referencia Rp-B.
- El punto de referencia Rp-1 gira 45° sobre el eje Z con sentido a las manecillas del reloj.
- El punto de referencia Rp-2 gira 90° sobre el eje Z con sentido a las manecillas del reloj.
- La parte posterior de la cinta se desplaza 12.5 [mm] sobre el eje X con sentido B a P.

La Malla para las piezas discretamente rígidas (Base, Medio y Punta) es cuadrangular estructurada de elementos planos, para la cinta es hexaédrica estructurada para análisis de esfuerzos, en la sección transversal tiene una distribución de siete elementos finitos, en el espesor de la cinta, 25 en la sección transversal y 280 a lo largo de la cinta.

2.5. Modelo 1

Es un modelo que realiza el movimiento del mecanismo con el fin de observar la deformación de la cinta flexible de la ortoprótesis al cambiar el escalamiento de masa.

Al ser un modelo dinámico, el tiempo de análisis es comúnmente mayor que en un modelo estático con las misma cantidad de elementos, por lo tanto, es importante considerar el tiempo, para esto, considerando que en el modelo físico la inercia de las piezas es poco significativa, y que por lo tanto podemos incrementar el valor de la masa de estas, se adecua la herramienta de factor de escalamiento de masa realizando iteraciones desde valores de 1 millón a 750, obteniendo como valor máximo de 10 mil, ya que hasta ese punto, el movimiento realizado virtualmente es similar al físico, además, los niveles de esfuerzos alcanzados son similares a los obtenidos con factores mucho menores. El tiempo que se propone para que se realice el movimiento es de 0.5 [s].

La posición del mecanismo al inicio y al final del análisis se muestra en la figura 19, en la que se observan los arcos formados por la cinta C entre la base B y el medio M y entre el medio M y la punta P. En la misma figura, se observa que el nivel de esfuerzos en el arco entre M y P aumenta, esto se debe a la forma en que se sujeta la cinta C a la punta P.

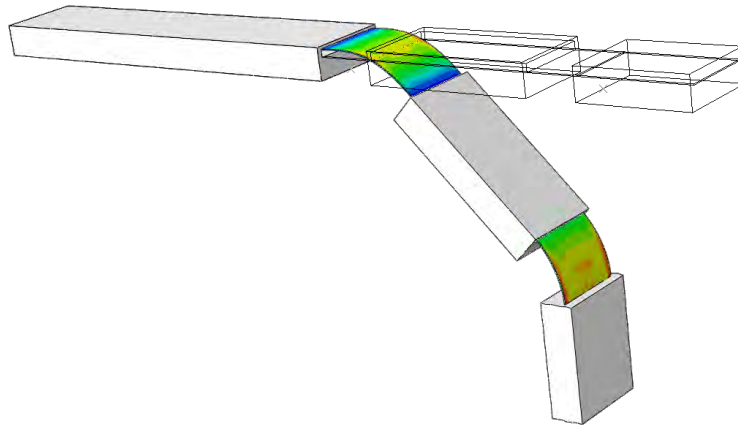


Figura 19. Mecanismo al inicio y al final del análisis.

La fuerza de reacción para el desplazamiento de la parte posterior de la cinta obtenida en el modelo FEM se observa en la gráfica 2, en la cual muestra la fuerza obtenida en función del tiempo; y a partir de esta, se obtiene una fuerza promedio de 0.898 [N], la cual representa la fuerza mínima que se necesita dar al mecanismo para llevar a cabo el movimiento, además, esta es superior a la fuerza medida en las pruebas que se realizaron al mecanismo por el Ing. Carlos Monroy (15).



Gráfica 2. Fuerza requerida para realizar el movimiento.

2.6. Modelo 2

En este modelo similar al presentado anteriormente, se redujo el factor de escalamiento de masa a 7,500, con el objetivo de averiguar cómo se comporta la fuerza de reacción respecto a este factor, la figura 20, muestra la posición inicial y final del mecanismo, donde se observa que la región de mayor concentración de esfuerzos entre el arco entre M y P, aumento al disminuir el factor de escala.

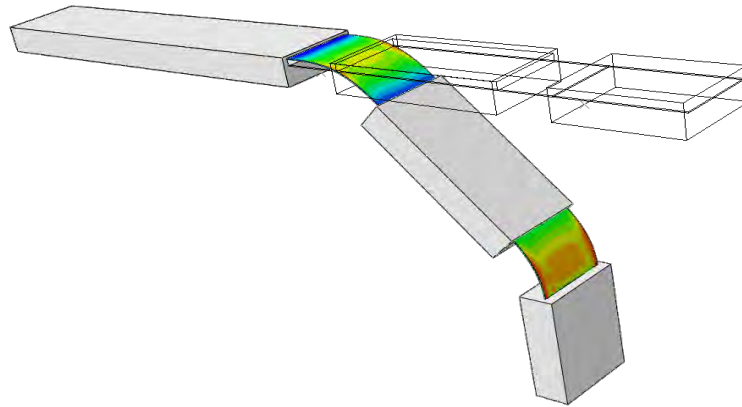
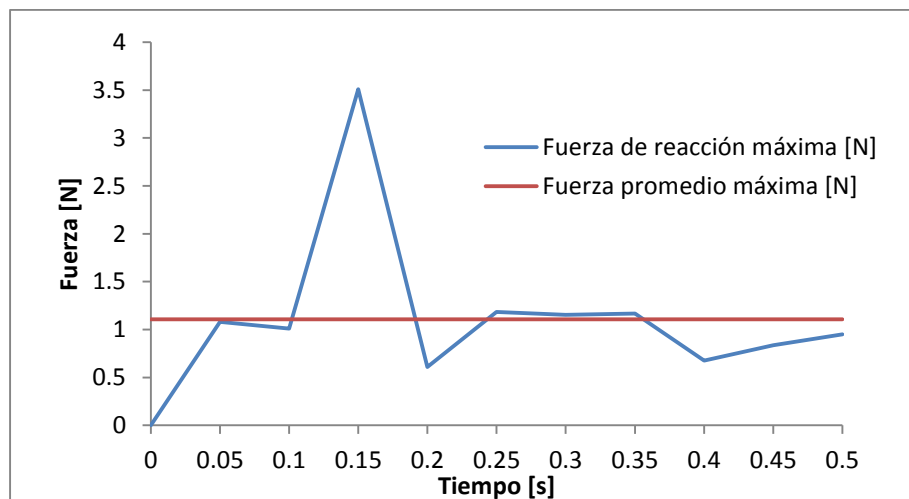


Figura 20. Mecanismo al inicio y final de movimiento con factor de escala de 7500.

La gráfica 3 muestra el comportamiento de la fuerza en función del tiempo para este segundo modelo, se observa que al disminuir el factor de escala, la fuerza promedio aumento a 1.11 [N], sin embargo, el movimiento es similar al obtenido en el modelo 1.



Gráfica 3. Fuerza requerida con factor de escala de 7500.

2.7. Resultados sobre los modelos 1 y 2

Como se observa en los modelos 1 y 2, la fuerza obtenida por el modelo FEM es variante, y en las gráficas 2 y 3, a partir de $t=0.1[s]$ y hasta $t=0.2[s]$ aproximadamente, la fuerza obtenida tiene el mayor incremento y se aleja más de la fuerza promedio, esto se debe a que en este intervalo de tiempo, la deflexión en los arcos presentados en la cinta aun no vencen la resistencia de esta a la flexión, es decir, considerando que la geometría básica de la cinta sobre el eje longitudinal es plana, la rigidez que esta presenta ante la flexión es alta, y que al deformar la cinta en un arco, llega el punto en que la rigidez plana disminuye por lo que es más fácil deformar la cinta en un arco, lo que en las gráficas representa una disminución de fuerza y que esta oscile en la fuerza promedio.

El mecanismo real realiza su movimiento con la fuerza que ejercen un par de ligas de 14 [oz] que equivalen aproximadamente a 3.9 [N] cada una, lo que da un total de 7.8 [N] al colocarlas en paralelo, lo cual es superior a la fuerza necesaria para mover el mecanismo.

La figura 21 muestra un corte de la ortoprótesis en $t=0.5 [s]$ del modelo 1, en la cual se observa la deformación final de la cinta tanto al pasar por B y M como los arcos que se forman entre B y M y M y P, además, el ovalo rojo señala la zona en la que la distribución de esfuerzos es mayor en la cinta. En la gráfica 4 se muestra la distribución de esfuerzos para cuatro elementos dentro del ovalo rojo, desde el elemento 109,792 que se encuentra al centro del espesor de la cinta hasta el elemento 109,789 perteneciente a la cara superior de la cinta. De dicha gráfica se observa que hasta $t=0.1 [s]$ los cuatro elementos tienen un nivel de esfuerzos similar, esto es porque hasta este punto prácticamente los elementos están a compresión, de este punto en adelante, cuando la flexión es más pronunciada, el elemento central tiene menor nivel de esfuerzos que el elemento exterior, algo similar a lo que sucede en un análisis lineal de vigas.

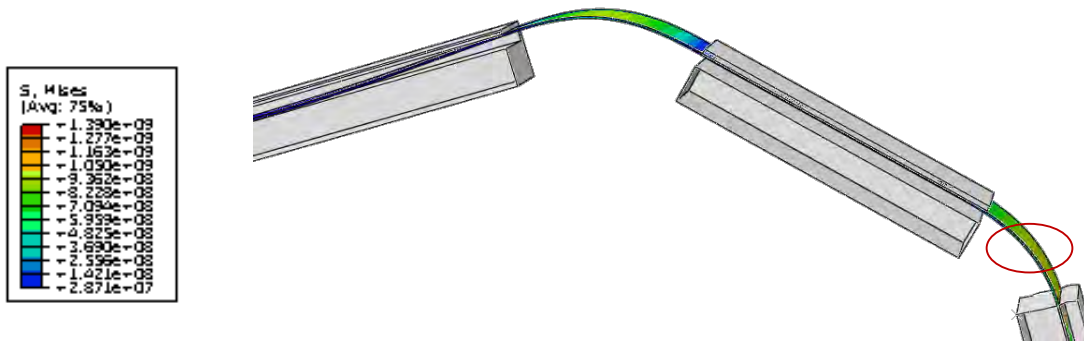
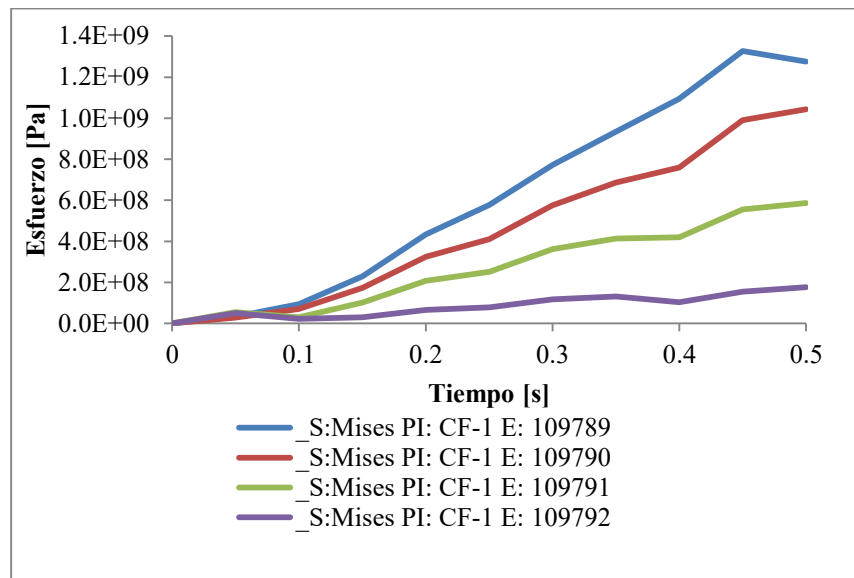


Figura 21. Corte del mecanismo para mostrar la deformación de C en t=0.5 [s].



Gráfica 4. Distribución de esfuerzos para la zona de mayor concentración.

El esfuerzo mínimo presentado en el modelo es de 22 [MPa], sin embargo, el esfuerzo máximo es de 1.33 [GPa], lo que está muy cercano al límite mínimo de resistencia del material $\sigma_{m\acute{a}x} = 1.39[GPa]$ (16), lo que indica que la probabilidad de falla en la zona de máxima concentración es muy alta, esto sin considerar los efectos de la fatiga.

Capítulo III. Cambios en la geometría de la cinta y análisis con los datos del usuario

3.1. Primer cambio en la geometría

Para los modelos anteriormente presentados, se necesitó verificar que las fuerzas de reacción obtenidas en la parte posterior de la cinta sean capaces de mover al mecanismo, por lo que los giros de 45° y 90° en los puntos Rp-1 y Rp-2 se dejan libres, es decir, se deslizará la cinta y esta debe provocar el giro ya sea del punto Rp-1 o del punto Rp-2.

Como resultado del modelo descrito, se calculó una fuerza de reacción de 1 [N] aproximadamente, el giro provocado en el mecanismo fue el punto Rp-1, sin embargo, la cinta presenta un arco entre B y M hacia este punto como se muestra en la figura 22, lo cual no sucede en el modelo físico además es un movimiento no deseable.

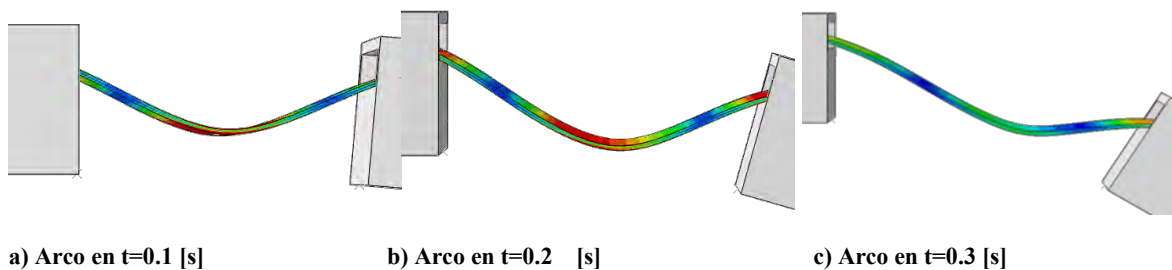


Figura 22. Arco formado por C entre B y M.

En el modelo físico de la ortoprótesis la cinta no tiene una sección rectangular como se ha considerado, la sección de la cinta física es curva como se observara más adelante, sin embargo, la sección rectangular es la que menor momento de inercia presenta y al tener una menor rigidez geométrica es más sencilla de flexionar.

A continuación se propone una sección curva para verificar el movimiento esperado en el último análisis descrito.

El cambio de geometría para la cinta (figura 23) aumenta la rigidez geométrica, además predispone a que el arco formado entre B y M se forme alejándose de Rp-1 como sucede en realidad, sin embargo esta rigidez es menor a la rigidez de la cinta del mecanismo físico.

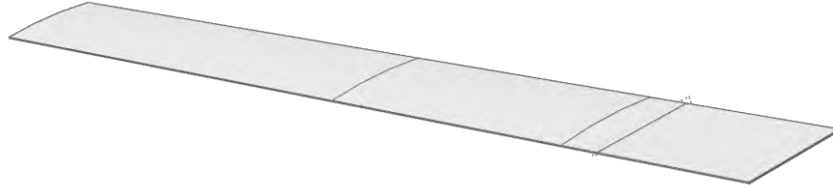


Figura 23. Cinta C1.

Las características geométricas de la cinta C1 son descritas a continuación: partiendo de una extrusión de 113 [mm] del sketch de la figura 24, creando un plano auxiliar a 118.5 [mm] del plano XY de la pieza, en el cual se realiza el sketch de la figura 25, del que parte una extrusión de 21.5 [mm], finalmente se crea un barrido de la parte distal de la primera extrusión hacia el segundo sketch.

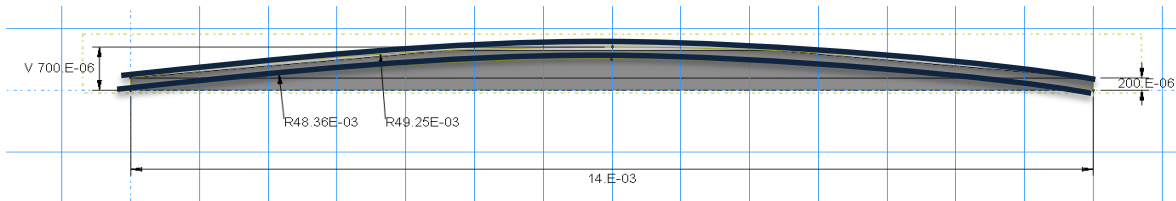


Figura 24. Sección curva de la cinta C1.

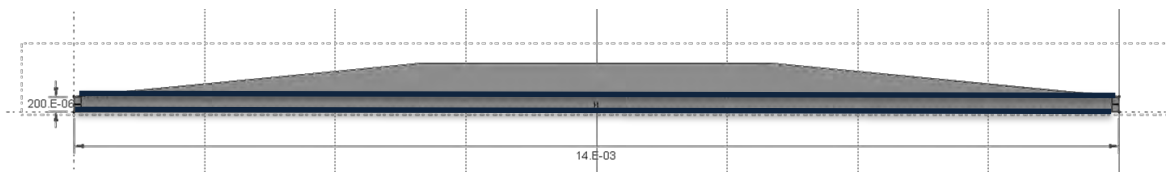


Figura 25. Sección plana de la cinta C1.

Repitiendo el análisis con la cinta C1, se obtiene como resultado una fuerza de reacción promedio de 1.08 [N], y la deformación en el tiempo $t=0.3$ [s] y se muestra en la figura 26:

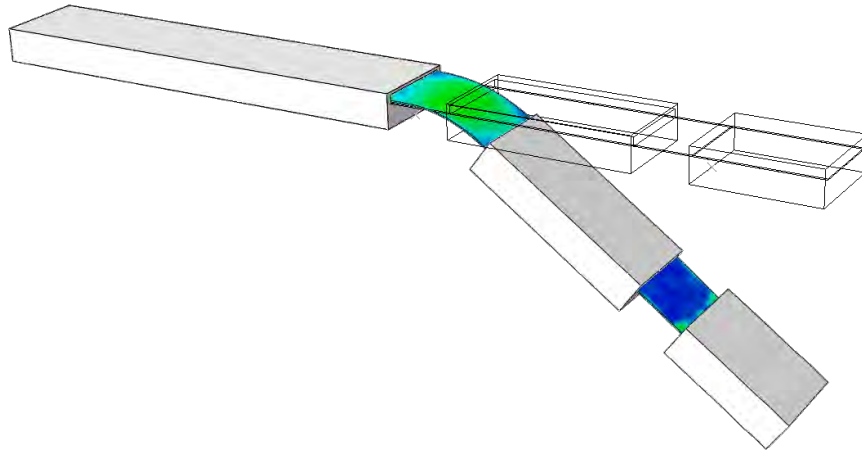


Figura 26. Posición del mecanismo en $t=0.3$ [s]

La figura 27 muestra el arco entre B y M en los mismos tiempos que en la figura 22, en esta se observa claramente que el arco formado se aleja del punto Rp-1, además, se aprecia que la sección transversal curva de la cinta C1 tiende a aplanarse al flexionarse.

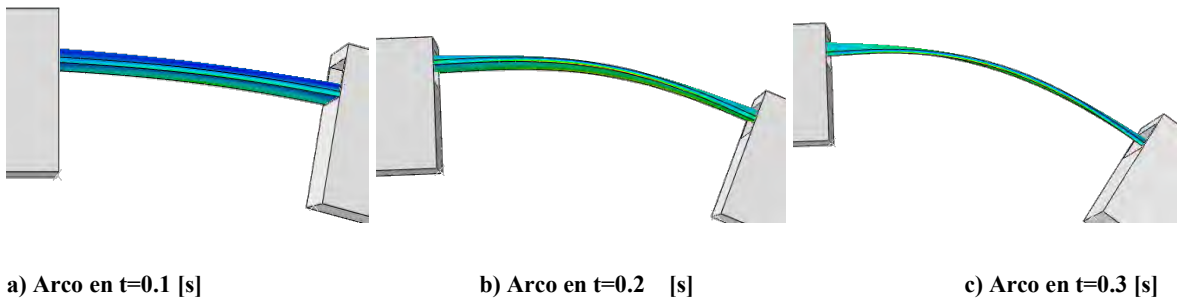
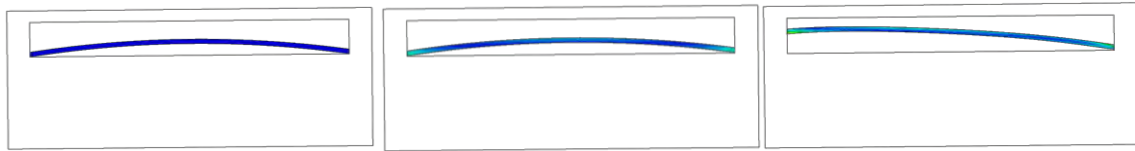
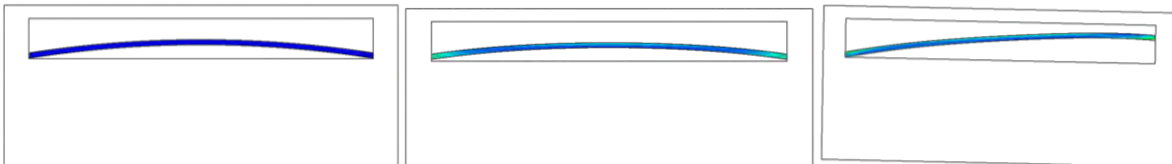


Figura 27. Arco formado por la cinta C1 entre B y M.

Al tratar de aplanarse la cinta C1 entre B y M, se genera una torsión en su eje longitudinal debido a que las paredes laterales de estas piezas rígidas impiden el desplazamiento lateral de la cinta C1, ya que solo puede deslizar sobre las paredes como se muestra en la figura 28.



a) Deformación de la sección transversal de la cinta al salir de B



b) Deformación de la sección transversal de la cinta al entrar en M

Figura 28. Sección transversal de la cinta C1 en $t=0$ [s], $t=0.1$ [s] y $t=0.3$ [s].

3.2. Movimiento con los datos del usuario

El movimiento hasta ahora presentado se considera como un movimiento general del mecanismo, es decir, los giros dados a las piezas M y P se encuentran dentro del rango de rotación de cada pieza; por lo tanto, para obtener un modelo virtual con movimiento similar al que tiene el mecanismo físico montado en un usuario, es necesario, caracterizar dicho movimiento a partir de la medición de los ángulos de rotación de las piezas, figura 29.

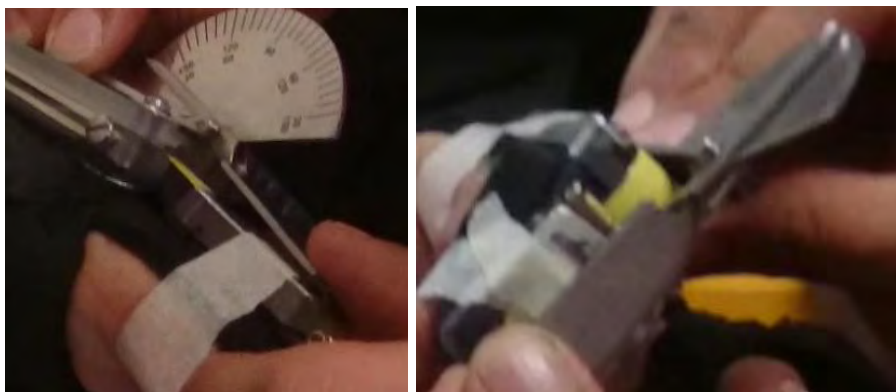


Figura 29. Tomas de posiciones con el uso de un goniómetro.

A continuación, se muestran los ángulos medidos para la rotación de M y P con la ortoprótesis montada en la mano de un usuario, tabla 8 y tabla 9; el estado sin montar, indica que las mediciones son tomadas sin que el mecanismo este en la mano del usuario, el estado abierto, indica que una vez montado el mecanismo la mano está extendida, y el estado cerrado, indica que la mano está empuñando.

Tabla 8. Posiciones para M en el usuario.

Posición	θ aprox	Estado
1		Sin montar
2	15	Abierto
3	30	Cerrado

Tabla 9. Posiciones para P en el usuario.

Posición	θ aprox	Estado
1		Sin montar
1	45	Abierto
1	95	Cerrado

Los centros de rotación para M y P fueron definidos desde un inicio, y las nuevas condiciones de frontera en estos puntos (Rp-1 y Rp-2) son, un giro de 15° en 0.1 [s] seguido por otro giro de 15° en 0.5 [s] para Rp-1, y para Rp-2 un giro de 45° en 0.1 [s] uno posterior de 50° en 0.5 [s], todo esto en un mismo paso, es decir, de la posición sin montar del mecanismo se pasa a la posición abierta del mismo en 0.1 [s], el movimiento para llegar a la posición cerrada se realiza en 0.5 [s]; la parte posterior de la cinta se desplaza con una fuerza constante de 3 [N] con el objetivo de garantizar su desplazamiento.

El modelo con los datos de usuario tiene una duración de 0.6 [s] con un factor de escalamiento de masa de 10 mil.

La posición abierta y cerrada del mecanismo se muestra en la figura 30, donde se observa que para la posición abierta hay esfuerzos inducidos en la cinta C en el arco entre M y P; y para la segunda posición el nivel de esfuerzo es mayor en la misma zona.

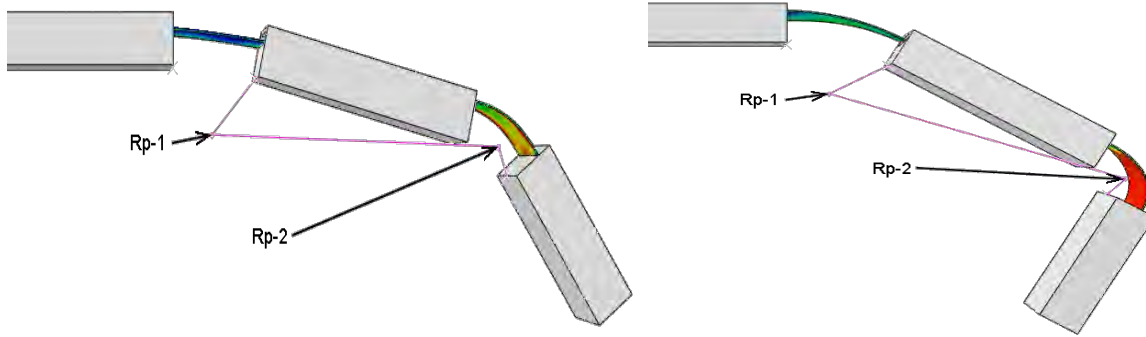


Figura 30. Izquierda, posición abierta del mecanismo. Derecha, posición cerrada.

3.3. Sección transversal real de la cinta

Con la finalidad de observar el comportamiento de la cinta con diferente sección transversal, primero se hicieron análisis con una sección transversal rectangular, que intuitivamente se tomó como la de menor rigidez, posteriormente se hicieron análisis con una sección curva, menor a la física y próxima a la sección rectangular.

La geometría física de la sección transversal tiene las siguientes características: un ancho de 14 [mm], una altura de curvatura máxima de 1.2 [mm] y un espesor de 0.2[mm], figura 31.

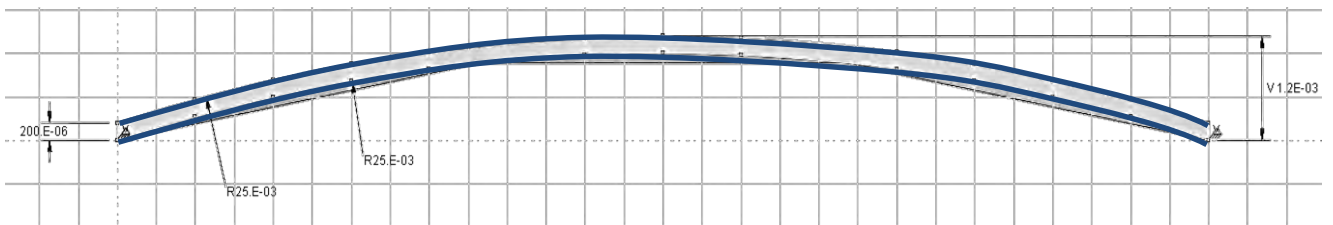


Figura 31. Sección real de la cinta.

El análisis para esta geometría de la cinta es igual al anterior, los resultados se muestran en la figura 32.

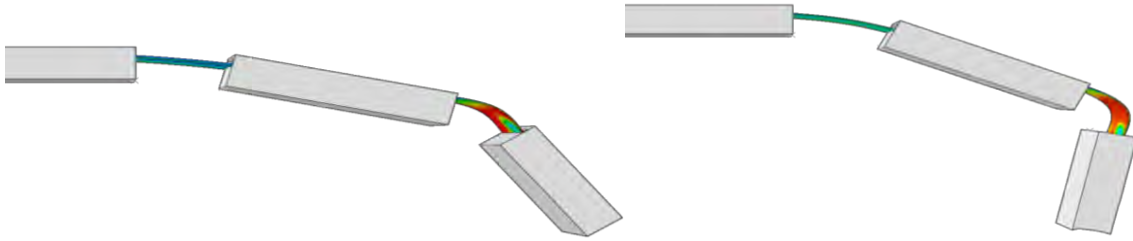


Figura 32. Posición abierta y cerrada usando las dimensiones de la cinta real.

Comparando la figura 32 con la figura 30, observamos que la curvatura entre B y P en la primera está más dispersa en longitud de cinta, y que en la segunda está concentrada en una menor longitud.

3.4. Comparación entre las secciones transversales de la cinta

Independiente del modelo analizado, se presenta un aumento en la rigidez de la cinta al cambiar la sección transversal rectangular por una sección curva, y entre más pronunciada sea la curva mayor es la rigidez.

En la flexión, la rigidez depende del módulo de Young del material y del momento de inercia de la sección transversal; considerando que el material es el mismo para las tres secciones y que están sometidas a flexión pura, la variación de rigidez solo va a depender del momento de inercia, por lo tanto, para calcular la rigidez de la sección rectangular de la cinta, basta aplicar la fórmula para el momento de inercia de una sección rectangular:

$$I_{rect} = \frac{bh^3}{12} = \frac{(14)(0.2)^3}{12}$$

$$I_{rect} = 0.0093[mm^4]$$

Para calcular el momento de área de las secciones curvas, se discretiza la sección en cuadros, Primero se calculan el área y los de los centros de los cuadros, posteriormente se obtuvo el centro geométrico de la sección y el momento de inercia de cada cuadro, luego se obtuvo el momento de inercia de cada cuadro respecto a centro geométrico de la sección para finalmente sumarlos y obtener el momento de inercia de cada sección, esto en el Software Excell, donde solo se ingresa el radio de curvatura de la cinta, tabla 10.

Tabla 10. Ejemplo de cálculo de centro de inercia de la sección curva.

Inercia= 0.0735 mm⁴

datos de circunferencia		
x	Radio	y
-7	48.46	47.952
-6.95		47.959
-6.9		47.966
-6.85		47.973
-6.8		47.981
-6.75		47.988
-6.7		47.995

Centroide											
Base	Altura	Área	x	y	Ax	Ay	X	Y	d al cuadrado	Ix'	Ix
0.05	0.2	0.01	-6.975	47.96	-0.06975	0.4796	0.00	48.29	0.1126	3.3333E-05	0.00115921
0.05	0.2	0.01	-6.925	47.96	-0.06925	0.4796			0.1078	3.3333E-05	0.00111111
0.05	0.2	0.01	-6.875	47.97	-0.06875	0.4797			0.1031	3.3333E-05	0.0010644
0.05	0.2	0.01	-6.825	47.98	-0.06825	0.4798			0.0986	3.3333E-05	0.00101906
0.05	0.2	0.01	-6.775	47.98	-0.06775	0.4798			0.0942	3.3333E-05	0.00097507
0.05	0.2	0.01	-6.725	47.99	-0.06725	0.4799			0.0899	3.3333E-05	0.0009324
0.05	0.2	0.01	-6.675	48.00	-0.06675	0.4800			0.0858	3.3333E-05	0.00089103

La tabla 11 contiene el momento de inercia de las tres secciones de cinta utilizadas, donde la primera es la sección rectangular, la segunda es la primera sección curva utilizada, y la tercera es la sección física del mecanismo.

Tabla 11. Momentos de inercia para la secciones de la cinta.

Sección	Momento de inercia respecto a X [mm ⁴]
Cinta	0.0093
Cinta C1	0.0735
Cinta C2	0.2546

Entonces si se considera a la rigidez de la cinta C2 como máxima, se obtiene el porcentaje de la variación de la rigidez de la cinta con sección rectangular en relación a C2:

$$\frac{|0.2546 - 0.0093|}{0.2546} * 100\% = 96.3\% \quad (11)$$

Lo que representa que una cinta rectangular es 96% menos rígida que la cinta utilizada en el modelo físico del mecanismo.

De igual modo se puede obtener el porcentaje de variación de rigidez entre C1 y C2:

$$\frac{|0.2546 - 0.0735|}{0.2546} * 100\% = 71.13\% \quad (12)$$

Lo que representa que la cinta C2 es 71% menos rígida que la cinta utilizada en el modelo físico del mecanismo.

Los resultados anteriores muestran que la rigidez en la cinta no es proporcional a la curvatura de la sección, pues la diferencia porcentual es muy alta de una rigidez a otra.

Al flexionar la cinta real, la sección transversal de esta tiende a aplanarse, por lo que su rigidez disminuye, por lo tanto, al considerar los porcentajes antes obtenidos, se observa que la cinta se comporta como un resorte no lineal de rigidez decreciente (17).

3.5. Análisis incluyendo al Tensor

Hasta el momento, no se ha hecho uso de la pieza tensor T, la razón es que, como se menciona en la tabla 1, esta pieza sirve para evitar que el arco entre M y P sea muy pronunciado, por lo tanto, si se aplicara en todos los modelos, este limitaría el análisis de la rigidez de cada una de las cintas probadas en el mecanismo.

Como no se desea analizar al tensor, sino al efecto que causa sobre la cinta física, este se modela como Shell discretamente rígido como las piezas B, M y P, con una sección transversal y un punto de referencia como se muestra en la figura 33, y con una longitud de 5[mm].

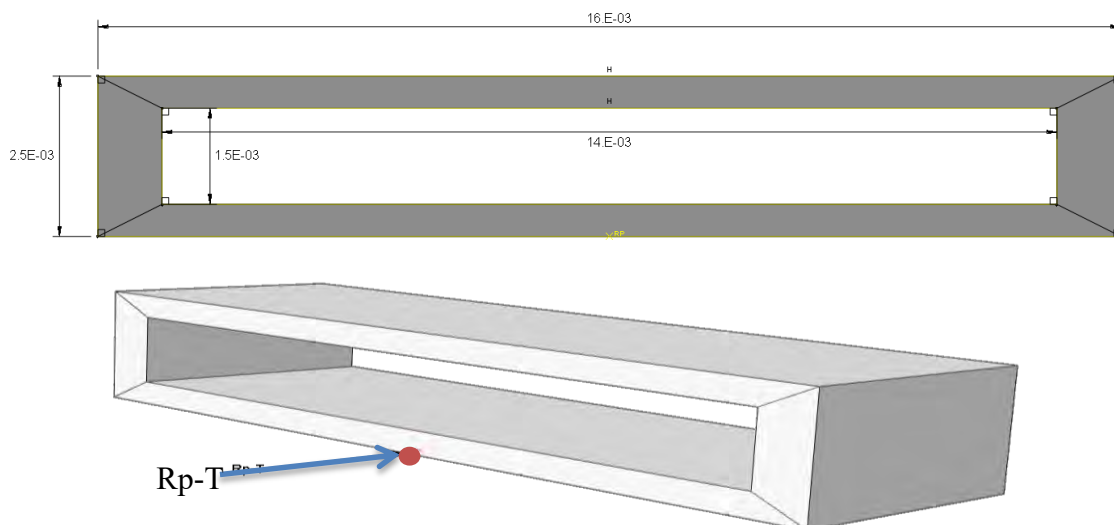


Figura 33. Geometría básica del tensor T.

El análisis que incluye al tensor es similar a los dos últimos realizados, y para atar el tensor al mecanismo se utilizaron elementos tipo "Link" de la paquetería de Abaqus®, los cuales mantienen la distancia entre dos puntos sin que el giro de uno afecte al otro, figura 34.

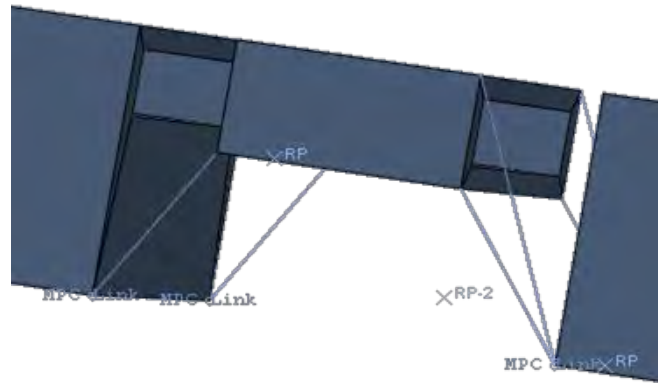


Figura 34. Uniones tipo "link" para el tensor.

Los resultados gráficos del análisis se muestran en la Figura 35, donde se observa al comparar con la figura 32, que efectivamente el arco disminuye entre M y P, lo cual es una ventaja ya que si la cantidad de cinta entre M y P tiende a ser mayor, el arco se cierra más hasta llegar a un momento en el que la tarea del mecanismo deja de cumplirse ya que deja de conservarse la rigidez del mecanismo.

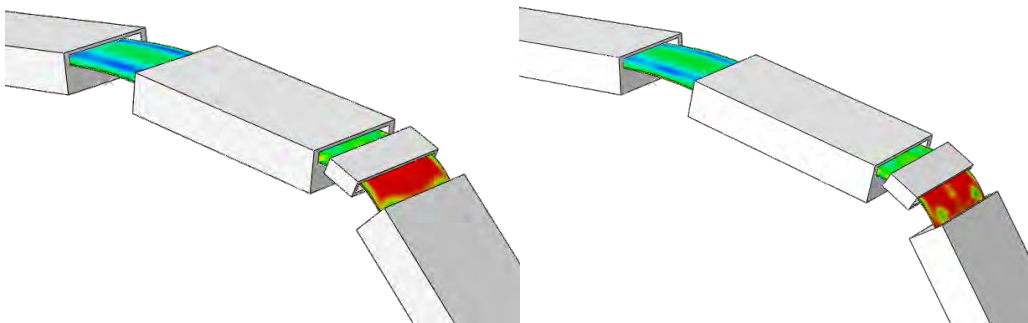


Figura 35. Movimiento con tensor incluido.

3.6. Respecto al uso del tensor

El tensor evita que exista un arco muy pronunciado entre M y P, con el objetivo de controlar la rigidez de la cinta en esta zona, ya que de no hacerlo, puede haber un efecto indeseado en el mecanismo, que puede ocasionar una lesión grave en el usuario.

De la figura 35, al compararla con la figura 32, se observa el funcionamiento del tensor, sin embargo de la primera figura, el nivel de esfuerzos inducidos es mayor, ya que al tener contacto de la cinta con el tensor, se ejerce una fuerza que sirve como obstáculo para el arco entre M y P.

Como elemento mecánico, el tensor ayuda al correcto funcionamiento del mecanismo en una situación real, sin embargo, al inducir mayor concentración de esfuerzos, la vida útil de la cinta disminuye, por lo que se debe regenerar un nuevo tensor que haga más tenue esta concentración.

Resultados

El objetivo general, es realizar un movimiento virtual del mecanismo de ortoprótesis flexible, sin embargo, primero se realizó un movimiento general del mismo (modelos 1 y 2), con la finalidad de que cumpliera con el comportamiento esperado, y a partir de estos modelos definir los parámetros necesarios para describir el movimiento del mecanismo al ser utilizado por el usuario.

En la figura 36, se presenta una comparación de dos posiciones tanto del modelo físico como del modelo virtual, en la cual, se observa que ambos movimientos son similares, es decir, las posiciones de las piezas M y P son como se han descrito y propuesto en el capítulo III, y por lo tanto, se está cumpliendo con el objetivo propuesto.

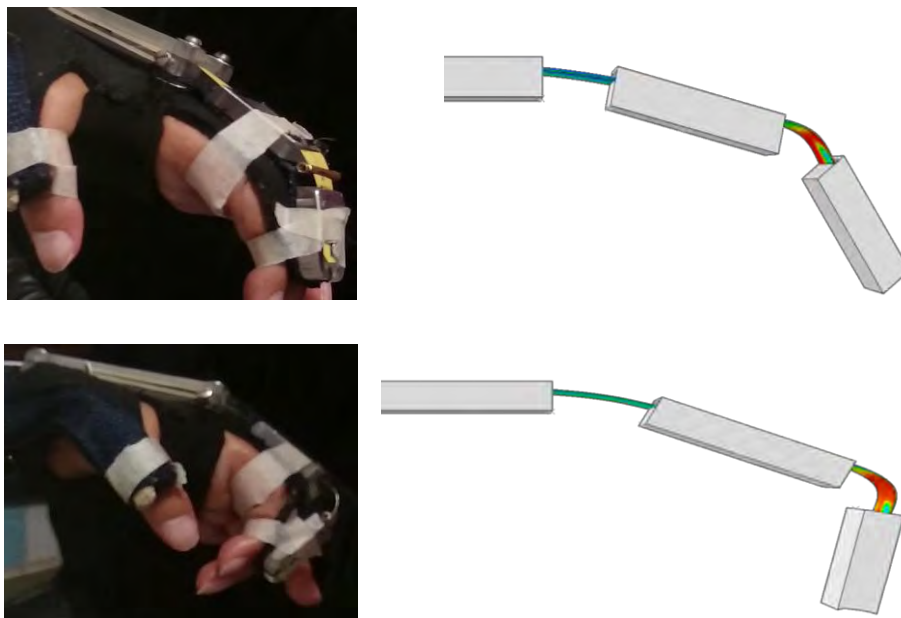
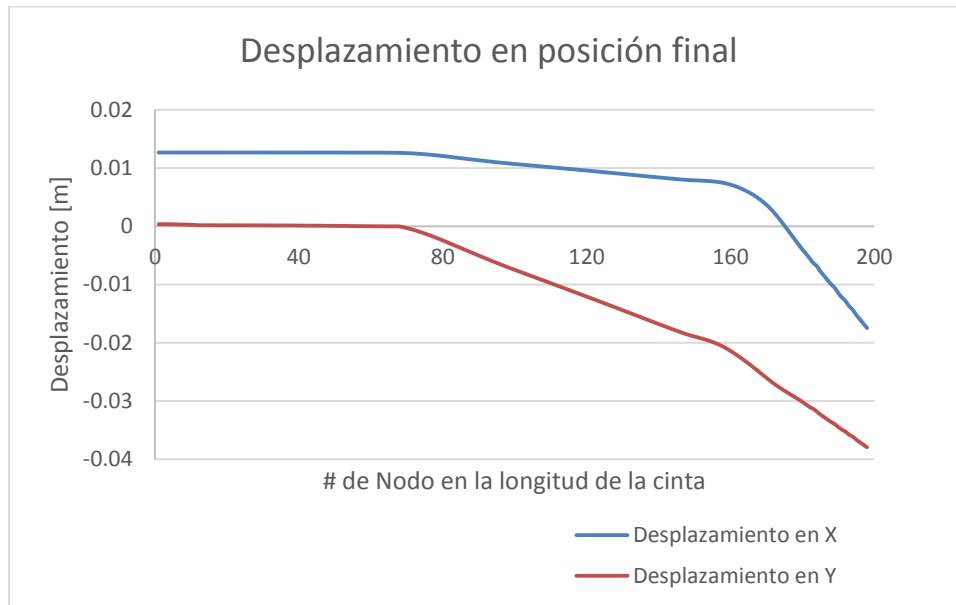


Figura 36. Comparación del modelo físico con el modelo virtual.

En el Modelo virtual, se forzó la coincidencia de posiciones de las piezas medio M y punta P con sus posiciones del mecanismo físico, por lo que se esperaba ver la coincidencia de la cinta virtual con sus flexiones en el modelo físico.

En la gráfica 5 se muestra el desplazamiento final tanto en el eje X como en el eje Y de los nodos que están en el eje longitudinal de la cinta; se observa que los desplazamientos sobre Y son negativos porque la flexión es hacia el lado negativo de la referencia, los

desplazamiento en X son positivos hasta el nodo 180 y negativos en adelante, esto porque en esa zona es donde se encuentra el mayor desplazamiento de la cinta. Los desplazamientos entre los nodos 50 y 80 representan el arco entre la base y el medio, los desplazamientos entre los nodos 150 y 180 representan al arco entre el medio y la punta.



Gráfica 5. Desplazamientos de los nodos a lo largo de la cinta.

La mayor concentración de esfuerzos 1.33 [GPa] ocurre en el arco entre el medio y la punta, por lo que esta zona es de principal interés para un rediseño del mecanismo. Aparentemente el tensor no tiene un fin funcional en el mecanismo y se puede considerar como una desventaja, más que una ventaja por el hecho de que influye en el aumento del nivel de esfuerzos, sin embargo en la sección 3.5 se observó que esta pieza en verdad ayuda a evitar un arco pronunciado entre las piezas medio M y punta P, por lo que en lugar de sugerir la eliminación de la pieza, debe ponerse especial atención en ésta, ya que físicamente no es una pieza que éste bien colocada, y tiene que ser montada constantemente por la ruptura de su unión con el guante.

La fuerza promedio que se debe aplicar al mecanismo 1.1 [N] en la parte posterior de la cinta, es la fuerza requerida solo para poder generar el movimiento del mecanismo, aun no se considera la carga de algún cuerpo con el mecanismo.

En los mecanismos flexibles es común conocer las posiciones que se necesitan alcanzar, pero se desconocen las cargas requeridas, por lo tanto, es necesario conocer las restricciones y trayectorias con el fin averiguar si el diseño está funcionando correctamente si se desea realizar un modelo FEM.

Conclusiones

Con los modelos 1 y 2, se logró describir una trayectoria general para el mecanismo, y una vez realizado un análisis con las posiciones físicas del mecanismo montado en un usuario se pudo generar una trayectoria similar a la que tiene el mecanismo físico, por lo que se cumplió esta parte del objetivo.

De los resultados obtenidos en el capítulo III, se observa que el momento de inercia de la sección transversal de la cinta influye en la magnitud de los esfuerzos inducidos, debido a que al generar una curvatura, la rigidez aumenta, y entre mayor sea el momento de inercia de la sección, la cantidad de tramo de cinta necesaria para la flexión es mayor, por lo que si se limita este tramo, se induce un nivel de esfuerzos cercanos al esfuerzo de cedencia del material.

Restringiendo las trayectorias de los cuerpos rígidos en el modelo virtual, se logró obtener la trayectoria de la cinta similar a la que tiene en el modelo físico, y de los resultados obtenidos se sabe ahora que el principal problema del mecanismo es la flexión que hay entre el medio y la punta.

Como las masas en el mecanismo son relativamente bajas, el uso de factores de escalamiento de masa de hasta 10 mil no afecta considerablemente el movimiento esperado para el mecanismo, en cambio sí hay una disminución en el mallado, hay que estar pendientes respecto al movimiento generado con estos factores altos, ya que disminuye la rigidez de la malla y un nodo puede desplazarse más respecto a los nodos aledaños.

Bibliografía

1. **Howell, Larry L.** *Compliant mechanisms*. New York : JOHN WILEY & SONS, INC., 2001.
2. **Modler.** *Simulation Models for Compliant Mechanisms with Integrated Actuators*. Guanajuato, México : World Congress in Mechanism and Machine Science, 2011.
3. **Norton, Robert.** *Diseño de maquinaria, síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. México : Mc Graw-Hill INTERAMERICANA, 2013.
4. **Armas medievales. Taringa!** [En línea] 27 de julio de 2011. [Citado el: 5 de octubre de 2014.] Imagen de arco simple. <http://www.taringa.net/posts/info/11849299/Armas-medievales.html>.
5. **Velázquez, Miguel Angel.** *Análisis dinámico de mecanismo manivela corredera adaptable*. Distrito Federal, México : s.n., 2012.
6. *Pseudo-rigid-body Model for Corrugated Cantilever Beam Used*. Wang, Nianfeng. 1, 2014, *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 27, págs. 122-129.
7. *A spring-mass-lever model, stiffness and inertia maps for single-input*. Hegde, Sudarshan. 58, 2012, *Mechanism and Machine Theory*, págs. 101–119.
8. *An Effective Finite Element Method for Beam Based Compliant Mechanism*. Akano, Theodeus T. 4, 2013, *International Journal of Engineering and Technology*, Vol. 3, págs. 403-418.
9. *Geometrically non-linear analysis of thin-film compliant MEMS via shell and solid elements*. Aten, Quentin, Jensen, Brian y Howell, Larry. 2012, *Finite element in Analysis and Design*, págs. 70-77.
10. **Fuentes, Laura.** *El método de los elementos finitos aplicado al cálculo de pequeñas estructuras*. Salamanca : s.n., 2011.
11. **Carlos Navarro Ugena, José Luis Pérez Castellanos.** *Open Course Ware*. [En línea] Julio de 2009. [Citado el: 28 de Diciembre de 2014.] <http://ocw.uc3m.es/mecanica-de->

medios-continuos-y-teoria-de-estructuras/ingenieria-estructural/material-de-clase-1/apuntes/Capitulo_9.-Introduccion_al_metodo_de_los_elementos_finitos.pdf.

12. Cortínez, Víctor. El método de los elementos finitos en la ingeniería práctica. [En línea] [Citado el: 20 de Octubre de 2015.] <http://www.frbb.utn.edu.ar/utec/utec/9/n03.html>.

13. Alvarado, Álvaro. Análisis numérico del proceso de conformado de tubos por flexión. *Capítulo 3. Descripción de la herramienta*. [En línea] [Citado el: 10 de Abril de 2015.] El año presentado es el consulta.. <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4769/fichero/MEMORIA%252F3.descripcion+de+la+herramienta+numerica.pdf>.

14. Nava, Edgar. Modelado del ensayo de microindentación instrumentada en tejido óseo. Distrito Federal, México : s.n., 2011.

15. Gómez, Carlos. Heurística. Diseño de una Ortoprótisis flexible. D.F., México : s.n., 2013.

16. Secretaria de Comercio y Fomento Industrial. . *Instrumentos de medición. Cintas métricas*. Mexico : Diario Oficial de la Federación, 1999. NOM-046-SCFI-199.

17. Shigley, Joseph Edward. *Diseño en ingeniería Mecánica*. s.l. : Mc Graw Hill.

18. Cedillo, Tomas. FEM dynamic analysis of a compliant mechanism. México : s.n., 2015.