

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD**  
**CATÓLICA**  
DEL PERÚ

**DISEÑO MECÁNICO DE UN PROTOTIPO DE PRÓTESIS  
MIOELÉCTRICA TRANSRADIAL**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,  
que presenta el bachiller:

**BORIS STHEVEN SULLCAHUAMÁN JÁUREGUI**

**ASESORES:**

**Ing. Ericka Patricia Madrid Ruiz**  
**Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra**

**Lima, septiembre de 2013**

## RESUMEN

La presente tesis consiste en el diseño mecánico de un prototipo de prótesis mioeléctrica dirigida a pacientes que sufrieron amputaciones por debajo del codo (transradial). Se presenta el análisis de un mecanismo de un grado de libertad que simula el movimiento de los dedos índice y pulgar de una mano humana con el propósito de realizar la sujeción de objetos de 0,5 kg de masa, considerando el tamaño y peso de la mano de una persona adulta promedio. El movimiento de los dedos está restringido por la relación de posición angular entre falanges, para ello se utiliza el mecanismo de doble manivela aplicado en la articulación de cada falange. Además, se realiza el análisis a través de las ecuaciones de Freudenstein para determinar las dimensiones y verificar cada elemento a través del cálculo por resistencia de materiales. Finalmente, para el accionamiento de los dedos se emplea un actuador neumático que garantiza un control proporcional de la fuerza a emplear.


 PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

## TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : Diseño mecánico de un prototipo de prótesis mioeléctrica transradial  
 ÁREA : Diseño # 231  
 PROPUESTO POR : Ing. Ericka Patricia Madrid Ruiz  
 Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra  
 ASESOR : Ing. Ericka Patricia Madrid Ruiz  
 Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra  
 TESISTA : Boris Stheven Sullcahuaman Jauregui  
 CÓDIGO : 20057152  
 FECHA : 09 de noviembre de 2012


**DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:**

En la sociedad existe una necesidad por el desarrollo de prótesis que mejoren la calidad de vida de aquellas personas que por diversas razones sufrieron la amputación del miembro superior. Los tipos de prótesis varían según su funcionalidad como las prótesis estéticas, mecánicas y mioeléctricas, siendo las más costosas y sofisticadas las prótesis mioeléctricas, éstas últimas son accionadas a través de los impulsos eléctricos generados por la actividad muscular. El diseño de una prótesis mioeléctrica combina la ingeniería mecánica con la ingeniería electrónica y el control automático.

Por tanto, el desarrollo de esta tesis tiene como objetivo el diseño mecánico de un prototipo de prótesis mioeléctrica dirigida a pacientes que sufrieron amputaciones por debajo del codo (transradial). Para ello se realizará un estudio de la dinámica de la mano, se definirá el tipo de mecanismo a utilizar con el propósito de simular el movimiento de los dedos índice y pulgar y se seleccionará el actuador para accionar el prototipo en mención.






PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO MECÁNICO DE UNA PRÓTESIS MIOELÉCTRICA  
TRANSRADIAL**

Introducción

1. Marco Teórico
2. Estudio de la dinámica de la mano y determinación de los parámetros de diseño
3. Diseño del mecanismo
4. Planos de fabricación

Conclusiones

Recomendaciones

Bibliografía

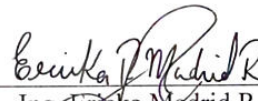
Anexos

*Máximo: 100 páginas*

*EM*



Ing. Benjamin Barriga G.  
Asesor



Ing. Ericka Madrid R.  
Asesora





*A Dios, por darme el camino que recorro*

*A mis padres, por el amor y la oportunidad de estudiar*

*A mi hermana por su ejemplo de lucha por alcanzar nuestras metas*

## ÍNDICE DE CONTENIDO

INTRODUCCION .....	1
1. MARCO TEÓRICO .....	3
1.1) Situación actual.....	3
1.1.1) Discapacidad.....	3
1.1.2) Datos estadísticos en el Perú.....	3
1.2) Anatomía de la mano.....	10
1.3) Tecnología actual de prótesis de miembro superior .....	12
1.3.1) Tipos de prótesis:.....	13
1.3.1.1) Prótesis cosméticas.....	13
1.3.1.2) Prótesis de control por cable .....	13
1.3.1.3) Prótesis mioeléctricas .....	14
1.3.2) Algunos ejemplos de prótesis:.....	15
1.3.2.1) La mano de Canterbury .....	15
1.3.2.2) San Diego State University.....	15
1.3.2.3) Mano robot NAIST .....	16
1.3.3) Actuadores más comunes en prótesis: .....	16
1.3.3.1) Motor DC:.....	17
1.3.3.2) Motor paso a paso: .....	17
1.3.3.3) Cilindro neumático: .....	18
1.3.3.4) Cilindro hidráulico: .....	18
1.3.3.5) Músculo neumático: .....	19
2. ESTUDIO DE LA DINÁMICA DE LA MANO Y DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO .....	20
2.1) Anatomía funcional de la mano .....	20
2.1.1) Mecanismo de flexión de los dedos .....	21
2.1.1.1) Tendón flexor profundo de los dedos (Flexor Digitorum Profundus: FDP) ..21	
2.1.1.2) Tendón flexor superficial de los dedos (Flexor Digitorum Sublimis: FDS) ..21	
2.1.2) Mecanismo de extensión de los dedos .....	22



2.1.2.1) Tendón extensor de los dedos .....	23
2.2) Requerimientos y parámetros de diseño.....	25
2.2.1) Requerimientos para el uso de la prótesis .....	25
2.2.2) Especificaciones del diseño.....	26
2.3) Selección de tecnología y descripción del proyecto óptimo .....	26
2.3.1) Descripción del proyecto óptimo .....	32
3. DISEÑO DEL MECANISMO .....	34
3.1) Diseño del sistema de sujeción .....	35
3.1.1) Diseño geométrico .....	35
3.1.1.1) Diseño geométrico del dedo índice .....	35
3.1.1.2) Diseño geométrico del dedo pulgar.....	40
3.1.2) Diseño por resistencia .....	42
3.1.2.1) Diseño por resistencia del dedo índice .....	47
3.1.2.2) Diseño por resistencia del dedo pulgar .....	60
3.2) Diseño del sistema de transmisión.....	63
3.3) Diseño del sistema de generación de fuerza .....	71
3.3.1) Circuito neumático .....	73
3.4) Cálculos y diseños finales .....	74
3.4.1) Cálculo de pasadores .....	74
3.4.2) Verificación de la fuerza de sujeción en los extremos de la prótesis .....	78
3.4.2.1) Análisis de la posición 1: .....	79
3.4.2.2) Análisis de la posición 2: .....	83
3.4.2.3) Análisis de la posición 3: .....	84
3.4.2.4) Simulaciones con otros materiales.....	85
3.4.3) Diseño del soporte del mecanismo .....	85
3.5) Fabricación y pruebas .....	88
4. PLANOS DE FABRICACIÓN.....	91
5. CONCLUSIONES .....	93
6. RECOMENDACIONES.....	94

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.1</b> Resumen general de la información estadística anual del INR . . . . .	6
<b>Tabla 1.2</b> Pacientes atendidos en el INR por “Discapacidad del aparato locomotor”, periodo 2002-2009. . . . .	7
<b>Tabla 1.3</b> Número de atenciones realizadas en el Hogar Clínica San Juan de Dios. ....	8
<b>Tabla 2.1</b> Matriz morfológica . . . . .	28
<b>Tabla 2.2</b> Evaluación técnica y económica. . . . .	30
<b>Tabla 2.3</b> Evaluación económica – técnica. . . . .	31
<b>Tabla 3.1</b> Lista de valores de $\Phi$ al variar $\theta$ . . . . .	38
<b>Tabla 3.2</b> Lista de valores de $W$ al variar $\varepsilon$ . . . . .	40
<b>Tabla 3.3</b> Lista de valores de $\Phi_p$ al variar $\alpha_p$ . . . . .	41
<b>Tabla 3.4</b> Lista de valores de $\Phi_p$ al variar $\alpha_p$ . (Segunda opción) . . . . .	42
<b>Tabla 3.5</b> Características geométricas de los engranajes. . . . .	64
<b>Tabla 3.6</b> Cilindros neumáticos según la norma ISO 6432. . . . .	72
<b>Tabla 3.7</b> Resultados de cálculo de pasadores. . . . .	75
<b>Tabla 3.8</b> Resultados de cálculo de pasadores. . . . .	76
<b>Tabla 3.9</b> Resultados de cálculo de pasadores. . . . .	77
<b>Tabla 3.10</b> Capacidad de carga según la presión en el actuador para otros tipos de materiales en contacto, posición #1. . . . .	85
<b>Tabla 3.11</b> Peso de objeto que puede sujetar el prototipo según la presión en el cilindro neumático. . . . .	90



## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.1</b> Prevalencia de la Población con Discapacidad según Sexo y Grupos de edad.....	5
<b>Figura 1.2</b> Diagrama de flujo para la protetización de un paciente amputado. ....	9
<b>Figura 1.3</b> Diagrama de flujo con descripción del proceso para la protetización de un paciente amputado del miembro superior. ....	9
<b>Figura 1.4</b> La mano humana: estructura ósea, vista palmar.....	10
<b>Figura 1.5</b> Planos principales de la mano. Izquierda: plano lateral. Derecha: plano frontal.....	11
<b>Figura 1.6</b> Prótesis por nivel de amputación. Izquierda: parcial. Derecha: desarticulado de muñeca.....	12
<b>Figura 1.7</b> Prótesis por nivel de amputación. Izquierda: transradial. Derecha: desarticulado de codo.....	12
<b>Figura 1.8</b> Prótesis cosmética.....	13
<b>Figura 1.9</b> Prótesis mecánica .....	14
<b>Figura 1.10</b> Prótesis mioeléctrica.....	14
<b>Figura 1.11</b> Mano de Canterbury.....	15
<b>Figura 1.12</b> Mano robótica de la Universidad de San Diego, EEUU .....	16
<b>Figura 1.13</b> Mecanismo de dedo de mano, robot NAIST.....	16
<b>Figura 1.14</b> Motor DC.....	17
<b>Figura 1.15</b> Motor paso a paso .....	17
<b>Figura 1.16</b> Cilindro neumático .....	18
<b>Figura 1.17</b> Cilindro hidráulico .....	18
<b>Figura 1.18</b> Músculo neumático.....	19
<b>Figura 2.1</b> Mano, parte fija y parte móvil .....	21
<b>Figura 2.2</b> Acciones de los músculos implicados en un movimiento de flexión. ....	22

<b>Figura 2.3</b>	Acciones de los músculos implicados en un movimiento de extensión .....	23
<b>Figura 2.4</b>	Medidas de los dedos índice y pulgar de la mano humana. ....	24
<b>Figura 2.5</b>	Relación angular entre las falanges de los dedos índice y pulgar. ....	24
<b>Figura 2.6</b>	Proyecto 1 .....	29
<b>Figura 2.7</b>	Proyecto 2.....	29
<b>Figura 2.8</b>	Proyecto 3.....	29
<b>Figura 2.9</b>	Proyecto 4.....	29
<b>Figura 2.10</b>	Proyecto 5.....	29
<b>Figura 2.11</b>	Proyecto 6.....	29
<b>Figura 2.12</b>	Proyecto 7.....	29
<b>Figura 2.13</b>	Selección de tecnología por evaluación técnica y económica. ....	31
<b>Figura 2.14</b>	Proyecto Óptimo.....	32
<b>Figura 2.15</b>	Mecanismo del movimiento de los párpados del ojo humano.....	33
<b>Figura 2.16</b>	Proyecto óptimo modificado.....	33
<b>Figura 3.1</b>	Ubicación de los sistemas del prototipo.....	34
<b>Figura 3.2</b>	Representación gráfica de los ángulos de movimiento de un dedo humano. .....	35
<b>Figura 3.3</b>	Instantes de movimientos de un dedo humano.....	36
<b>Figura 3.4</b>	Mecanismo de un grado de libertad que imita el movimiento de un dedo humano .....	36
<b>Figura 3.5</b>	Equivalencia vectorial para el análisis de movimiento de las falanges proximal y media.....	37
<b>Figura 3.6</b>	Representación gráfica del mecanismo para las falanges proximal y media. .....	39
<b>Figura 3.7</b>	Equivalencia vectorial para el análisis de movimiento de las falanges media y distal.....	39
<b>Figura 3.8</b>	Medidas finales del dedo índice.....	42

<b>Figura 3.9</b> Medidas finales del dedo pulgar.....	42
<b>Figura 3.10</b> Geometría del mecanismo del prototipo. ....	43
<b>Figura 3.11</b> Geometría del mecanismo para el caso 1. ....	44
<b>Figura 3.12</b> Geometría del mecanismo para el caso 2. ....	44
<b>Figura 3.13</b> Análisis del sentido de las fuerzas para el cálculo. ....	45
<b>Figura 3.14</b> Orientación de fuerzas, caso 1.....	46
<b>Figura 3.15</b> Orientación de fuerzas, caso 2.....	46
<b>Figura 3.16</b> Ubicación de la falange distal.....	47
<b>Figura 3.17</b> DCL de la falange distal. ....	47
<b>Figura 3.18</b> DCL de la falange distal. ....	48
<b>Figura 3.19</b> Fuerzas y dimensiones en la sección “B”. ....	48
<b>Figura 3.20</b> DCL de la falange distal y fuerzas en la sección crítica B, caso 2.....	49
<b>Figura 3.21</b> Ubicación falange media. ....	50
<b>Figura 3.22</b> DCL de la falange media y fuerzas en la sección D, caso 1. ....	50
<b>Figura 3.23</b> DCL de la falange media y fuerzas en la sección D, caso 2. ....	51
<b>Figura 3.24</b> Ubicación de la falange proximal.. ....	51
<b>Figura 3.25</b> DCL de la falange proximal y fuerzas en la sección R1, caso 1. ....	51
<b>Figura 3.26</b> DCL de la falange proximal y fuerzas en la sección R1, caso 2. ....	52
<b>Figura 3.27</b> Ubicación de la barra A. ....	53
<b>Figura 3.28</b> DCL de la barra A. ....	53
<b>Figura 3.29</b> Pandeo eje x-x de la barra A.....	54
<b>Figura 3.30</b> Pandeo eje y-y de la barra A.....	54
<b>Figura 3.31</b> Sección de la barra A. ....	55
<b>Figura 3.32</b> Gráfica utilizada para el cálculo de pandeo. ....	56
<b>Figura 3.33</b> Gráfica de la ecuación (3.32) ....	57
<b>Figura 3.34</b> DCL de la barra A, Caso 2. ....	58

<b>Figura 3.35</b>	Ubicación de la barra B .....	58
<b>Figura 3.36</b>	DCL de la barra B .....	59
<b>Figura 3.37</b>	DCL de la barra B, caso 2. ....	59
<b>Figura 3.38</b>	Ubicación de la falange distal.....	60
<b>Figura 3.39</b>	DCL de la falange distal y fuerzas en la sección E, caso 1.....	60
<b>Figura 3.40</b>	DCL de la falange distal y fuerzas en la sección E, caso 2.....	61
<b>Figura 3.41</b>	Ubicación falange proximal .....	61
<b>Figura 3.42</b>	DCL de la falange proximal y fuerzas en la sección R2, caso 1. ....	61
<b>Figura 3.43</b>	DCL de la falange proximal y fuerzas en la sección R2, caso 2. ....	62
<b>Figura 3.44</b>	Ubicación de la barra C.....	62
<b>Figura 3.45</b>	DCL de la barra C.....	62
<b>Figura 3.46</b>	DCL de la Barra C, Caso 2.....	63
<b>Figura 3.47</b>	Conjunto de engranajes del sistema de transmisión .....	63
<b>Figura 3.48</b>	Transmisión de fuerzas en los engranajes. ....	65
<b>Figura 3.49</b>	Fuerzas tangenciales en los engranajes.....	66
<b>Figura 3.50</b>	Fuerzas en el diente del engranaje C. ....	66
<b>Figura 3.51</b>	Fuerzas en la base del diente. ....	67
<b>Figura 3.52</b>	DCL en engranaje C.....	68
<b>Figura 3.53</b>	Análisis por elementos finitos del engranaje C .....	68
<b>Figura 3.54</b>	Mecanismo de palanca.....	69
<b>Figura 3.55</b>	Sección crítica de la barra engranaje-palanca.....	69
<b>Figura 3.56</b>	Gráficas de fuerza cortante y momento flector de la palanca. ....	70
<b>Figura 3.57</b>	DCL de elemento brazo (izq.) y elemento barra palanca-brazo (der.) con sus respectivas secciones críticas. ....	72
<b>Figura 3.58</b>	Circuito neumático propuesto.....	73
<b>Figura 3.59</b>	Ubicación de pasadores.....	74

<b>Figura 3.60</b> Posición de pasadores .....	74
<b>Figura 3.61</b> Ubicación de los pasadores del mecanismo de palanca.....	76
<b>Figura 3.62</b> Fuerzas en los pasadores de los engranajes y posición de pasadores para el cálculo de su resistencia .....	77
<b>Figura 3.63</b> Posición #1. ....	78
<b>Figura 3.64</b> Posición #2. ....	78
<b>Figura 3.65</b> Posición #3. ....	79
<b>Figura 3.66</b> DCL de la falange distal índice.....	80
<b>Figura 3.67</b> DCL de la falange media índice. ....	80
<b>Figura 3.68</b> DCL de la falange proximal índice. ....	80
<b>Figura 3.69</b> DCL de la falange distal pulgar .....	81
<b>Figura 3.70</b> DCL de la falange proximal pulgar .....	81
<b>Figura 3.71</b> DCL del engranaje C. ....	82
<b>Figura 3.72</b> Ángulo de desfase entre Fbarra y la longitud del centro hacia el punto de aplicación de fuerza, posición #1.....	82
<b>Figura 3.73</b> Gráfico masa vs. presión para la posición #1. ....	83
<b>Figura 3.74.</b> Gráfico masa vs. presión para la posición #2.....	84
<b>Figura 3.75</b> Gráfico masa vs. presión para la posición #3. ....	84
<b>Figura 3.76</b> Área delimitada para el diseño del “soporte”. ....	86
<b>Figura 3.77</b> Soportes: a) Posterior y b) Frontal. ....	86
<b>Figura 3.78</b> Análisis por elementos finitos del soporte frontal. ....	87
<b>Figura 3.79</b> Vista 2D y dimensiones del prototipo.....	88
<b>Figura 3.80</b> Vista 3D del prototipo. ....	88
<b>Figura 3.81</b> Prototipo fabricado.....	89
<b>Figura 3.82</b> Peso del prototipo fabricado.....	89
<b>Figura 3.83</b> Pruebas utilizando el prototipo fabricado.....	89

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a$	Longitud de la falange proximal (mm)
$Al_{6061-T6}$	Aleación de aluminio 6061 tratamiento 6
$b$	Longitud de la barra proximal (mm) Longitud de la base de la sección (mm.) Longitud de agujero de elemento 2 (mm.)
$b_P$	Longitud de la barra proximal del dedo pulgar (mm)
$c$	Longitud de la parte inclinada de la falange media (mm)
$d$	Longitud entre los centros de giro de la falange proximal y la barra proximal (mm) Diámetro del pasador (mm.)
$D.est.$	Desviación estándar (adimensional)
$DC$	Direct current.
$DCL$	Diagrama de cuerpo libre
$DFC$	Diagrama de fuerza cortante
$DMF$	Diagrama de momento flector
$E_{Al6061-T6}$	Módulo de elasticidad del aluminio aleación 6061-T6 (Mpa)
$e$	Longitud de la parte inclinada de la falange distal (mm)
$J$	Espesor del diente (mm.)
$E.E$	Evaluación tecnológica:
$f$	Longitud de la barra media (mm)
$F_{axial}$	Fuerza axial (N.)
$F.S$	Factor de seguridad (adimensional)
$FD$	Falange distal
$FDP$	Flexor Digitorum Profundus.



<i>FDS</i>	Flexor Digitorum Sublimis.
<i>FM</i>	Falange media
<i>FP</i>	Falange proximal
<i>Fr</i>	Fuerza de fricción (N.)
<i>F<sub>retroceso</sub></i>	Fuerza que genera el piston en el recorrido de retroceso (N.)
<i>Ft</i>	Fuerza tangencial (N.)
<i>g</i>	Longitud de la falange media (mm) Gravedad (m/s <sup>2</sup> )
<i>h</i>	Longitud de la parte inclinada de la falange proximal (mm) Longitud de la altura de la sección (mm.)
<i>I</i>	Momento de inercia (mm <sup>4</sup> )
<i>IFD</i>	Interfalángica distal.
<i>IFP</i>	Interfalángica proximal.
<i>i<sub>x,y</sub></i>	Radio de giro respecto al eje x,y (mm.)
<i>L</i>	Longitud de la barra (mm.) Longitud de espesor de elementos en contacto (mm.)
<i>Lp</i>	Longitud efectiva de pandeo (mm.)
<i>m</i>	Masa del objeto (Kg)
<i>M</i>	Fuerza perpendicular a las falanges generada por la fricción con un objeto (N.)
<i>MCF</i>	Metacarpofalángica .
<i>M<sub>f</sub></i>	Momento Flector (N-mm.)
<i>P1</i>	Esfuerzo de aplastamiento en el elemento 1 (Mpa)
<i>t<sub>i</sub></i>	Longitud de agujero de elemento 1 (mm.)
<i>X</i>	Fuerza de variable en la punta de los dedos del prototipo (N.)
<i>Y</i>	Distancia máxima de aplicación del momento (mm.)

$\alpha$	Ángulo de giro de la falange proximal (°)
$\alpha_P$	Ángulo de giro de la falange proximal del dedo pulgar (°)
$\beta$	Ángulo de giro de la barra proximal (°)
$\gamma$	Ángulo de giro de la falange media (°)
$\varepsilon$	Ángulo de giro respecto a la horizontal de la parte inclinada de la falange proximal (°)
$\theta$	Ángulo de giro respecto a la horizontal de la parte inclinada de la falange media (°)
$\theta_{FD}$	Ángulo de la falange distal respecto a la falange media (°)
$\theta_{FM}$	Ángulo de la falange media respecto a la falange proximal (°)
$\theta_{FMP}$	Ángulo de la falange media respecto a la falange proximal del dedo pulgar (°)
$\theta_{FP}$	Ángulo de la falange proximal respecto a la vertical (°)
$\theta_{FPI}$	Ángulo de la falange proximal respecto a la vertical del dedo índice (°)
$\theta_{FPP}$	Ángulo de la falange proximal respecto a la vertical del dedo pulgar (°)
$\lambda_{x,y}$	Grado de esbeltez respecto al eje x,y (adimensional)
$\rho$	Densidad (g/cm <sup>3</sup> )
	Ángulo de giro de la barra media (°)
$\mu$	Coefficiente de fricción (adimensional)
$\mu_{k,s}$	Coefficiente de fricción cinético, estático entre el aluminio y el vidrio templado (adimensional)
$\sigma_{adm}$	Esfuerzo admisible (Mpa)
$\sigma_f$	Esfuerzo normal debido a un momento flexor (Mpa)
$\sigma_{eq}$	Esfuerzo equivalente (Mpa)
$\sigma_n$	Esfuerzo normal debido a una fuerza normal (Mpa)
$\sigma_F$	Resistencia a la fluencia (Mpa)
$\tau$	Resistencia al corte (Mpa)

$\phi$	Ángulo de inclinación de la falange media (°)
$\phi_P$	Ángulo de inclinación de la falange media del dedo pulgar (°)
$\psi$	Ángulo de giro respecto a la horizontal de la parte inclinada de la falange distal (°)
$\omega$	Ángulo de inclinación de la falange distal (°)



## INTRODUCCIÓN

Las manos son el principal órgano para la manipulación física del medio; la pérdida del miembro superior, a cualquier nivel, repercute de forma decisiva en todos los aspectos de la vida tanto en la parte funcional, estética, psicológica como socio-laboral de la persona. Para mejorar la calidad de vida de las personas que sufrieron esta pérdida, se suele reemplazar la mano por una prótesis de miembro superior considerando su tamaño, forma y peso, pues estos factores influyen de forma física y psicológica en la persona con este tipo de discapacidad. Tanto la funcionalidad como la estética son características importantes en el desarrollo de estas prótesis, sin embargo el utilizar una prótesis de buen aspecto no garantiza su funcionalidad. Por ello, considerando estos factores éstas se agrupan en tres tipos: prótesis estéticas, mecánicas y mioeléctricas. Las prótesis estéticas o cosméticas fueron desarrolladas con el objetivo de reemplazar un miembro o parte de él teniendo en cuenta la apariencia o semejanza con la mano humana. No permite sostener objetos pero sin embargo contribuye a la compensación del peso del cuerpo. Las prótesis mecánicas tienen la característica de abrir y cerrar los dedos a voluntad del paciente a través de un sistema de cables y arneses. Esta acción es controlada por el mismo paciente al realizar movimientos con otras partes del cuerpo, lo cual suele ser incómodo.

Con el avance tecnológico y más específicamente en el área de la robótica y la electrónica, se lograron desarrollar prótesis con mejoras en los sistemas de control y adaptación al brazo hasta lograr una prótesis controlada a través de impulsos musculares, denominadas prótesis mioeléctricas (relativo a la propiedad eléctrica del músculo).

Estas prótesis poseen mayor funcionalidad que una prótesis mecánica, un rango determinado de fuerza de sujeción y alto control de movimientos. Poseen la función de apertura y cierre la cual es controlada por las señales de los músculos del paciente y son envueltas con material de características similares a la mano humana. Si bien las prótesis mioeléctricas poseen mayor funcionalidad, las prótesis mecánicas pueden proporcionar mayor rango de fuerza respecto a las bioeléctricas, ya que ésta no depende de elementos electrónicos los cuales necesitan cierta cantidad energía para poder funcionar. Por otro lado, las prótesis mioeléctricas son

de alto costo en relación a los otros dos tipos, siendo inaccesible incluso para personas con moderados recursos económicos. Por ello, el presente texto describe el diseño mecánico de un prototipo de prótesis de mano para pacientes amputados por debajo del codo, que se basa en un mecanismo el cual es accionado por un cilindro neumático de doble efecto. Con esto se busca desarrollar un prototipo que pueda sostener objetos de medio kilo sin deformarlos, así como mantener un peso y dimensiones similares a la mano de un adulto promedio, que pueda ser replicable en el país a un bajo costo,

El desarrollo del prototipo se divide en tres sistemas: sistema de sujeción, sistema de transmisión y sistema de generación de fuerza. El sistema de sujeción se basa en un mecanismo de un grado de libertad utilizado para emular dos de los dedos de la mano (índice y pulgar) con el objetivo de realizar un control sincronizado de los dedos para los movimientos de apertura y cierre similar al de los dedos de una mano humana en agarre cilíndrico. El sistema de transmisión, llamado así por transmitir el movimiento desde la fuente de energía para el movimiento hasta el sistema de sujeción a través de un mecanismo. El sistema de generación de fuerza, consta de una fuente de energía para el movimiento de bajo peso para mantener la masa de todo el prototipo dentro del rango de masa de una mano humana promedio. El accionamiento del cilindro se realiza a través de un circuito electroneumático cuyas señales eléctricas provienen de las señales mioeléctricas procesadas. Este procesamiento corresponde a los trabajos desarrollados por egresados de la carrera de ingeniería electrónica, que forman parte junto a esta tesis del proyecto de investigación 70242.2137 de la Dirección de Gestión de la Investigación (DGI) titulado “Diseño y fabricación de un prototipo de prótesis de mano accionada por señales mioeléctricas”.

Se inicia la tesis con una investigación de la situación actual del uso de prótesis en el país, la anatomía de la mano y los avances tecnológicos de prótesis mioeléctricas, todo esto perteneciente al capítulo uno. En el capítulo dos se estudia la dinámica de la mano y se determinan los parámetros para el diseño de la prótesis. En el capítulo tres se realiza el análisis de un mecanismo de un grado de libertad, se establecen las dimensiones del mecanismo, se verifican los elementos a través del cálculos por resistencia de materiales, se selecciona el actuador y otros elementos que conforman los sistemas de sujeción, transmisión y generación de fuerza. En el capítulo cuatro se presentan los planos de fabricación del prototipo y para finalizar se presentan las conclusiones y recomendaciones.

## CAPÍTULO 1

### MARCO TEÓRICO

En el presente capítulo se detallará la situación actual de la discapacidad en nuestro país, y se describirá la anatomía de la mano. Asimismo se mencionará la tecnología actual utilizada en el diseño de prótesis de miembro superior que sirvió de base para el desarrollo del tema de la presente tesis.

#### 1.1) Situación actual

##### 1.1.1) Discapacidad

Discapacitados:

“Son aquellos miembros de la sociedad cuya autonomía se ve afectada, en diferentes grados y con diversas implicancias” [1].

La discapacidad o incapacidad es aquella condición bajo la cual ciertas personas presentan deficiencias físicas, mentales, intelectuales o sensoriales a largo plazo que, al interactuar con diversas barreras, puedan impedir su participación plena y efectiva en la sociedad, y en igualdad de condiciones con las demás [2].

##### 1.1.2) Datos estadísticos en el Perú

En el año 1993 el Instituto Nacional de Estadística e Informática (INEI) realizó un censo sobre personas con discapacidad en el Perú [3] y obtuvo los siguientes resultados:



“La invalidez es el tipo de discapacidad que tiene mayor frecuencia en los hombres que son 42,720 personas (29,2%) de la población total masculina, frente a 38,208 mujeres (26,9%) del total de la población femenina. Asimismo la ceguera es más frecuente en las mujeres 30,938 (21,8%) que en los hombres 29,237 (29,9%).

Las alteraciones mentales también son más frecuentes en las mujeres 15,006 casos (10,6%) frente a 13,249 (9,1%) de hombres.

Los grupos de edad de 40 a 64 y de 65 y más años son los que ostentan la mayor proporción de población con alguna discapacidad.

En el grupo de 40 a 64 años las personas con algún signo de discapacidad son 70,852 personas que representa al 24,5% de la población total discapacitada.

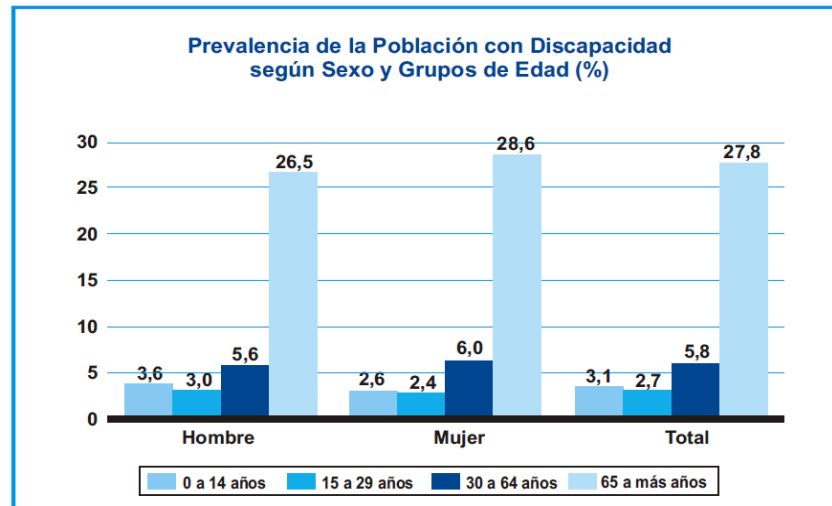
En el segundo grupo, es decir de 65 y más años, la población discapacitada asciende a 66,750 personas, equivalente al 23,1% de la población discapacitada total.

La ceguera total es el tipo de discapacidad más frecuente en los menores de 15 años de edad. En cifras absolutas cerca de 20,000 niños presentan este problema. En el grupo de edad de 65 y más años, la discapacidad que afecta con más frecuencia es la sordera total (21,411 personas), seguido de la invalidez (20,417 personas).”

Como se puede observar en el censo del INEI de 1993, solo se muestran datos de discapacidades en las que se encuentra una gran cantidad de personas o las más comunes y no se especifica que otro tipo de discapacidad existe en el País aparte de éstas.

En el año 2005 el estudio del Consejo Nacional para la Integración de la Persona con Discapacidad (CONADIS) - INEI 2005 realizó un censo en Lima Metropolitana sobre personas con discapacidad [4], esto se realizó en 45,978 viviendas.

En la figura 1.1 se observa que aumenta el número de personas con discapacidad conforme aumenta la edad; sin embargo, no existe diferencia marcada en relación al género.



Fuente: INEI-CONADIS. Encuesta de Hogares sobre Discapacidad en Lima Metropolitana - 2005.

**Figura 1.1** Prevalencia de la Población con Discapacidad según Sexo y Grupos de edad, [4].

Se puede tener datos más precisos de los tipos de discapacidad al revisar las estadísticas de usos de servicios de rehabilitación que se dan en el país.

Desde el año 2001 al 2007 el Instituto Nacional de Rehabilitación (INR) tiene la siguiente información estadística sobre el uso de los servicios de rehabilitación en Lima y Callao [5].

En la tabla 1.1 se muestran las discapacidades que se atienden en el Instituto Nacional de Rehabilitación siendo las atenciones más comunes las del tipo postural y las de músculo esquelético y dolor. Ambas han disminuido notoriamente en los últimos años, teniendo el año 2006 la mitad de atendidos y atenciones a comparación del año 2001.

Los atendidos y las atenciones por comunicación y desarrollo mantienen la misma tendencia a través de los años. En el caso de atendidos y atenciones por aprendizaje, se observa que la cantidad de personas tiene una tendencia de pendiente positiva.

En el caso de “Consulta por funciones motoras” se mantiene una relación entre los “Atendidos en Amputados” que son alrededor de la mitad de personas en “Atenciones en Amputados”, esto se debe a que la mitad de pacientes son atendidos en otros centros de rehabilitación.

Tabla 1.1 Resumen general de la información estadística anual del INR, [5].

**RESUMEN GENERAL DE LA INFORMACIÓN ESTADÍSTICA ANUAL  
DEL INSTITUTO NACIONAL DE REHABILITACIÓN  
I.N.R. 2001 - 2006**

Información Estadística	2001	2002	2003	2004	2005	2006
Consulta Externa Especializada						
Atendidos en el I.N.R.	28,233	30,180	30,704	25,55	22,343	21,399
Atenciones en el I.N.R.	51,325	56,639	55,433	46,008	41,660	39,804
Consulta Externa de la Dirección de Funciones Mentales						
Atendidos en Aprendizaje	1,745	1,909	2,185	2,184	2,078	2,101
Atenciones en Aprendizaje	3,733	4,015	4,180	4,507	4,115	4,451
Atendidos en Comunicación	4,255	4,475	4,271	3,663	3,761	3,840
Atenciones en Comunicación	7,006	7,559	6,943	5,856	6,359	6,435
Atendidos en Desarrollo	3,368	4,665	4,945	3,665	2,864	3,237
Atenciones en Desarrollo	6,155	8,432	9,268	6,661	5,194	6,011
Atendidos en D.I.A.S.	1,573	1,617	1,801	1,715	1,533	1,369
Atenciones en D.I.A.S.	3,064	2,985	2,967	2,696	2,415	2,091
Consulta Externa de la Dirección de Funciones Motoras						
Atendidos en Posturales	9,770	9,235	9,281	6,896	5,019	4,382
Atenciones en Posturales	14,786	13,902	13,744	9,437	7,076	6,390
Atendidos en Amputados	406	397	440	435	416	397
Atenciones en Amputados	822	909	849	834	926	901
Atendidos en Lesiones Centrales	824	1,091	1,193	1,035	1,076	1,130
Atenciones en Lesiones Centrales	2,133	3,228	3,636	3,154	3,561	3,459
Atendidos en Lesiones Medulares	610	662	668	601	654	506
Atenciones en Lesiones Medulares	1,141	1,354	1,420	1,285	1,376	958
Atendidos en Músculo Esquelético y Dolor	5,447	5,747	5,432	4,677	4,318	3,972
Atenciones en Músculo Esquelético y Dolor	12,100	12,502	11,559	10,258	9,442	8,284
Atendidos en Nervios Periféricos	235	372	488	654	624	465
Atenciones en Nervios Periféricos	330	753	867	1,330	1,196	924

Fuente: OEI-INR/DIS

En la publicación “Perú: Compendio Estadístico 2010” [6], en el capítulo nueve encontramos el título “Programa de atención para la población con discapacidad”, la cual muestra los siguientes datos estadísticos.

**Tabla 1.2** Pacientes atendidos en el INR por “Discapacidad del aparato locomotor”, periodo 2002-2009, [6].

**PROGRAMA DE ATENCIÓN PARA LA POBLACIÓN CON DISCAPACIDAD  
PACIENTES ATENDIDOS EN EL INSTITUTO NACIONAL DE REHABILITACIÓN  
"DRA. ADRIANA REBAZA FLORES", SEGÚN TIPOS DE DISCAPACIDAD Y  
DIAGNÓSTICOS, 2002 - 2009**

Tipos de discapacidad y diagnósticos	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009
<b>Total</b>	<b>31 031</b>	<b>30 704</b>	<b>25 555</b>	<b>22 343</b>	<b>21 399</b>	<b>19 915</b>	<b>20 741</b>	<b>20 751</b>
<b>Discapacidad del aparato locomotor</b>	<b>17 494</b>	<b>17 502</b>	<b>14 348</b>	<b>12 107</b>	<b>10 852</b>	<b>10 037</b>	<b>9 881</b>	<b>9 847</b>
Defectos posturales	9 073	8 821	6 579	4 774	4 296	4 229	4 156	4 110
Reumatismo extra auricular	3 322	3 199	2 755	2 500	2 263	1 837	1 622	1 893
Secuelas traumáticas (fracturas)	699	727	677	601	485	436	524	465
Enfermedades reumáticas articulares	1 434	1 416	1 296	1 233	1 137	1 086	1 076	1 017
Amputados	371	395	355	342	361	387	462	391
Trastorno sistema nervio periférico	455	565	524	462	412	334	294	320
Secuelas de polio	142	213	140	169	130	105	99	121
Lesiones centrales encefálicas	826	956	908	899	939	852	821	730
Lesiones medulares	545	466	455	489	382	409	463	475
Pacientes sanos	151	246	284	257	78	23	20	50
Otros	476	498	375	381	369	339	344	275

Fuente: Instituto Nacional de Rehabilitación "Dra. Adriana Rebaza Flores" - Oficina de Estadística e Informática.

En la tabla 1.2 se muestra el número de personas atendidas por discapacidad en el INR, como se puede ver los datos varían al cuadro anterior que también cuenta con los atendidos por amputaciones del año 2001 al año 2006, aunque la cifra varía alrededor de los cuatrocientos atendidos, en la tabla actual se registraron datos hasta el año 2009 en la cual se tiene la misma tendencia de los años anteriores con un crecimiento en el año 2008.

En la misma publicación se puede encontrar datos sobre las atenciones realizadas en el Hogar Clínica San Juan de Dios que es uno de los principales centros de atención en Ortopedia en el país.

La tabla 1.3 muestra como conjunto atenciones realizadas por “Ortopedia y traumatología” que suman un porcentaje alto en relación al total de atenciones en este centro, según los datos se tiene una disminución en la cantidad de atenciones en los últimos años.

La atención por pediatría disminuye a través de los años, caso contrario a la atención por medicina física y rehabilitación que mantiene una tendencia creciente.

En general, la cantidad total de personas que se han atendido en el Hogar Clínica San Juan de Dios disminuye a través de los años.



**Tabla 1.3** Número de atenciones realizadas en el Hogar Clínica San Juan de Dios, [6].

**NÚMERO DE ATENCIONES REALIZADAS EN EL HOGAR CLÍNICA SAN JUAN DE DIOS, SEGÚN TIPO DE ATENCIÓN, 2002 - 2009**

Tipo de atención	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009
<b>Total</b>	<b>243 896</b>	<b>248 733</b>	<b>263 846</b>	<b>270 299</b>	<b>264 951</b>	<b>263 033</b>	<b>245 607</b>	<b>200 341</b>
<b>Consulta por primera vez</b>	<b>12 589</b>	<b>12 792</b>	<b>13 153</b>	<b>14 245</b>	<b>14 777</b>	<b>14 209</b>	<b>12 746</b>	<b>8 265</b>
<b>Consultas externas</b>	<b>69 009</b>	<b>69 781</b>	<b>75 784</b>	<b>76 544</b>	<b>66 073</b>	<b>61 173</b>	<b>56 542</b>	<b>46 378</b>
Ortopedia y traumatología	36 929	36 032	35 869	37 329	35 470	31 810	28 719	22 038
Cirugía pediátrica	215	145	99	71	-	-	-	-
Neurología	3 051	2 823	3 205	3 324	3 035	2 597	2 474	2 244
Medicina física y rehabilitación	6 734	7 931	8 431	8 795	8 764	9 263	8 376	8 442
Cardiología	1 586	1 595	1 773	1 734	1 664	1 617	1 450	1 009
Neumología	1 490	1 765	2 189	1 620	627	642	534	325
Oftalmología	1 371	1 031	1 026	1 190	1 192	1 155	1 090	807
Pediatría	7 272	7 159	7 460	6 808	6 651	5 713	5 547	4 684
Odontología	778	1 532	1 348	1 145	1 608	1 296	1 488	1 465
Cirugía plástica	1 373	1 547	1 812	1 848	1 707	1 483	1 368	187
Urología	694	671	736	614	674	713	670	686
Psicología	6 247	6 298	10 310	10 322	2 914	3 054	2 889	2 910
Cirugía de tórax y cardiovascular	486	493	543	416	443	436	412	364
Otorrinolaringología	783	759	983	1 328	1 324	1 133	1 259	845
Genética	-	-	-	-	-	261	266	372

Fuente: Hogar Clínica San Juan de Dios - Oficina del Servicio de Estadística.

La cantidad de personas que recurren al diseño de una prótesis es reducida, y la mayoría opta por una prótesis estética, y no por una funcional como una prótesis mecánica, eléctrica, mioeléctrica, etc.

Para el uso de prótesis funcionales es necesario el adiestramiento en su uso, lo que aumenta el tiempo en el tratamiento de la persona hasta ser dada de alta, por lo que el número de personas que escogería una prótesis funcional es baja.

Todas las personas amputadas necesitan pasar por diversos exámenes antes de ser aprobados por los médicos para el uso de una prótesis, para ello se tiene el diagrama de flujo que se muestra en la figura 1.2. Asimismo, en la figura 1.3 se muestra el proceso para la protetización de un paciente amputado del miembro superior.

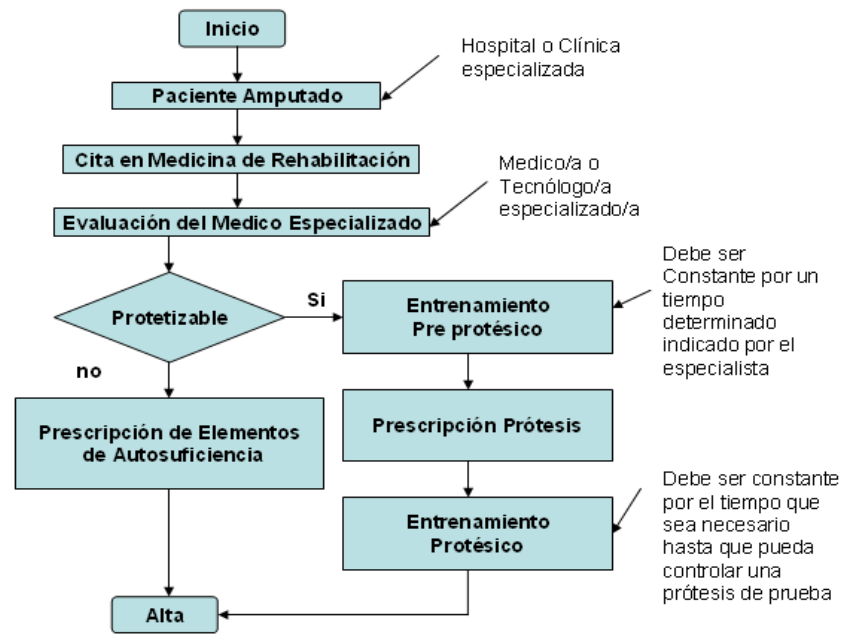


Figura 1.2 Diagrama de flujo para la protetización de un paciente amputado.

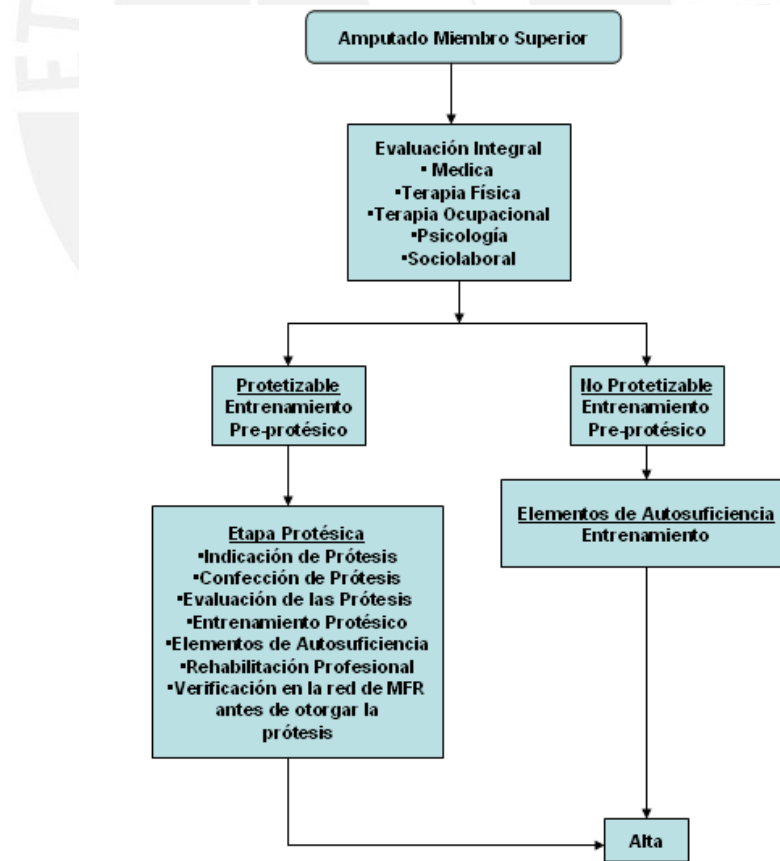


Figura 1.3 Diagrama de flujo con descripción del proceso para la protetización de un paciente amputado del miembro superior.



## 1.2) Anatomía de la mano

La mano constituye uno de los efectores primarios y órgano sensorial del cuerpo humano, destacándose así como el más complejo motor de interacción con el medio.

La mano funciona como un instrumento especializado que realiza manipulaciones muy complejas, requiriendo niveles de fuerza y precisión.

En la figura 1.4 se muestra la estructura ósea de la mano que está constituida por veintisiete huesos: ocho carpos, cinco metacarpos y catorce falanges. Cada dedo acoge un juego de falanges conocidos como falange proximal, falange medial y falange distal, salvo el pulgar en el cual solo se identifican el proximal y distal, [7]

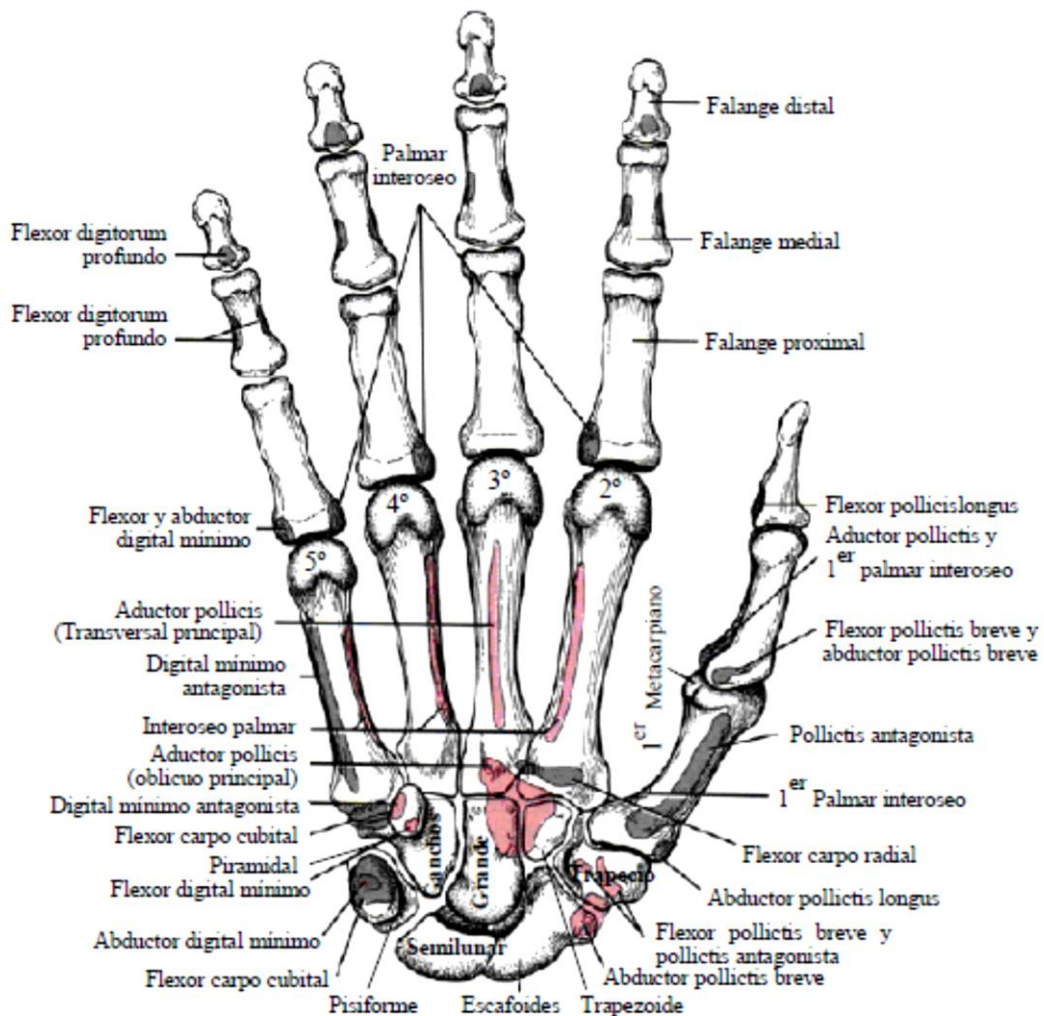


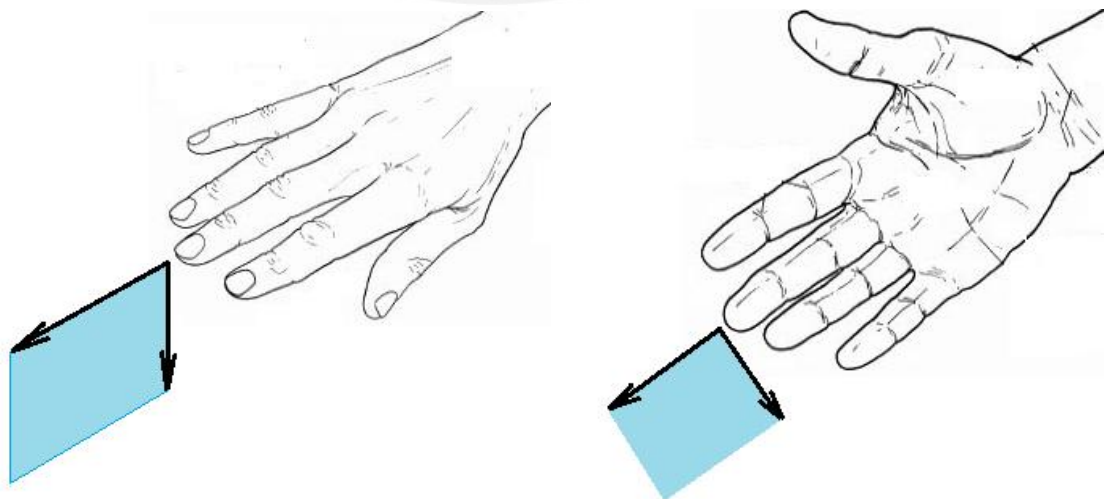
Figura 1.4 La mano humana: estructura ósea, vista palmar, [7].

Los músculos que manipulan los dedos son clasificados como músculos extrínsecos e intrínsecos. Los primeros originados en el antebrazo suelen englobar en flexores y extensores. Los flexores extrínsecos son originados en la parte anterior del antebrazo; los flexores profundo y superficial pertenecen a este grupo. Los extensores extrínsecos son originados en la parte posterior del antebrazo; el músculo extensor digitorum pertenece a este grupo.

La organización anatómica de los tendones para los músculos extensores es diferente a los flexores, los cuales viajan en una dirección bien definida a través de una funda y van dirigidos hacia una unión ósea. En contraste, las uniones de los extensores no tienen definida una envoltura, eventualmente llegan a ser integrados dentro de una expansión fibrosa de tejido agrupado.

Los músculos intrínsecos por su parte tienen su origen en la articulación de la muñeca; a este grupo comprenden los lumbricales y los interóseos. La mano consta de 20 músculos intrínsecos, que a pesar de su tamaño son esenciales para un control fino de los dedos. Cada grupo de músculos juega un papel importante en el movimiento y la estabilidad de los dedos.

El movimiento de los dedos se describe de forma normal, empleando los planos principales de la mano, mostrados en la figura 1.5. Los movimientos de flexión y extensión ocurren en el plano lateral, los de aducción y abducción ocurren en el plano frontal. El dedo medio es la referencia para los movimientos de aducción y abducción. Los movimientos de la mano se consiguen mediante una combinación de músculos extrínsecos e intrínsecos.



**Figura 1.5** Planos principales de la mano. Izquierda: plano lateral. Derecha: plano frontal.

### 1.3) Tecnología actual de prótesis de miembro superior

Las prótesis de miembro superior clasificadas por su nivel de amputación son: parcial, desarticulado de muñeca, transradial y desarticulado de codo, según Arce [8]

Parcial: cuando la pérdida es de la mano o de los dedos, mostrado en la figura 1.6.

Desarticulado de muñeca: cuando la amputación es entre los carpos y el radio como se muestra en la figura 1.6, los materiales utilizados en este tipo de prótesis son polipropileno color piel, resinas con fibras de alta tecnología las que se usan para disminuir el peso de la prótesis.

Transradial: se puede subdividir en corta media o larga, indicadas para pacientes que hayan sufrido algún tipo de amputación por trauma o, en su defecto para pacientes que requieran su uso por sufrir de algún tipo de malformación congénita por debajo de la articulación del codo como se muestra en la figura 1.7.



**Figura 1.6** Prótesis por nivel de amputación. Izquierda: parcial. Derecha: desarticulado de muñeca, [8].



**Figura 1.7** Prótesis por nivel de amputación. Izquierda: transradial. Derecha: desarticulado de codo, [8].

Desarticulado de codo: indicadas para pacientes que hayan sufrido algún tipo de amputación traumática a nivel del cóndilo humeral, como se muestra en la figura 1.7, o para pacientes que requieran su uso por sufrir de algún tipo de malformación congénita a ese nivel.

### 1.3.1) Tipos de prótesis:

Según su función las prótesis pueden ser pasivas y activas. Las prótesis pasivas son las denominadas prótesis cosméticas, cuya función es mantener una imagen estética y rellenar el espacio vacío. En el caso de las activas destacan las prótesis mecánicas, de control por cable y las mioeléctricas.

#### 1.3.1.1) Prótesis cosméticas

Las prótesis cosméticas fueron desarrolladas con el objetivo de reemplazar un miembro o parte de él teniendo en cuenta su parte estética, mas no su funcionalidad, esto con el fin de mejorar o completar la imagen corporal de una persona y contribuir con su rehabilitación tanto física como psicológica, figura 1.8.



Figura 1.8 Prótesis cosmética, [8].

#### 1.3.1.2) Prótesis de control por cable

Este tipo de mano mecánica tiene la característica de abrir y cerrar a voluntad del paciente como se muestra en la figura 1.9, y a través de un sistema de cables y arneses, que serán colocados de una manera funcional, permitirá al paciente la movilización de la misma. También se puede considerar la parte estética, ya que esta prótesis será recubierta con un guante estético.





Figura 1.9 Prótesis mecánica, [8].

### 1.3.1.3) Prótesis mioeléctricas

Es el tipo de prótesis con el más alto grado rehabilitador. Sintetiza el mejor aspecto estético con moderada fuerza y velocidad de prensión, así como muchas posibilidades de combinación o ampliación.

Este tipo de componentes mioeléctricos pueden ser utilizados en prótesis para amputados por debajo del codo, arriba del codo y amputaciones de hombro.

En la figura 1.10 se muestra este tipo de prótesis que es apta para todos los niveles de amputaciones; tiene la función de apertura y de cierre, mediante un sistema de accionamiento miniaturizado. El pequeño motor de alto desempeño mueve los dedos medio, índice y pulgar abriendo y cerrando la mano. El control de esta mano es a través de señales eléctricas generadas en el músculo del miembro residual, este será captado por los electrodos y serán convertidos en una señal que será transmitida hacia la mano para obtener la función de apertura y cierre.

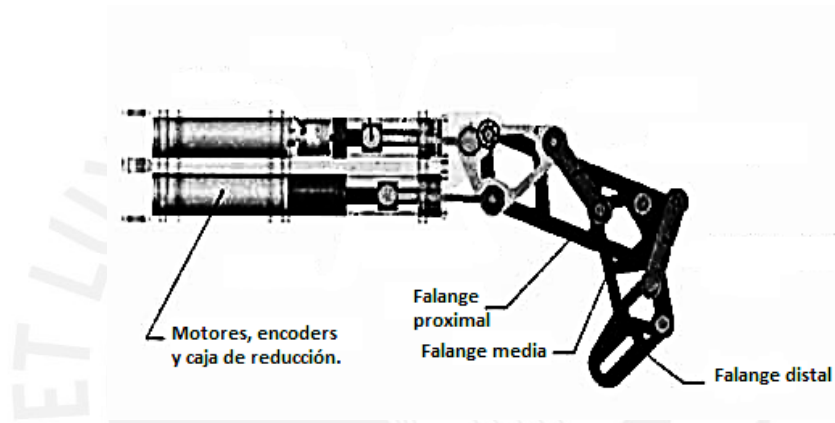


Figura 1.10 Prótesis mioeléctrica, [8].

### 1.3.2) Algunos ejemplos de prótesis:

#### 1.3.2.1) La mano de Canterbury

Utiliza eslabones mecánicos movidos directamente para actuar los dedos en forma similar a la mano humana, mostrado en la figura 1.11; el movimiento directo de los eslabones se utiliza para reducir los problemas que presentan otros diseños de manos. Cada dedo de esta mano tiene dos grados de libertad con dimensiones de 65 mm. de largo y 12 mm. de diámetro; los motores de corriente directa tienen una reducción por engranes de 16:1, según Dunlop [9]



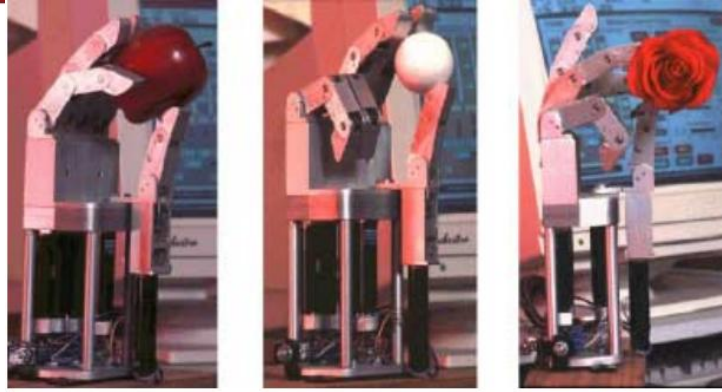
**Figura 1.11** Mano de Canterbury [9].

Los dedos cuentan con sensores de presión en cada articulación y en la punta de los dedos, lo que hace que cada dedo tenga cuatro sensores de presión, dos motores de corriente directa, dos encoders y un sensor de efecto Hall. El pulgar tiene solo un motor y tres sensores de fuerza, mientras que la palma tiene las funciones de abrir todos los dedos y la rotación del pulgar, lo cual implica dos motores, dos encoders, dos sensores de efecto Hall y tres sensores de fuerza.

#### 1.3.2.2) San Diego State University

Se trata de una mano robótica de tamaño humano con cuatro dedos y un pulgar; cada dedo puede realizar la flexión y extensión a través de tres articulaciones; dos articulaciones del pulgar realizan la función de flexión y extensión, mientras que la tercera articulación realiza abducción del pulgar y aducción alrededor de un eje paralelo a la muñeca según Vuskovic [10], como se muestra en la figura 1.12.





**Figura 1.12** Mano robótica de la Universidad de San Diego, EEUU. [10]

### 1.3.2.3) Mano robot NAIST

La mano NAIST, mostrada en la figura 1.13, se desarrolló en el Instituto Nara de Ciencia y Tecnología (NAIST) tiene un total de doce grados de libertad en cuatro dedos (cada dedo tiene un total de tres grados de libertad); un mecanismo de tres ejes de accionamiento de engranajes permite la colocación de tres motores eléctricos en la región de palma. [11]



**Figura 1.13** Mecanismo de dedo de mano, robot NAIST, [11].

### 1.3.3) Actuadores más comunes en prótesis:

Un actuador es un dispositivo capaz de transformar energía hidráulica, neumática o eléctrica en la activación de un proceso con la finalidad de generar un efecto sobre un proceso automatizado.

Los actuadores más comunes en prótesis de mano son los motores DC, motores paso a paso, cilindros neumáticos, cilindros hidráulicos y músculos neumáticos; a continuación se muestra una breve descripción de estos, la descripción se centrará en la potencia, peso y energía utilizada por cada actuador.

#### 1.3.3.1) Motor DC:

El motor DC, mostrado en la figura 1.14, es un actuador muy utilizado en la actualidad debido a su facilidad de control y muy buena precisión; dependiendo del tamaño y peso tienen una potencia limitada. Como desventajas son el mantenimiento de las escobillas, y poco tiempo de aplicación de par con el rotor parado debido a los calentamientos que se producen en el colector. [12]



Figura 1.14 Motor DC, [12].

#### 1.3.3.2) Motor paso a paso:

Son actuadores con un control discreto de grados lo que les da una alta precisión y tienen una potencia limitada como los motores DC. En sus desventajas se tiene que el motor paso a paso, mostrado en la figura 1.15, puede reaccionar erróneamente debido a la elevada frecuencia de pulsos. [12]



Figura 1.15 Motor paso a paso.

### 1.3.3.3) Cilindro neumático:

El cilindro neumático, mostrado en la figura 1.16, es un actuador de fácil montaje en cualquier posición, funcionamiento silencioso, sin necesidad de mantenimiento durante largos periodos, el movimiento se efectúa a velocidad uniforme, solo consume energía mientras actúa, ejerce altas fuerzas de empuje constante con un peso relativamente bajo, tiene como principal fuente de energía al aire. Como desventaja está la dificultad de control. [12]



Figura 1.16 Cilindro neumático.

### 1.3.3.4) Cilindro hidráulico:

Son actuadores que pueden ejercer más fuerza que los cilindros neumáticos y poseen una elevada relación potencia peso, figura 1.17. Como desventaja está el difícil mantenimiento, fugas frecuentes y son muy costosos. [12]



Figura 1.17 Cilindro hidráulico.

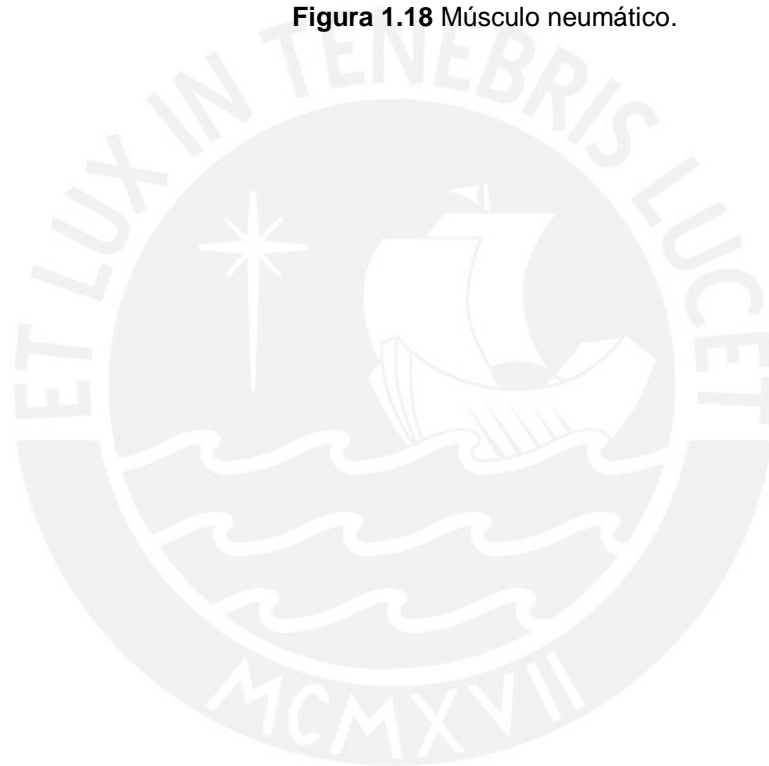
### 1.3.3.5) Músculo neumático:

Los músculos neumáticos, figura 1.18, son actuadores con regulación sencilla de las posiciones intermedias mediante ajuste de la presión, ejercen gran fuerza en comparación con un cilindro neumático y son herméticos.

Entre sus desventajas se tiene que poseen una estructura robusta para tener buena hermeticidad lo que le da un peso relativamente alto, la relación de presión y desplazamiento es alta en carreras cortas pero muy baja en carreras largas. [13]



**Figura 1.18** Músculo neumático.



## CAPÍTULO 2

### ESTUDIO DE LA DINÁMICA DE LA MANO Y DETERMINACIÓN DE SUS PARÁMETROS DE DISEÑO

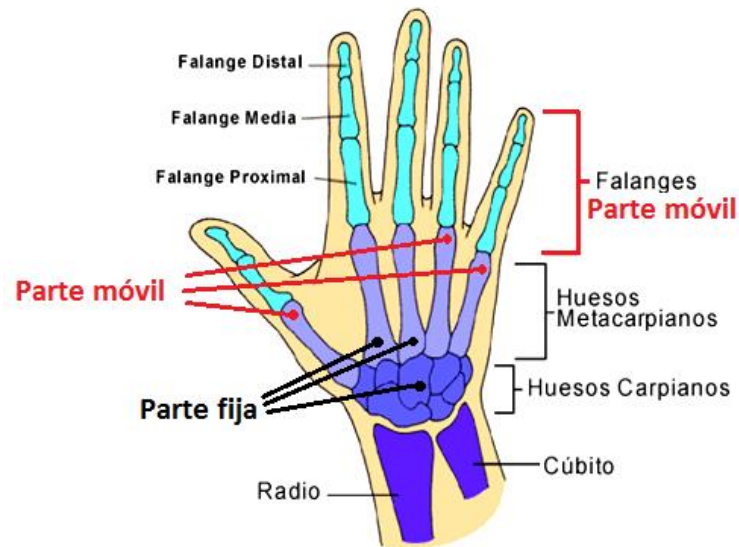
En el presente capítulo se describirán los mecanismos de movimiento de la mano y se determinarán sus parámetros de diseño; luego, se mostrarán las alternativas de solución y se describirá el proyecto óptimo.

#### 2.1) Anatomía funcional de la mano

La mano es una de las partes más importantes del cuerpo humano por su riqueza funcional, permite realizar múltiples movimientos y acciones necesarios para la relación con el medio ambiente; es el último eslabón de la cadena de palancas mecánicas que comienzan en el hombro, sigue en el codo y muñeca, todos operando en diferentes planos, permitiendo mover este segmento en un amplio rango en el espacio y alcanzar todas las partes del cuerpo con relativa facilidad. [7]

La principal función de la mano es la prehensión, los dedos que intervienen en esta función son el pulgar y el índice principalmente, los demás dedos son solo de apoyo. Funcionalmente el pulgar representa el 50% de casi la totalidad de las funciones de la mano, gracias a su facultad de oposición en relación a los otros dedos.

La mano, mostrada en la figura 2.1, está compuesta de una parte fija y una parte móvil, la parte fija está conformada por el 2° y 3° huesos metacarpianos (comenzando con el relativo al pulgar) y los huesos carpianos, la parte móvil la componen el 1°, 4° y 5° huesos metacarpianos, el pulgar y los cuatro dedos restantes.



**Figura 2.1** Mano, parte fija y parte móvil, [7].

### 2.1.1) Mecanismo de flexión de los dedos

El mecanismo de flexión de los dedos se obtiene mediante la acción de dos tendones en cada dedo.

#### 2.1.1.1) Tendón flexor profundo de los dedos (Flexor Digitorum Profundus: FDP)

La acción de este tendón es la flexión de las articulaciones metacarpofalángica (MCF), interfalángica proximal (IFP) y la interfalángica distal (IFD).

Es el más activo en la flexión de dedos sin resistencia, su inserción en la última falange le capacita un cierre completo de la mano bajo condiciones normales, sin la asistencia activa de otra musculatura de la mano.

#### 2.1.1.2) Tendón flexor superficial de los dedos (Flexor Digitorum Sublimis: FDS)

La acción de este tendón es la flexión de las articulaciones MCF e IFP como se observa en la figura 2.2.



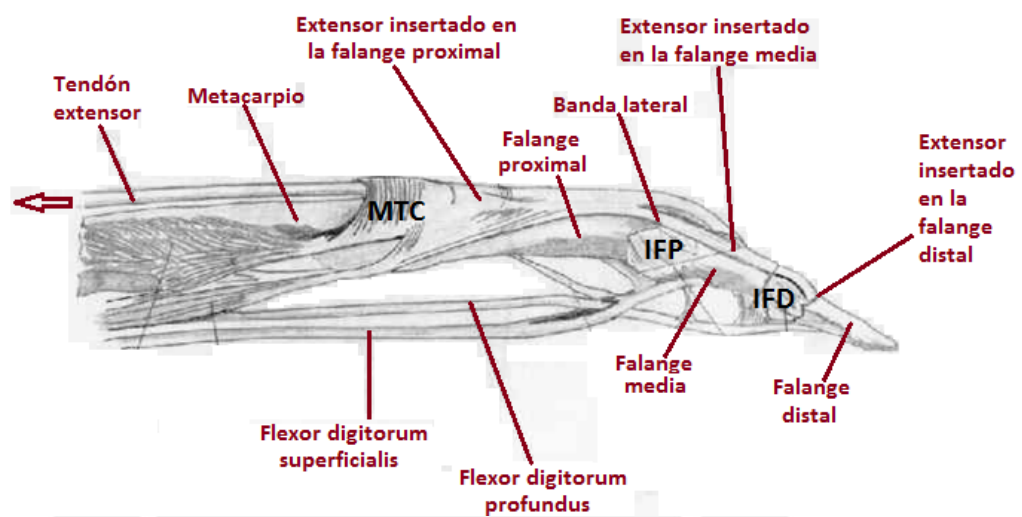


### 2.1.2.1) Tendón extensor de los dedos

Se inserta en la falange proximal, donde realiza la extensión de las metacarpofalángicas, como se observa en la figura 2.3.

Una banda central corre dorsalmente y se inserta en la base de la falange media, donde extiende la articulación IFP.

Las bandas laterales corren al lado de la línea media dorsal y se juntan antes de insertarse en la falange distal; la tensión de las bandas genera la extensión de la articulación IFD.

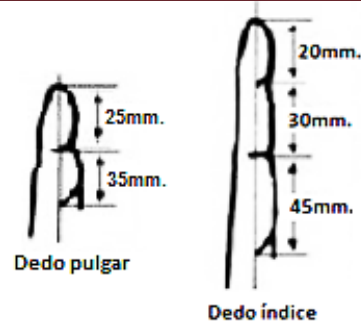


**Figura 2.3** Acciones de los músculos implicados en un movimiento de extensión, [7].

Algunos movimientos necesitan de la interacción de más de un tendón ya que los huesos del dedo están articulados, por la misma razón también encontramos restricciones para los movimientos, como los siguientes:

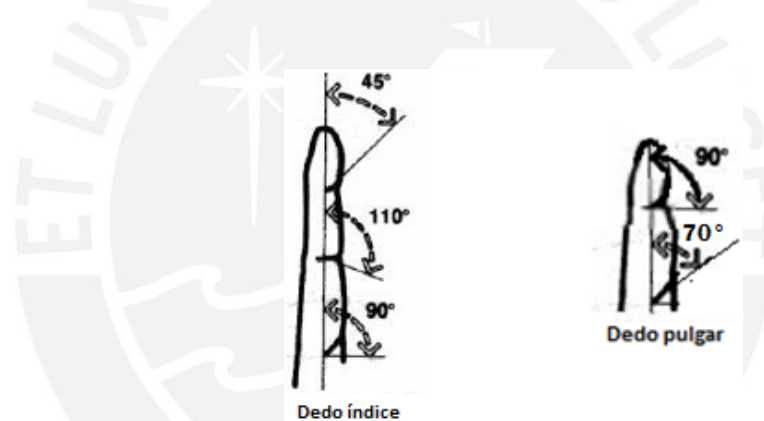
- Es posible extender la articulación IFP y la IFD sin extender las articulaciones MTC.
- No se puede extender las IFP sin extender las IFD al mismo tiempo.
- Intentar flexionar solamente la articulación IFD sin flexionar la IFP es muy difícil.

Es difícil generalizar la medida de la mano humana ya que ésta se ve afectada por las características etnológicas del paciente. En trabajos de diseño de prótesis de mano de Bizuela [14] y Grinyagin [15], encontramos las siguientes medidas para los dedos índice y pulgar mostradas en la figura 2.4.



**Figura 2.4** Medidas de los dedos índice y pulgar de la mano

Los dedos de la mano tienen características de movimiento que limitan los grados de flexión existentes entre cada una de las uniones entre falanges, en la figura 2.5 se muestran los grados de flexión de los dedos índice y pulgar respectivamente.



**Figura 2.5** Relación angular entre las falanges de los dedos índice y pulgar.

Actualmente, a pesar de las medidas preventivas y las exigentes medidas de seguridad, las personas siguen sufriendo accidentes graves que dañan parte o toda su mano.

Es así como en las discapacidades de la mano más que cualquiera otra parte del cuerpo, la cirugía y la rehabilitación especializada deben ser esenciales, y tomará algunos meses de intervención de terapia ocupacional para que el paciente aumente el grado de movilidad de sus dedos y vuelva a ser una persona con un desempeño funcional eficiente.

## 2.2) Requerimientos y parámetros de diseño

### 2.2.1) Requerimientos para el uso de la prótesis

Los requerimientos que el paciente debe tener para poder usar una prótesis mioeléctrica son esenciales, y no deben ser obviados, dado que serán factores importantes en el buen funcionamiento de la prótesis.

A continuación se listan algunos requerimientos:

- Amputación del antebrazo (transradial) o parte de este: para tener más facilidad para el acople de la prótesis.
- Cicatriz distal: Se trata el hueso y se lima para evitar que hayan puntas o algo que lastime a largo plazo. Se debe tener un muñón (extremo cicatrizado de un miembro amputado) que no obstaculice el acople de la prótesis, ya que esto puede producir llagas.
- Músculos fuertes: para el soporte del peso del prototipo y pesos de los elementos con los cuales va a interactuar la persona.
- Capaz de superar la prueba miográfica: Para que los electrodos puedan captar alguna señal de los músculos estos deben ser capaz de emitir un umbral de potencial mínimo que pueda ser reconocido como actividad muscular.
- Entrenamiento previo: el paciente debe tener un entrenamiento constante y que pueda ser registrado periódicamente para poder saber su historia de tratamiento, dado que el buen entrenamiento de los músculos remanentes del muñón harán que los músculos generen el umbral de potencial necesario.
- Uso de prótesis previas (mecánica, estética): Un amputado no puede usar directamente una prótesis mioeléctricas, debe pasar obligadamente por una prótesis estética y luego por una prótesis mecánica.
- Que el paciente no presente problemas en la piel (alergias).
- Capacitación para el uso adecuado del equipo.

La anatomía de la mano nos da la posibilidad de realizar movimientos complejos, pero también restringe movimientos que nosotros conocemos como “anormales”. La prótesis debe tener éstas mismas características por lo que se generan especificaciones para el diseño de los dedos pulgar e índice.

### 2.2.2) Especificaciones del diseño

La prótesis a desarrollar deberá tener características físicas y geométricas similares a la mano humana.

- Según McConville [17], la mano humana tiene 460 gramos de masa en promedio, la prótesis deberá tener una masa cercana a esta por lo que se usará material ligero en la fabricación.
- Existe una relación entre la posición angular de cada falange de la mano humana según Velasquez [18], esto será descrito y usado para el diseño en el siguiente capítulo.

El diseño del prototipo debe cumplir las siguientes especificaciones:

- Limitación de movimientos no “naturales”.
- Poder desarrollar la fuerza necesaria para los objetivos del proyecto, coger y sostener objetos de forma y peso variable (hasta 500gr.)
- El mecanismo de sujeción logrará un ángulo de apertura máximo de 90° tomando como referencia el ángulo formado por las piezas que emulan al pulgar y al índice.
- Ergonomía, peso y tamaño aproximados a los de una mano humana.

### 2.3) Selección de tecnología y descripción del proyecto óptimo

Para la selección de la tecnología óptima para el diseño se utiliza la norma para el diseño VDI 2221.

Se realizará una matriz de funciones para la selección de un diseño óptimo para la prótesis teniendo en cuenta las funciones parciales del diseño las cuales se describen a continuación.

Descripción de las funciones parciales:

- Sujeción por peso y superficie: Función referente al mecanismo que se va a utilizar para sujetar un objeto que tenga un peso relativamente alto o una superficie lisa.
- Sujeción por forma: Función referente al mecanismo que se va a utilizar para sujetar un objeto que tenga una forma compleja.
- Selección de fuerza de agarre: Función referente a la selección de la cantidad de fuerza necesaria para sujetar un objeto.

- Movimiento de falanges: Función referente al mecanismo que se va a utilizar para el movimiento de las falanges de la mano.
- Movimiento de apertura/cierre: Función referente al mecanismo que se va a utilizar para el movimiento de apertura y cierre de los dedos de la mano.
- Fuente de energía para el movimiento: Función referente a la fuente de energía para el movimiento de todo el prototipo, ya sea de apertura/cierre como el movimiento de falanges.

La matriz de funciones se muestra en la tabla 2.1.





Tabla 2.1 Matriz morfológica

	Función Parcial	Soluciones parciales						
		1	2	3	4			
A	Sujetar por peso y superficie	<b>Material rugoso</b> 	<b>Superficie rugosa</b> 					
B	Sujetar por forma	<b>Mecanismo de apoyo en falanges</b> 	<b>Mecanismo de falanges envolventes</b> 	<b>Material de apoyo en falanges</b> 				
C	Seleccionar fuerza de agarre	<b>Manual</b> 	<b>Sensores en los músculos</b> 					
D	Mover falanges	<b>Mecanismo</b> 	<b>Cuerdas y poleas</b> 	<b>Sin movimiento</b> 				
E	Mover mano (apertura/cierre)	<b>Mecanismo A</b> 	<b>Mecanismo B</b> 	<b>Cuerdas y poleas</b> 	<b>Pinzas</b> 			
F	Mover mecanismo completo (fuente de energía)	<b>Motor DC</b> 	<b>Músculo neumático</b> 	<b>Cilindro hidráulico</b> 	<b>Cilindro neumático</b> 			
		P7	P1	P2	P3	P4	P6	P5

A continuación se muestra el bosquejo de cada proyecto preliminar.

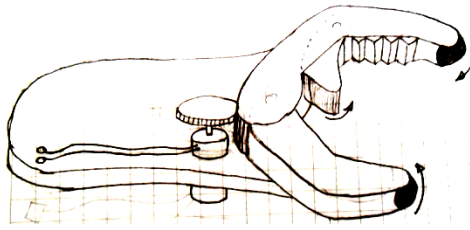


Figura 2.6 Proyecto 1

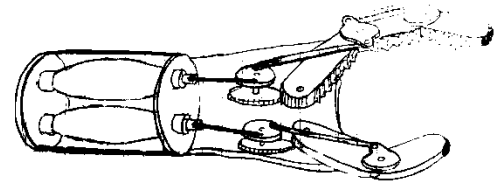


Figura 2.7 Proyecto 2

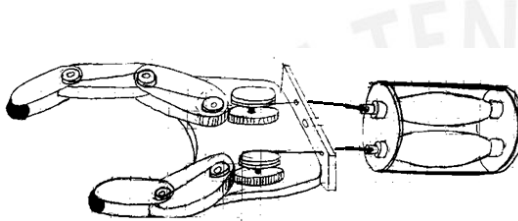


Figura 2.8 Proyecto 3

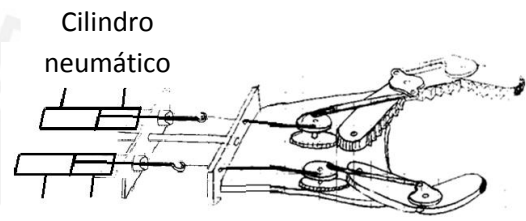


Figura 2.9 Proyecto 4

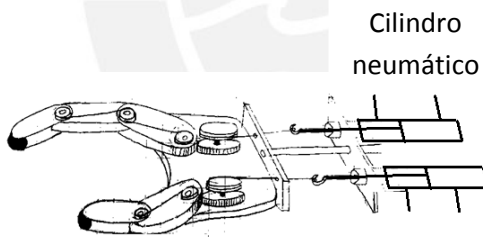


Figura 2.10 Proyecto 5

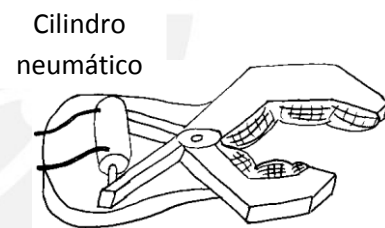


Figura 2.11 Proyecto 6

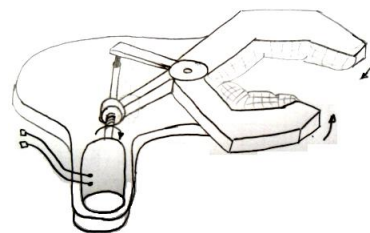


Figura 2.12 Proyecto 7

Para la elección del diseño óptimo se tomó en cuenta que la tecnología más adecuada para el proyecto sería el uso de un motor DC o elementos que trabajen con aire, el cilindro hidráulico queda descartado por necesitar fluido para su funcionamiento. También se descarta el uso de otras partes del cuerpo como fuente de energía para el movimiento (en el caso del uso de la fuerza humana).

Se realizará el análisis técnico y económico de los proyectos óptimos preliminares y para su evaluación se definirá con una escala del cero al cinco, los resultados son mostrados en la tabla 2.2.

Puntaje cinco para “óptimo” y cero para “deficiente” en lo referente a la característica técnica del proyecto preliminar.

Puntaje cinco para “económico” y cero para “costoso” en lo referente a la característica económica del proyecto preliminar.

**Tabla 2.2** Evaluación técnica y económica

		PROY. 1	PROY. 2	PROY. 3	PROY. 4	PROY. 5	PROY. 6	PROY. 7
Valor económico	Costo de fabricación	3	4	4	4	4	4	4
	Costo de material	3	2	2	3	3	4	3
Valor técnico	Funcionalidad	1	4	4	4	4	1	1
	Ergonomía	2	3	3	4	4	2	2
	Peso	4	1	1	3	3	3	3
	Averías	2	3	2	4	2	3	2
	Manejo	4	3	3	3	3	3	4
	Fuerza prensora	1	3	3	4	3	4	1
	Mantenimiento	1	3	3	3	3	3	1
	Seguridad	4	2	2	3	3	3	4
Uso de energía	1	2	2	3	3	3	1	

Un ejemplo de cálculo se realizará para la evaluación del Proyecto #1

Evaluación económica:

$$E.E = (3+3)/(10) = 0.6$$

(10: puntaje máximo)

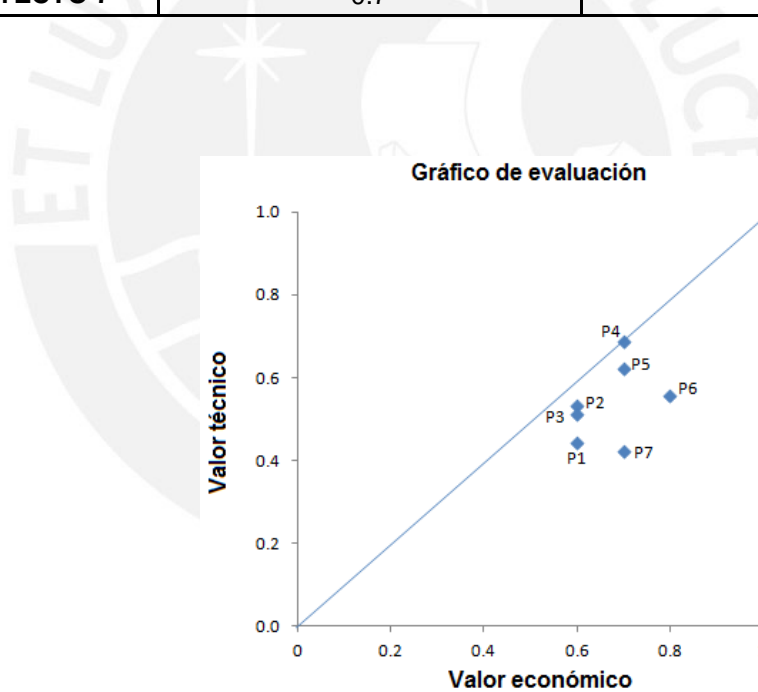
Evaluación tecnológica:

$$E.T = (1+2+4+2+4+1+1+4+1)/(45) = 0.44 \quad (45: \text{puntaje máximo})$$

Con lo cual obtenemos los resultados mostrados en la tabla 2.3 y la figura 2.13.

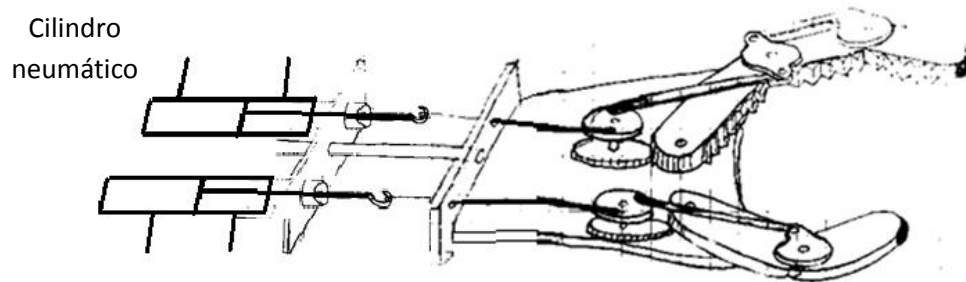
**Tabla 2. 3** Evaluación económica – técnica.

	EVALUACION ECONÓMICA	EVALUACION TÉCNICA
<b>PROYECTO 1</b>	0.6	0.4
<b>PROYECTO 2</b>	0.6	0.5
<b>PROYECTO 3</b>	0.6	0.5
<b>PROYECTO 4</b>	0.7	0.7
<b>PROYECTO 5</b>	0.7	0.6
<b>PROYECTO 6</b>	0.8	0.6
<b>PROYECTO 7</b>	0.7	0.4



**Figura 2.13** Selección de tecnología por evaluación técnica y económica.

Por lo tanto, se selecciona el Proyecto #4 mostrado en la figura 2.14 como el Proyecto Óptimo, pues es el que se acerca a la solución ideal según la evaluación técnica/económica realizada.



**Figura 2.14** Proyecto Óptimo

### 2.3.1) Descripción del proyecto óptimo

El proyecto óptimo está compuesto por las siguientes soluciones parciales:

- Sujetar por peso y superficie: Material rugoso.
- Sujetar por forma: Mecanismo de falanges envolventes.
- Seleccionar fuerza de agarre: Sensores en los músculos.
- Mover falanges: Mecanismo.
- Mover mano (apertura/cierre): Mecanismo.
- Mover mecanismo completo (fuente de energía): Cilindro neumático.

El mecanismo que se presenta en el proyecto #4 posee un cilindro para controlar el movimiento de cada falange, esto requiere el suministro de fluido de dos cilindros y la sincronización en el movimiento de estos.

En Breiing [19] se menciona un mecanismo que nos ayuda a tener el control sincronizado de dos engranajes con un solo actuador, esto basándose en el movimiento de apertura y cierre de los párpados del ojo.

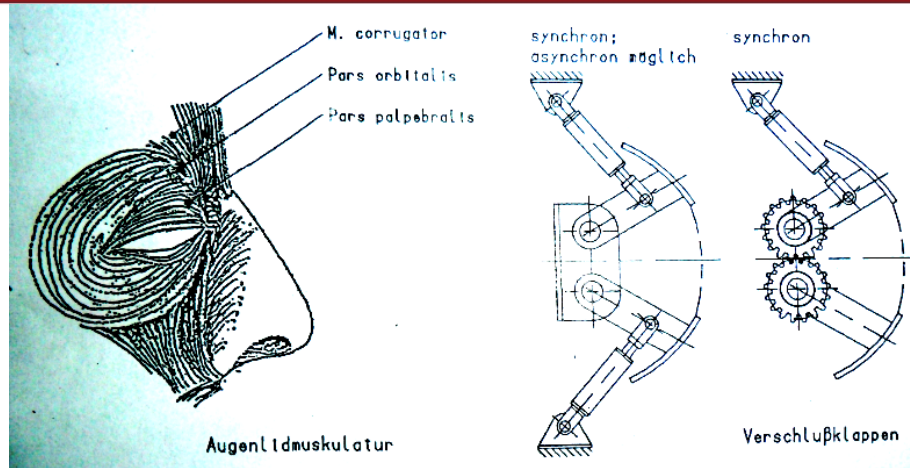


Figura 2.15 Mecanismo del movimiento de los párpados del ojo humano, [19].

Ya que los actuadores son los que más espacio y energía demandan en el proyecto se utilizará el mecanismo mostrado en la figura 2.15, por lo que se necesitará solo un cilindro neumático para el accionamiento del mecanismo.

Con el mecanismo descrito anteriormente se bosqueja el diseño modificado, mostrado en la figura 2.16.

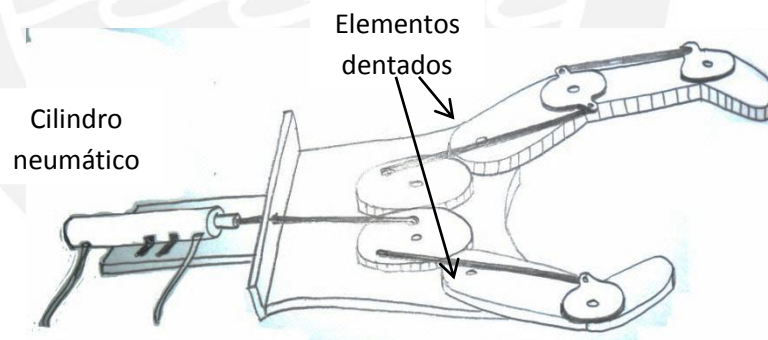


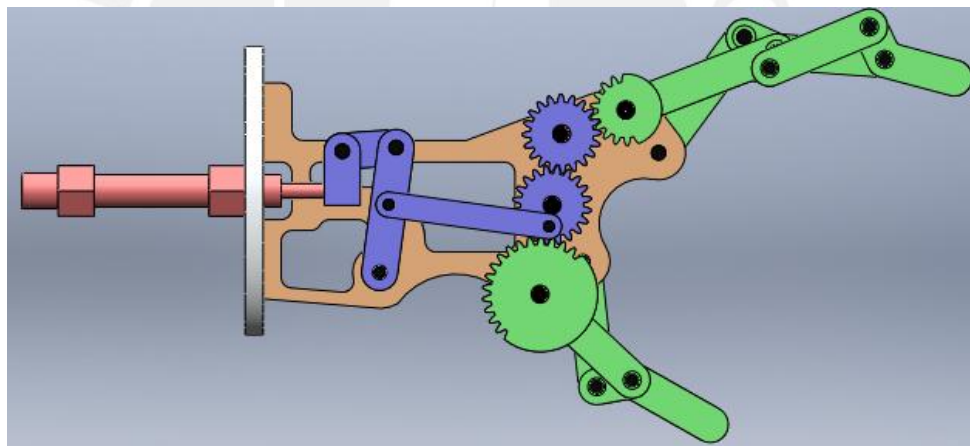
Figura 2.16 Proyecto óptimo modificado.



### CAPÍTULO 3

#### DISEÑO DEL MECANISMO

El proyecto empleado necesita de tres sistemas para el funcionamiento de la prótesis, el sistema de sujeción, el sistema de transmisión de fuerza y el sistema de generación de fuerza, este capítulo describe el diseño de estos tres sistemas.



**Figura 3.1** Ubicación de los sistemas del prototipo.

El sistema de sujeción consta de los dedos del prototipo mostrado en la figura 3.1 en color verde; el sistema de transmisión consta de dos elementos dentados, dos engranajes y el mecanismo de palanca mostrados en color azul; por último, el sistema de generación de fuerza consta del actuador mostrado en color rojo. En los diseños finales se muestra el cálculo de los pasadores utilizados para la articulación de los elementos mostrados en color negro; así como la optimización del soporte de todo el mecanismo mostrado en color naranja.

### 3.1) Diseño del sistema de sujeción

Consiste en el diseño del mecanismo que sujetará objetos de peso relativamente alto, superficie lisa y forma compleja; para ello, el diseño del sistema de sujeción se dividirá en el diseño de los dedos pulgar e índice.

#### 3.1.1) Diseño geométrico

##### 3.1.1.1) Diseño geométrico del dedo índice

Existe una relación entre la posición angular entre falanges del dedo índice (figura 3.2) cuando la mano realiza la acción de “agarre cilíndrico” presentado en el estudio de Ceccarelli [20], el cual utiliza métodos matemáticos de aproximación para determinar la posición de las falanges en cada instante.

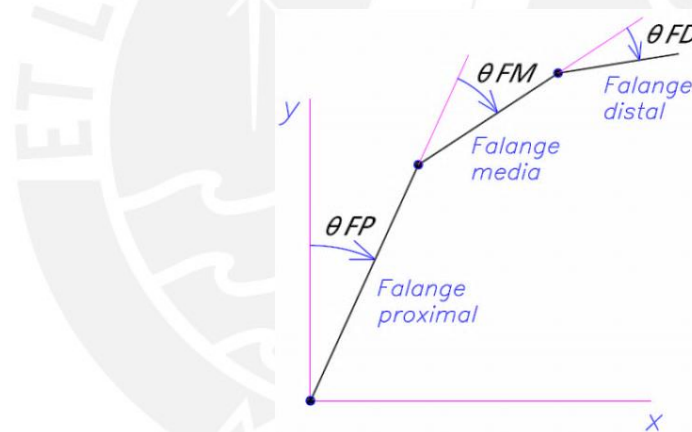


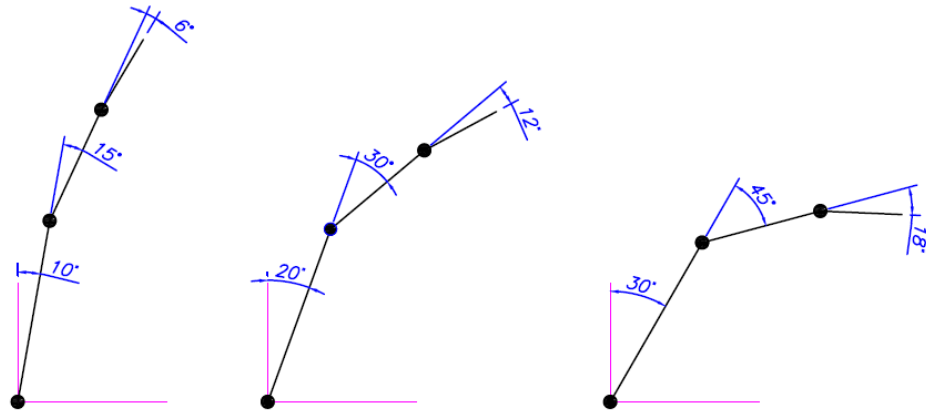
Figura 3.2 Representación gráfica de los ángulos de movimiento de un dedo humano.

$$\theta_{FM} = \frac{3}{2} \theta_{FP} \quad (3.1)$$

$$\theta_{FD} = \frac{7}{12} \theta_{FP} \quad (3.2)$$

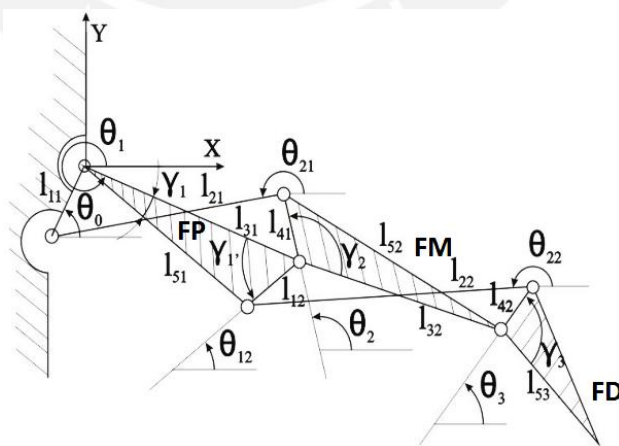
$$\theta_{FD} = \frac{7}{18} \theta_{FM} \quad (3.3)$$

Las relaciones mostradas anteriormente permiten visualizar los instantes de movimiento mostrados en la figura 3.3, los cuales servirán para explicar la implementación del mecanismo diseñado. Los dibujos fueron realizados en el programa Autocad (versión 2011).



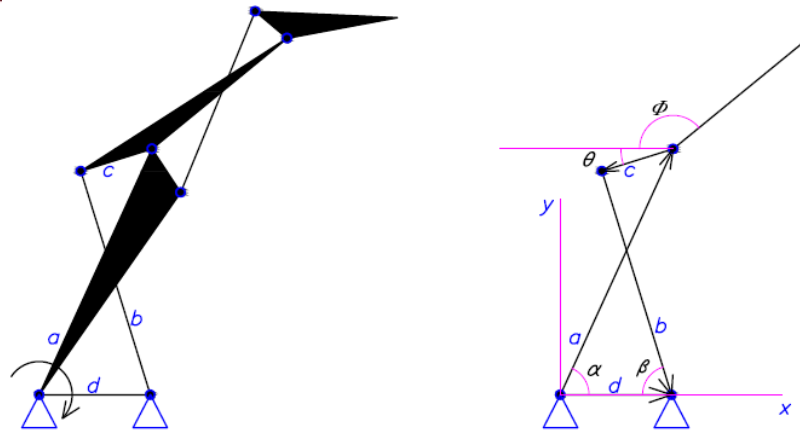
**Figura 3.3** Instantes de movimientos de un dedo humano.

Para poder desarrollar los movimientos descritos anteriormente hacemos uso del mecanismo descrito por Ceccarelli [20] mostrado en la figura 3.4, el cual se basa en el análisis del movimiento del dedo usando video grabadoras y fotografías en secuencia; el mecanismo posee un grado de libertad.



**Figura 3.4** Mecanismo de un grado de libertad que imita el movimiento de un dedo humano.

Se empezará analizando la parte inferior del mecanismo referente a la falange proximal y media.



**Figura 3.5** Equivalencia vectorial para el análisis de movimiento de las falanges proximal y media.

Siguiendo como referencia la notación de la figura 3.5, se observa que la suma de las proyecciones de las componentes vectoriales en el eje X debe ser cero. Por lo tanto:

$$a \cos \alpha - c \cos \theta + b \cos \beta = d \tag{3.4}$$

Además, la suma de las proyecciones de las componentes vectoriales en el eje Y también debe ser cero:

$$a \sin \alpha - c \sin \theta = b \sin \beta \tag{3.5}$$

Si las ecuaciones (3.4) y (3.5) se reorganizan y se elevan al cuadrado resulta:

$$(d - a \cos \alpha + c \cos \theta)^2 = (b \cos \beta)^2 \tag{3.6}$$

$$(a \sin \alpha - c \sin \theta)^2 = (b \sin \beta)^2 \tag{3.7}$$

Si las ecuaciones (3.6) y (3.7) se suman, el resultado sería:

$$a^2 + d^2 + c^2 - 2da \cos \alpha - 2dc \cos \theta - 2acc \cos \alpha \cos \theta - 2acs \sin \alpha \sin \theta = b^2 \tag{3.8}$$

La ecuación (3.8) se reorganiza y se simplifica en:

$$\frac{d \cos \theta}{a} - \frac{d \cos \alpha}{c} - \frac{a^2 + d^2 + c^2 - b^2}{2ac} = \cos(\alpha - \theta) \tag{3.9}$$

La ecuación (3.9), conocida como la ecuación de 'Freudenstein' para los mecanismos de cuatro barras, es la técnica de síntesis más usada donde se requiere el movimiento coordinado entre el eslabón de entrada y el de salida.

El diseño asemejaría a la mano humana, por ello se tiene el valor numérico de la falange proximal “a” (45mm) que se muestra en la figura 3.5, por lo tanto, se definen los siguientes valores:

$$c = 10mm, d = 15mm$$

La expresión final se muestra en la ecuación siguiente:

$$\frac{\cos\theta}{3} - 1.5\cos\alpha + \frac{2350-b}{900} = \cos(\alpha - \theta) \tag{3.10}$$

En la ecuación (3.10) se tienen tres variables:  $\theta$  (ángulo de giro respecto a la horizontal de la parte inclinada de la falange media),  $\alpha$  (ángulo de giro de la falange proximal) y  $b$  (longitud de la barra proximal), todos mostrados en la figura 3.5.

El ángulo ' $\alpha$ ' se utiliza como dato de entrada; luego se asignan valores a la longitud ' $b$ ' para obtener valores del ángulo ' $\theta$ '. La relación entre falanges está relacionada con los valores de este cálculo por lo que se medirá la variación de  $\Phi$  (ángulo de inclinación de la falange media) en todo momento.

Los valores ' $b$ ' y ' $\theta$ ' a elegir serán los que menos hagan variar a  $\Phi$  ya que éste ángulo pertenece a un elemento y por lo tanto, es contante.

**Tabla 3.1** Lista de valores de  $\Phi$  al variar  $\theta$ .

		Longitud "b"					
		35		40		45	
		$\theta$	$\Phi$	$\theta$	$\Phi$	$\theta$	$\Phi$
Ángulo ( $\alpha$ )	10	-	-	44.3	159.3	15.0	130.0
	15	37.8	194.7	31.8	159.3	2.8	130.3
	20	28.9	191.1	19.4	159.4	-9.8	130.2
	25	15.6	191.9	7.0	159.5	-23.1	129.4
	30	6.4	188.6	-5.5	159.5	-37.1	127.9
	35	-5.8	188.3	-18.2	159.3	-52.1	125.4
	40	-18.2	188.2	-31.1	158.9	-68.9	121.1
	45	-30.8	188.3	-44.4	158.1	-88.9	113.6
	50	-43.5	188.5	-58.0	157.0	-	-
D.est $\Phi$		2.38		0.84		5.91	

En la tabla 3.1 se observa que cuando ' $b$ ' = 40mm el ángulo  $\Phi$  tiene menor desviación estándar (se mantiene constante), por lo que se elige esta distancia para el diseño. Los valores hallados se muestran en la figura 3.6.

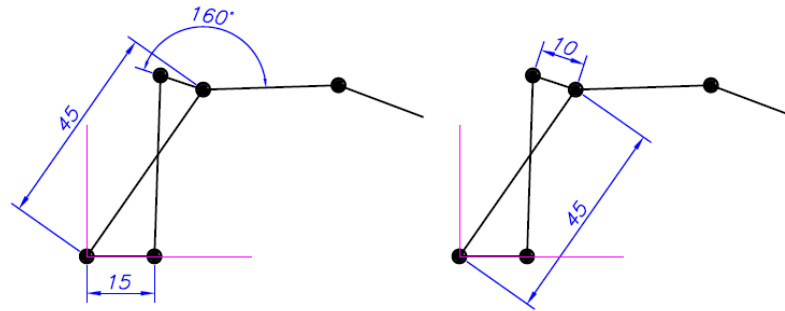


Figura 3.6 Representación gráfica del mecanismo para las falanges proximal y media.

Para el movimiento de la falange distal se estudia el siguiente mecanismo.

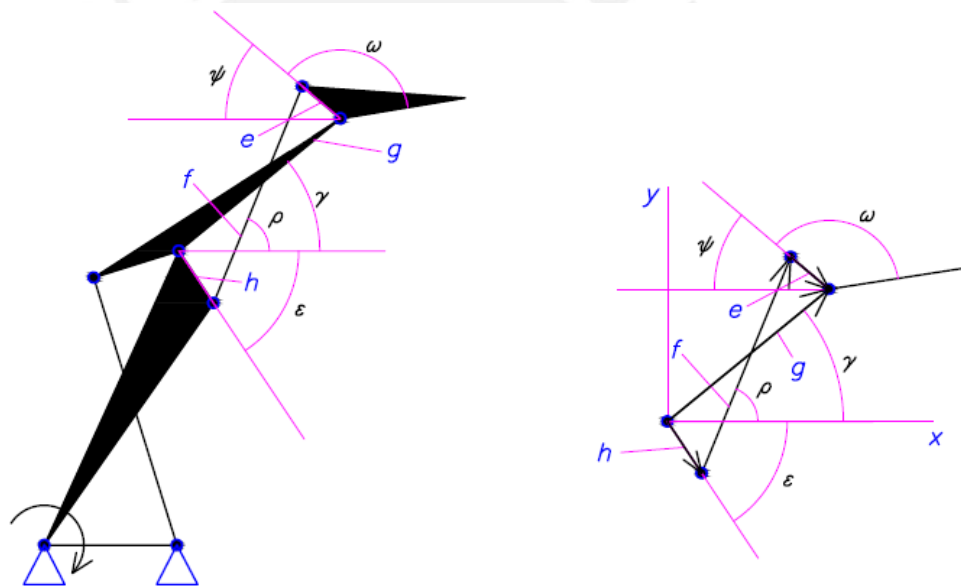


Figura 3.7 Equivalencia vectorial para el análisis de movimiento de las falanges media y distal.

En la figura 3.7 se observa que la suma de las proyecciones de las componentes vectoriales en el eje X debe ser cero.

$$h \cos \varepsilon + f \cos \rho + e \cos \psi = g \cos \gamma \tag{3.11}$$

Además, la suma de las proyecciones de las componentes vectoriales en el eje Y también debe ser cero:

$$f \sin \rho - e \sin \psi - h \sin \varepsilon = g \sin \gamma \tag{3.12}$$



Al igual que el procedimiento anterior, después de reorganizar, elevar al cuadrado, sumar y simplificar las ecuaciones se obtiene lo siguiente:

$$f^2 = g^2 + h^2 + e^2 - 2gh\cos(\varepsilon + \gamma) + 2he\cos(\varepsilon - \psi) - 2ge\cos(\psi + \gamma) \quad (3.13)$$

Se reemplaza “g” (30mm) en la ecuación (3.13), y se define los siguientes valores:

$$h = 5mm, e = 10mm$$

Se obtiene la ecuación (3.14), la cual tiene las variables  $f$  (longitud de la barra media),  $\varepsilon$  (ángulo de giro respecto a la horizontal de la parte inclidada de la falange proximal),  $\gamma$  (ángulo de giro de la falange media) y  $\psi$  (ángulo de giro respecto a la horizontal de la parte inclinada de la falange distal).

$$f^2 = 1025 - 300\cos(\varepsilon + \gamma) + 100\cos(\varepsilon - \psi) - 600\cos(\psi + \gamma) \quad (3.14)$$

Al igual que el procedimiento anterior, se variará ‘ $\gamma$ ’ y ‘ $f$ ’ en la ecuación (3.14) y se fija el ángulo “ $\sigma$ ” (45°) que está relacionado directamente con el ángulo “ $\varepsilon$ ”.

**Tabla 3.2** Lista de valores de W al variar  $\varepsilon$ .

		Longitud "f"					
		30		31		32	
		$\gamma$	w	$\gamma$	w	$\gamma$	w
Ángulo ( $\varepsilon$ )	55	65,0	128,2	65,0	122,5	65,0	116,4
	60	52,5	128,8	40,0	123,1	40,0	117,3
	65	40,0	129,1	40,0	123,4	40,0	117,6
	70	27,5	129,1	27,5	123,3	27,5	117,5
	75	15,0	128,8	15,0	123,0	15,0	117,1
	80	2,5	128,3	2,5	122,4	2,5	116,3
Des.E "w"		0,38		0,41		0,54	

En la tabla 3.2 se observa que cuando  $f = 30mm$  el ángulo  $\varepsilon$  tiene menor desviación estándar, por lo que se elige esta distancia para el diseño.

### 3.1.1.2) Diseño geométrico del dedo pulgar

Para el diseño del mecanismo del dedo pulgar se tiene dos opciones, utilizar la relación de movimiento angular entre FM y FP del dedo índice u obtener una

relación de ángulos que puede ser determinada con los datos obtenidos del límite de movimiento angular mostrado en Grinyagin [15].

Utilizando la relación (3.1), la ecuación (3.9) y reemplazando los valores de longitud del dedo pulgar, se tiene:

$$0.43\cos\theta - 1.5\cos\alpha + \frac{1550-b}{700} = \cos(\alpha - \theta) \tag{3.15}$$

Se realiza el mismo procedimiento de cálculo que el aplicado para los valores del dedo índice.

**Tabla 3.3** Lista de valores de  $\Phi_p$  al variar  $\alpha_p$ .

		Longitud "bp"		
		32	35	38
		$\Phi_p$	$\Phi_p$	$\Phi_p$
Ángulo ( $\alpha_p$ )	10	158,4	141,1	123,4
	15	159,1	141,7	123,0
	20	159,9	142,3	122,7
	25	160,1	141,7	118,3
	30	160,4	141,1	116,8
D.est $\Phi_p$		0,82	0,50	3,05

En la tabla 3.3 se observa que cuando  $bp= 35\text{mm}$  el ángulo  $\Phi_p$  tiene menor desviación estándar, por lo que se elige ésta distancia para el diseño.

Utilizando la segunda opción, ya que se tiene los ángulos de flexión máximos de las falanges del pulgar, se puede suponer que la relación entre éstos ángulos es la misma en todo instante, por lo que si la falange proximal gira  $70^\circ$  y la falange distal gira  $90^\circ$  la relación angular en todo instante será:

$$\theta_{FMP} = \frac{9}{7}\theta_{FPP} \tag{3.16}$$

Utilizando la ecuación (3.16) y la relación anterior, se tendrían los siguientes resultados:

**Tabla 3.4** Lista de valores de  $\Phi_p$  al variar  $\alpha_p$ . (Segunda opción)

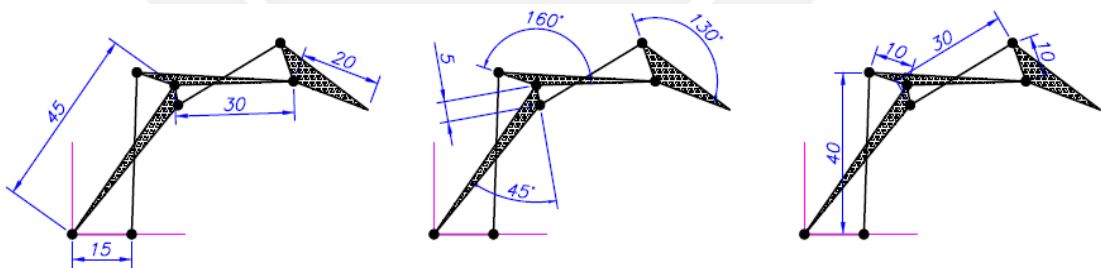
		Longitud "bp"			
		30	31	32	33
Ángulo ( $\alpha_p$ )	10	168,4	162,2	156,2	150,4
	15	167,9	161,9	155,9	150,1
	20	167,1	161,3	155,6	149,9
	25	166,4	160,6	154,8	148,8
	30	165,7	159,9	154,0	147,8
Des.E " $\Phi_p$ "		1,09	0,94	0,92	1,07

En la tabla 3.4 se observa que cuando  $b_p = 32\text{mm}$  el ángulo  $\Phi_p$  tiene menor desviación estándar, por lo que se elige esta distancia para el diseño.

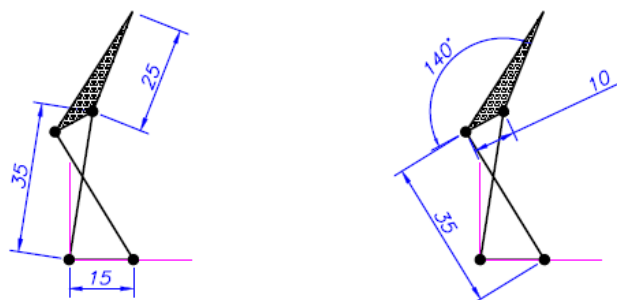
Para ésta tesis se escoge la primera opción para el diseño ya que se basa en un estudio, y la segunda opción se basa en una suposición.

### 3.1.2) Diseño por resistencia

En esta sección, se realiza una modificación de los datos hallados que proporcionarán medidas con valores enteros y no decimales, algunos datos también serán redondeados para comodidad del diseño por lo que se tiene las siguientes dimensiones finales para los dedos índice y pulgar mostrados en las figuras 3.8 y 3.9 respectivamente.



**Figura 3.8** Medidas finales del dedo índice.



**Figura 3.9** Medidas finales del dedo pulgar.

En el estudio mostrado en Grinyagin [15] la relación angular entre los ángulos de  $\theta_{EMP}$  (junta interfalángica del dedo pulgar) y  $\theta_{FPI}$  (junta metacarpofalángica del dedo índice) está entre 0.72 y 0.93 por lo que se utiliza esta relación para encontrar un rango de movimientos entre los ángulos de las falanges proximales de ambos dedos.

$$0.72 \leq \frac{\theta_{EMP}}{\theta_{FPI}} \leq 0.93 \quad (3.17)$$

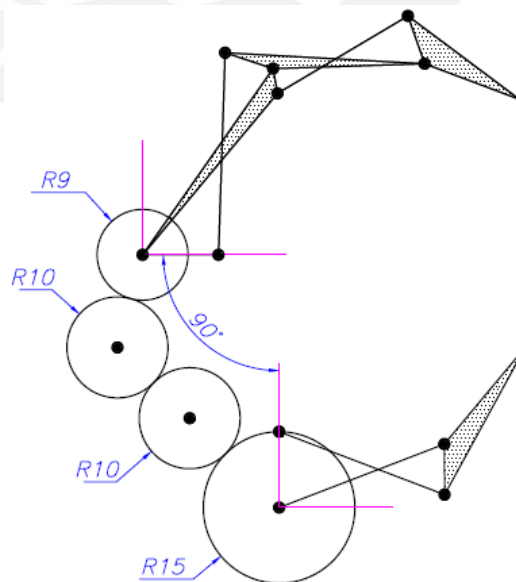
Ya que se utilizó la relación (3.1) para el diseño del dedo pulgar se reemplaza en la ecuación (3.17) y se obtiene lo siguiente:

$$0.72 \leq \frac{3 \frac{\theta_{FPP}}{2}}{\theta_{FPI}} \leq 0.93$$

$$0.48 \leq \frac{\theta_{FPP}}{\theta_{FPI}} \leq 0.62 \quad (3.18)$$

Se selecciona  $\frac{\theta_{FPP}}{\theta_{FPI}} = 0,6$  como relación para el diseño.

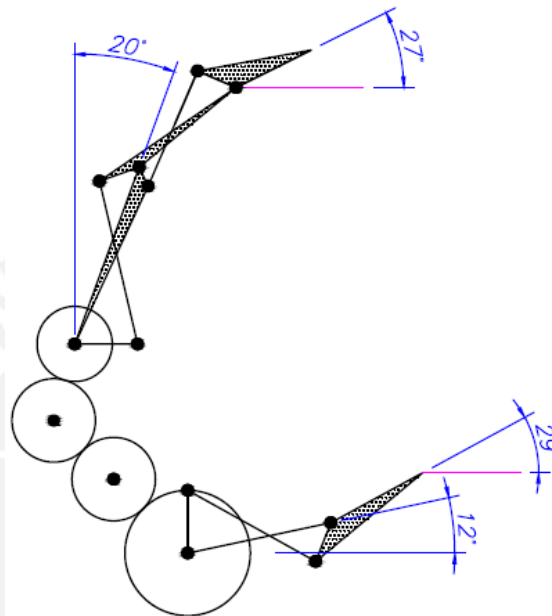
Esta relación permitirá diseñar el mecanismo para la función del prototipo aplicándose en las dimensiones de los diámetros de dos engranajes que formarán parte de las falanges proximales. Se ubican las bases de los dedos a  $90^\circ$  como se observa en la figura 3.10



**Figura 3.10** Geometría del mecanismo del prototipo.

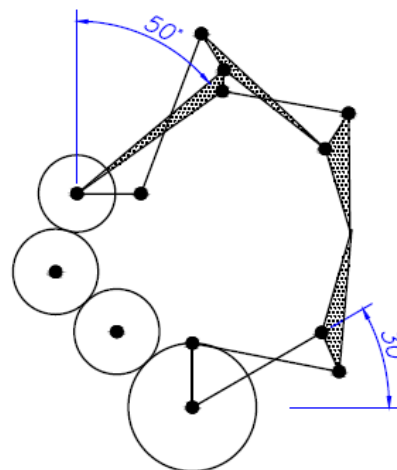
Para el diseño por resistencia se toman dos casos para analizar las fuerzas y seguidamente darle el dimensionamiento básico al prototipo.

Cuando se interactúa con objetos muy grandes es cuando se abren los dedos índice y pulgar hasta posicionarlos en forma paralela como se ve en la figura 3.11.



**Figura 3.11** Geometría del mecanismo para el caso 1.

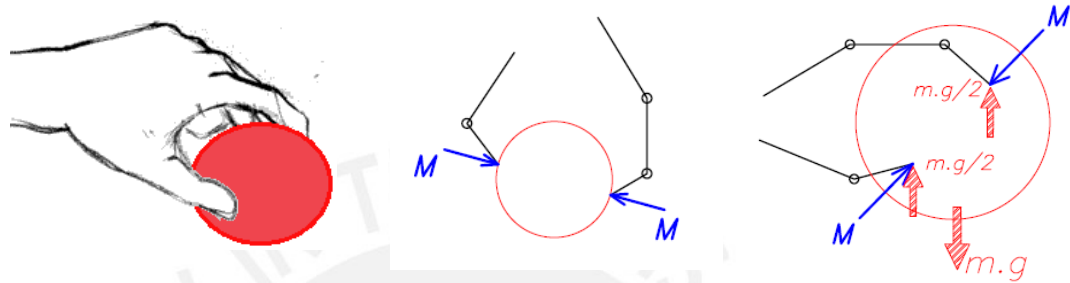
También se tiene el caso en el cual se sujetan objetos muy pequeños que poseen mucha masa, la posición del mecanismo para este caso se muestra en la figura 3.12.



**Figura 3.12** Geometría del mecanismo para el caso 2.

Por lo tanto se tomará el instante de movimiento del caso 1 para el análisis por resistencia de materiales y se mostrará en forma resumida los resultados del análisis para el caso 2.

El diseño podrá sostener objetos de 0,5 kg de masa como máximo, para ello se debe diseñar el mecanismo por fricción en los dedos; las dos puntas de los dedos serán los puntos de contacto con el objeto como se ve en la figura 3.13.



**Figura 3.13** Análisis del sentido de las fuerzas para el cálculo.

En la figura 3.13, la fuerza  $m \cdot g$  (4,905N de peso) se reparte por fricción en dos fuerzas ubicadas en las puntas de los dedos ( $F_r=2,45N$ ), estas fuerzas deberán ser igualadas a la fricción que genera la fuerza 'M' que es la fuerza perpendicular necesaria para no permitir que el objeto deslice.

Ya que el coeficiente de fricción es un dato importante para el diseño se tomará un coeficiente de fricción bajo para que el diseño nos garantice su desempeño al interactuar con cargas mayores; en este caso se tomará al Aluminio como material de los dedos y vidrio templado como material del objeto, ya que entre estos hay un relativo bajo coeficiente de fricción.

Los coeficientes de fricción entre el Aluminio aleación 6061-T6 y el vidrio templado tomados del ASM Handbook [21] son:

$$\mu_k = 0,14$$

$$\mu_s = 0,17$$

Se utilizará el coeficiente de fricción cinética como referencia, ya que se tendría el caso en el que el objeto deslizará y se tuviera que ejercer una fuerza mayor sobre él para impedir el deslizamiento. A continuación se muestra el cálculo de la fuerza 'M':



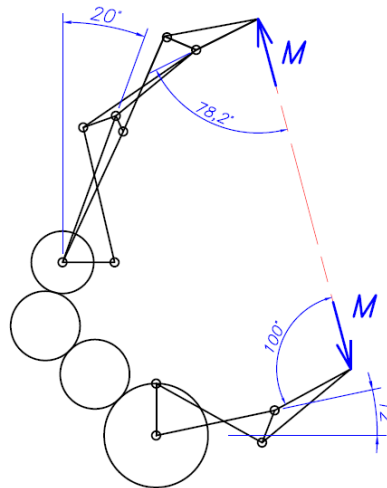
$$Fr = \mu \times M \dots\dots (Fr = 2,45N)$$

$$2,45N = 0,14 \times M$$

$$\rightarrow M = 17,52N$$

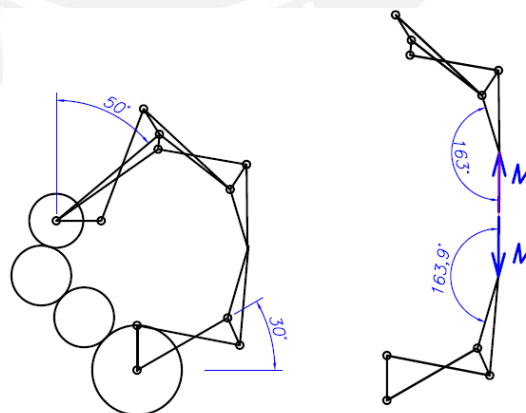
La ubicación de la fuerza "M" será en la punta de la falange distal de ambos dedos y tendrá una orientación distinta dependiendo del caso a analizar.

Para el primer caso se muestra en la figura 3.14.



**Figura 3.14** Orientación de fuerzas, caso 1.

Para el segundo caso las orientaciones de las fuerzas son las mostradas en la figura 3.15.



**Figura 3.15** Orientación de fuerzas, caso 2.

El diseño por resistencia consistirá en el equilibrio de fuerzas y momentos, análisis de la sección crítica de los elementos y el análisis por pandeo para los elementos de sección constante sometidos a fuerzas de compresión. Se utilizará un factor de

seguridad de 2,5 a 3 que se recomienda en materiales frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo según Vidosic [22].

### 3.1.2.1) Diseño por resistencia del dedo índice

En este acápite se realiza el cálculo de los elementos utilizados en el mecanismo del prototipo, para ello se mostrará la ubicación de cada elemento y luego se procederá a realizar el cálculo por resistencia.

El aluminio a utilizar será un aluminio de aleación 6061 - T6 con las siguientes propiedades mecánicas, según ASTM B308.

$$\rho = 2,7 \text{ gr} / \text{cm}^3$$

$$E = 69,5 * 10^3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 270 \text{ MPa}$$

#### Cálculo de la falange distal:

En la figura 3.16 y 3.17 se muestra la ubicación de la falange distal y el DCL de la misma respectivamente.

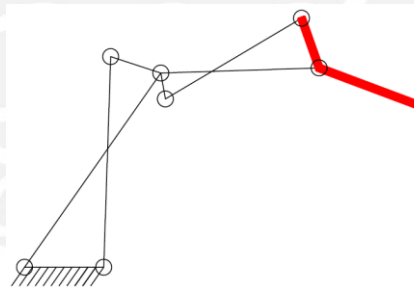


Figura 3.16 Ubicación de la falange distal.

#### Caso 1:

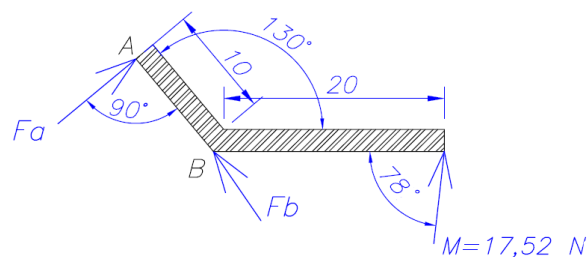


Figura 3.17 DCL de la falange distal.

Sabemos que las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos son:

$$\sum M = 0 \tag{3.19}$$

$$\sum F = 0 \tag{3.20}$$

Aplicando (3.19) en el punto B se tiene:

$$F_a = 34,3N$$

Aplicando (3.20) en las direcciones x e y se tiene:

$$F_{b_y} = -39,2N$$

$$F_{b_x} = -29,8N$$

En la figura 3.18 se muestran las fuerzas y sus direcciones halladas anteriormente.

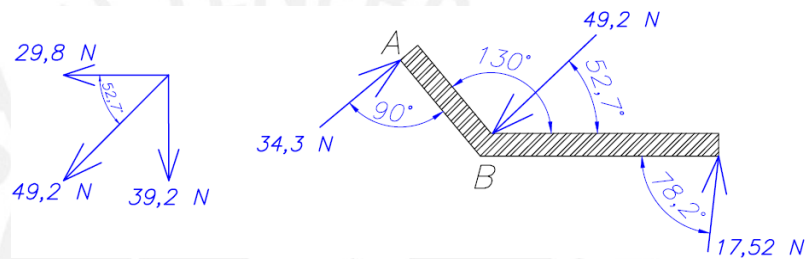


Figura 3.18 DCL de la falange distal.

Utilizando un F.S=3 y un perfil de 10x5mm y se analiza la sección B, figura3.19.

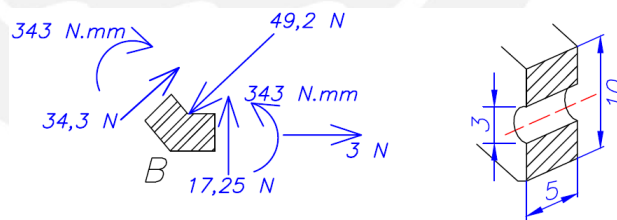


Figura 3.19 Fuerzas y dimensiones en la sección "B".

Se calculan los esfuerzos en la sección B que resultan de la carga aplicada en A:

Se calcula el esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante 34,3N

$$\tau = \frac{F_c}{A} = \frac{34,3N}{35mm^2} = 98 \times 10^{-2} \frac{N}{mm^2}$$

Se calcula el esfuerzo normal producido por el momento 343N.mm

$$\sigma_f = \frac{Mf * Y}{I} = \frac{343 * 5}{\frac{5}{12}(10^3 - 3^3)} = 4,23 \frac{N}{mm^2}$$

De la ecuación de Von Mises, sabemos que

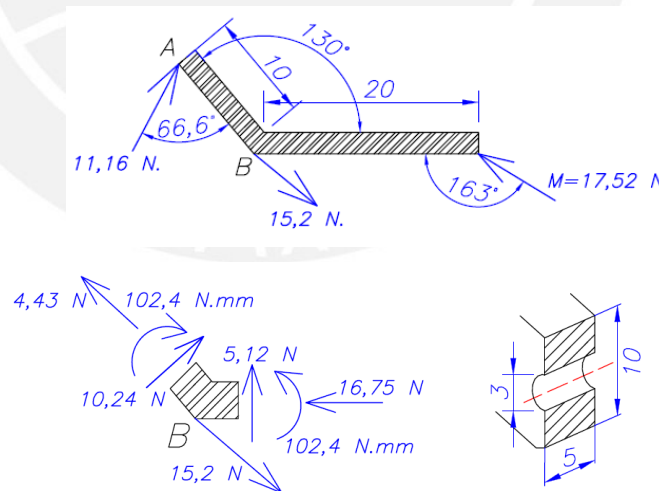
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \times \tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(98 \times 10^{-2})^2 + 3 * (4,23)^2} = 4,55 \frac{N}{mm^2}$$

$$4,55 \frac{N}{mm^2} = \sigma_{eq} \leq \sigma_F = \frac{270}{3} \frac{N}{mm^2} = 90 \frac{N}{mm^2}$$

Se aprecia que este elemento soporta las fuerzas a las que estará sometido durante su funcionamiento. Análogamente se procede al análisis de las fuerzas para el caso 2.

Caso 2: Se aplican las ecuaciones (3.19) y (3.20), se obtienen las fuerzas mostradas en la figura 3.20



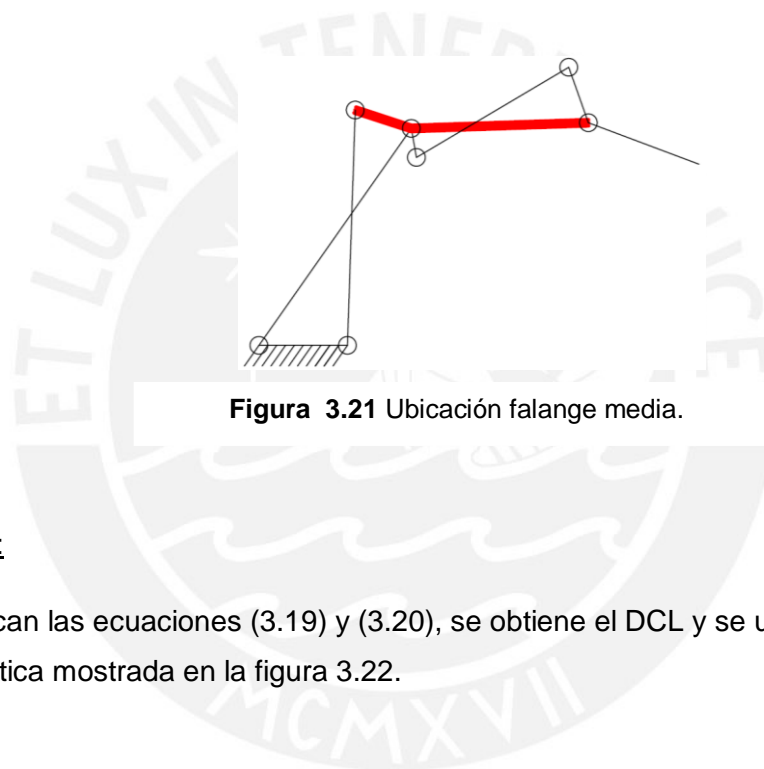
**Figura 3.20** DCL de la falange distal y fuerzas en la sección crítica B, caso 2.

Al comparar las fuerzas sobre la sección B del caso 1 y el caso 2, éste último tiene una sección menos cargada que la correspondiente al caso 1, por lo que el elemento no fallará por resistencia.

A continuación se muestran la ubicación y DCL de los elementos falange media índice y falange proximal en los casos 1 y 2; se seleccionará el elemento más crítico y se calculará el esfuerzo según Von Mises para lo cual se utiliza una sección de 10x5mm. Se toma en cuenta que las secciones críticas de los elementos analizados poseen un agujero pasante para su articulación.

**Cálculo de la falange media:**

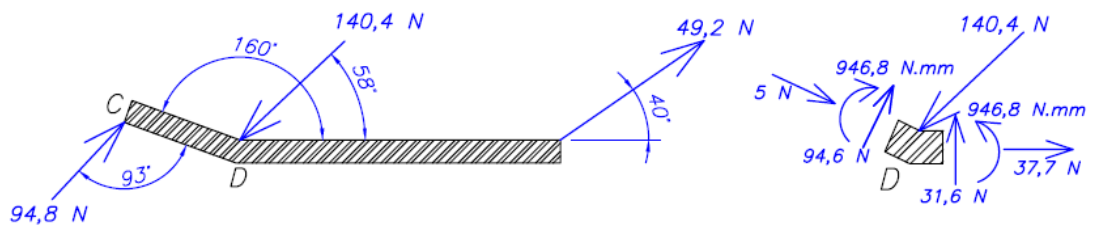
En la figura 3.21 se muestra la ubicación de la falange media.



**Figura 3.21** Ubicación falange media.

Caso 1:

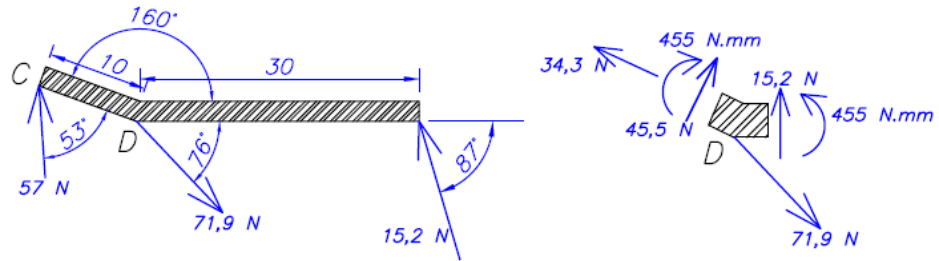
Se aplican las ecuaciones (3.19) y (3.20), se obtiene el DCL y se ubica la sección más crítica mostrada en la figura 3.22.



**Figura 3.22** DCL de la falange media y fuerzas en la sección D, caso 1.

Se realiza el mismo procedimiento para el caso 2, figura 3.23.

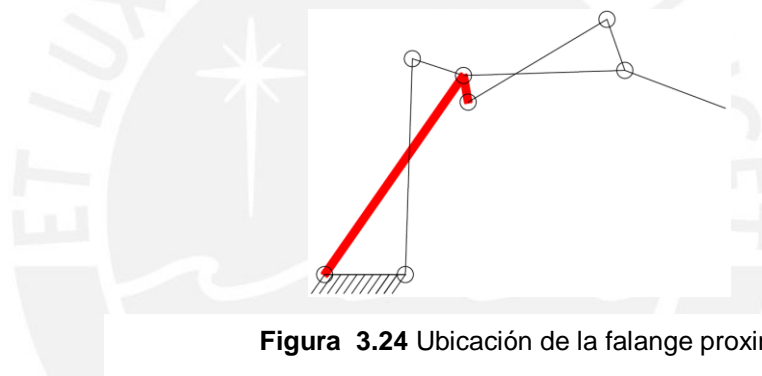
Caso 2:



**Figura 3.23** DCL de la falange media y fuerzas en la sección D, caso 2.

**Cálculo de la falange proximal:**

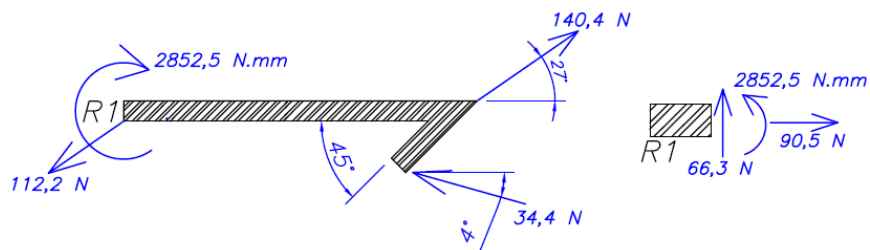
En la figura 3.24 se muestra la ubicación de la falange proximal.



**Figura 3.24** Ubicación de la falange proximal.

Caso 1:

Se aplican las ecuaciones (3.19) y (3.20), se obtiene el DCL y se ubica la sección más crítica mostrada en la figura 3.25.

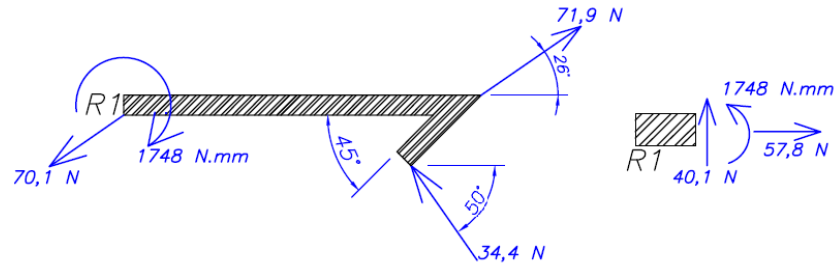


**Figura 3.25** DCL de la falange proximal y fuerzas en la sección R1, caso 1.



Caso 2:

Se realiza el mismo procedimiento para el caso 2.



**Figura 3.26** DCL de la falange proximal y fuerzas en la sección R1, caso 2.

Se observa claramente que el caso más crítico sucede en la sección R1 del caso 1 de la falange proximal, por lo tanto se procede a verificar su resistencia.

Se calculan los esfuerzos en la sección R1.

Se calcula el esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante 66,3N

$$\tau = \frac{F_c}{A} = \frac{66,3N}{35mm^2} = 1,9 \frac{N}{mm^2}$$

Se calcula el esfuerzo normal debido a la fuerza normal 90,5N

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A} = \frac{90,5N}{35mm^2} = 2,6 \frac{N}{mm^2}$$

Se calcula el esfuerzo normal producido por el momento 2852,5N.mm

$$\sigma_f = \frac{Mf * Y}{I} = \frac{2852,5 * 5}{\frac{5}{12}(10^3 - 3^3)} = 35,2 \frac{N}{mm^2}$$

Para el análisis por resistencia se suman los esfuerzos que generan una carga en la dirección normal en el punto más crítico, en este caso el extremo inferior de la sección.

$$\sigma = \sigma_n + \sigma_f = 37,8 \frac{N}{mm^2}$$

De la ecuación de Von Mises, sabemos que

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \times \tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(37,8)^2 + 3 * (1,9)^2} = 38N / mm^2$$

$$38N/mm^2 = \sigma_{eq} \leq \sigma_F = \frac{270}{3} N/mm^2 = 90N/mm^2$$

Se concluye que esta sección no falla por resistencia.

Cabe mencionar que las figuras de los elementos calculados son esquemas y por lo tanto solo son utilizadas para indicar la ubicación de fuerzas y puntos críticos en cada elemento, mas no determinan las dimensiones finales de cada elemento. El elemento falange proximal visto en las figuras 3.25 y 3.26 posee una parte inclinada con un ángulo agudo que presentaría un concentrador de esfuerzos, las dimensiones finales para este elemento eliminan el concentrador de esfuerzos, para ello pueden revisarse los planos de fabricación.

#### Cálculo de la barra A:

En la figura 3.27 se muestra la ubicación de la falange proximal.

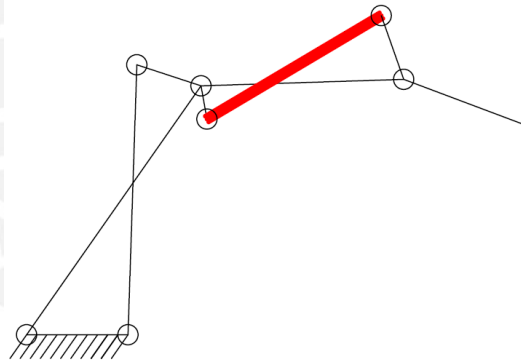


Figura 3.27 Ubicación de la barra A.

#### Caso 1:

En la figura 3.28 se muestra la barra A sometida a una fuerza longitudinal.

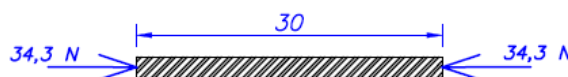
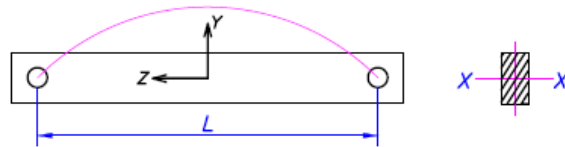


Figura 3.28 DCL de la barra A.

Considerando que la barra A solo presenta fuerza axial se realiza un análisis por pandeo siguiendo la guía para el cálculo por pandeo mostrado en Gere [23].

La ubicación del plano crítico de pandeo, según Euler, depende de la longitud efectiva de pandeo ( $L_p$ ) la cual es afectada por sus condiciones de borde. Para condiciones de barra con bordes articulados el valor de  $L_p$  es  $L$  (la misma longitud de la barra) mientras que cuando la barra tiene bordes empotrados el valor de  $L_p$  es  $L/2$ . Estos valores serán usados para ubicar el plano crítico de pandeo.

Plano y-z (alrededor de x-x)



**Figura 3.29** Pandeo eje x-x de la barra A.

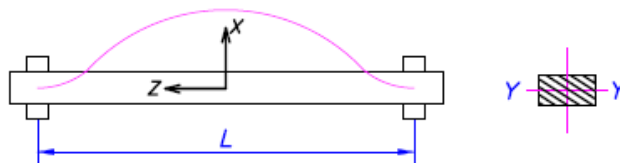
Para el análisis de pandeo en el eje x-x, figura 3.29, se tienen las siguientes fórmulas.

$$L_p = L \quad (\text{para bordes articulados}) \quad (3.21)$$

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}} \quad (3.22)$$

$$\lambda_x = \frac{L_p}{i_x} \quad (3.23)$$

Plano x-z (alrededor de y-y)



**Figura 3.30** Pandeo eje y-y de la barra A.

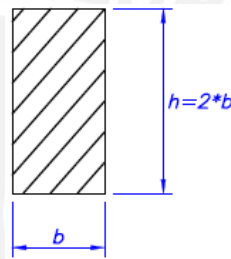
Para el análisis de pandeo en el eje y-y, figura 3.30, se tienen las siguientes fórmulas:

$$L_p = L/2 \quad (\text{para bordes empotrados}) \quad (3.24)$$

$$i_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}} \quad (3.25)$$

$$\lambda_y = \frac{L_p}{i_y} \quad (3.26)$$

Los elementos del mecanismo que están sometidos a fuerzas longitudinales poseen agujeros en sus extremos para poder unirse con las falanges mediante pasadores, se utilizará una sección rectangular para posicionar los agujeros de los pasadores en la cara más ancha del elemento. Se utilizará una barra con sección que tenga relación de altura dos veces la base que se muestra en la figura 3.31.



**Figura 3.31** Sección de la barra A.

Para el caso de pandeo en el eje x-x la sección tiene b: base y h: altura ( $h=2*b$ ) como longitudes y  $b*h^3/12$  como inercia con respecto al eje x-x, se remplazan estos valores en (3.22) y se obtiene la relación (3.23).

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}} = \sqrt{\frac{bh^3/12}{bh}} = \frac{h}{2\sqrt{3}} = \frac{b}{\sqrt{3}} \quad (3.27)$$

$$\rightarrow \lambda_x = \frac{L_p}{i_x} = \frac{\sqrt{3}L}{b} \quad (3.28)$$

Para el caso de pandeo en el eje y-y tiene h: base y b: altura ( $h=2*b$ ) como longitudes y  $h*b^3/12$  como inercia con respecto al eje y-y, se remplazan estos valores en (3.25) y se obtiene la relación (3.26).

$$i_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}} = \sqrt{\frac{hb^3/12}{bh}} = \frac{b}{2\sqrt{3}} \quad (3.29)$$

$$\rightarrow \lambda_y = \frac{L_p}{i_y} = \frac{L/2}{b/2*\sqrt{3}} = \frac{\sqrt{3}L}{b} \quad (3.30)$$

Al analizar los resultados (3.28) y (3.30) se observa que ambos planos son igualmente críticos pues  $\lambda_y = \lambda_x$ , entonces:

$$\rightarrow \lambda = \frac{\sqrt{3}L}{b} \quad (3.31)$$

En (3.31) se reemplaza la longitud de la barra A hallada anteriormente:

$$\lambda = \frac{\sqrt{3}L}{b} = \frac{\sqrt{3}(30)}{b} = \frac{51,96}{b} \quad (3.32)$$

Reacomodando las variables se obtiene:

$$b = \frac{51,96}{\lambda} \quad (3.33)$$

La ecuación (3.33) permite relacionar las dimensiones de la sección con la variable “ $\lambda$ ”.

Se sabe que:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (3.34)$$

Reemplazando la relación (3.33) en la ecuación (3.34) se tiene:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{34,3}{b(2b)} = \frac{17,15}{b^2} = \frac{17,15}{\left(\frac{51,96}{\lambda}\right)^2}$$

$$\rightarrow \sigma = 6,35 * 10^{-3} \lambda^2 \quad (3.35)$$

Según el método Europeo los elementos pueden fallar dependiendo de su grado de esbeltez y la fuerza axial a los que son sometidos.

El método Europeo separa el área bajo la curva de pandeo en tres zonas: la zona de fluencia, la zona de Tetmajer y la zona de Euler, esto se muestra la figura 3.32.

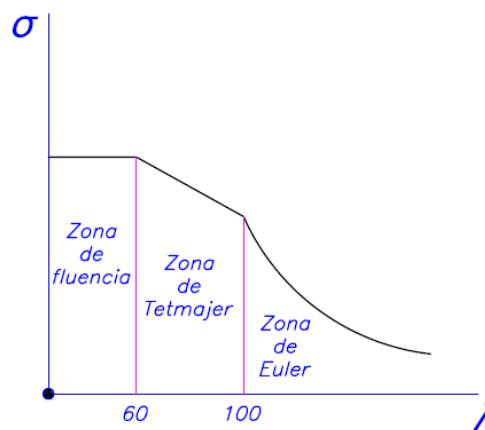


Figura 3.32 Gráfica utilizada para el cálculo de pandeo.

Al graficar la ecuación (3.35), se observa que la función corta a la curva de pandeo en la zona de Tetmajer ( $60 \leq \lambda \leq 100$ ), figura 3.33.

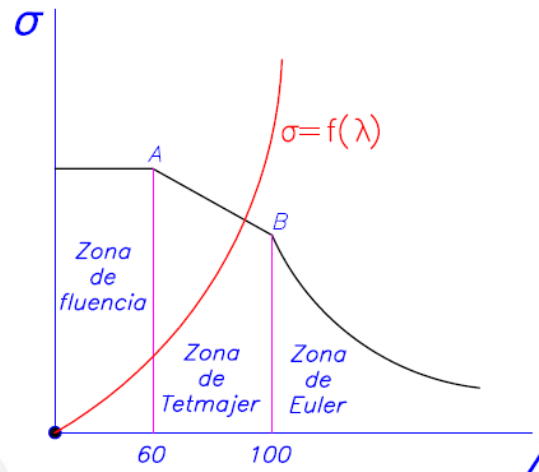


Figura 3.33 Gráfica de la ecuación (3.32)

La ecuación en la zona de Tetmajer es una línea recta que pasa por dos puntos:

$$\text{Punto}_A : (60, \sigma_F) \tag{3.36}$$

$$\text{Punto}_B : (100, \frac{\pi^2 * E}{100^2}) \tag{3.37}$$

Reemplazamos los valores  $\sigma_F=240$  MPa y  $E=69,5*10^3$  Mpa en (3.36) y (3.37) para hallar la ecuación de la recta:

$$\sigma_p = 646,8 - 5,78\lambda \tag{3.38}$$

Se considerará un F.S en función de  $\lambda$  para la zona de Tetmajer igual que la de un acero (FS=[9...10]).

$$F.S. = 2 + 0,172\lambda - 9,2 * 10^{-4} \lambda^2 \tag{3.39}$$

Al dividir (3.38) entre (3.39) para obtener la función de esfuerzo admisible en función de  $\lambda$ .

$$\sigma_{Adm-P} = \frac{\sigma_p}{F.S.} = \frac{646,8 - 5,78\lambda}{2 + 0,172\lambda - 9,2 * 10^{-4} \lambda^2} \tag{3.40}$$

Por último, se debe cumplir la condición (3.41).

$$\sigma \leq \sigma_{Adm} \tag{3.41}$$

$$6,35 * 10^{-3} \lambda^2 \leq \frac{646,8 - 5,78\lambda}{2 + 0,172\lambda - 9,2 * 10^{-4} \lambda^2} \tag{3.42}$$



Al resolver (3.42) se tiene:

$$\lambda = 66,53$$

El resultado está dentro del rango de Tetmajer ( $\lambda = [60...100]$ ).

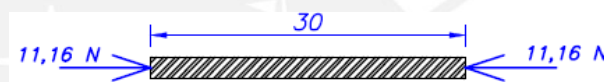
Reemplazando el valor de ' $\lambda$ ' obtenido en la ecuación (3.33), se tiene:

$$b = \frac{51,96}{\lambda} = \frac{51,96}{66,53} = 0,78mm$$

El valor 'b' hallado es el valor crítico de pandeo por lo que se selecciona un valor mayor, para este caso  $b=5mm$

### Caso 2:

En la figura 3.34 se muestra el DCL de la barra A.

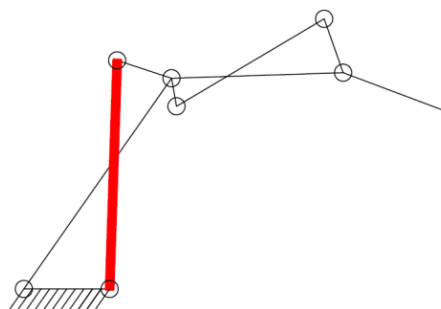


**Figura 3.34** DCL de la barra A, Caso 2.

Al comparar las fuerzas sobre la barra A del caso 1 y el caso 2, ésta última está menos cargada que la barra del caso 1, por lo que no fallará por pandeo.

### **Cálculo de la barra B:**

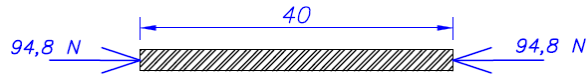
En la figura 3.35 se muestra la ubicación de la barra B.



**Figura 3.35** Ubicación de la barra B.

Caso 1:

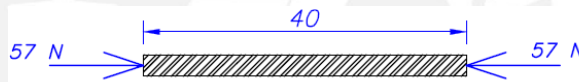
En la figura 3.36 se muestra la barra B sometida a una fuerza longitudinal en el caso 1.



**Figura 3.36** DCL de la barra B.

Caso 2:

En la figura 3.37 se muestra la barra B sometida a una fuerza longitudinal en el caso 2.



**Figura 3.37** DCL de la barra B, Caso 2.

La barra B se encuentra en una situación más crítica en el caso 1, por lo que se procede a su verificación por pandeo.

Utilizando la ecuación (3.31) y (3.34) se tiene:

$$\lambda = \frac{\sqrt{3}L}{b} = \frac{\sqrt{3}(40)}{b} = \frac{69,28}{b} \rightarrow b = \frac{69,28}{\lambda} \quad (3.43)$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{94,8}{b(2b)} = \frac{47,4}{b^2} = \frac{47,4}{\left(\frac{69,28}{\lambda}\right)^2} \rightarrow \sigma = 9,87 * 10^{-3} \lambda^2 \quad (3.44)$$

Analizando los datos obtenidos se observa que la función corta a la curva de pandeo en la zona de Fluencia ( $\lambda \leq 60$ ) en la que  $\sigma_P = \sigma_F$ .

$$\sigma_{Adm-P} = \frac{\sigma_P}{F.S.} = \frac{240}{2 + 0,172\lambda - 9,2 * 10^{-4} \lambda^2} \quad (3.45)$$

Para hallar 'λ' se aplica la condición (3.41) utilizando (3.44) y (3.45).

$$9,87 * 10^{-3} \lambda^2 = \frac{240}{2 + 0,172\lambda - 9,2 * 10^{-4} \lambda^2} \quad (3.46)$$

$$\rightarrow \lambda = 58,41$$

El resultado está dentro del rango de Fluencia, utilizando la ecuación (3.43), se tiene:

$$b = \frac{69,28}{\lambda} = \frac{69,28}{58,41} = 1,18mm$$

Por lo que se selecciona b=5mm

### 3.1.2.2) Diseño por resistencia del dedo pulgar

#### Cálculo de la falange distal:

En la figura 3.38 se muestra la ubicación de la falange proximal.

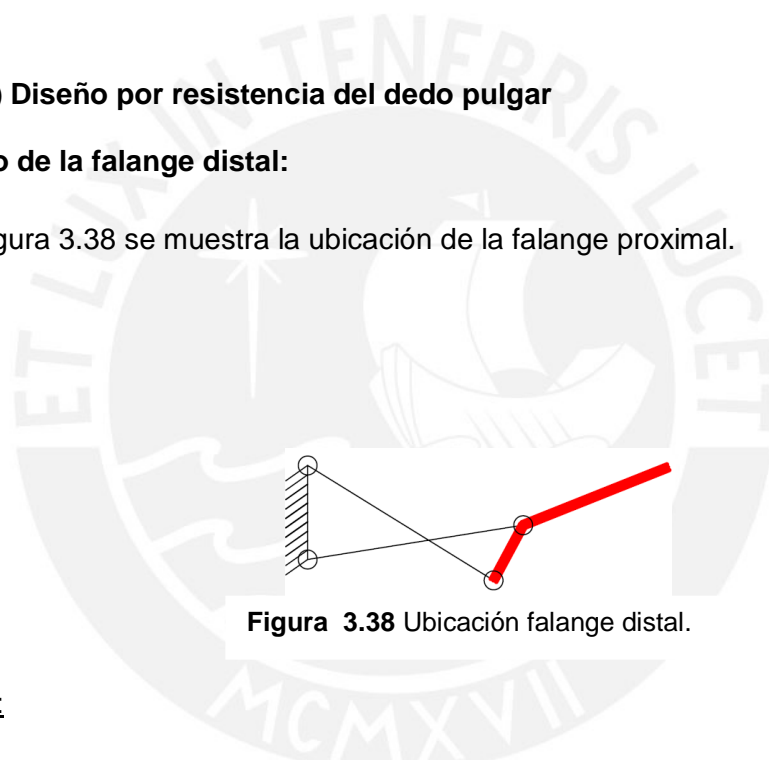


Figura 3.38 Ubicación falange distal.

#### Caso 1:

Se aplican las ecuaciones (3.19) y (3.20), se obtiene el DCL y se ubica la sección más crítica mostrada en la figura 3.39.

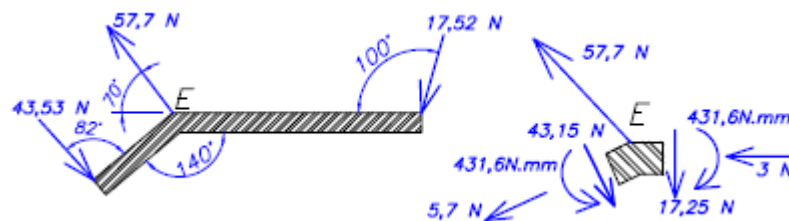
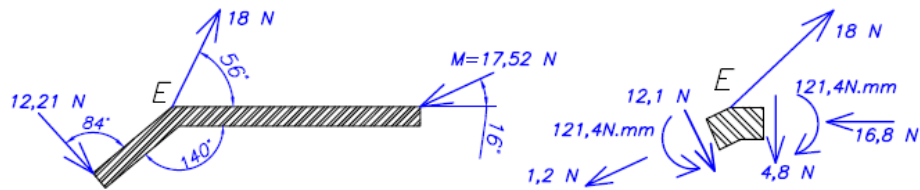


Figura 3.39 DCL de la falange distal y fuerzas en la sección E, caso 1.

Caso 2:

Se realiza el mismo procedimiento para el caso 2, figura 3.40.

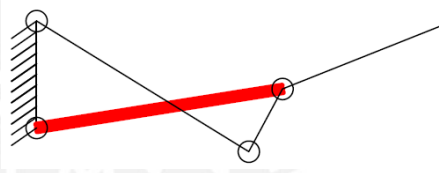


**Figura 3.40** DCL de la falange distal y fuerzas en la sección E, caso 2.

Las secciones críticas de los casos 1 y 2 para la falange distal pulgar presentan menores cargas que la sección crítica del caso 1 de la falange proximal índice, por lo tanto, se mantiene una sección de 10 x 5 mm para la falange distal del dedo pulgar, esta sección soportará las cargas en este elemento y no fallará por resistencia.

**Cálculo de la falange proximal:**

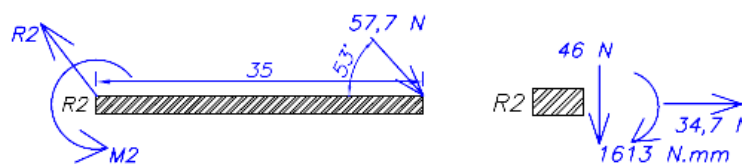
En la figura 3.41 se muestra la ubicación de la falange proximal.



**Figura 3.41** Ubicación falange proximal.

Caso 1:

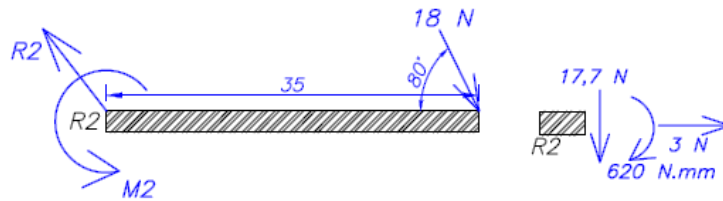
Se aplican las ecuaciones (3.19) y (3.20), se obtiene el DCL y se ubica la sección más crítica mostrada en la figura 3.42.



**Figura 3.42** DCL de la falange proximal y fuerzas en la sección R2, caso 1.

Caso 2:

Se realiza el mismo procedimiento para el caso 2, figura 3.43.

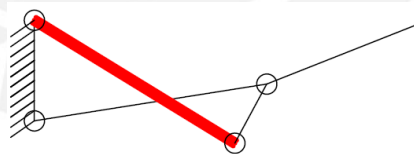


**Figura 3.43** DCL de la falange proximal y fuerzas en la sección R2, caso 2.

Las secciones críticas de los casos 1 y 2 para la falange proximal pulgar presentan menores cargas que la sección crítica del caso 1 de la falange proximal índice, por lo tanto, se mantiene una sección de 10 x 5 mm para la falange proximal del dedo pulgar, esta sección soportará las cargas en este elemento y no fallará por resistencia.

**Cálculo de la barra C:**

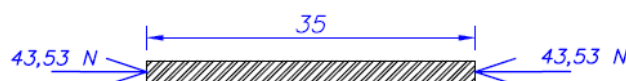
En la figura 3.44 se muestra la ubicación de la barra C.



**Figura 3.44** Ubicación de la barra C.

Caso 1:

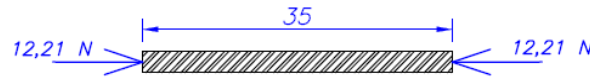
En la figura 3.45 se muestra la barra C sometida a una fuerza longitudinal en el caso 1.



**Figura 3.45** DCL de la barra C.

### Caso 2:

En la figura 3.46 se muestra la barra B sometida a una fuerza longitudinal en el caso 2.



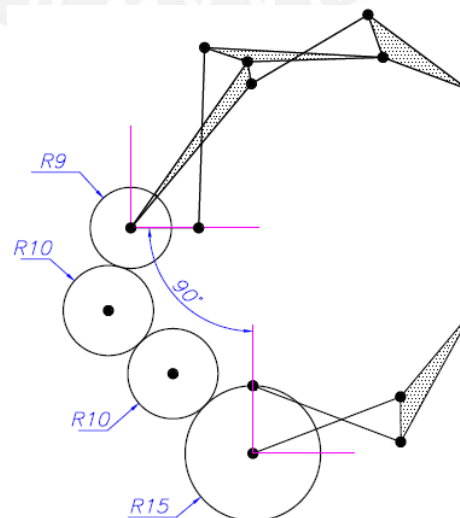
**Figura 3.46** DCL de la Barra C, Caso 2.

El caso 1 de la barra C está menos cargada que el caso 1 de la barra B que es un elemento perteneciente al dedo índice. Se selecciona una sección de 10 x 5 mm para la barra C, ésta sección podrá soportar las cargas en este elemento y no fallará por pandeo.

### **3.2) Diseño del sistema de transmisión**

El sistema de transmisión consiste en un conjunto de cuatro engranajes, dos de 10 mm, uno de 9 mm y otro de 15 mm de radio, como se observa en la figura 3.47.

Los engranajes de 9 y 15 mm de radio pertenecen a un elemento compuesto que abarca también a las falanges proximales de cada dedo. Se utilizará un factor de seguridad entre 2,5 y 3 que se recomienda en materiales frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo según Vidosic [22].



**Figura 3.47** Conjunto de engranajes del sistema de transmisión.



El diseño de un engranaje se determina con el cálculo de la geometría y resistencia del engranaje, se utilizarán los términos descritos en Mott [24].

A continuación se define la geometría de los engranajes del prototipo, para ello se definen el módulo y el ángulo de presión.

Módulo ( $m$ ) = 1 mm

Ángulo de presión ( $\Phi$ ) =  $20^\circ$

A continuación se muestran las ecuaciones para el cálculo de la geometría de engranajes.

$$D = 2 * r \quad (3.47)$$

$$\#d = D/m \quad (3.48)$$

$D$  = Diámetro del círculo de paso.

$\#d$  = Número de dientes.

En la tabla 3.5 se muestra la cantidad de dientes de los engranajes utilizando como módulo 1 mm y las ecuaciones (3.47) y (3.48).

**Tabla 3.5** Características geométricas de los engranajes.

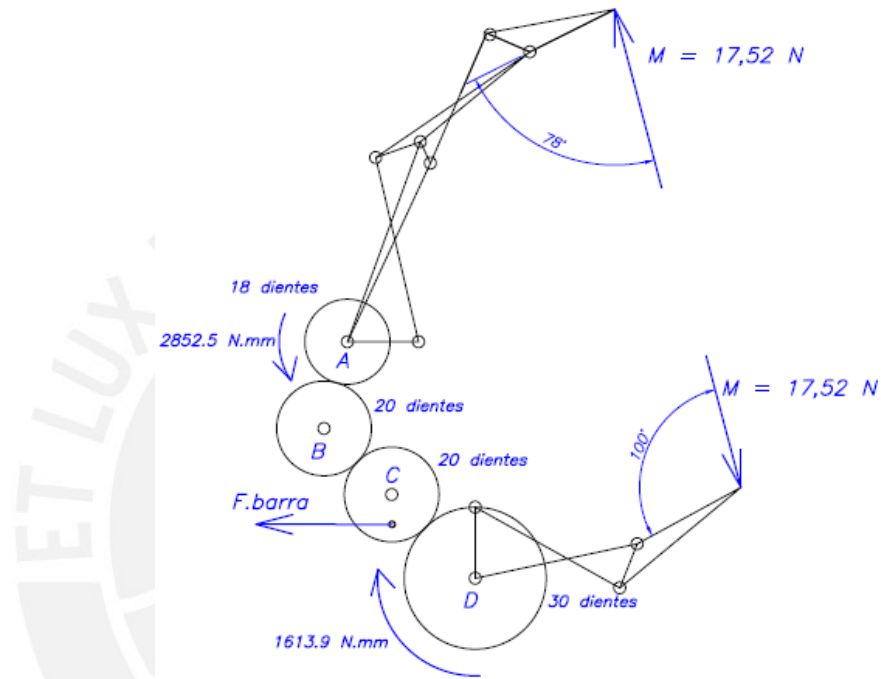
Radios de engranajes (en mm)	9	10	15
Diámetro del círculo de paso ( $D$ )	18	20	30
Módulo (en mm)	1	1	1
Número de dientes	18	20	30

En la tabla 3.5 se observa las características geométricas para tres de los cuatro engranajes, esto debido a que dos engranajes poseen el mismo radio por lo que tendrían las mismas características geométricas.

Se realiza el cálculo del espesor de los engranajes con el análisis de fuerzas en el diente. Como la geometría del diente es muy pequeña y el ciclo de uso es reducido solo se comprobará la resistencia del diente del engranaje como una pieza en general, ya que las normas AGMA e ISO calculan los engranajes con potencias y revoluciones relativamente altos.

Para el cálculo por resistencia se utilizará el aluminio 6061-T6 que se ha utilizado anteriormente en el cálculo por resistencia de los elementos del sistema de sujeción.

La fuerza 'M' que se mostró en la figura 3.14 produce un torque en la parte dentada de las falanges proximales de los dedos, este torque se transmite por el mecanismo de engranajes mostrado en la figura 3.48.



**Figura 3.48** Transmisión de fuerzas en los engranajes.

Los engranajes A y D tienen torques provenientes de la fuerza necesaria para sostener un objeto de 0,5 kg, el engranaje B es un engranaje intermedio y el engranaje C es el engranaje motriz.

Las fuerzas tangenciales en cada engranaje mostradas en la figura 3.49 son las siguientes.

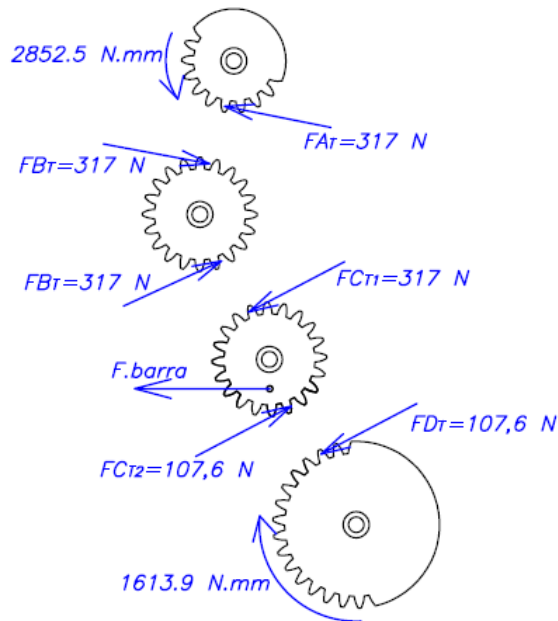
$$F_{AT} = \frac{\text{Torque } A}{\text{radio } A} = \frac{28525N.mm}{9mm} = 317N$$

$$F_{BT} = F_{AT} = 317N$$

$$F_{CT1} = F_{BT} = 317N$$

$$F_{DT} = \frac{\text{Torque } D}{\text{radio } D} = \frac{16139N.mm}{15mm} = 107,6N$$

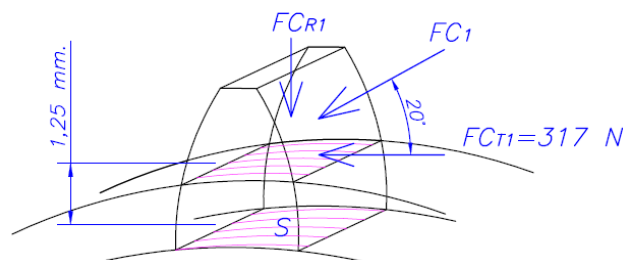
$$F_{CT2} = F_{DT} = 107,6N$$



**Figura 3.49** Fuerzas tangenciales en los engranajes.

La mayor fuerza aplicada en un diente ocurre en los engranajes A, B y C que soportan 317N, por lo tanto se calculará la resistencia de un diente sometido a la fuerza mencionada. Se tomará la aplicación de la fuerza  $F_{CT1}$  en el diente del engranaje C como caso de estudio.

La aplicación de la fuerza tangencial y la fuerza radial en el diente del engranaje C serán trasladadas al área S que es la base del diente, figura 3.50.

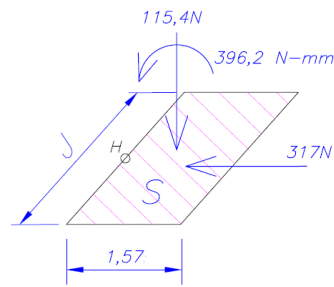


**Figura 3.50** Fuerzas en el diente del engranaje C.

La fuerza  $F_{CR1}$  es hallada de la siguiente manera:

$$F_{CR} = F_{CT1} \times \tan(20^\circ) = 115,4N$$

Las fuerzas sobre el área S se muestran en la figura 3.51.



**Figura 3.51** Fuerzas en la base del diente.

Con los datos de fuerzas y momento en la base del diente se calcula el espesor 'J' del engranaje.

Se calculan los esfuerzos en el punto H que está sometido a mayor carga.

Se calcula el esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante 317N

$$\tau = \frac{F_c}{A} = \frac{317N}{(1,57 \times J)mm^2} = \frac{202}{J} \frac{N}{mm^2}$$

Se calcula el esfuerzo normal debido a la fuerza de compresión 115,4N

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A} = \frac{115,4N}{(1,57 \times J)mm^2} = \frac{73,5}{J} \frac{N}{mm^2}$$

Se calcula el esfuerzo normal producido por el momento 396,2N.mm

$$\sigma_f = \frac{Mf * Y}{I} = \frac{396,2 \times (1,57/2)}{(J/12) \times (1,57^3)} = \frac{954,4}{J} \frac{N}{mm^2}$$

Se suman los esfuerzos normales de compresión en el punto H.

$$\sigma = \sigma_n + \sigma_f = \frac{1028}{J} \frac{N}{mm^2}$$

De la ecuación de Von Mises, sabemos que

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \times \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{1028}{J}\right)^2 + 3 \times \left(\frac{202}{J}\right)^2} = \frac{1078,5}{J} N/mm^2$$

$$\frac{1078,5}{J} N/mm^2 = \sigma_{eq} \leq \sigma_F = \frac{270}{2,5} N/mm^2 = 108 N/mm^2$$

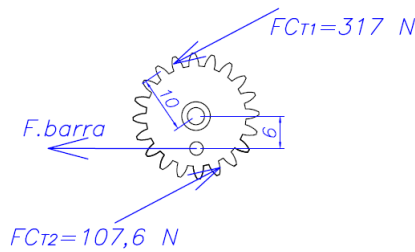
$$9,98mm \leq J$$

Se selecciona J=10mm como espesor de los dos engranajes y los dos elementos dentados.

El engranaje motriz C de radio 10mm posee una fuerza  $F_{barra}$  que está aplicada en un agujero pasante ubicado a 6mm del eje de este elemento, figura 3.52. La fuerza  $F_{barra}$  tiene la siguiente magnitud.

$$\sum M = 0 \rightarrow FC_{T1} \times 10mm + FC_{T2} \times 10mm - F_{barra} \times 6mm = 0$$

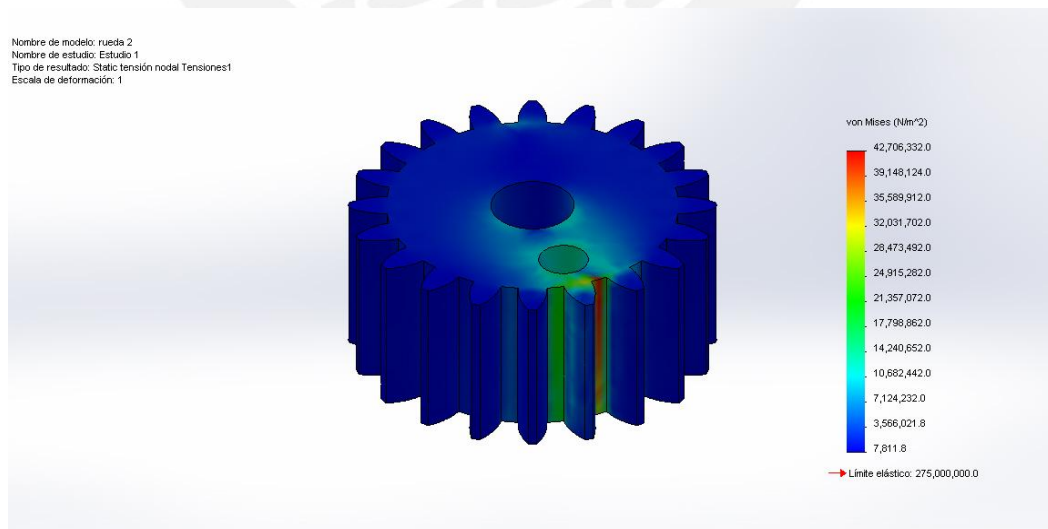
$$F_{barra} = \frac{(FC_{T1} + FC_{T2}) \times 10mm}{6mm} = 707,56N$$



**Figura 3.52** DCL en engranaje C.

El análisis por esfuerzos del engranaje motriz C se realizó con la ayuda del programa SOLIDWORKS (versión 2010).

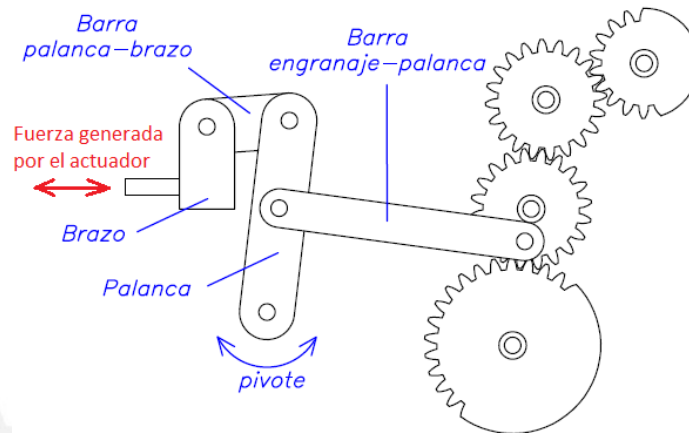
La figura 3.53 muestra el análisis de esfuerzos del “engranaje C”, para ello se aplicaron las fuerzas tangenciales de los engranajes y la fuerza  $F_{barra}$ . Las cargas producen un esfuerzo máximo de  $42,7 \text{ N/mm}^2$ , el límite de fluencia del material (AL 6061-T6) es  $270 \text{ N/mm}^2$ , se concluye que el elemento no falla por resistencia y posee un factor de seguridad 6 aproximadamente.



**Figura 3.53** Análisis por elementos finitos del engranaje C.

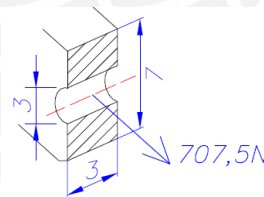
El aumento de fuerza del actuador se realizará con el uso de un mecanismo de palanca; con este mecanismo solo se necesitaría un movimiento lineal para transmitir la fuerza al engranaje C.

El mecanismo de palanca de material Al 6060-T6 se muestra en la figura 3.54.



**Figura 3.54** Mecanismo de palanca.

La barra engranaje-palanca es de una sección de 3x7mm con agujeros de 3mm de diámetro y posee una fuerza longitudinal de 707,5N. En la figura 3.55 se muestra la sección más cargada de ésta.



**Figura 3.55** Sección crítica de la barra engranaje-palanca.

Se calcula el esfuerzo normal debido a la fuerza normal 707,5N.

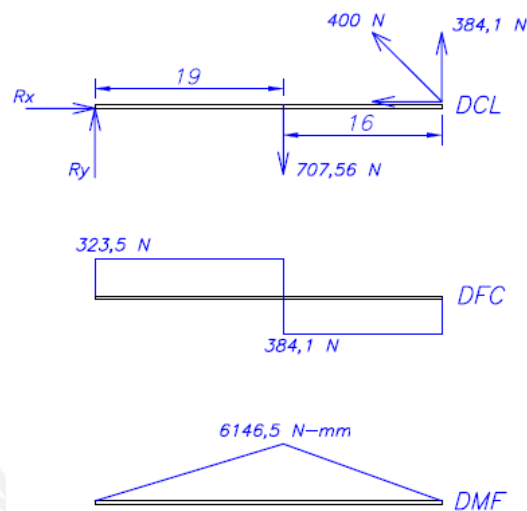
$$\sigma = \frac{F_n}{A} = \frac{707,5N}{3 \times (7 - 3)mm^2} = 59 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma \leq \sigma_F = \frac{270}{3} N/mm^2 = 90 N/mm^2$$

La barra engranaje-palanca no fallará por resistencia.



El elemento palanca está sometido a fuerzas y momentos mostrados en la figura 3.56.



**Figura 3.56** Gráficas de fuerza cortante y momento flector de la palanca.

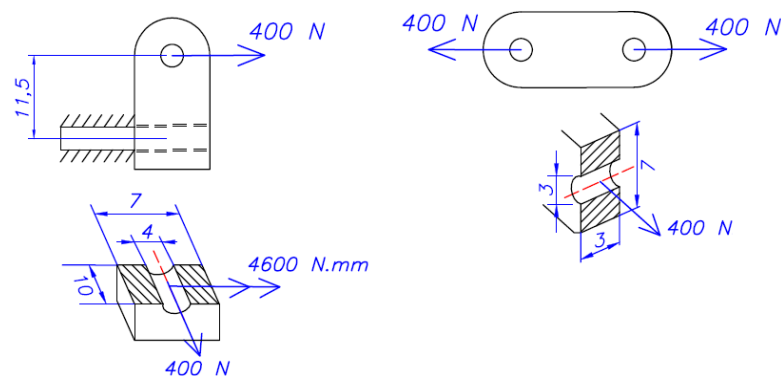
Utilizando una sección de 4x10mm, se calcula el esfuerzo normal producido por el momento 6146,5 N.mm

$$\sigma_f = \frac{Mf * Y}{I} = \frac{6146,5 \times 5}{\frac{1}{12} \times 4 \times 10^3} = 76,8 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma \leq \sigma_F = \frac{270}{3} N/mm^2 = 90 N/mm^2$$

El elemento palanca no fallará por resistencia.

En la figura 3.57 se muestran los elementos barra palanca-brazo y brazo, con sus respectivos diagramas de cuerpo libre.



**Figura 3.57** DCL de elemento brazo (izq.) y elemento barra palanca-brazo (der.) con sus respectivas secciones críticas.

Se puede observar que la barra palanca-brazo posee una sección menos crítica que la barra engranaje-palanca mostrado en la figura 3.55, por lo tanto no fallará por resistencia.

Se comprueba si la sección crítica del elemento brazo soporta los esfuerzos a los que está sometido.

Se calcula el esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante 400N

$$\tau = \frac{F_c}{A} = \frac{400N}{10 \times (7-4)mm^2} = 13,3 \frac{N}{mm^2}$$

Se calcula el esfuerzo normal producido por el momento 4600 N.mm

$$\sigma_f = \frac{Mf * Y}{I} = \frac{4600 \times 5}{2 \times \frac{1}{12} (1,5 \times 10^3)} = 92 \frac{N}{mm^2}$$

De la ecuación de Von Mises, sabemos que

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \times \tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(92)^2 + 3 * (13,3)^2} = 94,8N / mm^2$$

$$94,8N / mm^2 = \sigma_{eq} \leq \sigma_F = \frac{270}{F.S} N / mm^2 \rightarrow F.S = 2,84$$

El factor de seguridad del elemento brazo es 2,84 y está en el rango de 2,5 a 3, por lo tanto éste elemento no fallará por resistencia.

### 3.3) Diseño del sistema de generación de fuerza

El diseño del sistema de generación de fuerza usará un cilindro neumático el cual deberá ser lo más pequeño posible para no aumentar el peso del prototipo y mantener dimensiones “normales” con respecto a una mano humana.

Ya que la fuerza en la barra palanca-brazo es de 400 N la fuerza que proporcione el cilindro neumático deberá ser también 400 N en retroceso ya que este movimiento nos dará la función de “cierre” de los dedos. En la tabla 3.6 se encuentran los cilindros neumáticos según la norma ISO 6432, se selecciona el cilindro de 25 mm de diámetro por ser el actuador de menor dimensión que proporciona una fuerza de retroceso de 412 N.

Tabla 3.6 Cilindros neumáticos según la norma ISO 6432.

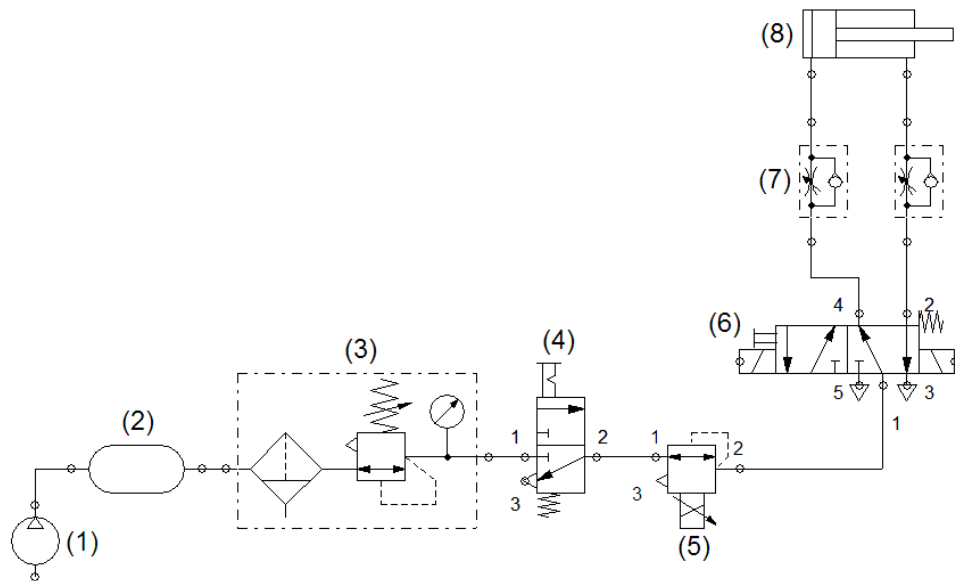
Tipos de cilindros neumáticos		Norma ISO 6432												Norma ISO 6431											
		8	10	11	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250							
1	Avance	5	8	11	20	31	49	80	126	196	312	502	785	1227	2010	3140	4906								
	Retroceso	4	7	8	17	26	41	69	106	165	280	453	736	1146	1894	3014	4710								
2	Avance	10	16	23	40	63	98	161	251	393	623	1005	1570	2453	4019	6280	9813								
	Retroceso	8	13	17	35	53	82	138	211	330	560	907	1472	2292	3768	6029	9420								
3	Avance	15	24	34	60	94	147	241	377	589	935	1507	2355	3680	6029	9420	14719								
	Retroceso	11	20	25	52	79	124	207	317	495	840	1360	2208	3439	5652	9043	14130								
4	Avance	20	31	45	80	126	196	322	502	785	1246	2010	3140	4906	8038	12560	19625								
	Retroceso	15	26	34	69	106	165	276	422	659	1121	1813	2944	4585	7536	12058	18840								
5	Avance	25	39	57	100	157	245	402	628	981	1558	2512	3925	6133	10048	15700	24531								
	Retroceso	19	33	42	86	132	206	345	528	824	1401	2287	3680	5731	9420	15072	23550								
6	Avance	30	47	68	121	188	294	482	754	1178	1869	3014	4710	7359	12058	18840	29438								
	Retroceso	23	40	51	104	158	247	414	633	989	1681	2720	4416	6877	11304	18086	28260								
7	Avance	35	55	79	141	220	343	563	879	1374	2181	3517	5495	8586	14067	21980	34344								
	Retroceso	23	40	51	104	158	247	414	633	989	1681	2720	4416	6877	11304	18086	28260								
8	Avance	40	63	90	161	251	393	643	1005	1570	2493	4019	6280	9813	16077	25120	39250								
	Retroceso	30	53	68	138	211	330	553	844	1319	2241	3627	5888	9169	15072	24115	37680								
9	Avance	45	71	102	181	283	442	723	1130	1766	2804	4522	7065	11039	18086	28260	44156								
	Retroceso	34	59	76	155	237	371	622	950	1484	2521	4080	6623	10316	16956	27130	42390								
10	Avance	50	79	113	201	314	491	804	1256	1963	3116	5024	7850	12266	20096	31400	49063								
	Retroceso	38	66	85	173	264	412	691	1055	1649	2802	4533	7359	11462	18840	30144	47100								
11	Avance							884	1382	2159	3427	5526	8635	13492	22106	34540									
	Retroceso							760	1161	1813	3082	4987	8095	12608	20724	33158									
12	Avance							965	1507	2355	3739	6029	9420	14719	24115	37680									
	Retroceso							829	1266	1978	3362	5440	8831	13754	22608	36173									
13	Avance							1045	1633	2551	4050	6531	10205	15945	26125	40820									
	Retroceso							898	1372	2143	3642	5893	9567	14900	24492	39187									
14	Avance							1125	1758	2748	4362	7034	10990	17172	28134	43960									
	Retroceso							967	1477	2308	3922	6347	10303	16046	26376	42202									
15	Avance							1206	1884	2944	4673	7536	11775	18398	30144	47100									
	Retroceso							1036	1583	2473	4202	6800	11039	17193	28260	45216									
16	Avance							1286	2010	3140	4985	8038	12560	19625	32154	50240									
	Retroceso							1105	1688	2638	4483	7253	11775	18339	30144	48230									

Cargas estáticas en cilindros neumáticos en N

### 3.3.1) Circuito neumático

Se propone un circuito neumático para el control del mismo.

Esto se muestra en la figura 3.58.



**Figura 3.58** Circuito neumático propuesto.

El circuito está conformado por ocho elementos:

- (1) Un compresor.
- (2) Un tanque.
- (3) Una unidad de mantenimiento/limpieza para el fluido.
- (4) Una válvula 3/2 de accionamiento mecánico para el alivio de presiones internas.
- (5) Una válvula de regulación de presión para mantener una presión constante al momento del accionamiento del mecanismo de sujeción.
- (6) Una válvula 5/2 de accionamiento magnético para derivar el paso del fluido que ingresará al cilindro neumático y de accionamiento mecánico para probar el funcionamiento correcto del mecanismo.
- (7) Dos válvulas anti-retorno estranguladoras que disminuyen la velocidad de apertura y cierre para la protección tanto del sistema como del objeto agarrado.
- (8) Un cilindro neumático de doble efecto.

### 3.4) Cálculos y diseños finales

#### 3.4.1) Cálculo de pasadores

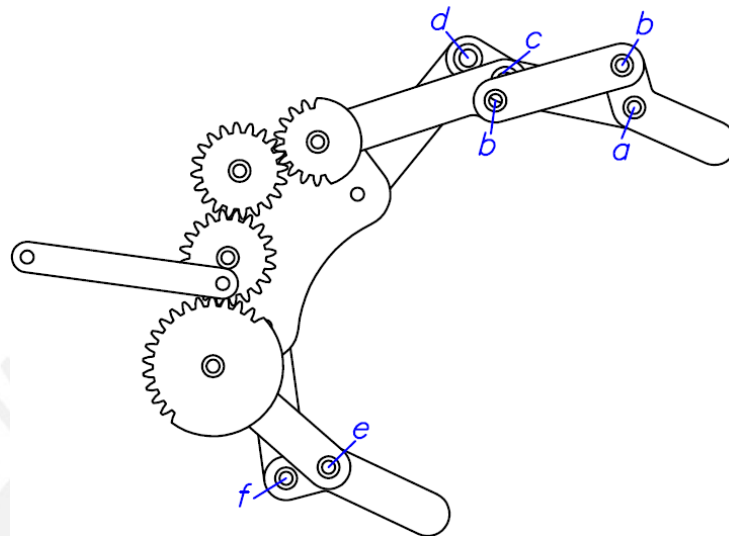


Figura 3.59 Ubicación de pasadores.

Las uniones de los elementos del prototipo son mediante pasadores como se muestra en la figura 3.59; se realiza el cálculo de pasadores según Beer [25].

Se utiliza el material Acero St60 con las siguientes propiedades mecánicas.

$$\tau_{Adm} = 85N/mm^2, P_{Adm} = 150N/mm^2, \sigma_{F Adm} = 130N/mm^2$$

Ejemplo de cálculo del pasador "a" (en falange distal índice) en la posición descrita en la figura 3.60.

Carga de trabajo y características geométricas (definidas por las dimensiones de los elementos a unir)

$$F = 49,2N$$

$$l = 4mm$$

$$d = 3mm$$

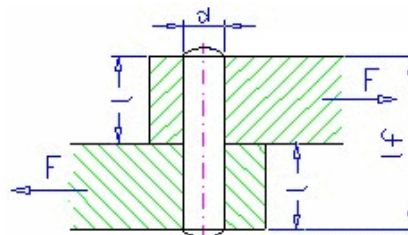


Figura 3.60 Posición de pasadores, [28].

Verificación por corte: Para la verificación por corte se utiliza la siguiente relación.

$$\tau_c = \frac{4F}{\pi * d^2} \tag{3.49}$$

Utilizando la ecuación (3.49), la condición (3.41), la carga de trabajo, características geométricas y los valores de propiedades mecánicas de resistencia al corte del Acero St60, se tiene lo siguiente.

$$\tau_c = \frac{4 * 49,2}{\pi * 3^2} = 6,96 \frac{N}{mm^2} \leq 85 \frac{N}{mm^2}$$

El valor cumple con la condición de resistencia admisible.

Verificación por aplastamiento: Para la verificación por aplastamiento se utiliza la siguiente relación.

$$P_1 = \frac{F}{l * d} \tag{3.50}$$

Utilizando la ecuación (3.50), la condición (3.41), la carga de trabajo, características geométricas y los valores de propiedades mecánicas de resistencia al aplastamiento del Acero St60, se tiene lo siguiente:

$$P_1 = \frac{49,2}{4 * 3} = 4,1 \frac{N}{mm^2} \leq 150 \frac{N}{mm^2}$$

El valor cumple con la condición de resistencia admisible.

El análisis por aplastamiento del aluminio se realizará al saber el caso más crítico al finalizar el análisis de los pasadores.

A continuación se muestran los resultados de cálculo para los diferentes puntos de contacto y sus respectivos esfuerzos.

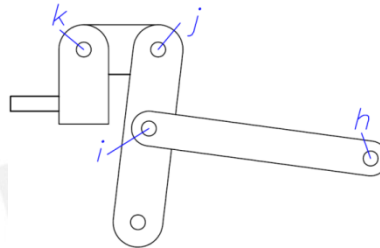
**Tabla 3.7** Resultados de cálculo de pasadores.

Pasador		a	b	c	d	e	f
Fuerza(en N)		49,2	34,3	140,4	94,8	57,7	43,53
L (long. contacto en mm)		4	4	4	4	4	4
d (diámetro en mm)		3	3	4	4	4	4
esfuerzo por:	Corte (en N/mm <sup>2</sup> )	7,0	4,9	11,2	7,5	4,6	3,5
	Aplastamiento (en N/mm <sup>2</sup> )	4,1	2,9	8,8	5,9	3,6	2,7



En la tabla 3.7 se observa que los esfuerzos de corte y aplastamiento no superan el valor de esfuerzo admisible para el material St60 a utilizar para la fabricación de los pasadores que estarán sometidos a cargas que soportan las falanges de los dedos (sistema de sujeción).

En la en la tabla 3.8 se muestra el resultado de cálculo de pasadores para la transmisión de fuerza en la prótesis (sistema de transmisión) figura 3.61.



**Figura 3.61** Ubicación de los pasadores del mecanismo de palanca.

**Tabla 3.8** Resultados de cálculo de pasadores.

Pasador	h	i	j	k	
Fuerza(en N)	707,56	707,56	400	400	
L (long. contacto en mm)	4	4	3	3	
d (diámetro en mm)	4	4	4	4	
esfuerzo por:	Corte (en N/mm <sup>2</sup> )	56,3	56,3	31,8	31,8
	Aplastamiento (en N/mm <sup>2</sup> )	44,2	44,2	33,3	33,3

Los pasadores que soportan los engranajes están sometidos a flexión, en la posición mostrada en la figura 3.62, por lo que serán calculados por resistencia a la flexión además de verificar su resistencia al corte y aplastamiento.

Verificación por flexión: Para la verificación por flexión se utiliza la siguiente relación.

$$M_f = \frac{F \times (b + t_1)}{4} \tag{3.51}$$

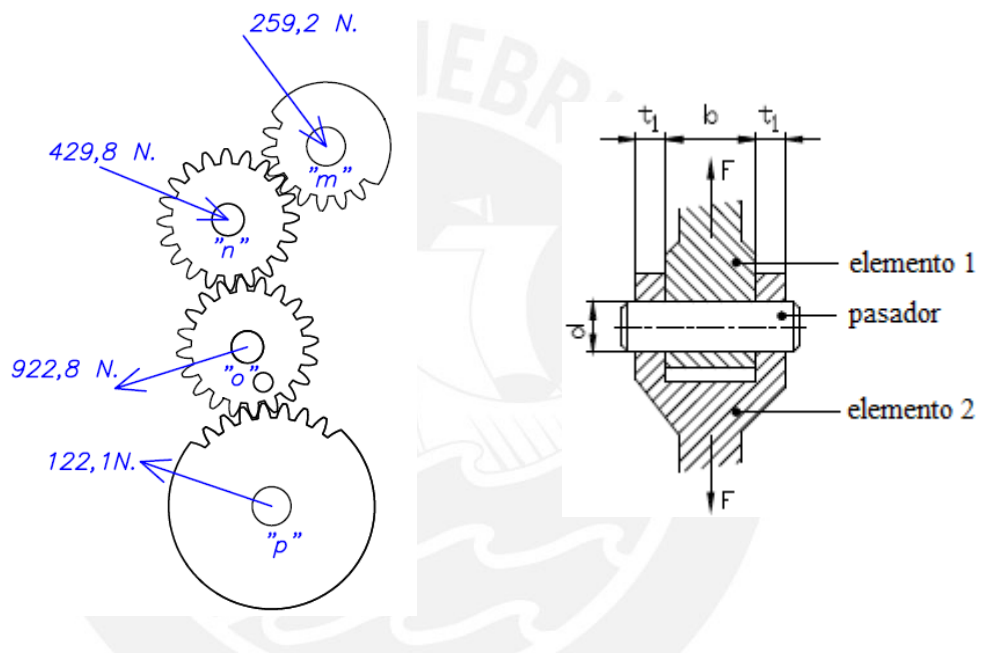
Se realizará un ejemplo de cálculo para el pasador “m” mostrado en la figura 3.62.

Utilizando la ecuación (3.51), la carga de trabajo, características geométricas y los valores de propiedades mecánicas del Acero St60, se tiene lo siguiente:

$$M_{f\_Max} = \frac{259,2 \times (10 + 6,36)}{4} = 1060,13 \frac{N}{mm^2}.$$

$$\sigma_{f\_Max} = \frac{32 \times M_{f\_Max}}{\pi \times d^3} = 50 \frac{N}{mm^2} \leq 130 \frac{N}{mm^2}$$

El valor cumple con la condición de resistencia admisible.



**Figura 3.62** Fuerzas en los pasadores de los engranajes y posición de pasadores para el cálculo de su resistencia.

**Tabla 3.9** Resultados de cálculo de pasadores.

Pasador	m	n	o	p	
Fuerza(en N)	259,2	429,8	922,8	122,1	
b (longitud de elemento en mm)	10	10	10	10	
t1 (longitud de soportes en mm)	3,18	3,18	3,18	3,18	
d (diámetro en mm)	6	6	6,5	6	
esfuerzo por:	Flexión (en N/mm <sup>2</sup> )	50	82,9	140	23,6
	Corte (en N/mm <sup>2</sup> )	4,6	7,6	13,9	2,2
	Aplastamiento (en N/mm <sup>2</sup> )	2,6	4,4	7,5	1,2

En la tabla 3.9 se observa que los esfuerzos de corte, aplastamiento y flexión no superan el valor de esfuerzo admisible para el material St60 a utilizar para la fabricación de los pasadores que estarán sometidos a cargas que soportan los engranajes.

La verificación por aplastamiento del aluminio se realiza tomando el caso más crítico visto en la tabla 3.8, en la cual la fuerza de 707,56N aplasta el área de  $4 \times 4 \text{ mm}^2$  del aluminio lo que provoca un aplastamiento de  $44,25 \text{ N/mm}^2$ , por lo que se concluye que el aluminio no fallará por aplastamiento siendo el valor obtenido menor al admisible.

### 3.4.2) Verificación de la fuerza de sujeción en los extremos de la prótesis

La verificación de la fuerza de sujeción consiste en relacionar la presión que se ejerce en el pistón con la fuerza que se puede aplicar en las puntas de las falanges, esto permitiría poder controlar las fuerzas de “agarre” de la prótesis.

Para lograr el objetivo mencionado vamos a analizar tres posiciones, dos de ellas ya analizadas con anterioridad y una posición intermedia, mostradas en las figuras 3.63, 3.64 y 3.65.

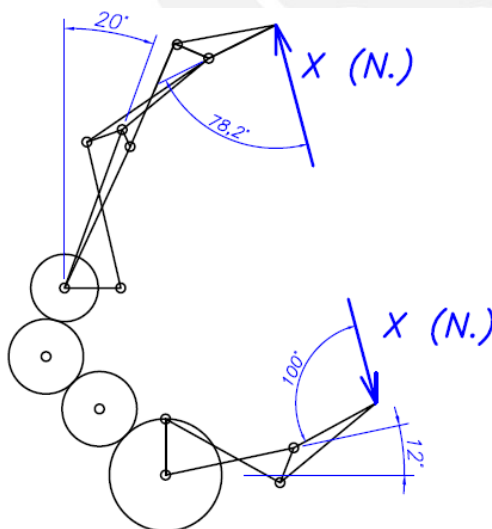


Figura 3.63 Posición #1.

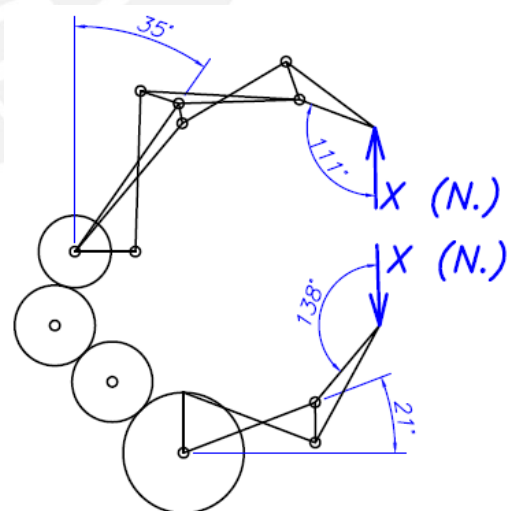


Figura 3.64 Posición #2.

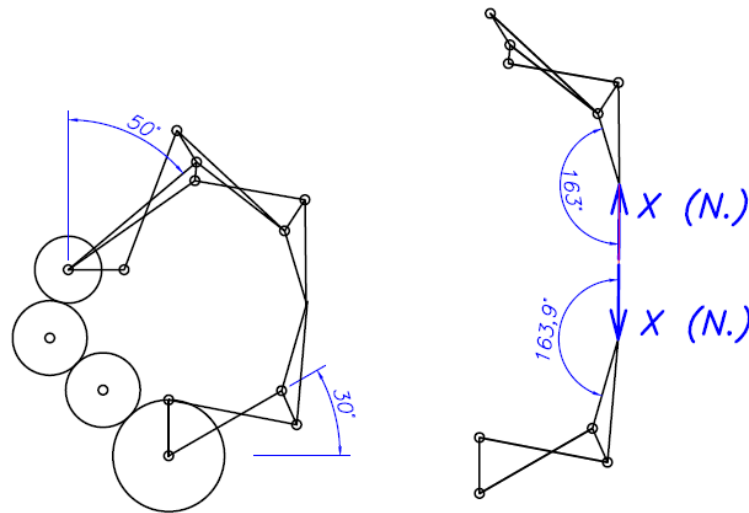


Figura 3.65 Posición #3.

El análisis se basa en el resultado de equilibrio de fuerzas y momentos, desde las falanges distales de cada dedo hasta la fuerza que proporciona el cilindro neumático.

Ya que el objetivo es encontrar una relación entre las fuerzas de la punta de las falanges y la fuerza que ejerce el cilindro, utilizamos una variable “X” (en Newton) la cual trasladaremos hasta el cilindro, la relación esperada es lineal ya que nunca multiplicamos las fuerzas entre ellas, solo las sumamos y restamos dependiendo del equilibrio en los elementos, los cálculos son repetitivos por lo que se detallará solo el análisis de la posición #1.

### 3.4.2.1) Análisis de la posición 1:

Falange distal índice (figura 3.66): Aplicando la ecuación (3.19) en los puntos A y B, se tiene:

$$\begin{aligned} &\rightarrow \sum M_B = 0 \\ &- Fa \times 10 + X \times 20 \times \text{sen}78,2^\circ = 0 \\ &Fa = 1,95 \times X \text{ (N)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\rightarrow \sum M_A = 0 \\ &(X \times \text{sen}78,2) \times (20 + 10 \times \text{sen}40) + (X \times \text{cos}78,2) \times (10 \times \text{cos}40) - Fb \times 10 \times \text{sen}77,3 = 0 \\ &Fb = 2,81 \times X \text{ (N)} \end{aligned}$$

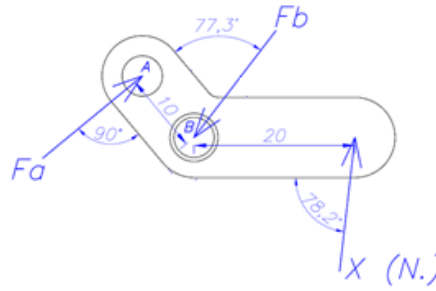


Figura 3.66 DCL de la falange distal índice.

Falange media índice (figura 3.67): Aplicando la ecuación (3.19) en el punto C y utilizando Fb en función de 'X', se tiene:

$$\begin{aligned} \rightarrow \sum M_c &= 0 \\ (Fb \times \cos 40) \times (10 \times \cos 70) + (Fb \times \text{sen} 40) \times (30 + 10 \times \text{sen} 70) - Fd \times (10 \times \text{sen} 77,8) &= 0 \\ 2,85 \times Fb &= Fd \\ Fd &= 8 \times X \text{ (N)} \end{aligned}$$

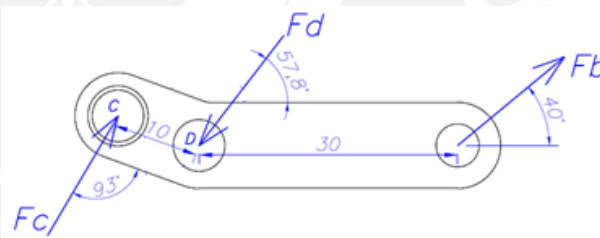


Figura 3.67 DCL de la falange media índice.

Falange proximal índice (figura 3.68): Aplicando la ecuación (3.19) en el punto R y utilizando Fd y Fa en función de 'X', se tiene:

$$\begin{aligned} \rightarrow \sum M_r &= 0 \\ Fd \times 45 \times \text{sen} 27,2 + Fa \times 41,5 \times \text{sen} 3,4 - Fa \times 3,5 \times \cos 3,4 - M_1 &= 0 \\ Fd \times 20,57 - Fa \times 1,03 &= M_1 \\ (8 \times X) \times 20,57 - (1,95 \times X) \times 1,03 &= M_1 \\ M_1 &= 162,56 \times X \text{ (N - mm)} \end{aligned}$$

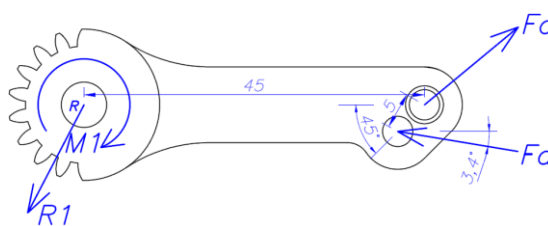


Figura 3.68 DCL de la falange proximal índice.

Se continúa con el cálculo del momento en el engranaje base pulgar en función de la fuerza variable 'X'

Falange distal pulgar (figura 3.69): Aplicando la ecuación (3.19), se tiene:

$$\begin{aligned} \rightarrow \sum M_{F3} &= 0 \\ -(X \times \cos 10) \times (25 + 10 \cos 40) + (X \times \text{sen} 10) \times (10 \times \text{sen} 40) + F_2 \times (10 \times \text{sen} 70,5) &= 0 \\ F_2 \times 9,42 &= 31,04 \times X \\ F_2 &= 3,3 \times X \end{aligned}$$

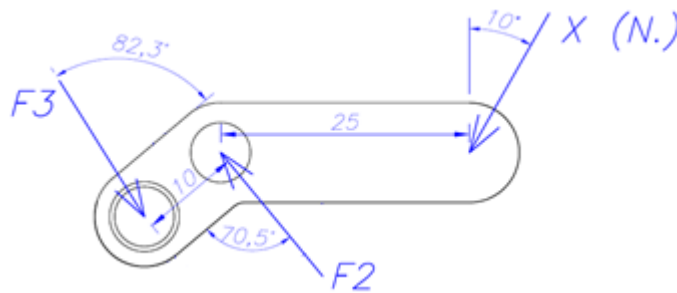


Figura 3.69 DCL de la falange distal pulgar.

Falange proximal pulgar (figura 3.70): Aplicando la ecuación (3.19) en el punto R2 y utilizando F2 en función de 'X', se tiene:

$$\begin{aligned} \rightarrow \sum M_{R2} &= 0 \\ -F_2 \times \text{sen} 53 \times 35 + M_2 &= -(3,3 \times X) \times \text{sen} 53 \times 35 + M_2 = 0 \\ M_2 &= 92,24 \times X \text{ (N-mm)} \end{aligned}$$

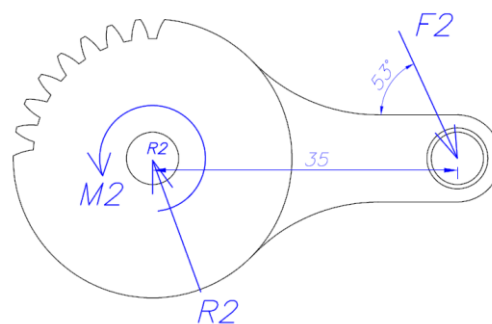
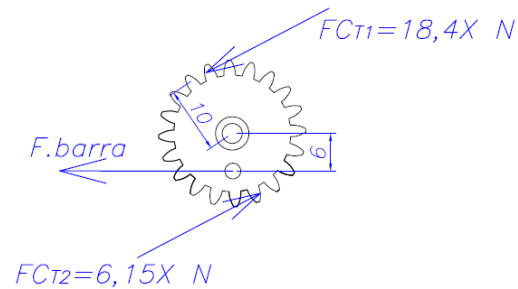


Figura 3.70 DCL de la falange proximal pulgar.



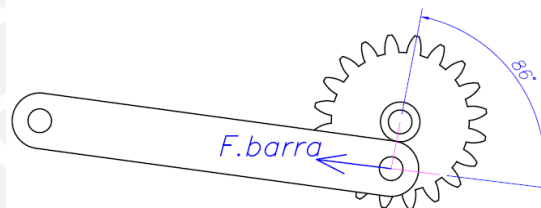
Se continúa con el traslado de fuerzas en el sistema de transmisión del prototipo, los momentos hallados anteriormente se trasladan al engranaje C.



**Figura 3.71** DCL del engranaje C.

Los momentos M1 y M2 se trasladan al engranaje C el cual posee una fuerza F.barra como se observa en la figura 3.71

En el instante mostrado en la figura 3.72, la barra no está posicionada perpendicularmente a la distancia desde el punto de aplicación de la fuerza al centro del engranaje, por lo que el ángulo entre ellos se toma en cuenta para el cálculo de la fuerza.



**Figura 3.72** Ángulo de desfase entre Fbarra y la longitud del centro hacia el punto de aplicación de fuerza, posición #1.

$$\begin{aligned} \rightarrow \sum M_C &= 0 \\ FC_{T1} \times 10 + FC_{T2} \times 10 - F_{BARRA} \times 6 \times \text{sen}86^\circ &= 0 \\ F_{BARRA} &= 40,4X \end{aligned}$$

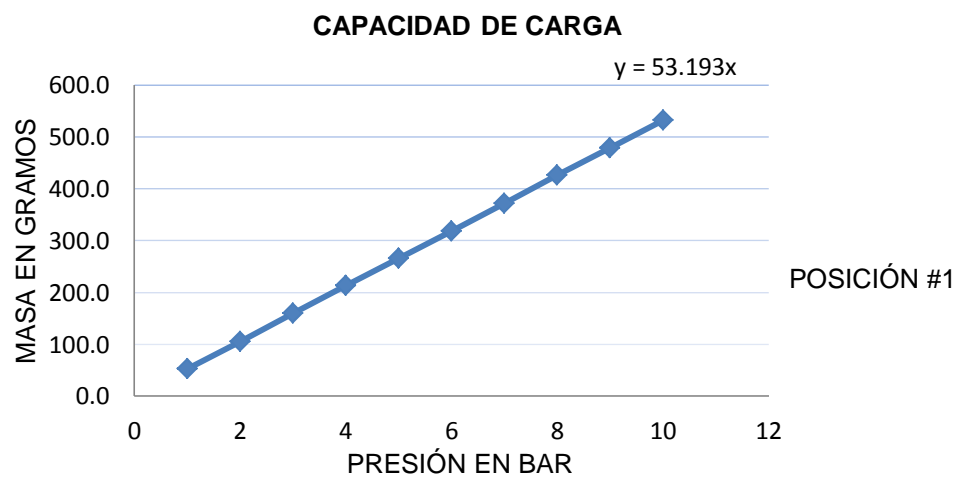
Teniendo la fuerza en la barra en función de la variable 'X' se procede con el traslado de la fuerza hasta el cilindro neumático, para ello la fuerza F.barra recorre el mecanismo de palanca del sistema de transmisión.

$$F_{RETROCESO} = 22,11 \times X \rightarrow X = \frac{F_{RETROCESO}}{22,11}$$

La fuerza de retroceso representa la fuerza que ejerce el cilindro neumático cuando este se encuentra en retroceso. Nótese que la fuerza de retroceso se relaciona linealmente con la fuerza “X” como se previó al inicio del capítulo.

Con ayuda de la relación entre la fuerza ‘F.retroceso’ y ‘X’ se puede determinar la fuerza que se ejerce en las puntas de las falanges distales variando la fuerza del pistón y esta a su vez ser controlada por la presión que sería nuestra variable de entrada.

Gracias a la relación hallada y la fuerza ‘X’ que se relaciona directamente con la cantidad de masa que sujeta el prototipo por medio del coeficiente de fricción se puede obtener la capacidad de carga del prototipo, mostrada en la figura 3.73, con la cual podemos determinar qué presión se necesita suministrar al cilindro neumático para sujetar cierta cantidad de masa.



**Figura 3.73** Gráfico masa vs. presión para la posición #1.

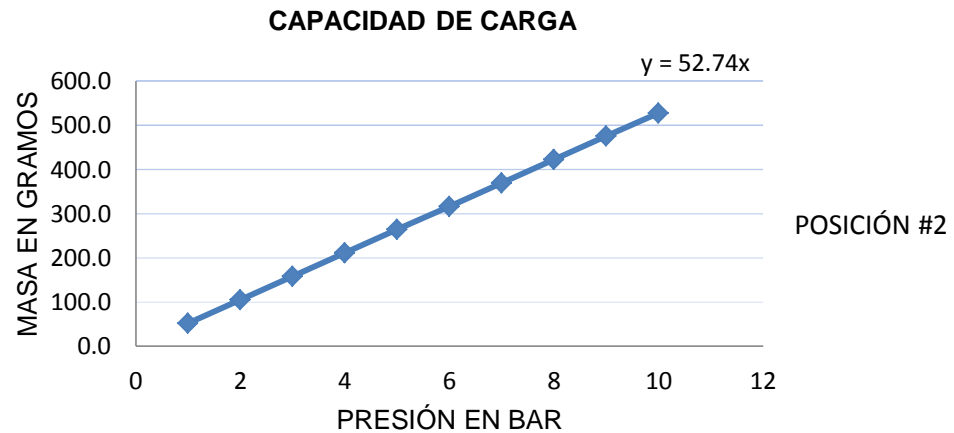
Se realiza el mismo análisis para las siguientes posiciones y se muestra la fuerza ‘Fretroceso’ en función de ‘X’.

#### 3.4.2.2) Análisis de la posición 2:

Se obtiene la siguiente relación:

$$\frac{F_{\text{RETROCESO}}}{22,3} = X_{\text{-(N.)}}$$

La figura 3.74 se muestra la capacidad de carga del prototipo, para la posición #2, con la cual podemos determinar qué presión se necesita suministrar al cilindro neumático para sujetar cierta cantidad de masa.



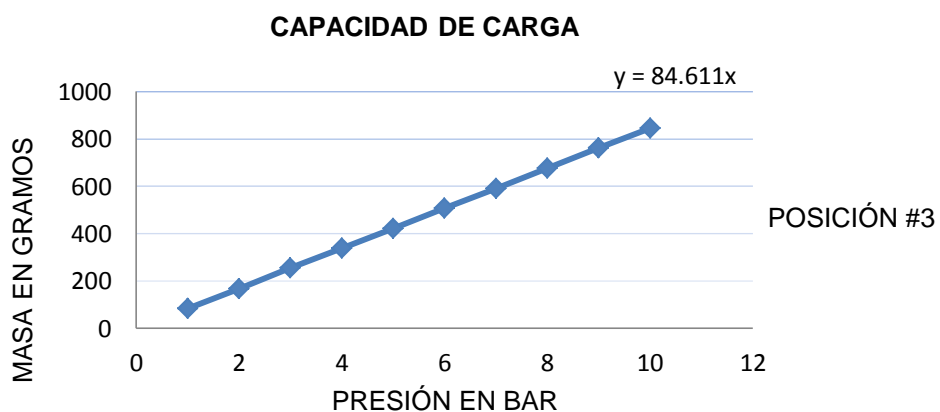
**Figura 3.74** Gráfico masa vs. presión para la posición #2.

### 3.4.2.3) Análisis de la posición 3:

Se obtiene la siguiente relación:

$$\frac{F_{\text{RETROCESO}}}{13,9} = X_{(N.)}$$

La figura 3.75 se muestra la capacidad de carga del prototipo, para la posición #3; con la cual podemos determinar qué presión se necesita suministrar al cilindro neumático para sujetar cierta cantidad de masa.



**Figura 3.75** Gráfico masa vs. presión para la posición #3.

#### 3.4.2.4) Simulaciones con otros materiales.

A continuación se simularán los resultados utilizando los coeficientes entre el Al 6061 y Al 6061 ( $\mu=0,42$ ), entre el Al 6061 y el cobre (0,28) y entre el AL 6061 y el acero (0,35), coeficientes mostrados en el ASM Handbook [21]. estando la prótesis en la posición #1.

**Tabla 3.10** Capacidad de carga según la presión en el actuador para otros tipos de materiales en contacto, posición #1.

PRESION EN BAR	FUERZA EN CADA DEDO EN N (POSICION 1)	MATERIALES EN CONTACTO		
		AL 6061 / AL 6061	AL6061 / COBRE	AL 6061 / ACERO
		CAPACIDAD DE CARGA EN kg	CAPACIDAD DE CARGA EN kg	CAPACIDAD DE CARGA EN kg
1	1,9	0,16	0,11	0,13
2	3,7	0,31	0,21	0,26
3	5,6	0,47	0,31	0,39
4	7,5	0,63	0,42	0,53
5	9,3	0,78	0, 52	0,65
6	11,2	0,94	0,63	0,78
7	13	1,09	0,73	0,91
8	14,9	1,25	0,83	1,04
9	16,8	1,41	0,94	1,18
10	18,6	1,56	1,04	1,30

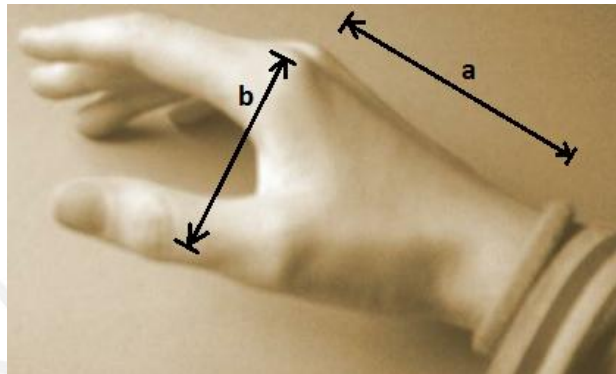
En la tabla 3.10 se observa que, para la posición #1, la capacidad de carga máxima es 1560gr. que equivale aproximadamente a 300% de la carga obtenida en los resultados del “análisis en la posición #1” (mayor capacidad de carga en la posición #1 mayor a 500 gr.), y que al suministrar una presión de 3 bar se logra alcanzar la capacidad de carga descrita en los requerimientos del prototipo (0,5 kg) para cualquier posición otorgando al diseño un mayor rango de utilización.

#### 3.4.3) Diseño del soporte del mecanismo

Los sistemas descritos anteriormente estarán sujetos a una estructura que tiene dos características: similitud en la geometría de una mano humana y resistir

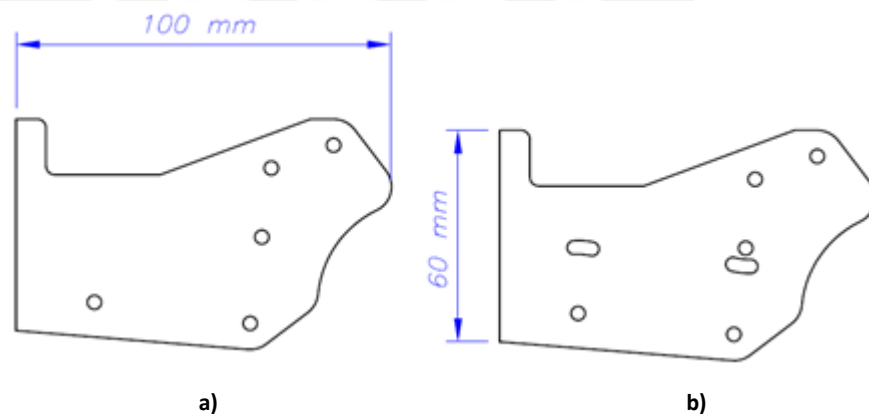
estructuralmente las fuerzas a las que va a estar sometida por la interacción de la prótesis con diversos elementos en contacto.

Se diseña una estructura que en adelante tendrá el nombre “soporte”, conformada por el área ubicada entre los huesos metacarpianos correspondientes al pulgar y al índice, figura 3.76.



**Figura 3.76** Área delimitada para el diseño del “soporte”.

La medida de la longitud de puño está en el rango de 89mm a 113mm (longitud “a”) según Chandra [26], para “b” se tomará como referencia la medida de la falange proximal del dedo índice 45mm (“b”), como se muestra en la figura 3.77.

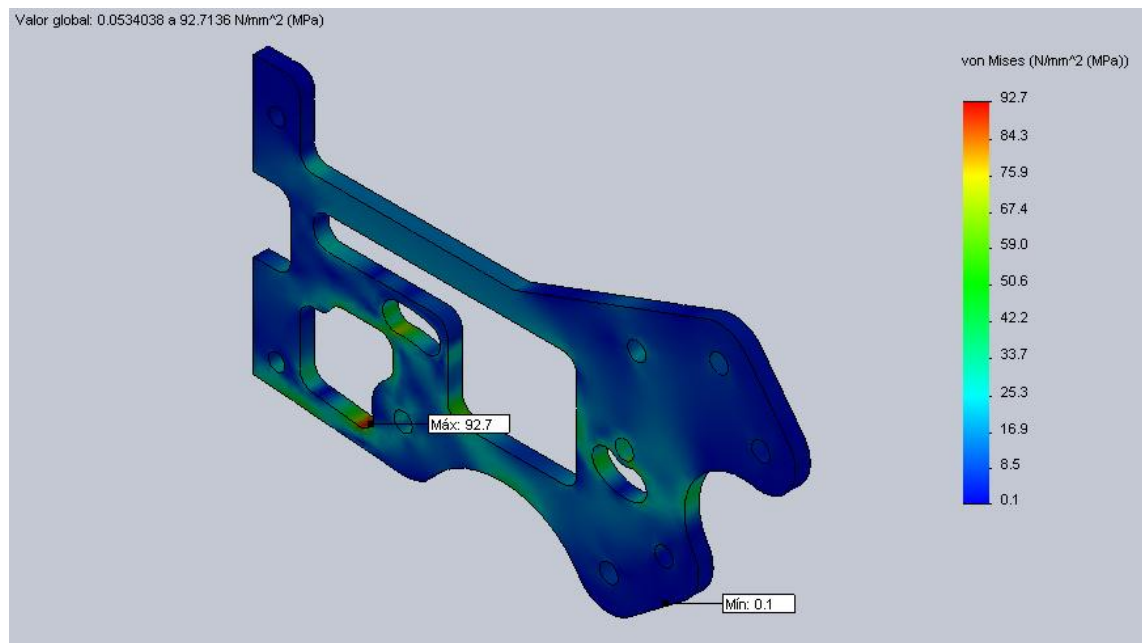


**Figura 3.77** Soportes: a) Posterior y b) Frontal.

Se debe tener en cuenta que los diseños de los soportes son distintos ya que en el soporte frontal se tiene el elemento barra engranaje-palanca que está por fuera del mecanismo.

Se realizó la optimización del diseño utilizando el análisis por elementos finitos del programa SOLIDWORKS (versión 2010); con la ayuda del software se pudo optimizar el diseño mediante la disminución de material con el objetivo de disminuir el peso y estar dentro de los requisitos de diseño de la prótesis.

El “soporte frontal” es el elemento que muestra menos área, por lo tanto es el elemento más propenso a fallar, el análisis mostrado a continuación se basa en este elemento.



**Figura 3.78** Análisis por elementos finitos del soporte frontal.

La figura 3.78 muestra el análisis de esfuerzos del “soporte posterior”, para ello se aplicaron las fuerzas de las reacciones de los engranajes y la palanca. Las cargas producen un esfuerzo máximo de  $92,7 \text{ N/mm}^2$ , el límite de fluencia del material (AL 6061-T6) es  $270 \text{ N/mm}^2$ , se concluye que el elemento no falla por resistencia y posee un factor de seguridad 3 aproximadamente.

A continuación se muestra el diseño completo dibujado en el software de diseño SOLIDWORKS (versión 2010), la figura 3.79 muestra la vista 2D con las dimensiones del prototipo y la figura 3.80 muestra el prototipo en 3D. El prototipo pesa 400 gr de masa aproximadamente según el software antes mencionado.



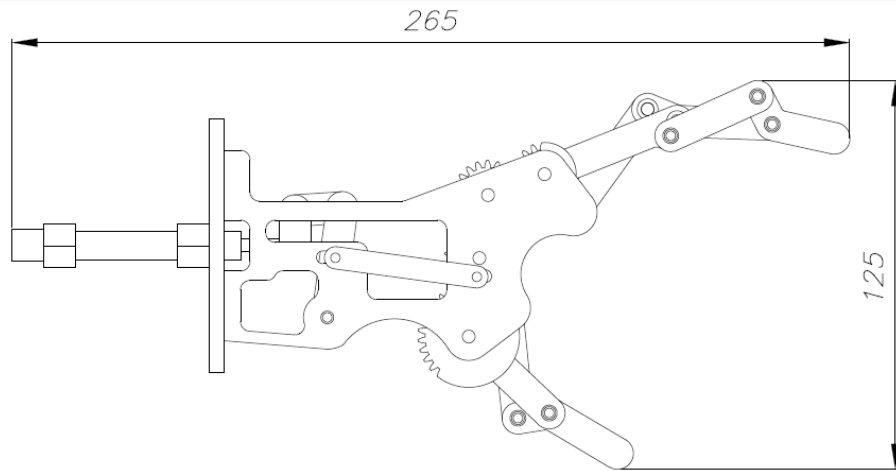


Figura 3.79 Vista 2D y dimensiones del prototipo.

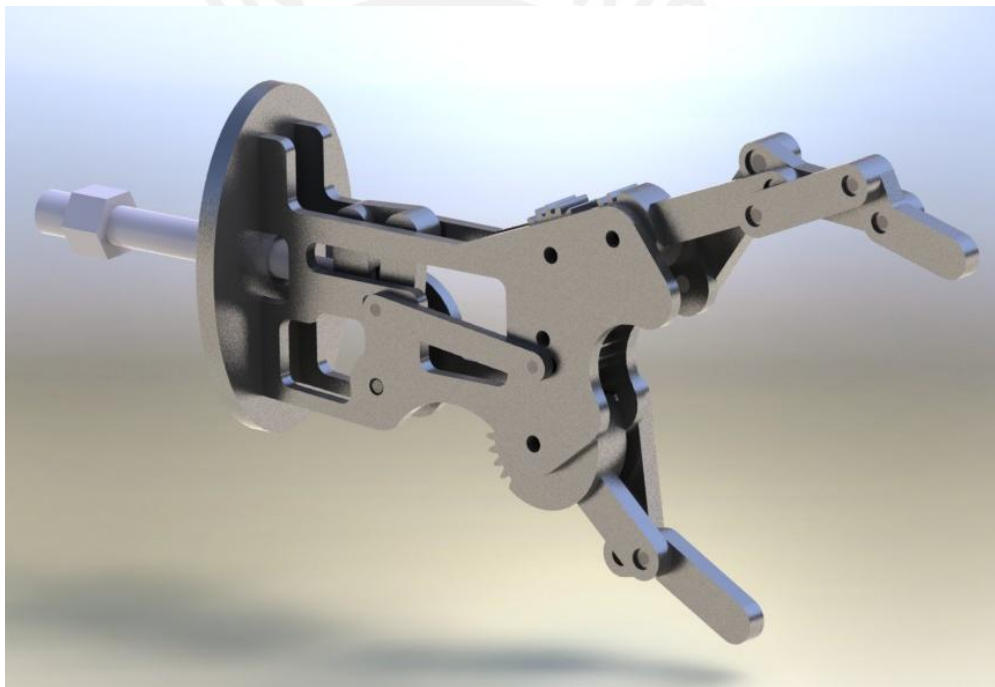
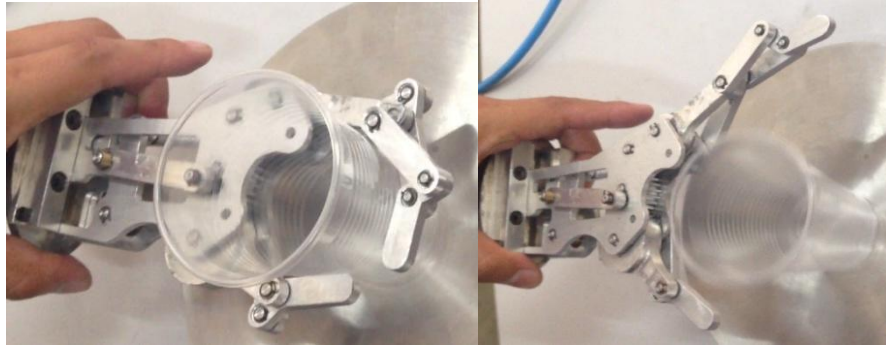


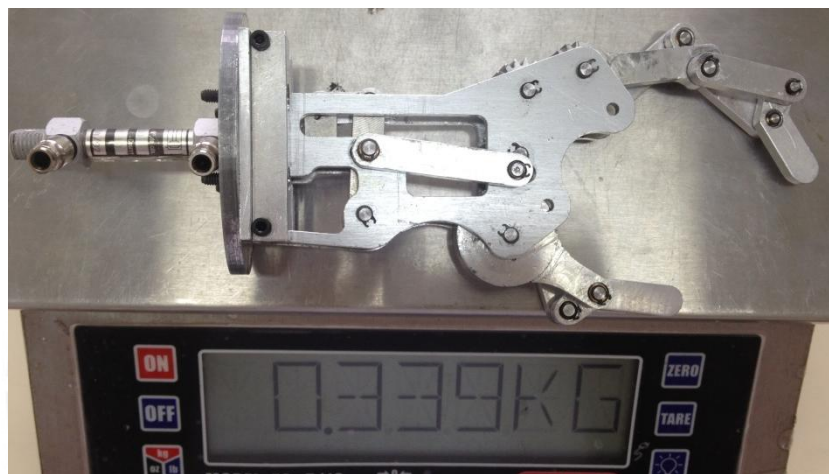
Figura 3.80 Vista 3D del prototipo.

### 3.5) Fabricación y pruebas

El diseño presentado en esta tesis se fabricó gracias al apoyo del Laboratorio de Manufactura de la Facultad de Ingeniería Mecánica PUCP, el prototipo se muestra en las figuras 3.81 y 3.82.

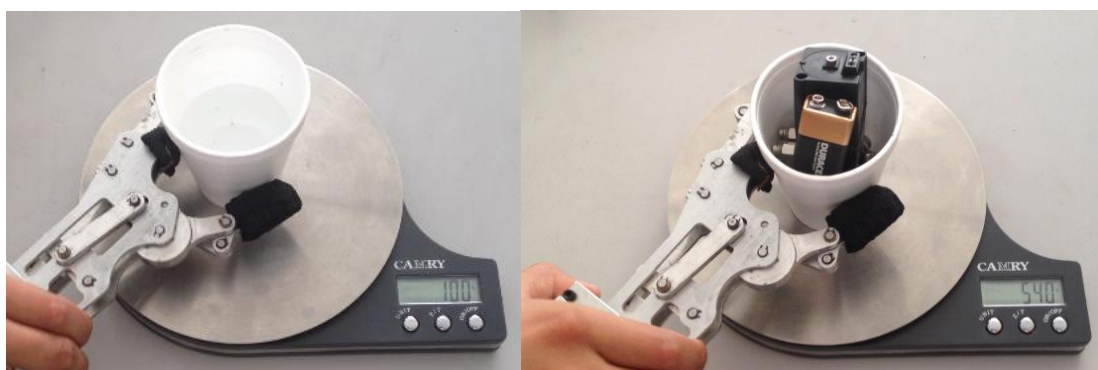


**Figura 3.81** Prototipo fabricado.



**Figura 3.82** Peso del prototipo fabricado.

La fabricación del prototipo permitió la realización de pruebas de presión en el actuador vs. peso del objeto a coger, figura 3.83. Para ello se utilizó una cobertura de caucho en los dedos y un vaso de poliestireno el cual es llenado con distintos objetos para variar su peso.

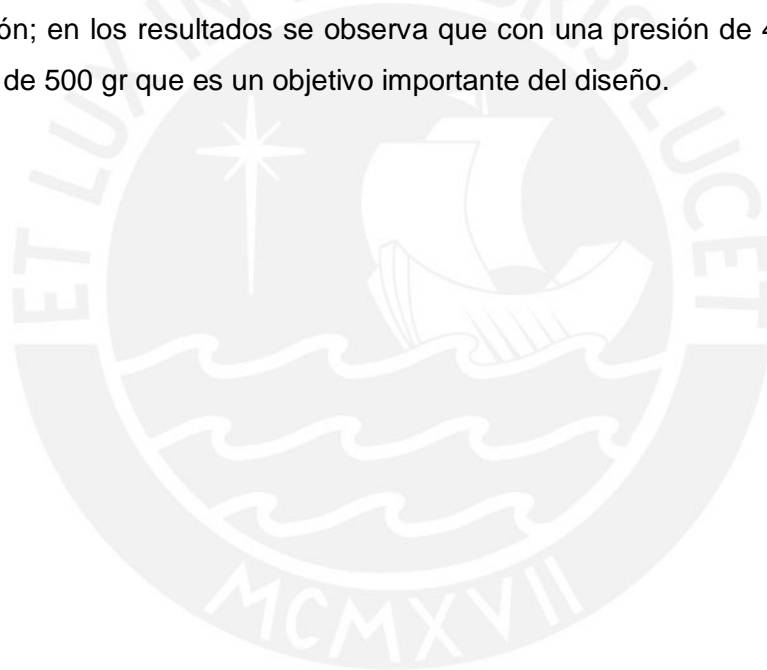


**Figura 3.83** Pruebas utilizando el prototipo fabricado.

**Tabla 3.11** Peso de objeto que puede sujetar el prototipo según la presión en el cilindro neumático.

Presión (bar)	Peso de objeto (gramos)
1.5	hasta 108
2.5	hasta 200
3.5	hasta 350
3.5	hasta 400
4.5	hasta 618
5.5	hasta 900
6	hasta 1012

Los resultados mostrados en la tabla 3.11 permiten verificar lo antes mencionado, el uso de un material sobre los dedos del prototipo permiten incrementar su rango de utilización; en los resultados se observa que con una presión de 4.5 bar se supera el peso de 500 gr que es un objetivo importante del diseño.



## CAPÍTULO 4

### PLANOS DE FABRICACIÓN

En el presente capítulo se muestran los planos de ensamble y despiece del prototipo de prótesis, elaborados a partir del diseño mostrado en capítulos anteriores.

La mayoría de elementos fueron fabricados utilizando aluminio aleado, para los cojinetes se utilizó bronce y los pines fueron fabricados en acero.

Las falanges de los dedos, los engranajes, los soportes y la base del actuador fueron diseñados teniendo en cuenta la similitud con la geometría de la mano humana y el ensamble del prototipo.

A continuación se muestra la lista de planos con su respectiva numeración, los elementos (16) cilindro neumático y (19) anillo de seguridad, son elementos que fueron adquiridos externamente, por lo que no cuentan con un plano.

(S/N) Plano de ensamble: Prótesis mioeléctrica.
(1) Falange distal índice, AL 6061-T6.
(2) Falange media índice, AL 6061-T6.
(3) Barra media índice, AL 6061-T6.
(4) Engranaje base índice, AL 6061-T6.
(5) Barra proximal índice, AL 6061-T6.
(6) Barra proximal pulgar, AL 6061-T6.
(7) Engranaje base pulgar, AL 6061-T6.
(8) Falange distal pulgar, AL 6061-T6.
(9) Soporte anterior, AL 6061-T6.
(10) Engranaje dedo índice, AL 6061-T6.
(11) Engranaje dedo pulgar, AL 6061-T6.
(12) Soporte posterior, AL 6061-T6.
(13) Barra engranaje-palanca, AL 6061-T6.
(14) Palanca, AL 6061-T6.
(15) Base actuador, AL 6061-T6.
(16) Cilindro neumático. (Sin plano.)
(17) Cojinete $\varnothing 6 \times 3 \times 1 \text{mm.}$ , BRONCE, DIN 5425.
(18) Pasador $\varnothing 4 \times 9,6 \text{ mm.}$ , ST-60, DIN 1435.
(19) Anillo de seguridad $\varnothing 4,8 \times 0,4 \text{mm.}$ , Ck 67, DIN 471. (Sin plano.)
(20) Cojinete $\varnothing 6 \times 10 \times 1 \text{mm.}$ , BRONCE, DIN 5425.
(21) Pasador $\varnothing 4 \times 17,96 \text{mm.}$ , ST-60, DIN 1435.
(22) Separador $\varnothing 8 \times 1 \times 2 \text{mm.}$ , BRONCE.
(23) Separador $\varnothing 8 \times 5 \times 2 \text{mm.}$ , BRONCE.
(24) Separador $\varnothing 5 \times 3,18 \times 0,5 \text{mm.}$ , BRONCE.
(25) Pasador $\varnothing 4 \times 7,6 \text{mm.}$ ST-60, DIN 1435.
(26) Pasador $\varnothing 3 \times 9,6 \text{mm.}$ ST-60, DIN 1435.
(27) Separador $\varnothing 5 \times 4,18 \times 0,5 \text{mm.}$ , BRONCE.
(28) Pasador $\varnothing 4 \times 12,78 \text{mm.}$ , ST-60, DIN 1435.
(29) Barra palanca-brazo, AL 6061-T6.
(30) Brazo, AL 6061-T6.
(31) Cojinete $\varnothing 5 \times 4 \times 1 \text{mm.}$ , BRONCE, DIN 5425.
(32) Cojinete $\varnothing 6 \times 4 \times 1 \text{mm.}$ , BRONCE, DIN 5425.
(33) Pasador $\varnothing 4 \times 8,78 \text{mm.}$ , ST-60, DIN 1435.
(34) Pasador $\varnothing 4 \times 17,78 \text{mm.}$ , ST-60, DIN 1435.
(35) Sujetador lateral posterior, AL 6061-T6.
(36) Sujetador lateral frontal, AL 6061-T6.

## CONCLUSIONES

Se ha cumplido el objetivo principal de esta tesis, que es diseñar y fabricar un prototipo de prótesis para personas amputadas por debajo del codo que desarrolla la fuerza necesaria para coger y sostener objetos de hasta 500 gr y que puede ser fabricado íntegramente utilizando técnicas y materiales disponibles en el ámbito industrial nacional.

El peso del prototipo fabricado que comprende el sistema de sujeción, el sistema transmisión, el sistema de generación de fuerza, soportes, bocinas y pasadores es de aproximadamente 350 gramos, un valor dentro del rango promedio de peso de la mano humana, esto teniendo en cuenta que solo se fabricaron dos de los cinco dedos de la mano.

El movimiento que se ha logrado es similar al movimiento de los dedos índice y pulgar de la mano humana utilizando un mecanismo de un grado de libertad y un sistema de engranajes que permitieron el movimiento coordinado de ambos dedos. Esto se comprobó en la implementación del prototipo.

La parte mecánica diseñada se adaptó perfectamente con el control para el prototipo, que ha sido diseñado e implementado por alumnos de la especialidad de ingeniería electrónica PUCP; esto es posible porque el prototipo se mueve ayudado de un cilindro neumático, cuya fuerza se controla directamente con la regulación de presión y que ésta a su vez es manipulada con las señales eléctricas emitidas por el control.

La utilización de material rugoso en los dedos es determinante para aumentar la capacidad de carga del prototipo.



## RECOMENDACIONES

Se recomienda reducir la fricción de las articulaciones para lograr una mejor eficiencia en la transmisión de fuerza, para un futuro proyecto se podrían emplear micro-rodamientos.

El prototipo cuenta con un mecanismo de palanca en su sistema de transmisión, éste puede ser modificado para aumentar la fuerza de sujeción y por lo tanto la capacidad de carga del prototipo.

Se sugiere aumentar la cantidad de dedos en el prototipo para obtener mayor capacidad de fuerza, teniendo el mecanismo utilizado como mecanismo base para el movimiento coordinado, esto mantendría la simplicidad del funcionamiento del prototipo.

Los dedos del prototipo diseñado tienen sus planos de espacio de trabajo desfasados para poder sujetar objetos pequeños, para trabajos futuros se recomienda modificar la ubicación de los dedos, ya que estos podrían tener sus espacios de trabajo en el mismo plano de acción, se recomienda diseñar el dedo pulgar con un grado de libertad como alternativa de solución.

Se recomienda modificar la forma de las falanges del prototipo ya que podrían tener una forma cilíndrica, lo cual mejoraría la estética del diseño.

## Bibliografía

- [1] INSTITUTO NACIONAL DE REHABILITACIÓN (INR), “Análisis de la situación de la Discapacidad en el Perú 2007”.Lima: 2008.98p.
- [2] “Convención sobre los Derechos de las Personas con Discapacidad y su Protocolo Facultativo de las Naciones Unidas”. ONU. Publicación del Grupo UAM y del Real Patronato. 2008
- [3] INSTITUTO NACIONAL DE REHABILITACIÓN (INR), “Prevalencia de las deficiencias, discapacidades y minusvalías en el Perú.1993”.Lima:1993.
- [4] CONSEJO NACIONAL PARA LA INTEGRACIÓN DE LA PERSONA CON DISCAPACIDAD (CONADIS), “Encuesta de hogares sobre discapacidad en Lima Metropolitana”. Lima: 2005.
- [5] INSTITUTO NACIONAL DE REHABILITACIÓN (INR). “Información Estadística Anual”. Lima: 2007.
- [6] INSTITUTO NACIONAL DE ESTADÍSTICA E INFORMÁTICA (INEI). “Perú: Compendio Estadístico 2010”. Lima: 2010
- [7] NETTER, Frank. “Anatomía Humana”. España. 2007. 640p.
- [8] ARCE, Carlos. “Prótesis de miembros superiores”.  
<http://www.arcesw.com/pms1.htm>. Consulta: octubre 2011.
- [9] G. R, Dunlop. “Investigaciones y desarrollo recientes en diseño de manos”.  
<http://www.revista.unam.mx/vol.6/num1/art01/art01-1c.htm>. 2003. Consulta: junio 2011.
- [10] VUSKOVIC, Marko. “Mano robótica”. Universidad de San Diego. EEUU.
- [11] “Multifingered Robot Hand: NAIST-Hand I”. Robotics laboratory, graduate school of information science nara institute of science and technology.  
<http://www.old.me.gatech.edu/biorobo/manipulation.html>. Japón. Consulta: mayo 2011.
- [12] ROLDÁN VILORIA, José. “Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada: Física Aplicada. Otros Fluidos”. Ediciones Paraninfo. S.A., 1997
- [13] FESTO. “El musculo neumático”. <http://www.festo.com>. Alemania. Consulta: mayo 2011.
- [14] BIZUELA MENDOZA, Jorge Aurelio. “Diseño de un equipo auxiliar en terapias de rehabilitación de extremidades de miembro superior a nivel de dedos”. México. 2010.
- [15] I. V. Grinyagin, E. V. Biryukova y M. A. Maier. “Kinematic and dynamic uman precision-grip movements”. Mayo. 2005.

- [16] "Physical therapy (PT) rehabilitation merck manual professional". ERCK SHARP & DOHME CORP. U.S.A. 2010-2011. <http://www.merckmanuals.com>. Consulta: agosto 2011.
- [17] MCCONVILLE, John "Anthropometric Relationships of Body and Body Segments Moments of Inertia Anthropology". Houston, Texas. Diciembre 1980.
- [18]. VELAZQUEZ SANCHEZ, A. "Rango de movilidad y función descriptiva del dedo índice", Científica, Octubre.2007.
- [19] BREIING, FLEMMING "Theorie und MethodendesKonstruierens" Ed. Springer.Lehrbuch.pag.81.
- [20], CECCARELLI, Marco, NAVA RODRÍGUEZ, Nestor Eduardo, CARBONE, Giuseppe. "Optimal design of driving mechanism in a 1-D.O.F. anthropomorphic finger". Universidad de Cassino, Italia.2005
- [21] "ASM Handbook. vol 18.Friction, Lubrication, and Wear Technology" ASM INTERNATIONAL. Pag.118.
- [22] VIDOSIC, Joseph. "Machine Design Projects", The Ronald Press, New York.1957.
- [23] GERE, James. TIMOSHENKO,Stephen. "Mecánica de Materiales", Grupo ed. Iberoamericana, Mexico.1984
- [24]. L. MOTT, Robert "Diseño de elementos de máquinas" University of Dayton. Ed.Pearson Educación. Cuarta edición.2006
- [25]. BEER, Ferdinand. JOHNSTON, Rusell "Mecánica de Materiales. Mc Graw Hill. Bogotá.1994.
- [26] CHANDRA, Arunesh; CHANDNA, Pankaj; SURINDER, Deswal, "Analysis of Hand Anthropometric Dimensions of Male Industrial", International journal of engineering. Volume 5. India. 2011.