



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA

**MECANISMO DE BLOQUEO PARA DEDO DE UNA
MANO PROTÉSICA**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE

MAESTRO EN INGENIERÍA

INGENIERÍA MECÁNICA – DISEÑO MECÁNICO

PRESENTA:

JESÚS MARES CARREÑO

DIRECTOR DE TESIS:

DR. JESÚS MANUEL DORADOR GONZÁLEZ



ENERO 2013

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. González González Leopoldo A.

Secretario: Dr. Espinosa Bautista Adrián

Vocal: Dr. Dorador González Jesús Manuel

1^{er} Suplente: M.I. Flores Luna Rosa Itzel

2^{do} Suplente: Dr. Ramírez Reivich Alejandro C.

Lugar donde se realizó la tesis:

Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Ingeniería

México, D.F.

TUTOR DE TESIS

Dr. Jesús Manuel Dorador González

FIRMA

AGRADECIMIENTOS

Agradezco al CONACyT y la Universidad por haberme brindado la beca que financió el estudio de esta maestría.

Esta tesis de maestría ha requerido de voluntad y entrega, no sólo de los principales involucrados, sino además de personas que a continuación citaré, ya que han sido pilar en mi vida.

Agradeceré primero a mis padres ya que sin su apoyo constante y su gran amor hubiera sido imposible alcanzar esta nueva meta, gracias por la fortaleza que me han dado para seguir adelante.

A mi asesor de tesis por su orientación y ayuda que me ha brindado. Gracias por guiarme siempre por el camino del buen trabajo y la rectitud.

Al posgrado de Ingeniería Mecánica y toda su planta docente y de investigación, ustedes han colocado una parte de sí en mí, cada conocimiento adquirido estará siempre presente en mi vida profesional.

Y ahora que obtendré mi grado de maestría no solo quiero agradecer a los profesores que me han asesorado en este grado inmediato, el agradecimiento se hace extensivo a todo aquellos que han estado presentes desde mi formación básica, sin una buena base es imposible lograr una gran misión.

Le agradezco a Dios por estar siempre presente en mi corazón, siempre fue esa voz que me impulsó e influyó para terminar este camino que decidí iniciar hace tiempo.

RESUMEN

El diseño y construcción de prótesis, está claramente inspirado en la anatomía y funcionamiento del cuerpo humano, además de estar enfocado a la rehabilitación de pacientes que han sufrido la pérdida parcial o total de un miembro. Con el fin de lograr una mejor restitución y reinserción del paciente a las actividades cotidianas, se busca que las prótesis sean lo más semejantes posible a los miembros del cuerpo humano que deben sustituir; tanto en apariencia, como en funcionamiento.

Una forma de lograr una mejor imitación de las funciones de la mano humana, por medio de un sistema protésico, es incluir un mecanismo de bloqueo para los dedos, el cual les permita soportar las cargas sin necesidad de mantener un actuador funcionando, lo cual resulta conveniente ya que representaría un ahorro significativo de energía y consecuentemente mayor tiempo de autonomía de la prótesis, así como menor desgaste de los actuadores y por consecuencia una vida útil más larga. El mecanismo de bloqueo juega además un papel importante en la seguridad del usuario, ya que de existir una falla en el sistema de alimentación o control de la prótesis durante la sujeción de objetos, se podría perder la sujeción del objeto, lo que resultaría en un potencial daño para el usuario. La implementación del bloqueo impedirá que existan este tipo de fallas, pues como ya se mencionó el mecanismo de bloqueo debe ser capaz de mantener la posición y fuerzas en los dedos aun si el actuador o el controlador fallan.

En el presente trabajo se detalla el proceso de diseño de un mecanismo de bloqueo para dedo de una mano protésica, desde la definición de los requerimientos y especificaciones, pasando por el diseño conceptual y de detalle, hasta la validación computacional del mecanismo.

Este trabajo se realizó en el marco de los proyectos PAPIIT IT102512 "Diseño de sistemas mecatrónicos aplicados al ser humano" y del proyecto PAPIME PE100911 "Diseño de productos mecatrónicos".

ABSTRACT

The design and construction of prosthesis, is clearly inspired by the anatomy and functioning of the human body, as well as being focused on the rehabilitation of patients who have suffered partial or total loss of a member. In order to achieve a better return and reintegration of the patient to the daily activities, seeking that prostheses are as similar as possible members of the human body that must be replaced; both in appearance and in operation.

One way of achieving a better imitation of the features of the human hand, by means of a prosthetic system, is to include a locking mechanism for the fingers, which enable them to withstand loads without having to keep an actuator operating, which is convenient since it would represent a significant saving of energy and consequently longer autonomy of the prosthesis, as well as less wear on actuators and consequently a longer useful life. The Locking mechanism plays also an important role in the safety of the user, since if there exists fails in the power system or control of the prosthesis during binding of objects, the fastening of the object could be loosen, which would result in a potential harm for the user. The implementation of the lock will prevent this kind of failure exist because as had already been mentioned the locking mechanism must be able to maintain the position and forces of the fingers even when the actuator or control fails.

This paper details the design process of a locking mechanism for a prosthetic hand finger, from the definition of requirements and specifications, through the conceptual design and detail, to computational validation mechanism.

This work was carried out in the framework of projects PAPIIT IT102512 " Diseño de sistemas mecatrónicos aplicados al ser humano " and PAPIME PE100911 " Diseño de productos mecatrónicos " project.

CONTENIDO

	Página
RESUMEN.....	III
ABSTRACT	IV
CONTENIDO.....	V
ÍNDICE DE FIGURAS	IX
ÍNDICE DE TABLAS	XIII
OBJETIVO.....	14
1 ANTECEDENTES.....	15
1.1 ESTADO DEL ARTE.....	16
1.1.1 PRÓTESIS COMERCIALES.....	16
1.1.1.1 DynamicArm® TMR de Otto Bock®	16
1.1.1.2 I-LIMB® de Touch Bionics®	17
1.1.1.3 BeBionic3® de RSLSteeper®.....	17
1.1.1.4 Michaelangelo® de Otto Bock®.....	18
1.1.2 DESARROLLOS NO COMERCIALES	18
1.1.2.1 KNU Hand	19
1.1.2.2 Smart Hand	19
1.1.2.3 Southampton Hand	20
1.1.2.4 Toronto Hand	20
1.1.2.5 MANUS.....	21
1.1.2.6 CyberHand	21
1.1.2.7 MAT	22
1.1.2.8 Modular Prosthetic Limb (MPL)	23
1.1.2.9 DEKA Arm	23
2 MARCO TEÓRICO	24
2.1 ANATOMÍA DE LA MANO.....	25
2.1.1 OSTELOGÍA DE LA MANO.....	25
2.1.1.1 Huesos del carpo	25
2.1.1.2 Huesos del metacarpo	26
2.1.1.3 Huesos de los dedos.....	27
2.1.2 ARTORLOGÍA DE LA MANO.....	28
2.1.2.1 Articulaciones del carpo.....	28
2.1.2.2 Articulaciones carpometacarpianas.....	29
2.1.2.3 Articulaciones del metacarpo.....	29

2.1.2.4	Articulaciones metacarpofalángicas	30
2.1.2.5	Articulaciones interfalángicas	30
2.1.3	MIOLOGÍA DE LA MANO	31
2.1.3.1	Músculos extrínsecos de la mano	31
2.1.3.1.1	Flexores extrínsecos	31
2.1.3.1.1.1	Flexores extrínsecos de la muñeca	31
2.1.3.1.1.2	Flexores extrínsecos de los dedos	32
2.1.3.1.2	Extensores extrínsecos	33
2.1.3.1.2.1	Extensores extrínsecos de la muñeca	33
2.1.3.1.2.2	Extensores extrínsecos de los dedos	34
2.1.3.2	Músculos intrínsecos de la mano	36
2.1.3.2.1	Región palmar externa	36
2.1.3.2.2	Región palmar interna	37
2.1.3.2.3	Región palmar media	37
2.2	FISIOLOGÍA DE LA MANO	39
2.2.1	LA FACULTAD DE PRENSIÓN DE LA MANO	39
2.2.1.1	Arquitectura de la mano	40
2.2.1.2	Tipos de prensión	41
2.3	BIOMECAÁNICA DE LA MANO	43
2.3.1	Modelado biomecánico de la mano	44
2.3.1.1	Antropometría	44
2.3.1.2	Rangos de movimiento	47
2.3.1.3	Modelo estático tendón polea	48
2.3.1.4	Rangos de fuerza	50
2.3.1.5	Contribuciones relativas durante la prensión	52
3	METODOLOGÍA, REQUERIMIENTOS Y ESPECIFICACIONES	53
3.1	Metodología de diseño	54
3.2	Requerimientos	55
3.3	Especificaciones	60
4	DISEÑO CONCEPTUAL Y SELECCIÓN DE CONCEPTO	62
4.1	Generación de conceptos	63
4.1.1	Búsqueda de información	63
4.1.1.1	Mecanismos y/o Sistemas	63
4.1.1.1.1	Mecanismo sinfín-corona	63
4.1.1.1.2	Mecanismo sinfín-tuerca	64
4.1.1.1.3	Mecanismos de fricción	65

4.1.1.1.4	Mecanismos con engranes.....	69
4.1.1.2	Mecanismos de bloqueo en manos protésicas	70
4.1.1.2.1	Mecanismo de bloqueo de la KNU Hand	70
4.1.1.2.2	Mecanismo de bloqueo de la Smart Hand	72
4.1.1.2.3	Mecanismo de bloqueo de Otto Bock	73
4.1.1.2.4	Mecanismos de bloqueo basados en sinfín implementados en prótesis	74
4.1.1.2.5	Mecanismos de bloqueo basados en altas relaciones de reducción	74
4.1.2	Conceptos de solución	74
4.1.2.1	Clutch de cilindros.....	75
4.1.2.2	Reductor planetario	76
4.1.2.3	Doble sinfín.....	78
4.1.2.4	Corona-anular	79
4.2	REFINACIÓN DE CONCEPTOS.....	81
4.2.1	Clutch de cilindros modificado	81
4.2.2	Reductor planetario modificado	84
4.2.3	Doble sinfín modificado	85
4.2.4	Corona-anular modificado	86
4.3	Selección de concepto.....	87
5	DISEÑO DE DETALLE	92
5.1	Revisión del concepto.....	93
5.1.1	Diseño conceptual del subsistema de actuación del engrane móvil.....	93
5.1.2	Acoplamiento del subsistema de actuación al mecanismo corona-anular	97
5.2	Diseño de los engranes	98
5.2.1	Cálculo del juego mecánico	98
5.2.2	Cálculo de fuerzas en los engranes.....	100
5.2.3	Cálculo de esfuerzos.....	103
5.2.3.1	Esfuerzos debidos a la flexión	103
5.2.3.2	Esfuerzos debidos al contacto	106
5.2.4	Geometría de engranes	108
5.3	Diseño del subsistema de actuación del engrane móvil.....	110
5.3.1	Diseño de los seguidores	110
5.3.1.1	Esfuerzos en los seguidores.....	112
5.3.2	Diseño de la leva cilíndrica.....	112

5.3.3	Selección de resortes	115
5.3.4	Montaje de los resortes de compresión	116
5.3.5	Cálculo de los parámetros de la leva cilíndrica	117
5.4	Diseño de los ejes.....	120
5.5	Diseño de la carcasa	122
5.6	Ensamble del mecanismo.....	124
6	VALIDACIÓN	125
6.1	Engranés.....	126
6.2	Ejes	129
6.3	Leva y seguidores.....	135
6.4	Especificaciones finales.....	137
7	RESULTADOS, CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO	139
7.1	Resultados	140
7.2	Conclusiones.....	141
7.3	Trabajo a futuro.....	142
	ANEXOS.....	143
	ANEXO A	144
	Rodamientos	144
	Seguros tipo “E”	145
	Resortes de compresión	145
	ANEXO B	146
	Parámetros de la leva	146
	ANEXO C	148
	Ajustes de interferencia.....	148
	ANEXO D	149
	Mallas de elementos finitos de los estudios presentados	149
	ANEXO E	150
	Planos de las piezas diseñadas	150
	REFERENCIAS.....	160

ÍNDICE DE FIGURAS

FIG. 1.1 DYNAMICARM® [6].....	17
FIG. 1.2 I-LIMB® [10].....	17
FIG. 1.3 BEBIONICS3® [11].....	18
FIG. 1.4 MICHAELANGELO® [13]	18
FIG. 1.5 KNU HAND [11]	19
FIG. 1.6 SMART HAND [16]	20
FIG. 1.7 SOUTHAMPTON HAND [13].....	20
FIG. 1.8 TORONTO HAND [14]	21
FIG. 1.9 PRÓTESIS MANUS [15]	21
FIG. 1.10 DISTINTOS TIPOS DE PRENSIÓN REALIZADOS POR LA CYBERHAND [17].....	22
FIG. 1.11 MAT [3].....	22
FIG. 1.12 MODULAR PROSTHETIC LIMB [31]	23
FIG. 1.13 DEKA ARM [32].....	23
FIG. 2.1 LOS HUESOS DE LA MANO	25
FIG. 2.2 HUESOS DEL CARPO [29].....	26
FIG. 2.3 HUESOS DEL METACARPO [29]	26
FIG. 2.4 HUESOS DE LOS DEDOS [29]	27
FIG. 2.5 FALANGES.....	27
FIG. 2.6 ARTICULACIONES DEL CARPO	28
FIG. 2.7 ARTICULACIONES CARPOMETACARPIANAS.....	29
FIG. 2.8 ARTICULACIONES INTERMETACARPIANAS	29
FIG. 2.9 MOVIMIENTOS DE LA ARTICULACIONES METACARPOFALÁNGICAS [29].....	30
FIG. 2.10 ARTICULACIONES INTERFALÁNGICAS	30
FIG. 2.11 FLEXORES EXTRÍNSECOS DE LA MUÑECA [29].....	32
FIG. 2.12 FLEXORES EXTRÍNSECOS DE LOS DEDOS [29].....	33
FIG. 2.13 EXTENSORES EXTRÍNSECOS DE LA MUÑECA [29]	34
FIG. 2.14 EXTENSORES EXTRÍNSECOS DE LOS DEDOS [29]	35
FIG. 2.15 EXTENSORES EXTRÍNSECOS DEL PULGAR [29].....	35
FIG. 2.16 MÚSCULOS DE LA REGIÓN PALMAR EXTERNA [29]	36
FIG. 2.17 MÚSCULOS DE LA REGIÓN PALMAR INTERNA [29]	37
FIG. 2.18 MÚSCULOS DE LA REGIÓN PALMAR MEDIA [29]	38
FIG. 2.19 LA FUNCIÓN DE PRENSIÓN.....	39
FIG. 2.20 APERTURA DE LA MANO	39
FIG. 2.21 CIERRE DE LA MANO SOBRE SI MISMA	40
FIG. 2.22 CIERRE DE LA MANO SOBRE UN OBJETO	40
FIG. 2.23 ARCOS DE LA MANO [32]	40
FIG. 2.24 TIPOS DE PRENSIÓN.....	41
FIG. 2.25 PRENSIÓN DE FUERZA	42
FIG. 2.26 PRENSIÓN DE PRECISIÓN.....	42
FIG. 2.27 PRENSIÓN DE GANCHO.....	43
FIG. 2.28 PLANOS ANATÓMICOS	44
FIG. 2.29 PROPORCIONES PORCENTUALES DE LONGITUD DE SEGMENTOS CORPORALES [39]	45
FIG. 2.30 TENDONES DE UN DEDO	48
FIG. 2.31 MODELO TENDÓN POLEA [36].....	48
FIG. 2.32 MODELO TENDÓN POLEA SIMPLIFICADO	49
FIG. 2.33 RELACIÓN DE DESPLAZAMIENTO ARTICULACIÓN-TENDÓN.....	49

FIG. 3.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO.....	54
FIG. 3.2 PORCENTAJES DE HÁBITOS DE USO DE PRÓTESIS [55]	55
FIG. 3.3 PORCENTAJES DE ACEPTACIÓN DE PRÓTESIS (SEGÚN TIPO DE ACTUACIÓN) [55]	55
FIG. 3.4 REQUERIMIENTOS DE USUARIOS [15]	56
FIG. 4.1 PAR SINFIN-CORONA (A) PARÁMETROS DE SINFIN (B)	63
FIG. 4.2 PAR SINFIN-TUERCA.....	64
FIG. 4.3 MECANISMOS DE FRICCIÓN I. A) MECANISMO DE TRINQUETE Y FRICCIÓN CON GATILLO DE BOLA [60] B) MECANISMO DE FRICCIÓN PARA FRENAR UNA CORREDERA [60].....	65
FIG. 4.4 MECANISMO DE FRICCIÓN DEL FRENO DE BOLAS DE UN TAMBOR PARA ELEVAR CARGAS [60]	66
FIG. 4.5 MECANISMOS DE FRICCIÓN II. A) MECANISMO DE FRICCIÓN DE UN TAMBOR DE ELEVAR CARGAS [60] B) MECANISMO DE FRICCIÓN DEL FRENO DEL TAMBOR DE ELEVAR CARGAS [60]	66
FIG. 4.6 MECANISMOS DE FRICCIÓN III A) MECANISMO DE FRICCIÓN CON DOS GATILLOS [60] B) MECANISMO DE FRICCIÓN CON GATILLO DE BOLA [60]	67
FIG. 4.7 MECANISMO DE FRICCIÓN DE UN MANGUITO CON DESCONEXIÓN AUTOMÁTICA [60].....	67
FIG. 4.8 TRES CONFIGURACIONES DE ACOPLAMIENTOS CENTRÍFUGOS [60] [61]	68
FIG. 4.9 DOS CONFIGURACIONES DE UN EMBRAGUE DE RUEDA LIBRE [60] [61]	68
FIG. 4.10 VARIANTES DE ACCIONAMIENTO DEL EMBRAGUE DE RUEDA LIBRE. A) CON ESPÁRRAGOS [61] B) CON BANDA ELÁSTICA [61].....	69
FIG. 4.11 TRES MECANISMOS DE TRINQUETE [60] [61]	69
FIG. 4.12 MECANISMOS CON ENGRANES. A) TREN PLANETARIO B) TREN RECTO.....	70
FIG. 4.13 MECANISMO DE BLOQUEO DE LA KUN HAND [11].....	71
FIG. 4.14 OPERACIÓN DEL MECANISMO DE BLOQUEO DE LA KUN HAND [11].....	71
FIG. 4.15 PRUEBA [11] Y RESULTADOS [62]	71
FIG. 4.16 MECANISMO DE BLOQUEO DE LA SMART HAND (ESQUEMÁTICO). A) VISTA EN EXPLOSIÓN B) VISTA FRONTAL [57] 72	72
FIG. 4.17 OPERACIÓN DEL MECANISMO DE BLOQUEO DE LA SMART HAND. A) POSICIÓN NEUTRA B) POSICIÓN INTERMEDIA (JUEGO MECÁNICO) C) CONDUCCIÓN [57]	72
FIG. 4.18 MECANISMO DE BLOQUEO DE LA SMART HAND [57]	73
FIG. 4.19 MECANISMO DE BLOQUEO OTTO BOCK [63]	73
FIG. 4.20 MECANISMO DE ACTUACIÓN Y BLOQUEO DE LA TORONTO HAND [14]	74
FIG. 4.21 CLUTCH DE CILINDROS.....	75
FIG. 4.22 OPERACIÓN DEL CLUTCH DE CILINDROS. A) CONDUCCIÓN B) BLOQUEO.....	75
FIG. 4.23 CLUTCH DE CILINDROS SIN CARCASA	76
FIG. 4.24 REDUCTOR PLANETARIO. A) VISTA LATERAL B) VISTA ISOMÉTRICA ANTERIOR.....	76
FIG. 4.25 REDUCTOR PLANETARIO. VISTA ISOMÉTRICA POSTERIOR.....	77
FIG. 4.26 ACOPLAMIENTO DISCO CONDUCTOR-DISCO CONDUCIDO	77
FIG. 4.27 CONTACTO ENTRE EL DISCO CONDUCTOR Y LA CARCASA	78
FIG. 4.28 DOS CONFIGURACIONES DE LA TRANSMISIÓN DE DOBLE SINFIN [66] [61]	79
FIG. 4.29 MECANISMO DE DOBLE SINFIN	79
FIG. 4.30 MECANISMO DE DOBLE SINFIN. VISTA SUPERIOR	80
FIG. 4.31 MECANISMO CORONA-ANULAR. VISTA LATERAL.....	80
FIG. 4.32 MECANISMO CORONA-ANULAR. A) CONDUCCIÓN B) BLOQUEO	81
FIG. 4.33 MECANISMO CORONA-ANULAR. VISTA FRONTAL	81
FIG. 4.34 CLUTCH DE CILINDROS MODIFICADO	82
FIG. 4.35 COMPARACIÓN DE LOS DISCOS CONDUCTORES. A) MODIFICADO B) ORIGINAL	82
FIG. 4.36 COMPARACIÓN DE LOS DISCOS CONDUCIDOS. A) MODIFICADO B) ORIGINAL	83
FIG. 4.37 OPERACIÓN DEL CLUTCH DE CILINDROS MODIFICADO. A) BLOQUEO B) CONDUCCIÓN	83
FIG. 4.38 COMPARACIÓN DE LA OPERACIÓN DE BLOQUEO. A) MODIFICADO B) ORIGINAL	83
FIG. 4.39 MODIFICACIÓN DEL DISCO CONDUCIDO DEL REDUCTOR PLANETARIO	84
FIG. 4.40 REDUCTOR PLANETARIO MODIFICADO.....	84
FIG. 4.41 DOBLE SINFIN MODIFICADO.....	85

FIG. 4.42 DOBLE SINFIN MODIFICADO. VISTA SUPERIOR	85
FIG. 4.43 CORONA-ANULAR MODIFICADO EN BLOQUEO	86
FIG. 4.44 CORONA-ANULAR MODIFICADO EN CONDUCCIÓN	86
FIG. 5.1 ACTUADOR LINEAL. A) CON ANULAR B) SIN ANULAR.....	94
FIG. 5.2 BIELA-MANIVELA	94
FIG. 5.3 ESLABONES FLEXIBLES. A) CON ANULAR B) SIN ANULAR	95
FIG. 5.4 CENTRÍFUGO	95
FIG. 5.5 CENTRÍFUGO. A) ENGRANE MÓVIL EN POSICIÓN INICIAL B) ENGRANE MÓVIL DESPLAZADO.....	96
FIG. 5.6 LEVA CILÍNDRICA. A) ENGRANE MÓVIL EN POSICIÓN INICIAL B) ENGRANE MÓVIL DESPLAZADO	96
FIG. 5.7 ACOPLAMIENTO DEL SUBSISTEMA DE ACTUACIÓN CON EL MECANISMO CORONA-ANULAR.....	97
FIG. 5.8 JUEGO MECÁNICO ENTRE EL ENGRANE MÓVIL Y EL ANULAR	98
FIG. 5.9 FUERZAS EN UN DIENTE DE ENGRANE.....	101
FIG. 5.10 CORONA Y ENGRANE MÓVIL EN POSICIÓN DE BLOQUEO.....	101
FIG. 5.11 ANALOGÍA DIENTE-VIGA [67]	104
FIG. 5.12 A) CILINDROS EN CONTACTO B) PERFIL DE DISTRIBUCIÓN DE PRESIONES ENTRE DOS CILINDROS [67]	106
FIG. 5.13 ARREGLO GEOMÉTRICO DE ENGRANES. A) EN CONDUCCIÓN B) EN BLOQUEO	108
FIG. 5.14 CORONA Y ANULAR ALINEADOS	108
FIG. 5.15 ENGRANE MÓVIL. A) VISTA ISOMÉTRICA B) VISTA LATERAL ACOTADA	109
FIG. 5.16 REDONDEO DE LOS DIENTES EXTERNOS DEL ENGRANE MÓVIL.....	110
FIG. 5.17 ENGRANE MÓVIL CON SEGUIDORES. A) VISTA POSTERIOR B) VISTA LATERAL.....	110
FIG. 5.18 EJE DEL SEGUIDOR. A) CON RODAMIENTO B) VISTA ISOMÉTRICA	111
FIG. 5.19 ENSAMBLE DE LOS SEGUIDORES.....	111
FIG. 5.20 PERFIL DE LA LEVA CILÍNDRICA.....	113
FIG. 5.21 LEVA CILÍNDRICA.....	113
FIG. 5.22 LEVA CILÍNDRICA CON CUERPO Y CUÑAS	114
FIG. 5.23 CORONA-ANULAR CON LEVA CILÍNDRICA.....	114
FIG. 5.24 DIÁMETRO MÁXIMO DE LOS RESORTES.....	115
FIG. 5.25 PLATO PORTA RESORTES.....	116
FIG. 5.26 MONTAJE DE LOS RESORTES. A) EN BLOQUEO B) EN CONDUCCIÓN	116
FIG. 5.27 EJEMPLO DEL CORTE.....	121
FIG. 5.28 VISTA ISOMÉTRICA DE LOS EJES. A) EJE DE SALIDA B) EJE DE ENTRADA.....	121
FIG. 5.29 MONTAJE DE LA CORONA SOBRE EL EJE DE SALIDA.....	121
FIG. 5.30 MONTAJE DE LA LEVA Y EL PLATO SOBRE EL EJE DE ENTRADA.....	122
FIG. 5.31 CORTE. A) EJE DE SALIDA B) EJE DE ENTRADA.....	122
FIG. 5.32 PARTE DE SALIDA DE LA CARCASA.....	123
FIG. 5.33 PARTE DE ENTRADA DE LA CARCASA.....	123
FIG. 5.34 MECANISMO DE BLOQUEO PARA DEDO DE MANO PROTÉSICA	124
FIG. 6.1 MODELO PARA LA VALIDACIÓN DE LOS ENGRANES	126
FIG. 6.2 RESULTADOS DEL ESTUDIO PARA LA CORONA	126
FIG. 6.3 DETALLE DE UN DIENTE INTERNO DEL ENGRANE MÓVIL	127
FIG. 6.4 DETALLE DE UN DIENTE DE LA CORONA.....	127
FIG. 6.5 RESULTADO ESTUDIO ANULAR-ENGRANE MÓVIL	128
FIG. 6.6 DETALLE DE UN DIENTE EXTERNO DEL ENGRANE MÓVIL	128
FIG. 6.7 DETALLE DE UN DIENTE DEL ANULAR.....	128
FIG. 6.8 ESFUERZOS EN EL EJE DE SALIDA (1 Nm).....	129
FIG. 6.9 PRESIONES DE CONTACTO EN EL EJE DE SALIDA (1 Nm)	130
FIG. 6.10 PRESIÓN DE CONTACTO MÁXIMA EN LA CORONA (1 Nm)	130
FIG. 6.11 ESFUERZOS EN LA CORONA (1 Nm)	131
FIG. 6.12 ESFUERZOS EN EL EJE DE SALIDA (1.5 Nm).....	131
FIG. 6.13 ESFUERZOS EN LA CORONA (1.5 Nm)	132

FIG. 6.14 MODELO USADO PARA EL ESTUDIO DEL EJE DE ENTRADA.....	132
FIG. 6.15 ESFUERZOS EN EL EJE DE ENTRADA	133
FIG. 6.16 PRESIONES DE CONTACTO EN EL EJE DE SALIDA	133
FIG. 6.17 PRESIONES DE CONTACTO EN LA LEVA	133
FIG. 6.18 ESFUERZOS EN LA LEVA	134
FIG. 6.19 ESFUERZOS EN EL PORTARESORTES.....	134
FIG. 6.20 PRESIONES DE CONTACTO EN EL PORTARESORTES	134
FIG. 6.21 MODELO UTILIZADO PARA EL ESTUDIO DE CONDUCCIÓN	135
FIG. 6.22 ESFUERZOS EN LA LEVA	136
FIG. 6.23 PRESIÓN DE CONTACTO EN EL RODAMIENTO.....	136
FIG. 6.24 ESFUERZOS EN LOS SEGUIDORES	136

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 2.1 DATOS ANTROPOMÉTRICOS [40] [41] [39]	45
TABLA 2.2 LONGITUD DE LAS FALANGES DE LOS DEDOS COMO PORCENTAJE DE LA LONGITUD DE LA MANO [36].....	46
TABLA 2.3 DIMENSIONES DE ARTICULACIONES INTERFALÁNGICAS ² [36]	46
TABLA 2.4 LOCALIZACIÓN DE LOS CENTROS DE ROTACIÓN DE LAS ARTICULACIONES ² [36]	46
TABLA 2.5 RANGOS MÁXIMOS DE MOVIMIENTO EN FLEXIÓN [42] [36] [41].....	47
TABLA 2.6 RANGOS MÁXIMOS DE MOVIMIENTO EN EXTENSIÓN [36] [32] [41]	47
TABLA 2.7 FUERZAS DE TENDONES (ESTUDIOS <i>IN VIVO</i>) ⁵ [36].....	50
TABLA 2.8 FUERZAS DE TENDONES DURANTE PRENSIÓN DE FUERZA ⁵ [36].....	51
TABLA 2.9 FUERZAS DE TENDONES DURANTE PRENSIÓN DE PRECISIÓN ⁵ [36]	51
TABLA 2.10 RANGOS DE FUERZA EN LOS TENDONES EJERCENDO UNA FUERZA DE 100 N [41].....	51
TABLA 2.11 FUERZAS EN TENDONES RESULTANTES DE DIVERSOS ESTUDIOS, EN POSICIONES SIMILARES ⁵ [41]	52
TABLA 3.1 REQUERIMIENTOS DE USUARIOS DE PRÓTESIS DE MIEMBRO SUPERIOR [55]	56
TABLA 3.2 REQUERIMIENTOS DEL MECANISMO	57
TABLA 3.3 REQUERIMIENTOS COMO ATRIBUTOS.....	58
TABLA 3.4 AGRUPACIÓN DE REQUERIMIENTOS.....	58
TABLA 3.5 IMPORTANCIA RELATIVA DE LOS REQUERIMIENTOS	59
TABLA 3.6 MÉTRICAS.....	60
TABLA 3.7 ESPECIFICACIONES OBJETIVO	61
TABLA 4.1 MATRIZ DE SELECCIÓN DE CONCEPTOS	88
TABLA 4.2 MATRIZ DE EVALUACIÓN PONDERADA DE CONCEPTOS	89
TABLA 4.3 TABLA DE REQUERIMIENTOS AUMENTADA	90
TABLA 4.4 TABLA DE ESPECIFICACIONES OBJETIVO AUMENTADA	91
TABLA 5.1 ESPECIFICACIONES OBJETIVO DEL SUBSISTEMA DE ACTUACIÓN	93
TABLA 5.2 MATRIZ DE EVALUACIÓN DE CONCEPTO PARA EL SUBSISTEMA DE ACTUACIÓN	97
TABLA 5.3 DIÁMETROS DE ENGRANES	99
TABLA 5.4 NÚMERO DE DIENTES DE LOS ENGRANES.....	99
TABLA 5.5 FACTORES DE MODIFICACIÓN PARA ESFUERZOS DEBIDOS A FLEXIÓN	105
TABLA 5.6 ESFUERZOS DEBIDOS A LA FLEXIÓN	105
TABLA 5.7 FACTORES DE MODIFICACIÓN PARA ESFUERZOS DE CONTACTO	107
TABLA 5.8 ESFUERZOS DEBIDOS AL CONTACTO	108
TABLA 5.9 ESFUERZOS DEBIDOS A FLEXIÓN PARA EL ENGRANE MÓVIL.....	109
TABLA 5.10 CARACTERÍSTICAS DE LOS RESORTES SELECCIONADOS.....	116
TABLA 5.11 VALORES MÁXIMOS DE LOS PARÁMETROS DE LA LEVA	119
TABLA 5.12 DIÁMETROS DE LOS EJES	120
TABLA 6.1 RESULTADOS DE LOS ESTUDIOS DE VALIDACIÓN DE LOS ENGRANES	129
TABLA 6.2 RESULTADOS DE LOS ESTUDIOS DE LOS EJES.....	130
TABLA 6.3 ESPECIFICACIONES FINALES DEL MECANISMO DE BLOQUEO.....	137
TABLA 6.4 ESPECIFICACIONES FINALES DEL SUBSISTEMA DE ACTUACIÓN.....	138

OBJETIVO

Diseñar un mecanismo de bloqueo para dedo de una mano protésica, capaz de mantener la posición de un dedo durante tareas de prensión y carga.

Objetivos Particulares

- Diseñar un mecanismo de bloqueo cuyas dimensiones permitan su colocación en una prótesis de mano.
- Diseñar un mecanismo de bloqueo para dedos de prótesis de mano que brinde mayor fuerza de retención a una mano protésica.
- Diseñar un mecanismo de bloqueo que permita mantener una posición diferente en cada dedo al que se acople.
- Diseñar un mecanismo de bloqueo para dedo de una mano protésica, que no interfiera con el mecanismo de posicionamiento del dedo.
- Diseñar un mecanismo de bloqueo ligero
- Diseñar un mecanismo de bloqueo que permita mantener la posición de los dedos de una mano protésica sin necesidad de activar un actuador

1 **ANTECEDENTES**

1.1 ESTADO DEL ARTE

El diseño y desarrollo de prótesis de miembro superior es un campo que ha presentado grandes avances en las últimas décadas, las prótesis han pasado de ser elementos pasivos meramente estéticos o poco funcionales; a ser, desde el punto de vista de la ingeniería, sistemas complejos que incluyen una gran cantidad de dispositivos electrónicos, mecánicos y de control.

Dada la complejidad del sistema biológico que tratan de emular las prótesis de miembro superior, existen muchos aspectos a mejorar en estas, algunas de las áreas en las que se buscan mejoras son:

Los sistemas de control, los cuales busca mejorar la respuesta de los miembros protésico y facilitar al paciente su uso.

Los sistemas de alimentación, de modo que las prótesis electrónicas tengan un mayor tiempo de autonomía.

Los sistemas de actuación, en donde se busca mejorar la precisión de los movimientos, así como reducir las dimensiones y peso que estos sistemas aportan a la prótesis.

En general se puede decir que lo que se intenta mejorar es el desempeño global de las prótesis.

Los desarrollos presentados en esta sección pretenden dar un panorama de los campos, comercial y de investigación actuales, en cuanto a prótesis de miembro superior respecta, tratando de ubicar su relación en cuanto al bloqueo de los dedos se refiere.

1.1.1 PRÓTESIS COMERCIALES

1.1.1.1 *DynamicArm® TMR de Otto Bock®*

La prótesis de brazo de control mental permite realizar movimientos en las articulaciones muy similares a los previos a la amputación de brazo, es decir movimientos intuitivos y simultáneos. El DynamicArm® TMR (Fig. 1.17), se basa en la reinervación, cuando los nervios en el miembro residual están intactos se puede realizar un procedimiento quirúrgico para reubicarlos en el músculo pectoral, de donde se obtienen las señales mioeléctricas para el control de la prótesis.

Ha sido posible seguir desarrollando el prototipo probado en laboratorio hasta conseguir una prótesis de brazo de control mental para uso diario. El modelo actual cuenta con tres articulaciones, ofrece al usuario una extraordinaria independencia y autonomía en el día a día [6].

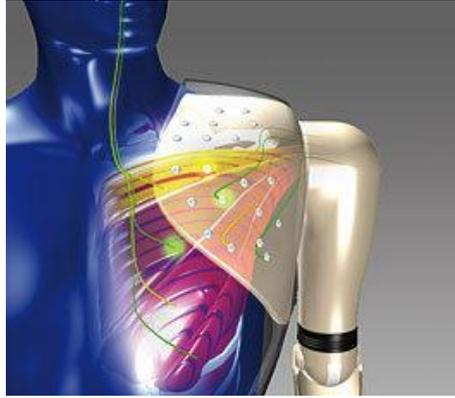


Fig. 1.1 DynamicArm® [6]

1.1.1.2 I-LIMB® de Touch Bionics®

La mano i-LIMB Hand (Fig. 1.18) está controlada por un sistema de control exclusivo y muy intuitivo que utiliza controles mioeléctricos de dos entradas tradicionales para abrir y cerrar los dedos como lo hace una mano real. Los controles mioeléctricos utilizan el impulso eléctrico generado por los músculos de la parte restante de la extremidad del paciente. Éste impulso se recoge en los electrodos que están en contacto con la superficie de la piel. Los usuarios existentes de prótesis mioeléctricas básicas de mano pueden adaptarse rápidamente al sistema y dominar la nueva funcionalidad del dispositivo en cuestión de minutos.

La inclusión de un pulgar que, al igual que el pulgar humano, se puede rotar en diferentes posiciones permite importantes configuraciones de agarre, muchas de las cuales no habían estado disponibles con anterioridad para personas con amputaciones [10]. El sistema de actuación incluye un sinfín-tuerca el cual sirve como bloqueo aunque no es una característica que resalte el fabricante.



Fig. 1.2 I-LIMB® [10]

1.1.1.3 BeBionic3® de RSLSteeper®

La BeBionic3 posee un motor para cada dedo y microprocesadores que monitorean la posición de cada dedo de forma continua, permite al usuario realizar 14 tipos de prensión diferentes [11], la capacidad de carga de la BeBionic3 es de hasta 45 kg y desarrolla fuerzas de prensión de hasta 140 N [12]. Aunque los datos del fabricante no destacan la existencia específica de un mecanismo de bloqueo se presenta dado que desarrolla grandes fuerzas de prensión y su gran capacidad de carga.



Fig. 1.3 BeBionics3® [11]

1.1.1.4 Michaelangelo® de Otto Bock®

El pulgar es actuado electrónicamente haciendo los movimientos de la mano protésica más ágiles, tiene un peso de 420g, una apertura de 120mm, velocidades de apertura y cierre de hasta 325mm/s y desarrolla fuerzas de presión de hasta 70N [13]. Aunque no se presenta un dato explícito acerca de un mecanismo o sistema de bloqueo en esta mano, se presenta dado que es una de las líderes en mercado y desarrolla fuerzas considerablemente elevadas durante la presión.



Fig. 1.4 Michaelangelo® [13]

1.1.2 DESARROLLOS NO COMERCIALES

El desarrollo de prótesis de miembro superior resulta de gran interés para grupos académicos de investigación, dado que poder imitar el funcionamiento del miembro biológico por medio de técnicas y herramientas de ingeniería, resulta un reto complejo e interesante. Por tal motivo se desarrollan distintas propuestas de solución alrededor del mundo [3] [9] [11] [12] [13] [14] [15] [16] [17] [18] [19] [20] [21] [22] [23] [24] [25] [26]

[27], las cuales se enfocan principalmente en el dispositivo terminal o mano, a continuación se muestran algunos desarrollos y sus principales características.

1.1.2.1 KNU Hand

La KNU Hand (Fig. 1.19) es una prótesis mioeléctrica de mano, la cual cuenta con cinco dedos, sus principales características funcionales son [11]:

- Los cuatro dedos permiten la adaptación a la forma del objeto a sujetar
- Bloqueo de posición en cada dedo
- Las tres falanges de cada dedo pueden flexionarse independientemente
- El pulgar realiza movimientos de aducción y abducción
- Cuentan con sólo dos motores, colocados en la palma de la mano

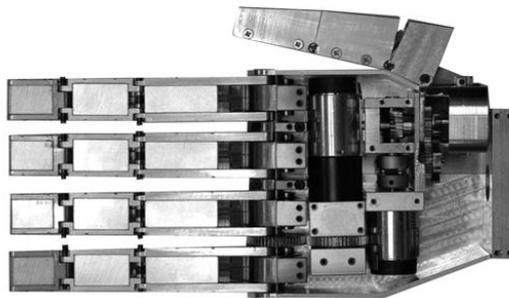


Fig. 1.5 KNU Hand [11]

1.1.2.2 Smart Hand

La Smart Hand (Fig. 1.20) posee 16 grados de libertad y solo cuatro motores para actuar sus cinco dedos, los cuales poseen un solo tendón (cable) para mover todas sus falanges, permitiendo prensiones estables, al aumentar los puntos de contacto.

El pulgar de las Smart Hand es actuado por dos motores, uno para los movimientos de flexión-extensión y otro para el movimiento de oposición. El dedo índice es actuado también de forma individual por un solo motor, esto con el fin de lograr un agarre de precisión junto con el pulgar, mientras que los tres dedos restantes son actuados por un solo motor. Otro punto a destacar es su mecanismo de bloqueo, el cual se encuentra a la salida de cada unidad de actuación y permite a la Smart Hand soportar cargas aún si el actuador no está activado [16].

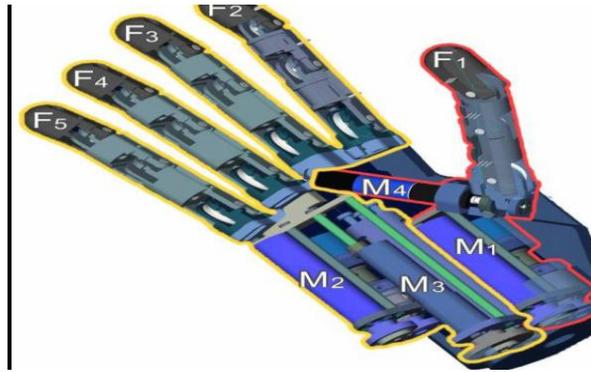


Fig. 1.6 Smart Hand [16]

1.1.2.3 Southampton Hand

La mano de Southampton (Fig. 1.21), es una prótesis antropométrica modular de bajo peso y bajo consumo de energía, la adaptabilidad mecánica de la mano permite un amplio rango de tipos de prensión, los cuales efectúa con gran estabilidad, debido a la capacidad de colocación individual de cada uno de sus cinco dedos [13].



Fig. 1.7 Southampton Hand [13]

1.1.2.4 Toronto Hand

Es una prótesis diseñada para pacientes de entre 7 y 11 años de edad, la cual posee cinco dedos (Fig. 1.22) y la capacidad de posicionar individualmente cada uno de ellos a fin de adaptarse a la forma de los objetos. Cada dedo está conformado por un mecanismo de seis eslabones unido a un pistón operado por un tornillo sinfín, el cual sirve también como mecanismo de bloqueo, aunque no se presenta datos que indiquen que su diseño haya sido enfocado al bloqueo [14].

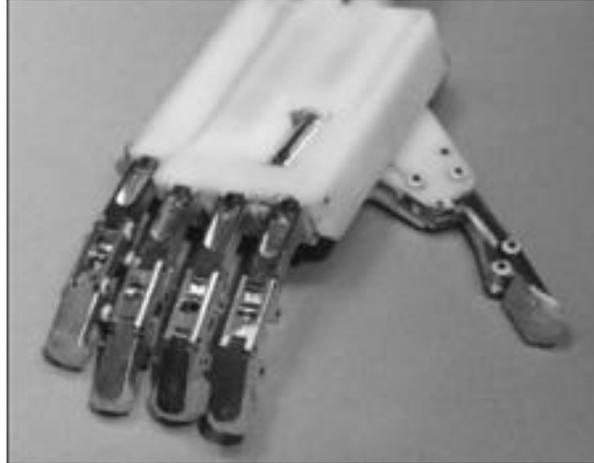


Fig. 1.8 Toronto Hand [14]

1.1.2.5 MANUS

Es una prótesis que posee cinco dedos (Fig. 1.23), pero sólo tres actuados por motores, los dos restantes se pueden ubicar manualmente. El mecanismo de los dedos activos está compuesto de un sistema de poleas y cables cruzados. Utiliza cuatro motores, tres motores de CD sin escobillas para mover los dedos y un motor ultrasónico para el movimiento de pronosupinación de la muñeca [15]. En este caso no existe un mecanismo de bloqueo, pero la tensión de los cables cruzados y poleas permiten conservar las posiciones aunque no se soportan grandes cargas.



Fig. 1.9 Prótesis MANUS [15]

1.1.2.6 CyberHand

La CyberHand (Fig. 1.24) tiene 16 grados de libertad, con sólo seis actuadores ya tiene un mecanismo subactuado en cada dedo, cada articulación presenta un rango de flexión de 0°-90°. En cuanto a su desempeño, la CyberHand puede desarrollar fuerzas

de hasta 70N y regular la fuerza de presión, además de mantener presiones estables a pesar de perturbaciones externas. Su peso es de 360g y su volumen de 50cc [12] [17]. Tampoco presenta un mecanismo específico para realizar el bloqueo, sin embargo lograr desarrollar altas fuerzas que podrían traducirse en capacidad de carga elevada, que es uno de los objetivos que persigue el diseño de un mecanismo de bloqueo.

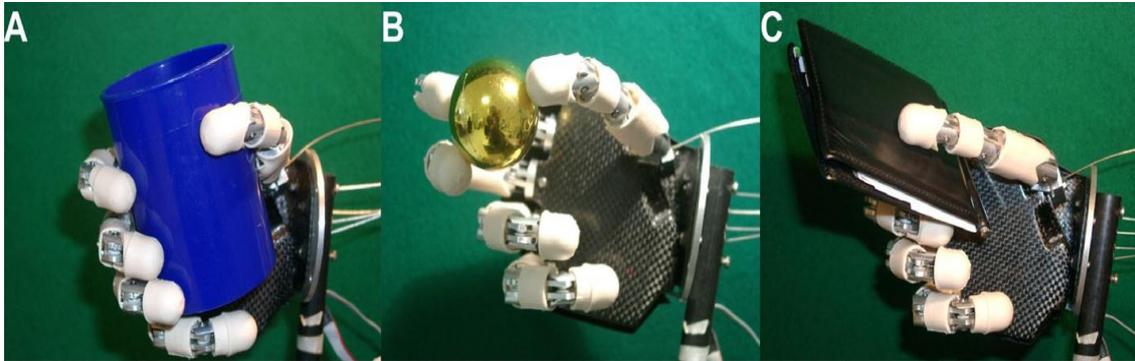


Fig. 1.10 Distintos tipos de presión realizados por la CyberHand [17]

1.1.2.7 MAT

El manipulador antropomórfico teleoperado (MAT) (Fig. 1.25) diseñado en el departamento de ingeniería mecatrónica de la Facultad de Ingeniería de la U.N.A.M. cuenta con trece grados de libertad, de los cuales cuatro están en el pulgar y tres en cada uno de sus otros tres dedos. La actuación de cada uno de los grados de libertad se realiza por medio de cables que funcionan como tendones, conectados a servomotores que no están montados sobre la mano, sino en un banco de actuadores. No tiene un mecanismo de bloqueo, pero la reducción de los servomotores puede realizar una función de bloqueo para cargas pequeñas.



Fig. 1.11 MAT [3]

1.1.2.8 Modular Prosthetic Limb (MPL)

El desarrollo de esta prótesis desarrollada en el marco del proyecto DARPA Revolutionazing Prosthetics, cuenta con diez articulaciones actuadas en la mano. El protoitpo comprende desde el hombro hasta la mano, presentando dos distintos tipos de mano, uno intrínseco (con los actuadores en la mano) el cual presenta diecinueve grados de libertad y el tipo extrínseco (con los motores fuera de la mano) posee veintiún grados de libertad [31]. Ninguno de los dos modelos presentan un mecanismo de bloqueo.



Fig. 1.12 Modular Prosthetic Limb [31]

1.1.2.9 DEKA Arm

Al igual que el MPL el DEKA Arm se desarrolla como parte del proyecto DARPA Revolutionazing Prosthetics, el brazo posee diez grados de movimiento, incluyen movimientos en los dedos, muñeca, codo y hombro [32]. No existe información acerca de la inclusión de un mecanismo de bloqueo.



Fig. 1.13 DEKA Arm [32]

2 MARCO TEÓRICO

Para el desarrollo de un diseño de prótesis es fundamental conocer y entender la forma y función del miembro que se quiere sustituir. Por tal motivo es necesario estudiar la anatomía fisiología y biomecánica del miembro humano a imitar, a fin de comprender mejor el problema que se afronta y alcanzar soluciones finales que logren dar una mayor satisfacción al usuario final.

En éste capítulo se presenta de forma breve la anatomía, fisiología y biomecánica de la mano humana.

2.1 ANATOMÍA DE LA MANO

La anatomía es la disciplina que se encarga de estudiar la estructura macroscópica del cuerpo. En ésta sección se presenta una breve descripción anatómica de la mano dividida en tres secciones; osteología, artrología y miología de la mano. Todas las referencias de ubicación o numeración de huesos, articulaciones y músculos, se dan basados en la posición anatómica de pronosupinación.

2.1.1 OSTEOLOGÍA DE LA MANO

La osteología se ocupa del estudio de los huesos, cuyo conjunto constituyen el esqueleto.

La mano está constituida por veintisiete huesos (Fig. 2.1), divididos en tres grupos [28] [29]:

- Huesos del carpo
- Huesos del metacarpo
- Huesos de los dedos



Fig. 2.1 Los huesos de la mano

2.1.1.1 Huesos del carpo

El carpo está compuesto por ocho huesos pequeños cuboideos alineados en dos filas transversales [28]; la fila superior (ante-branquial) compuesta por los huesos escafoides, semilunar, piramidal y pisiforme, articula con los huesos del antebrazo (radio y cúbito), mientras que la fila inferior (metacarpiana) compuesta por el trapecio, trapecoide, hueso grande y hueso ganchoso, articula con el metacarpo (Fig. 2.2).

Cada uno de los huesos del carpo posee seis caras, denominadas anterior, posterior, superior, inferior, interna y externa; las dos primeras corresponden a las partes de la cara palmar y la cara dorsal, siendo las cuatro restantes caras articulares (excepto los

huesos de los extremos de ambas filas que tienen una o varias caras articulares menos) [30].

En conjunto los ocho huesos carpales forman un arco cóncavo en la parte anterior de la mano, que junto con el ligamento carpal anterior conforman lo que se conoce como túnel carpal. En consecuencia la cara posterior del carpo es convexa.

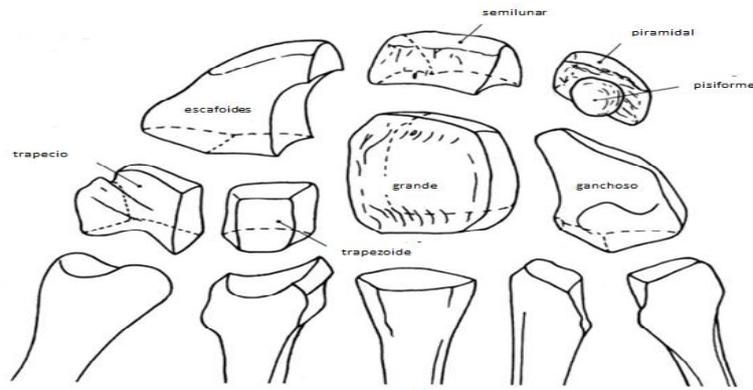


Fig. 2.2 Huesos del carpo [29]

2.1.1.2 Huesos del metacarpo

El metacarpo constituye el esqueleto del dorso y la palma de la mano, formado por cinco huesos, denominados primero, segundo, tercero, cuarto y quinto metacarpianos, numerados de afuera hacia adentro (en pronosupinación) (Fig. 2.3).

En general los metacarpianos, son huesos largos que presentan un cuerpo ligeramente encorvado, lo cual deriva en una suave concavidad en la parte anterior; dicho cuerpo es de forma prismática triangular, además de sus tres aristas, cuenta con tres caras donde se insertan los tendones extensores de los dedos y los interóseos. Además del cuerpo cada metacarpiano tienen dos extremidades; la extremidad superior que por lo general presenta cinco caras, de las cuales dos son no articulares (cara anterior y cara posterior) y tres son articulares, una articula con el carpo (cara superior) y las dos restantes articulan con los metacarpianos contiguos (caras laterales), por otra parte la extremidad inferior es una cabeza articular aplanada en sentido transversal (articula con la primera falange) [28].

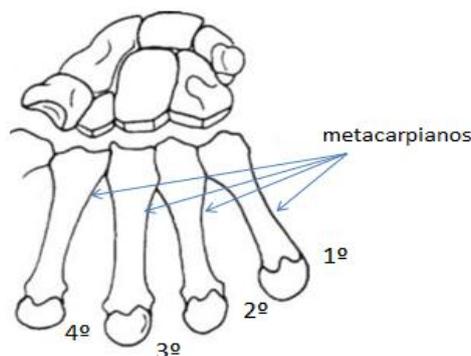


Fig. 2.3 Huesos del metacarpo [29]

2.1.1.3 Huesos de los dedos

Los dedos se encuentran articulados a los metacarpianos, siendo independientes unos de los otros. A excepción del primer dedo (pulgar) todos los dedos poseen tres falanges (Fig. 2.4), denominadas falange proximal (falange), falange media (falangina) y falange distal (falangeta) [28].

Las falanges son huesos largos, siendo la falange proximal muy semejante a la falange media (Fig. 2.5), con cuerpo en forma de semicilindro, ligeramente cóncavo adelante y con dos extremidades, de las cuales la extremidad proximal articula con el metacarpiano (o falange) correspondiente, mientras la extremidad distal articula con la falangina o falangeta correspondiente. Por su parte la falange distal, es más pequeña, su cuerpo es ancho en la parte proximal ensacándose en hacia la parte más distal (Fig. 2.5), posee también dos extremidades, de las cuales la extremidad proximal es articular (con la falangina correspondiente) mientras la extremidad distal es libre [30].

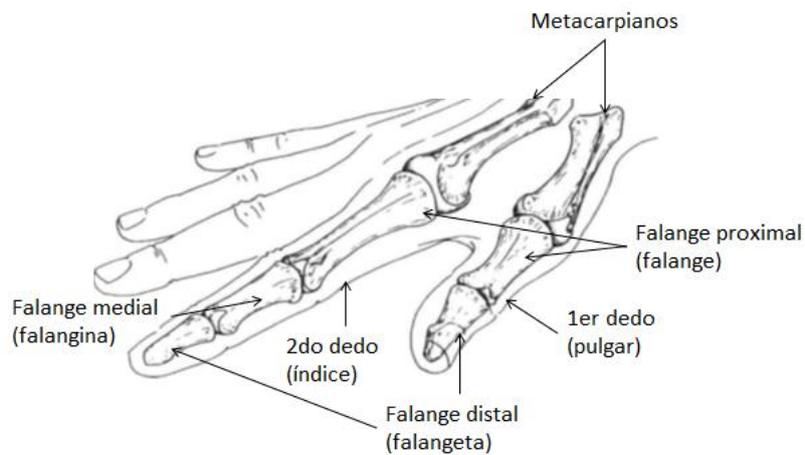


Fig. 2.4 Huesos de los dedos [29]

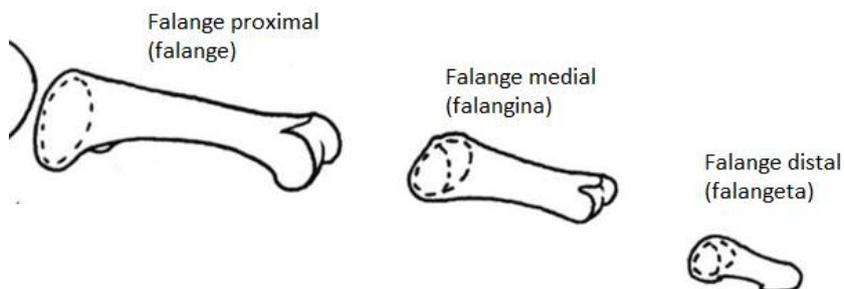


Fig. 2.5 Falanges

2.1.2 ARTORLOGÍA DE LA MANO

La artrología es la parte de la anatomía que estudia las articulaciones. Definiendo articulación, como el conjunto de partes blandas y duras, por medio de las cuales se unen dos o más huesos próximos. Podemos definir tres tipos de articulaciones de acuerdo a su movilidad: móviles o diartrosis, semimóviles o anfiartrosis e inmóviles o sinartrosis.

La mano posee 24 articulaciones y podemos dividir las en cinco grupos [28]:

- Articulaciones del carpo
- Articulaciones carpometacarpianas
- Articulaciones del metacarpo
- Articulaciones metacarpofalángicas
- Articulaciones interfalángicas

2.1.2.1 Articulaciones del carpo

Podemos distinguir tres tipos de articulaciones en el carpo: articulaciones de los huesos de la primera fila entre sí, articulaciones de los huesos de la segunda fila entre sí y articulaciones entre huesos de distintas filas (Fig. 2.6) [30].

En la primera fila se distinguen las articulaciones del escafoides con el semilunar, del semilunar con el piramidal, y del piramidal con el pisiforme. Son articulaciones sinoviales diartrodias.

En la segunda fila el trapecio se articula con el trapezoide, el trapezoide con el hueso grande y éste a su vez con el hueso ganchoso, formando tres diartrodias sinoviales al igual que los huesos de la primera fila.

La articulación entre las dos filas o articulación mediocarpiana, es sinovial de tipo bicondilea y une los huesos de la primera fila (excepto el pisiforme) con los huesos de la segunda fila.

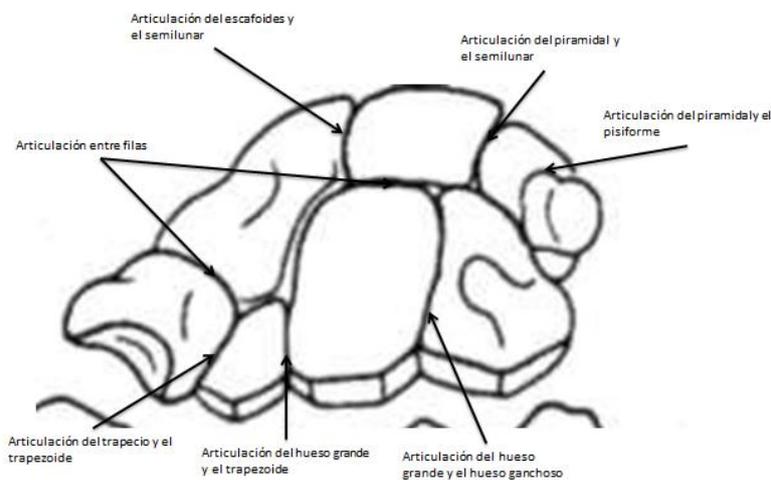


Fig. 2.6 Articulaciones del carpo

2.1.2.2 Articulaciones carpometacarpianas

Estas articulaciones unen el extremo proximal de los metacarpianos a los huesos de la segunda fila del carpo, existiendo un marcado contraste entre la movilidad de la articulación del primer dedo (pulgár) y las de los otros cuatro dedos.

La articulación carpometacarpiana del primer dedo (pulgár) une al trapecio con el primer metacarpiano (Fig. 2.7), es una diartrosis sinovial, con cinco movimientos: flexión, extensión, aducción, abducción y circunducción [28].

Las articulaciones carpometacarpianas de los otros cuatro dedos, son consideradas dentro del grupo de las sinoviales diartrodias, con tan solo un movimiento de desplazamiento poco apreciable, el cual se incrementa del segundo al cuarto dedo [29].

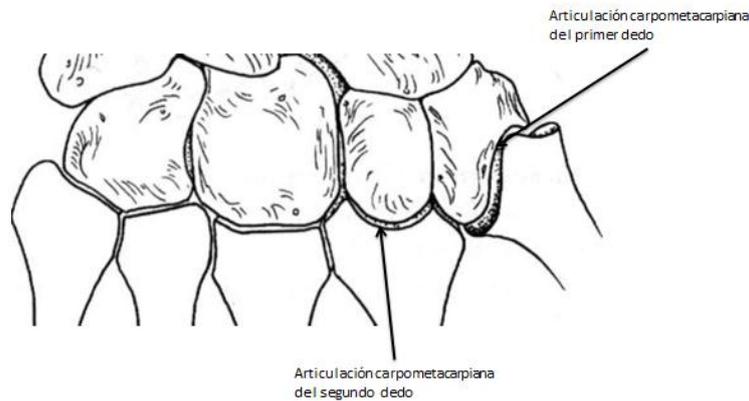


Fig. 2.7 Articulaciones carpometacarpianas

2.1.2.3 Articulaciones del metacarpo

Existen tres articulaciones del metacarpo o intermetacarpianas, las cuales se dan entre: el segundo y tercer metacarpiano, el tercer y cuarto metacarpianos, y el cuarto y quinto metacarpiano. Dichas articulaciones se dan en la extremidad inferior de los metacarpianos y son anfiartrosis [28]. Cabe mencionar que el primer metacarpiano es independiente (Fig. 2.8).

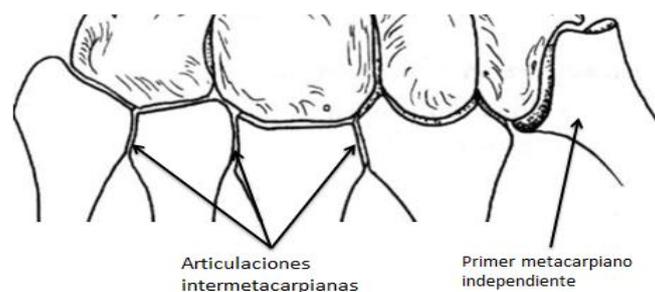


Fig. 2.8 Articulaciones intermetacarpianas

2.1.2.4 Articulaciones metacarpofalángicas

Son cinco, y unen el extremo distal de los cinco metacarpianos con la extremidad proximal de la primera falange correspondiente (Fig. 2.9), son diartrosis con alto grado de movilidad. De las cuales la primera de ellas (del pulgar) posee los más diversos movimientos (flexión, extensión, aducción, abducción, circunducción y rotación) [28], mientras las otras cuatro articulaciones presentan movimientos de flexo-extensión, aducción-abducción y rotación (Fig. 2.9) [29].

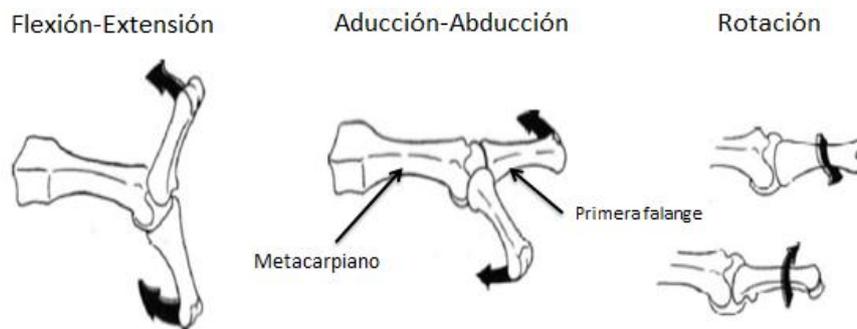


Fig. 2.9 Movimientos de la articulaciones metacarpofalángicas [29]

2.1.2.5 Articulaciones interfalángicas

El extremo proximal de la segunda falange articula con el extremo distal de la primera, mientras su extremo distal articula con la extremidad proximal de la tercera falange, esto para los últimos cuatro dedos, ya que como se mencionó antes el primer dedo (pulgare) solo tiene dos falanges y por consiguiente una sola articulación interfalángica (Fig. 2.10).

Todas las articulaciones interfalángicas son diartrodias, permiten el movimiento de flexo-extensión, limitando los movimientos de lateralidad [28].

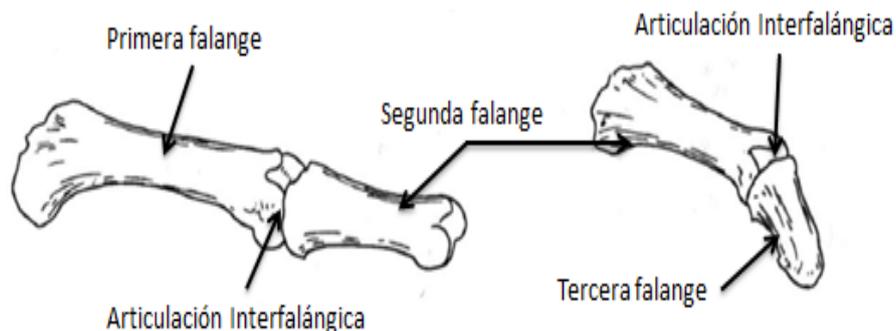


Fig. 2.10 Articulaciones Interfalángicas

2.1.3 MIOLOGÍA DE LA MANO

La miología se encarga del estudio de los músculos, en éste caso se presenta una descripción breve de los músculos que actúan la mano, para esto podemos dividirlos en:

- Músculos extrínsecos
- Músculos intrínsecos

2.1.3.1 *Músculos extrínsecos de la mano*

Los músculos extrínsecos de la mano se denominan así porque se encuentran ubicados fuera de la mano; específicamente en el antebrazo, pero actúan dando flexión y extensión a los dedos y la muñeca. Para hacer un breve estudio de éstos, los distinguiremos en dos grupos:

- Flexores extrínsecos
- Extensores extrínsecos.

2.1.3.1.1 Flexores extrínsecos

Como su nombre lo indica, la función de estos músculos es flexionar los dedos o la muñeca. Para su estudio podemos dividirlos en dos grupos, los flexores extrínsecos de la muñeca y los flexores extrínsecos de los dedos.

2.1.3.1.1.1 *Flexores extrínsecos de la muñeca*

Existen tres músculos flexores localizados en la parte anterior del antebrazo, teniendo como origen común el epicóndilo medial del humero e insertándose en la muñeca [29]. Estos músculos son conocidos como los flexores de la muñeca y son:

- **Palmar mayor:** Es un músculo aplanado cuya función principal es la de flexionar la mano sobre el antebrazo, se inserta en el segundo metacarpiano (Fig. 2.11) [28].
- **Palmar menor:** Es un músculo delgado cuya función principal es la de doblar la mano sobre el antebrazo [30].
- **Cubital anterior:** Es músculo flexor y aductor de la mano, se inserta en el pisiforme (Fig. 2.11) [28].

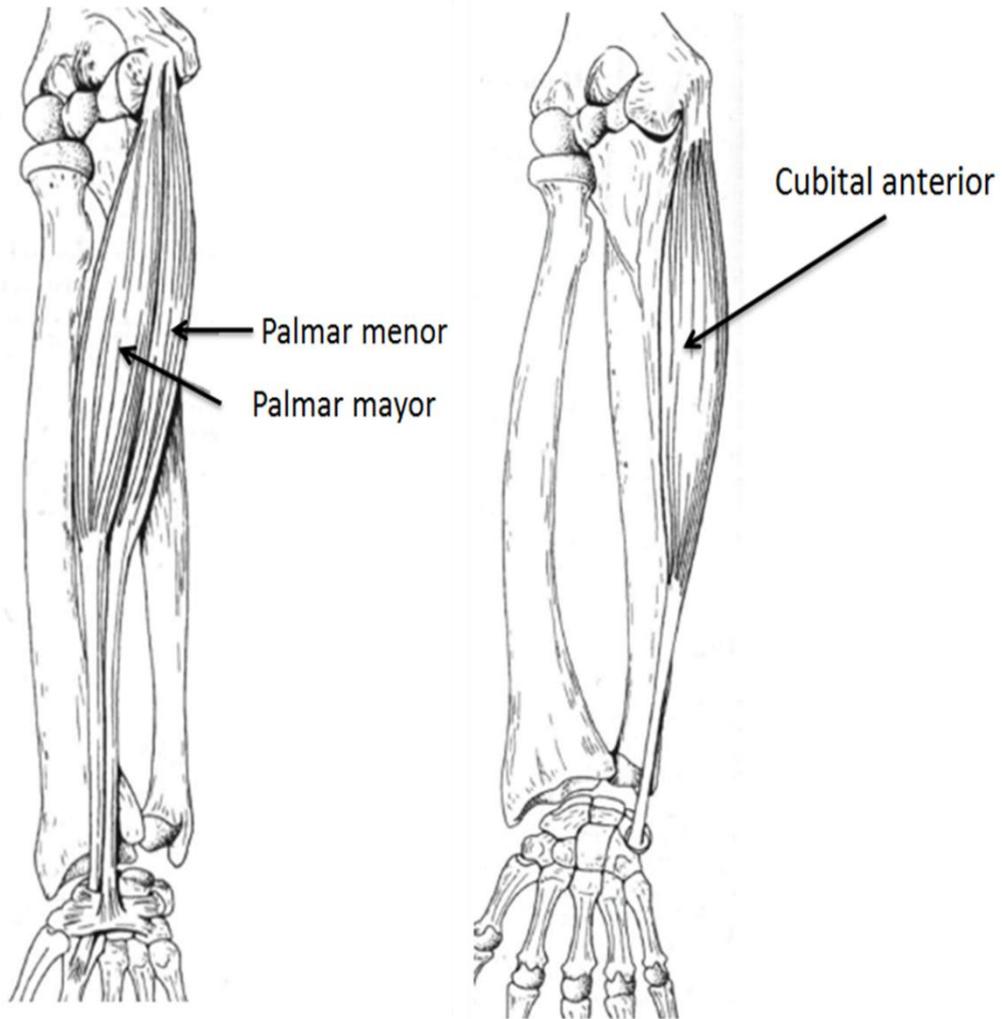


Fig. 2.11 Flexores extrínsecos de la muñeca [29]

2.1.3.1.1.2 Flexores extrínsecos de los dedos

Existen tres músculos flexores intrínsecos de los dedos, los cuales se originan en la superficie anterior del antebrazo, insertándose en las falanges, dichos músculos son:

- **Flexor común superficial de los dedos:** Es un músculo aplanado muy ancho, cuyo extremo distal se divide en cuatro tendones insertados en cada uno de los últimos cuatro dedos (Fig. 2.12). Su principal función es doblar la segunda falange de los dedos sobre la primera [30].
- **Flexor común profundo de los dedos:** Al igual que el flexor superficial, el extremo distal del flexor común profundo se divide en cuatro tendones que se insertan en la tercera falange de cada uno de los últimos cuatro dedos (Fig. 2.12). Su función primordial es doblar la tercera falange sobre la segunda [30].
- **Flexor largo propio del pulgar:** Se inserta en la última falange del pulgar (Fig. 2.12), sus funciones son doblar la segunda falange del pulgar sobre la primera, y ésta última sobre el metacarpiano.

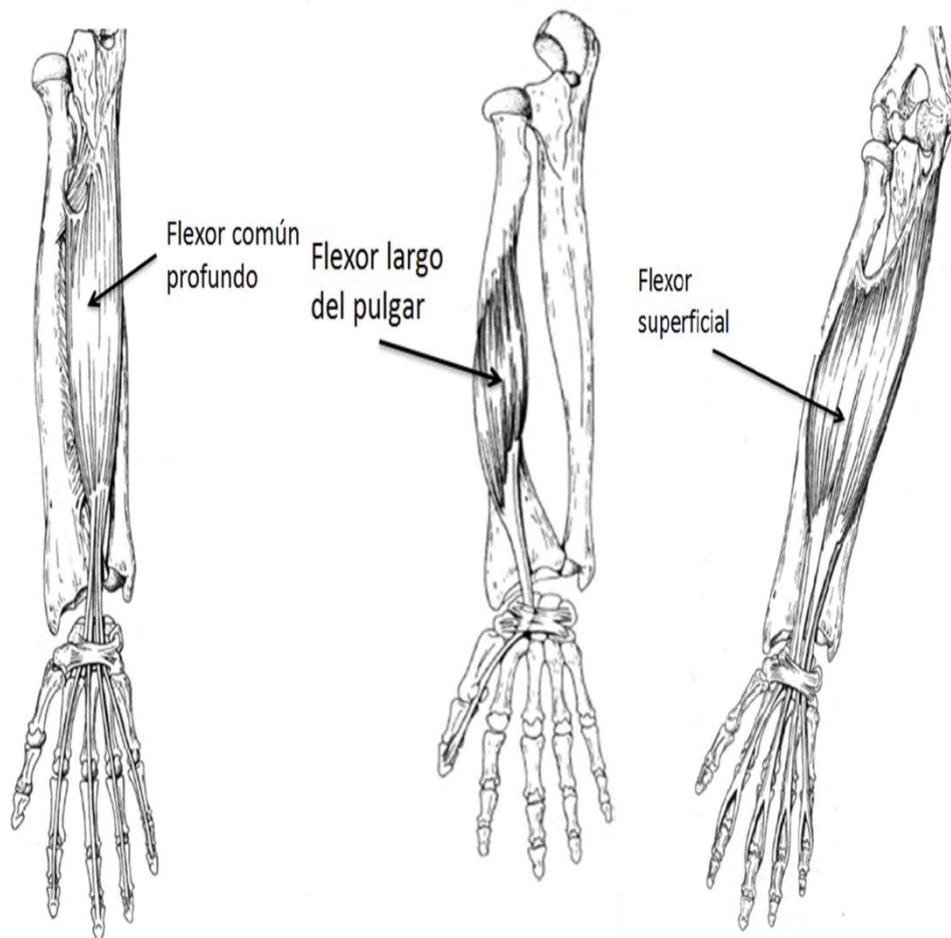


Fig. 2.12 Flexores extrínsecos de los dedos [29]

2.1.3.1.2 Extensores extrínsecos

De la misma forma en que se dividió el estudio de los flexores extrínsecos, dividiremos en dos grupos los extensores extrínsecos, diferenciando entre extensores de la muñeca y extensores de los dedos.

2.1.3.1.2.1 *Extensores extrínsecos de la muñeca*

A diferencia de los flexores de la muñeca que tienen origen común en la cara anterior del antebrazo, los extensores tienen su origen dos en la región externa del antebrazo y uno en la región posterior del antebrazo, se enuncian a continuación en iniciando con los músculos de la región externa y terminando con el musculo de la región posterior.

- **Primer radial externo:** Se inserta en la cara posterior del segundo metacarpiano (Fig. 2.13), siendo extensor y abductor de la mano [29].
- **Segundo radial externo:** Se inserta en el tercer metacarpiano (Fig. 2.13) y es exclusivamente extensor de la mano [29].
- **Cubital posterior:** Es un músculo delgado y largo que se inserta en la extremidad superior del quinto metacarpiano (Fig. 2.13). Es extensor y aductor de la mano [31]

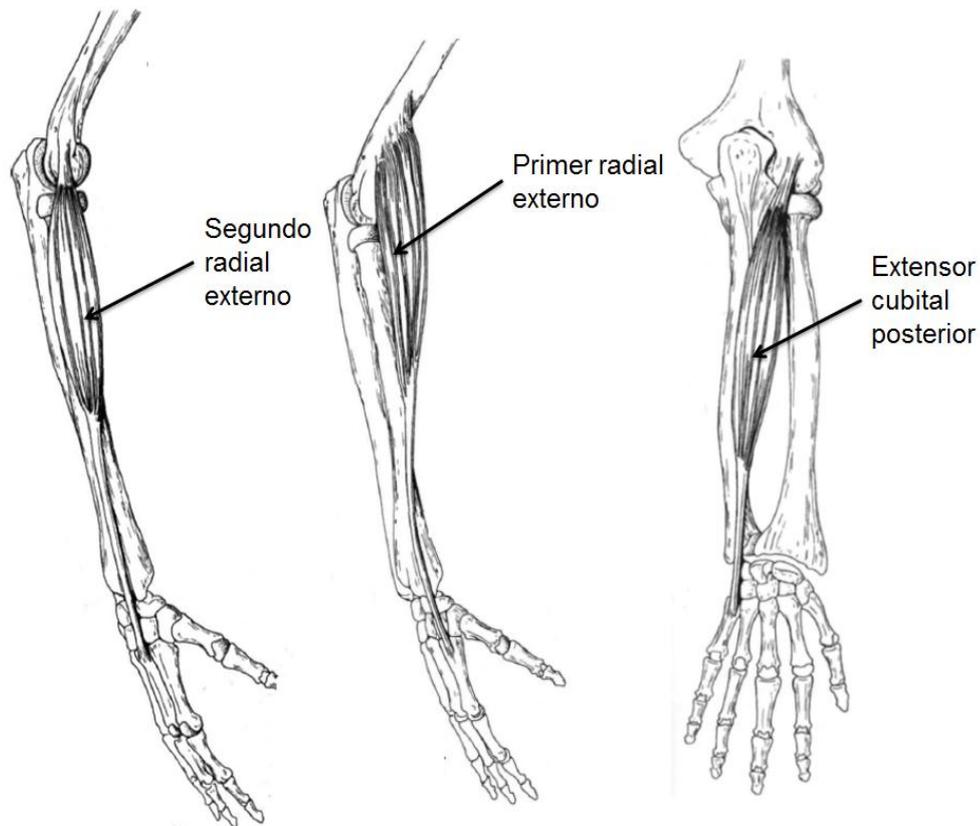


Fig. 2.13 Extensores extrínsecos de la muñeca [29]

2.1.3.1.2.2 *Extensores extrínsecos de los dedos*

Los extensores extrínsecos de los dedos son cinco, todos situados en la región posterior del antebrazo, sus tendones se insertan en la parte posterior de la mano. A continuación enlistamos los extensores extrínsecos de los dedos y sus funciones principales.

- **Extensor común de los dedos:** En el extremo distal se divide en cuatro tendones que terminan en tres lengüetas de las cuales una media se inserta en la cara posterior de la falange y las dos externas en las caras laterales de la tercera falange [29]. Su función principal es extender las falanges sobre la mano (Fig. 2.14) [30].
- **Extensor propio del meñique:** Se inserta en las dos últimas falanges del meñique y se encarga de extender el meñique (Fig. 2.14) [30].
- **Extensor propio del índice:** Es un musculo delgado, que se inserta en las falanges del índice (Fig. 2.14). Es el encargado de dar extensión al índice [30].
- **Extensor corto del pulgar:** Se inserta en la extremidad posterior de la primera falange del pulgar, extiende la primera falange y dirige el metacarpiano hacia afuera [29] (Fig. 2.15).
- **Extensor largo de pulgar:** Se inserta en la segunda falange del pulgar, extiende la segunda falange sobre la primera, además de la primera falange sobre el metacarpiano [29] (Fig. 2.15).

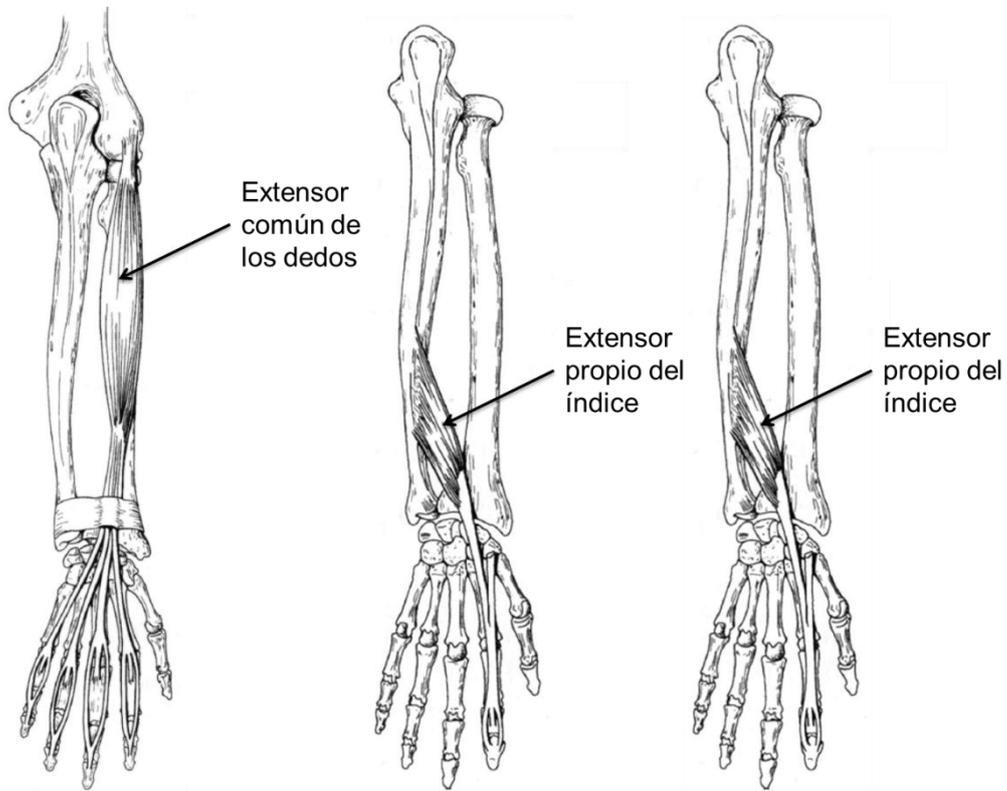


Fig. 2.14 Extensores extrínsecos de los dedos [29]

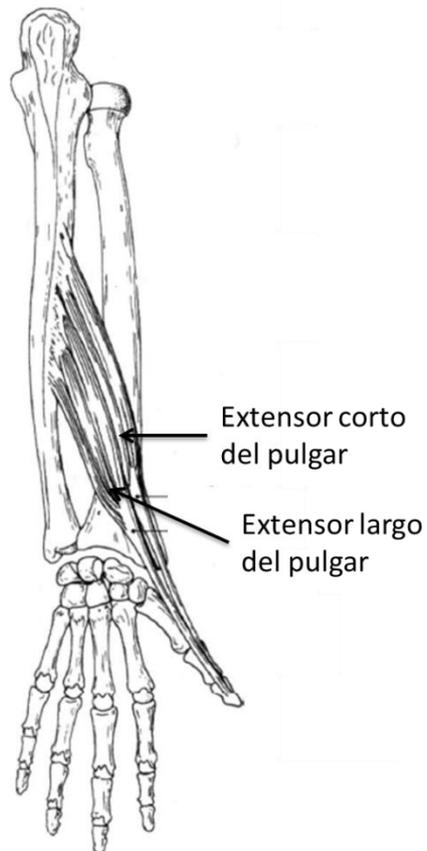


Fig. 2.15 Extensores extrínsecos del pulgar [29]

2.1.3.2 Músculos intrínsecos de la mano

Los músculos intrínsecos de la mano son diecinueve, se denominan así porque se encuentran ubicados en la misma mano, todos ellos están situados en la cara palmar y distribuidos en tres regiones [28]:

- región palmar externa
- región palmar interna
- región palmar media

2.1.3.2.1 Región palmar externa

En ésta región se encuentran cuatro músculos, todos destinados a la actuación del pulgar, dichos músculos son:

- **Abductor corto del pulgar:** Es el encargado de llevar el pulgar hacia adelante y adentro. En su extremo superior se inserta en el escafoides y en el inferior en la extremidad superior de la primera falange del pulgar (Fig. 2.16) [30].
- **Flexor corto del pulgar:** Lleva el pulgar hacia adelante y adentro. Por un lado se inserta en el trapezoide, hueso grande y trapecio, y en el extremo opuesto, se inserta a cada lado de la extremidad superior de la primera falange del pulgar (Fig. 2.16) [28].
- **Oponente del pulgar:** Su función consiste en llevar el primer metacarpiano hacia delante y adentro. Se inserta en el trapecio y el primer metacarpiano (Fig. 2.16) [28].
- **Aductor del pulgar:** Su función es la de llevar el primer metacarpiano hacia el segundo, además de flexionar la articulación metacarpofalángica del pulgar. Se inserta en el trapezoide y el hueso grande en su extremo superior, mientras que en su extremo inferior se inserta en la parte interna de la extremidad superior de la primera falange (Fig. 2.16) [29].

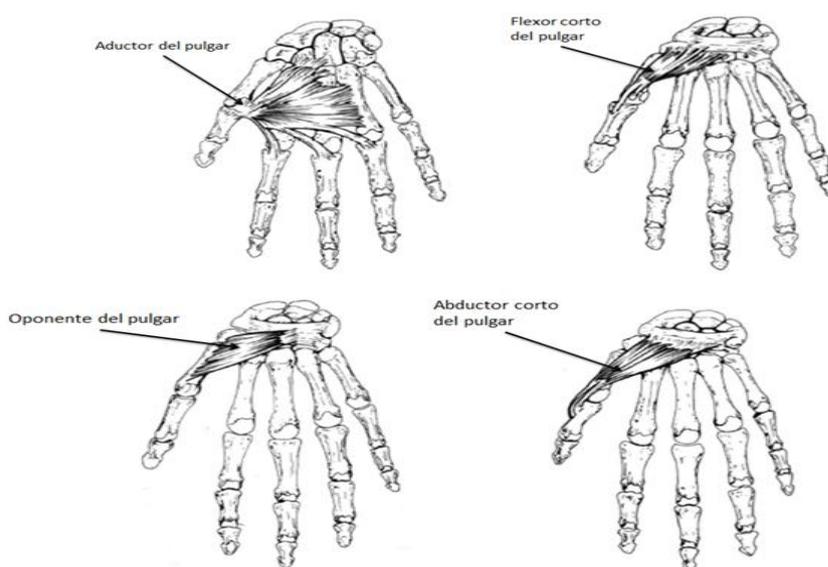


Fig. 2.16 Músculos de la región palmar externa [29]

2.1.3.2.2 Región palmar interna

En ésta región se encuentran cuatro músculos, tres de ellos destinados a la actuación del meñique, dichos músculos son:

- **Palmar cutáneo:** Arruga la piel de la eminencia hipotenar. Se inserta en la parte interna de la aponeurosis de la eminencia hipotenar y termina en la cara profunda de la piel [28].
- **Aductor del meñique:** Además de aducir el meñique, flexiona también la primera falange del mismo. Por arriba se inserta en el pisiforme y por abajo en la primera falange (Fig. 2.17) [30].
- **Flexor corto del meñique:** Dobla la primera falange sobre el metacarpiano. Por arriba se inserta en el hueso ganchoso y por abajo en el lado cubital de la primera falange del meñique (Fig. 2.17) [30].
- **Oponente del meñique:** Lleva el meñique hacia delante y afuera. En un extremo se inserta en el hueso ganchoso y por el otro al borde interno del quinto metacarpiano (Fig. 2.17) [28].

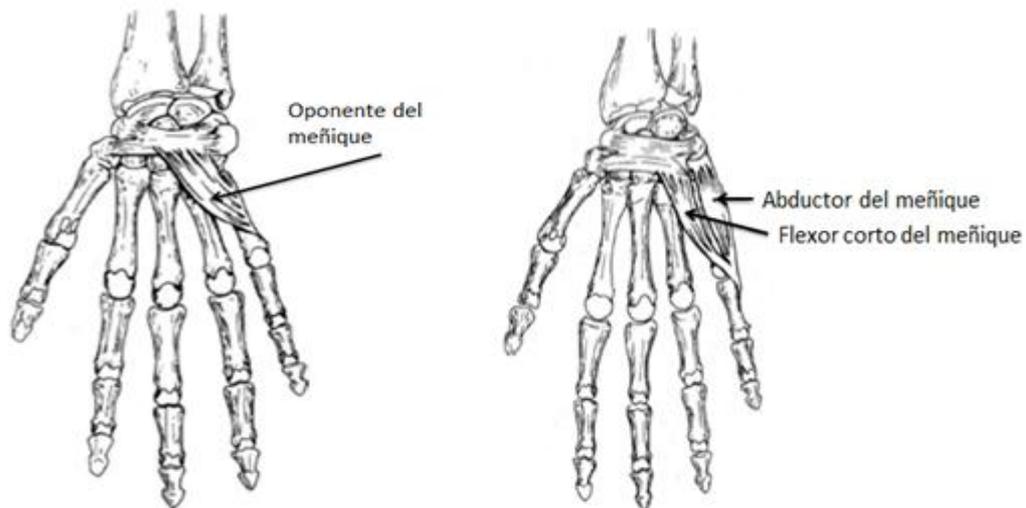


Fig. 2.17 Músculos de la región palmar interna [29]

2.1.3.2.3 Región palmar media

Comprende dos capas de músculos, una superficial formada por los músculos lumbricales y otra profunda formada por los músculos interóseos.

- **Lumbricales de la mano:** Son cuatro pequeños músculos fusiformes, situados entre los tendones del flexor profundo y en el mismo plano que ellos (Fig. 2.18). Se insertan en los dos tendones del flexor profundo y se insertan en el tendón extensor de la articulación metacarpofalángica [31]. Su función es la de flexionar la primera falange y extienden las demás [28].

- **Interóseos de la mano:** Estos músculos ocupan los espacios interóseos. Se dividen en interóseos palmares e interóseos dorsales.
 - **Interóseos palmares:** Son tres, ocupan los tres últimos espacios, se insertan en un solo metacarpiano y se dirigen al dedo siguiente al metacarpiano en que se insertan, ocupando solo la mitad del espacio interóseo (Fig. 2.18). Su función es flexionar la primera falange y extender las otras dos, además hacen unirse a los dedos (aductores) [28].
 - **Interóseos dorsales:** Son cuatro y ocupan los espacios intermetacarpianos (Fig. 2.18), se insertan en los metacarpianos inmediatos y se dirigen al dedo correspondiente al metacarpiano en el cual son más extensas sus inserciones. Su función es flexionar la primera falange y extender las otras dos, además hacen separar los dedos (abductores) [28].

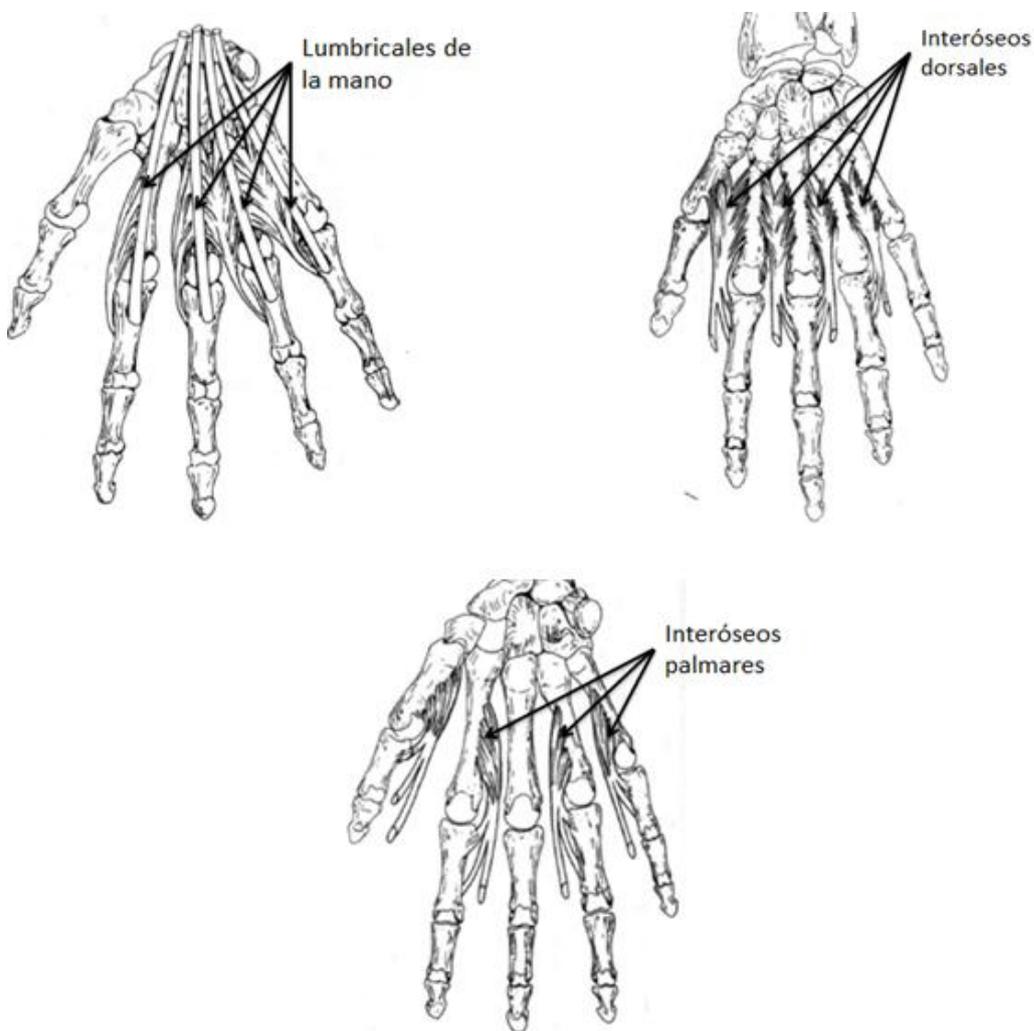


Fig. 2.18 Músculos de la región palmar media [29]

2.2 FISIOLÓGÍA DE LA MANO

La fisiología es la ciencia que tiene por objeto el estudio de las funciones de los seres orgánicos, por consiguiente en esta sección, se describen en forma breve las principales funciones de la mano humana.

Fisiológicamente hablando, la mano es el efector final del miembro superior, sin embargo esto no indica que la mano sea un órgano exclusivamente ejecutor, ya que también es un receptor sensorial del cual se obtienen los datos que determinan la acción a ejecutar.

La función principal de la mano es la prensión (Fig. 2.19); en la cual se centra esta sección; y de la cual, debido a la disposición y capacidad de oposición del pulgar se derivan múltiples acciones.

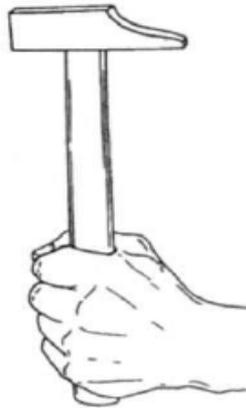


Fig. 2.19 La función de prensión

2.2.1 LA FACULTAD DE PRENSIÓN DE LA MANO

La facultad de presión se debe a la arquitectura de la mano [31], y es el resultado de los movimientos efectuados por sus conjuntos articulares (Secc. 2.1.2) y musculares (Secc. 2.1.3), que le permiten a la mano lograr una amplia apertura (distancia entre el pulgar y el índice) (Fig. 2.20), así como el cierre sobre si misma (Fig. 2.21) o alrededor de un objeto (Fig. 2.22).



Fig. 2.20 Apertura de la mano

A pesar de que la mano es el efector final que realiza presión; y su arquitectura favorece una mejor adaptación a los perfiles de los objetos, durante la presión la acción de todos los músculos y articulaciones del miembro superior es necesaria, donde los músculos aseguran el bloqueo y fijeza de las articulaciones en una posición determinada, así como la firmeza y fuerza de la presión [28].



Fig. 2.21 Cierre de la mano sobre si misma



Fig. 2.22 Cierre de la mano sobre un objeto

2.2.1.1 *Arquitectura de la mano*

Los huesos de la mano (Secc. 2.1.1) están dispuestos en tres arcos, dos transversales (proximal y distal) y uno longitudinal [32] (Fig. 2.23). El arco proximal transversal, se forma cerca de las articulaciones carpometacarpianas, siendo éste el más rígido.

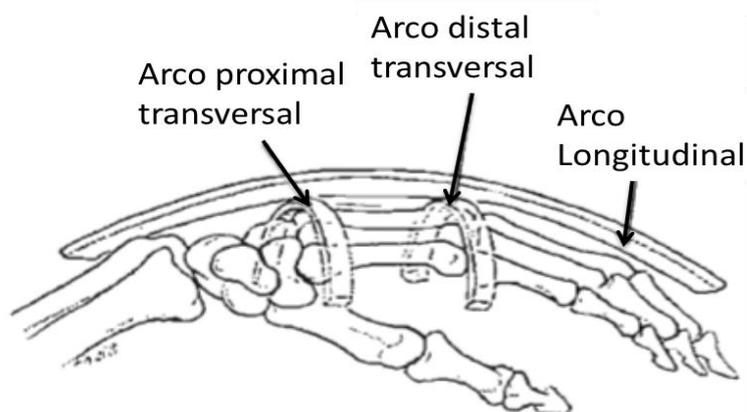


Fig. 2.23 Arcos de la mano [32]

El arco distal transversal pasa a través del extremo distal de todos los metacarpianos y tiene mayor movilidad que el arco proximal transversal, siendo el que permite la extensión y abducción de los dedos [33]. Finalmente el arco longitudinal comprende los dedos desde las articulaciones carpometacarpianas, hasta la falange distal, y es el que posee mayor movilidad y permite a la palma aplanarse o cerrarse sobre si misma, para adaptarse a objetos de distintas formas o tamaños [34]. Los músculos intrínsecos de la mano (Secc. 2.1.3.2), son los encargados de mantener la configuración de los arcos [33].

2.2.1.2 Tipos de prensión

En general durante cualquier prensión podemos distinguir dos etapas, la primera puede ser denominada “aproximación”, donde la mano abre y los dedos se colocan en posición (lo que implica movimientos de flexión y aducción [30]) para asir el objeto, al mismo tiempo que se acercan al objeto. La segunda etapa o “cierre”, comprende el contacto con el objeto, así como la aplicación de fuerza.

Al distinguir dos etapas durante la presión; es posible entonces, distinguir dos grupos de músculos de acuerdo a su acción, los músculos de actitud encargados de posicionar los dedos y aperturar la mano (extensores de los dedos, extensor del pulgar y abductores del pulgar [30]) y los músculos de trabajo encargados de cerrar la prensión (flexores, interóseos, lumbricales, flexor corto y aductor del pulgar [30])

La mano humana como se mencionó anteriormente (Secc. 2.2.1) es capaz de variar su apertura, así como la posición de los dedos, de acuerdo al objeto a sujetar. Por lo anterior se pueden distinguir numerosos tipos de prensión, los cuales podemos clasificar de la siguiente forma (Fig. 2.24).

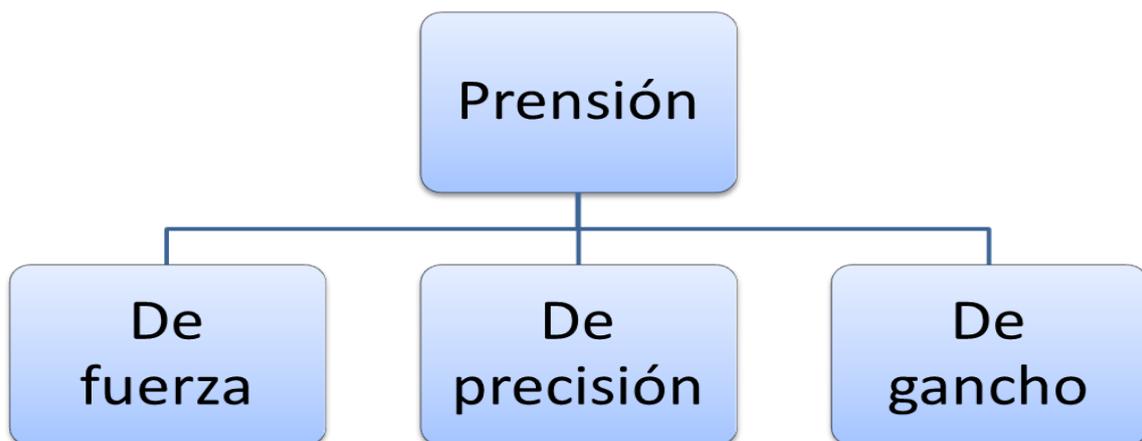


Fig. 2.24 Tipos de prensión

Una prensión de fuerza es aquella en la que el eje del objeto sujetado es aproximadamente perpendicular al antebrazo, y es sostenido por una abrazadera formada por la flexión parcial de los dedos y la palma, los cuales generan presión contra el pulgar opuesto (Fig. 2.25).

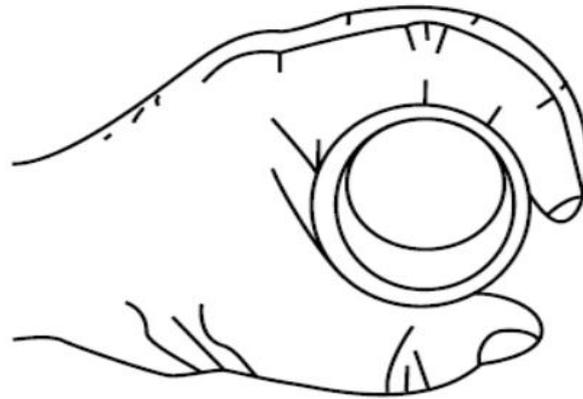


Fig. 2.25 Prensión de fuerza

Como podemos observar en la Fig. 2.25 en éste tipo de presión el área de contacto entre la palma y los dedos; respecto al objeto, se magnifica permitiendo así aplicar una mayor presión distribuida sobre el objeto, favoreciendo además la estabilidad de la sujeción.

En la prensión de precisión el objeto es sujetado entre las caras palmares de los dedos y el pulgar (la palma no interviene) (Fig. 2.26), en donde la posición relativa del pulgar y los dedos determinan la cantidad de fuerza aplicada.

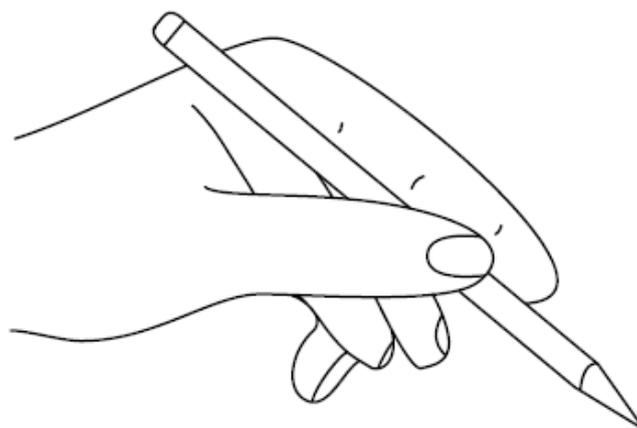


Fig. 2.26 Prensión de precisión

Durante una prensión de precisión no se pueden ejercer fuerzas al nivel de una presión de fuerza; por lo tanto al realizar éste tipo de prensión las cargas que se pueden soportar son menores (en magnitud) a las soportadas en la presión de fuerza, sin embargo permite la manipulación de herramientas esbeltas o pequeñas, con mayor destreza.

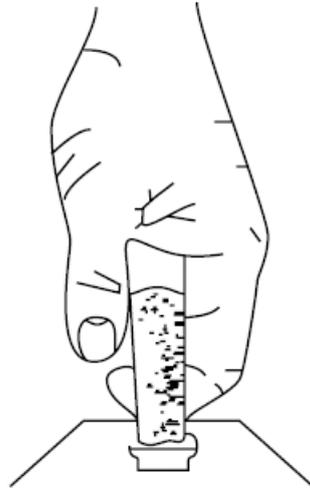


Fig. 2.27 Prensión de gancho

La Fig. 2.27 presenta una prensión de gancho, en la cual los dedos son utilizados para soportar una carga y el pulgar (normalmente contrapuesto) sirve principalmente para estabilizar la carga (Ej. Al cargar una caja), aunque en ocasiones no cumple función alguna en la prensión (Ej. Al cargar bolsas). Durante la prensión de gancho, al levantar objetos pesados la mano ofrece el mayor nivel de fuerzas de retención, específicamente en los músculos intrínsecos y extrínsecos de los cuatro dedos.

Es posible encontrar múltiples clasificaciones de tipos de presión [35] [23] [30] [20] [36] [32] [37] [38], la clasificación aquí presentada comprende sólo tres tipos de prensión, al considerar que el resto de las presiones son variaciones de éstos.

2.3 BIOMECÁNICA DE LA MANO

La biomecánica es la ciencia que estudia el reposo y movimiento de cuerpos bajo la acción de fuerzas, aplicada a sistemas biológicos. En ésta sección se presenta un estudio breve de la biomecánica de la mano, relacionado principalmente a las funciones de prensión, con el fin de ilustrar los requerimientos de fuerzas de retención y resistencia al esfuerzo, necesarios para realizar actividades cotidianas.

2.3.1 Modelado biomecánico de la mano

La estructura muscoesquelética de la mano es un sistema complejo de huesos, músculos (Secc. 2.1) y tejido conectivo, que hacen posible el movimiento y actuación de la palma y los dedos. La mano realiza movimientos en el espacio o en tres dimensiones centrados alrededor de las articulaciones (Secc. 2.1.2), sin embargo para simplificar su modelado se definen como movimientos en dos dimensiones sobre alguno de los tres planos anatómicos (Fig. 2.28 Planos anatómicos) [36].

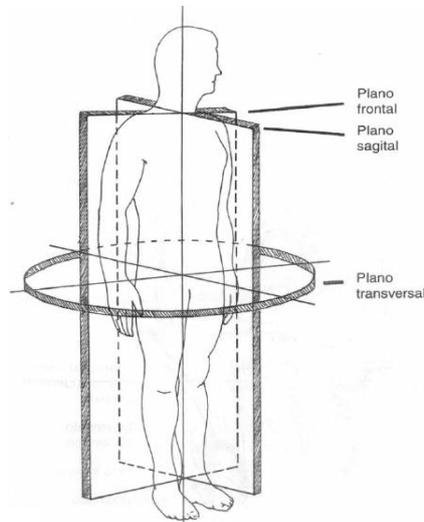


Fig. 2.28 Planos anatómicos

De forma que el modelado de los movimientos de la mano se pueden realizar como modelos estáticos o dinámicos, de acuerdo al problema que se aborda. Para el caso de estudio de éste trabajo, se presenta un modelo estático de un dedo durante tareas de prensión, con el fin de conocer las fuerzas de retención que éstos deben desarrollar, con el fin de utilizar los resultados como parámetros de diseño.

2.3.1.1 Antropometría

Al hablar de antropometría el primer pensamiento al que nos remitimos es al estudio de longitudes del cuerpo, pero su área de estudio no solo se limita a esto, también incluye la medición de propiedades tales como el peso o momentos inercias de huesos o segmentos de cuerpo. Los parámetros antropométricos son esenciales para el diseño de dispositivos o sistemas destinados a ser usados por personas, tales como órtesis y prótesis.

Los datos son obtenidos ya sea por medición directa (scanner laser), o indirecta (fotometría), de un grupo de personas, para su posterior tratamiento estadístico, de forma que podemos obtener tablas en las cuales las relaciones de longitud de los segmentos se representan como relaciones porcentuales de la estatura.

En la Fig. 2.29 se muestran las longitudes de los segmentos corporales, como un porcentaje respecto a la estatura total del individuo, en la Tabla 2.2 se presentan las longitudes de las falanges como porcentajes de la longitud de la mano, finalmente la Tabla 2.3 y la Tabla 2.4 presentan respectivamente las dimensiones de articulaciones interfalángicas y la localización de los centros de rotación de las articulaciones. Todos estos datos son útiles para la elaboración de modelos biomecánicos, como el que se muestra más adelante.

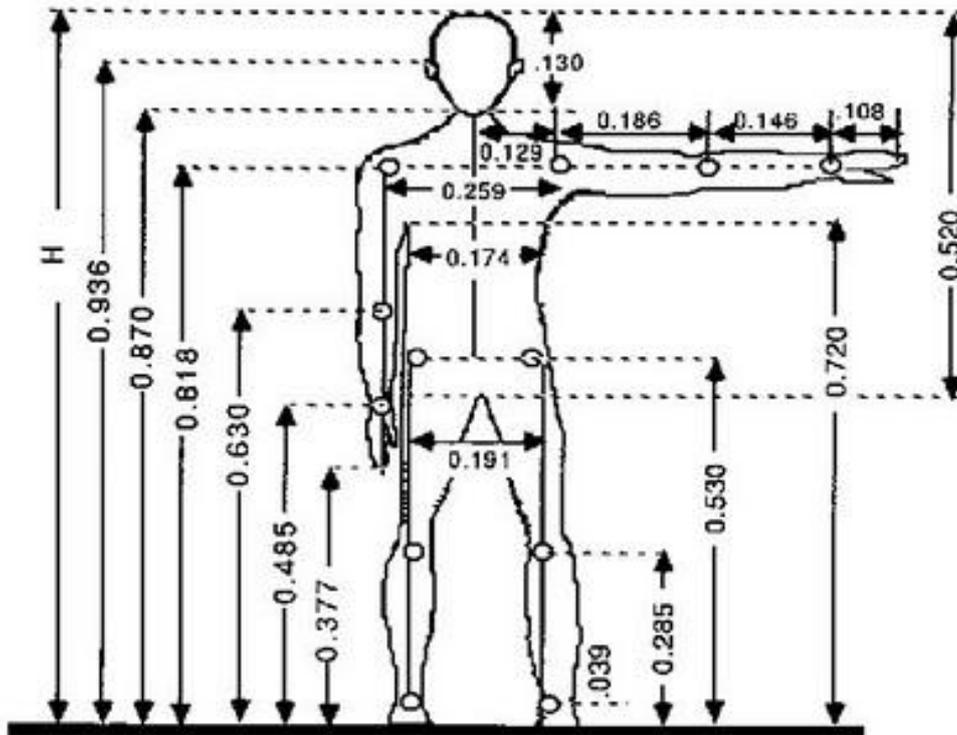


Fig. 2.29 Proporciones porcentuales de longitud de segmentos corporales [39]

Segmento del Cuerpo	Longitud	Peso
Cabeza y cuello	.17	.08
Mano	.108	.006
Brazo	.20	.03
Brazo completo	.40	.05
Tórax y abdomen	.30	.036
Pie y pantorrilla	.29	.05
Muslo	.24	.10
Pierna	.53	.15

Tabla 2.1 Datos antropométricos¹ [40] [41] [39]

¹ Datos tomados de las referencias combinados en una sola tabla, los datos corresponden a la población de los estados unidos de Norteamérica

DEDO	FALANGE		
	PROXIMAL	MEDIA	DISTAL
Pulgar	17.1	-	12.1
Índice	21.8	14.1	8.6
Medio	24.5	15.8	9.8
Anular	22.2	15.3	9.7
Meñique	17.7	10.8	8.6

Tabla 2.2 Longitud de las falanges de los dedos como porcentaje de la longitud de la mano² [36]

DEDO	ARTICULACIÓN	LARGO (mm)		ESPESOR (mm)	
		HOMBRE	MUJER	HOMBRE	MUJER
Pulgar	Interfalángica	22.9	19.1	20.1	16.8
Índice	Proximal	21.3	18.3	19.6	16.3
	Distal	18.3	15.5	15.5	13.0
Medio	Proximal	21.8	18.3	20.1	16.8
	Distal	18.3	15.2	16.0	13.2
Anular	Proximal	20.1	18.3	18.8	15.8
	Distal	17.3	14.5	15.2	12.5
Meñique	Proximal	17.8	14.5	16.8	14.0
	Distal	15.8	13.2	13.7	11.4

Tabla 2.3 Dimensiones de articulaciones interfalángicas² [36]

DEDO	ARTICULACIÓN		
	INTERFALÁNGICA DISTAL	INTERFALÁNGICA PROXIMAL	METACARPOFALÁNGICA
Índice	18	13	20
Medio	15	12	20
Anular	13	12	19
Meñique	17	14	24

Medidos desde el extremo distal de la falange

La distancia se presenta como porcentaje de la longitud de la falange media para la articulación interfalángica distal y de la falange proximal para las articulaciones restantes

Tabla 2.4 Localización de los centros de rotación de las articulaciones² [36]

² Adaptado del original

2.3.1.2 Rangos de movimiento

Los dedos son capaces de realizar movimientos de flexión-extensión y abducción-aducción; gracias a la disposición de los músculos y articulaciones que los conforman (Secc. 2.1), caracterizar éstos movimientos resulta importante para un correcto modelado biomecánico en posiciones críticas. Las articulaciones metacarpofalángicas (AMCF) se modelan como juntas universales; ya que son las que permiten a los dedos los movimientos de abducción-aducción además de la flexión-extensión, mientras las articulaciones interfalángicas proximales (AIP) y las articulaciones interfalángicas distales (AID) se modelan como bisagras dado que sólo aportan movilidad al dedo durante la flexión-extensión. Los rangos de movimiento de las articulaciones de los dedos para movimientos de flexión-extensión se presentan en la Tabla 2.5 y Tabla 2.6

	Pulgar	Índice	Medio	Anular	Meñique
AMCF	56°- 60°	70°- 84°	85°-89°	85°-87°	83°-86°
AIP	62°- 67°	95°-103°	89°-103°	93°-107°	91°-98°
AID	-	61°-78°	73°-83°	67°-80°	71°-78°

Tabla 2.5 Rangos máximos de movimiento en flexión³ [42] [36] [41]

	Pulgar	Índice	Medio	Anular	Meñique
AMCF	4°-11°	15°-21°	13°-20°	13°-19°	14°-21°
AIP	21.5°	0.3°	0°	0°	0°
AID	-	1°	1°	1°	1°

Tabla 2.6 Rangos máximos de movimiento en extensión⁴ [36] [32] [41]

Resulta notable la diferencia entre los rangos de movimiento durante la flexión y extensión de los dedos, resaltando la limitada movilidad de las AIP y las AID. La limitación de estos movimientos se debe a la estructura muscoesquelética de los dedos, lo cuál protege además a los tendones de atrofias; ya que éstos tienen un alto desempeño (resistencia al esfuerzo y deformación) a tracción, pero a compresión su rigidez es casi nula (debido a su esbeltez) [41].

Por otra parte los rangos máximos de movimiento de abducción-aducción oscilan entre los 40° y 50° para el pulgar y entre 20° y 30° para el resto de los dedos [41].

³ Datos tomados de las referencias, combinados en una sola tabla

⁴ Datos tomados de las referencias, combinados en una sola tabla

2.3.1.3 Modelo estático tendón polea

Podemos distinguir tres tendones que actúan en los movimientos de flexión-extensión de un dedo (Fig. 2.30), dichos tendones son cubiertos por una camisa a forma de tubo, el cual contiene fluido sinovial lo cuál reduce la fricción en los movimientos, los tendones recubiertos pasan a través de una serie de poleas a lo largo del dedo antes de insertarse en una falange, éstas poleas permiten mantener brazos de palanca constantes para la flexión o extensión del dedo. Estas poleas pueden dividirse en dos tipos de acuerdo a su forma, cinco anulares en forma de anillo (A_{1-5}) y tres de cruceta (C_{1-3}) (Fig. 2.31), además de una polea palmar.

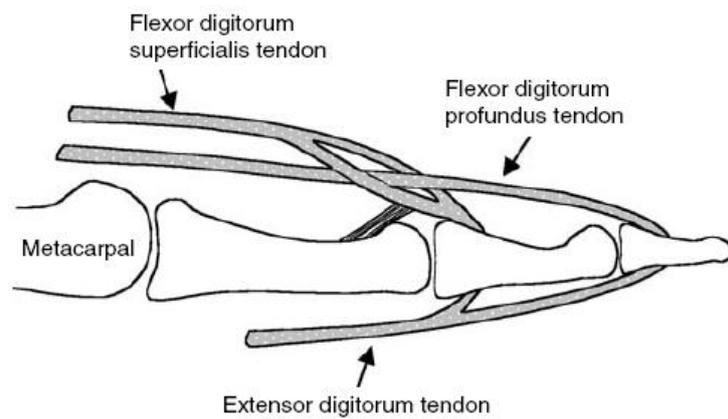


Fig. 2.30 Tendones de un dedo

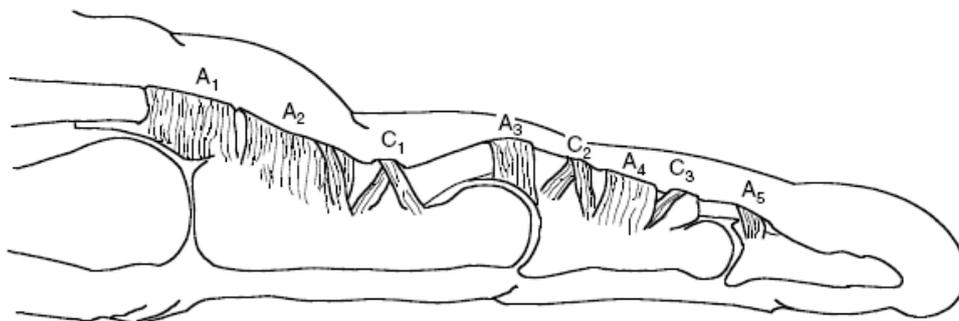


Fig. 2.31 Modelo tendón polea [36]

Entonces un dedo es un sistema de ocho poleas (A_{1-5} y C_{1-3}) y un cable (tendón) que pasa a través de todas, pero para fines de modelado, se hace una analogía articulación-polea usando solo las poleas situadas en las articulaciones (A_1, A_3 y A_5) (Fig. 2.32), dado que éstos son los puntos críticos; ya que alrededor de las articulaciones es donde se presenta la mayor elongación de los tendones durante los movimientos de flexión.

Es importante resaltar, que los modelos biomecánicos de los dedos, se realizan para los movimientos de flexión; al ser éstos los más comunes durante las funciones de

prensión (Fig. 2.25, Fig. 2.26 y Fig. 2.27) y durante los cuales se desarrollan las mayores fuerzas [33].

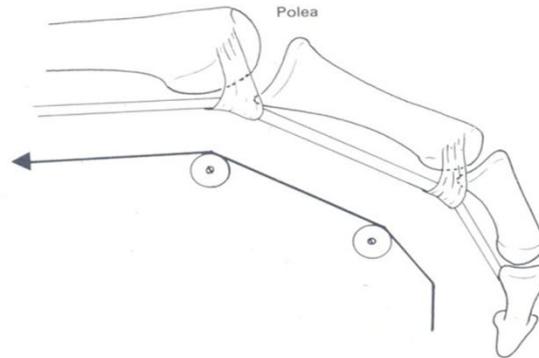


Fig. 2.32 Modelo tendón polea simplificado

Entonces las relaciones de desplazamiento articulación-tendón de un dedo; valiéndonos del modelo tendón-polea simplificado (Fig. 2.32), pueden ser estimadas usando las relaciones espaciales entre los tendones y las articulaciones.

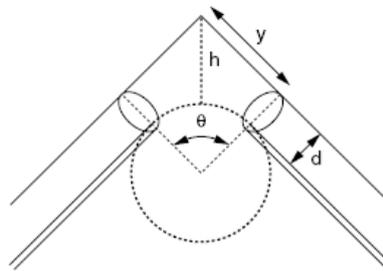


Fig. 2.33 Relación de desplazamiento articulación-tendón

En la Fig. 2.33, podemos apreciar un modelo tendón polea de una sola articulación, si asumimos que el tendón pasa a través de una camisa que está bien sujeta a la polea, es decir a la superficie articular curva del hueso proximal de la articulación, que permita que el tendón se curve suavemente alrededor de la articulación, la relación de desplazamiento puede ser calculada como:

$$x = 2 \left[y + \frac{1}{2} \theta \left(d - \frac{y}{\tan \frac{1}{2} \theta} \right) \right] \quad \text{Ec. 2.1}$$

Dónde:

x = desplazamiento del tendón

y = distancia del tendón al centro de la articulación medido sobre el eje mayor del hueso

d = distancia del tendón al eje mayor del hueso

θ = ángulo de rotación de la articulación

Para ángulos de flexión pequeños $\tan \theta \approx \theta$, simplificando la Ec. 2.1 de la forma siguiente:

$$x = d\theta$$

Ec. 2.2

De esta forma podemos calcular las elongaciones a las que se somete un tendón durante un movimiento de flexión, pudiendo de ésta forma calcular la deformación y esfuerzo al que somete el tendón durante el movimiento, y posteriormente la fuerza aplicada a éste al realizar el movimiento (para el cálculo de las fuerzas de tendones, se considera que para movimientos de flexión solo el flexor superficial y el flexor profundo actúan). Si consideramos la acción de fuerzas externas sobre el dedo (Ej. El peso de una bolsa en una prensión de gancho) conociendo la posición angular de las articulaciones, podemos entonces conocer las sollicitaciones a que son sometidos los tendones durante una prensión, es decir los rangos de fuerza durante un determinado movimiento.

2.3.1.4 Rangos de fuerza

Distintos estudios clínicos y de modelado biomecánico (Secc. 2.3.1.3) han sido realizados con la finalidad de conocer las fuerzas de tendones durante las funciones de prensión [41] [43] [44] [33] [34] [36] [45], algunos de los resultados de dichos estudios se presentan a continuación, donde los resultados de la Tabla 2.7 fueron obtenidos en estudios realizados durante procedimientos quirúrgicos, la Tabla 2.8 y Tabla 2.10 presentan resultados de fuerzas en tendones para prensiones de fuerza en los dedos (I al IV) y el pulgar respectivamente.

Finalmente la Tabla 2.9 presenta las fuerzas resultantes en los tendones durante una prensión de precisión y la Tabla 2.11 presenta resultados al aplicar una carga en la falange distal de un dedo.

TIPO DE PRENSIÓN	FLEXOR PROFUNDO (kg)	FLEXOR SUPERFICIAL (kg)
-	14.9	10.4
Flexión de la articulación MCF	5.7	6.12
Precisión	2.5-12.5	1.0-7.5
Fuerza	4.0-20.0	1.25-15.0
Precisión	8.3	1.9
Fuerza	4.0	0.6

Tabla 2.7 Fuerzas de tendones (estudios *in vivo*)⁵ [36]

DEDO	FUERZA DE TENDÓN (kg)		
	FLEXOR PROFUNDO	FLEXOR SUPERFICIAL	FP/FS
	4.0-20.0	1.25-15.0	-
	4.0	0.6	6.67
Índice	2.77	2.53	1.09
Medio	3.05	4.23	0.72
Meñique	3.37	3.40	0.99
Medio	3.37	3.75	0.90
Índice	3.17-3.47	1.51-2.14	-

Tabla 2.8 Fuerzas de tendones durante prensión de fuerza⁵ [36]

TIPO DE PRENSIÓN	FUERZA MUSCULAR (kg)		
	FLEXOR PROFUNDO	FLEXOR SUPERFICIAL	FP/FS
Precisión	2.50-12.5	1.0-7.5	-
Precisión	7.92	1.73	4.60
Precisión	-	3.30	-
Precisión	3.80	2.50	1.52
Precisión	4.32	0.73	5.90
Precisión	3.30	3.10	1.06
Precisión	3.97	0.82	4.84
Precisión	2.40	1.85	1.30
Precisión	1.93-2.08	1.75-2.16	-

Tabla 2.9 Fuerzas de tendones durante prensión de precisión⁵ [36]

Tendón	Rango [N]
Flexor largo del pulgar	150-343
Flexor corto del pulgar	93-262
Abductor corto del pulgar	249-338
Aductor del pulgar	239-306

Tabla 2.10 Rangos de fuerza en los tendones ejerciendo una fuerza de 100 N⁵ [41]

⁵ Adaptado del original

Fuerzas en tendones (kg)		
Interóseos	Flexor profundo	Flexor superficial
1.5	2.6	1.3
1.5	2.2	1.5
4.1	4.0	0.8
2.7	2.6	1.8
2.6	2.1	2.0
2.1	3.8	2.5
1.8	2.9	2.4
1.8	2.7	2.4
2.4	3.3	3.1

Tabla 2.11 Fuerzas en tendones resultantes de diversos estudios, en posiciones similares⁵ [41]

2.3.1.5 Contribuciones relativas durante la prensión

Las contribuciones relativas de los dedos durante las tareas de prensión varían de acuerdo al tipo de prensión realizada. Durante una prensión de gancho los dedos medio e índice comparten el 60% de la carga total mientras el anular y el meñique comparten el 40% [33]. Por otra parte durante prensiones de fuerza el medio e índice aportan el 70% [38].

La contribución individual de las falanges durante la prensión también es dispereja. Durante una prensión de gancho; por ejemplo, la falange distal contribuye alrededor de un 67% menos que la falange media, mientras que en la prensión de fuerza la contribución depende de la apertura de la mano (tamaño del objeto), para aperturas pequeñas la falange distal contribuye en mayor medida, mientras que para aperturas grandes la falange media es la que presenta mayor contribución [33] [44] [43].

3 METODOLOGÍA, REQUERIMIENTOS Y ESPECIFICACIONES

Para poder realizar una tarea de diseño es importante tener una guía o plan de trabajo (metodología), así como saber cuales son los objetivos a alcanzar o especificaciones finales con que debe cumplir el producto, por tal motivo al emprender la tarea de diseño es necesario realizar un estudio de los requerimientos o necesidades que se buscan satisfacer con el producto a diseñar, así como los rangos o niveles en que éstos deben ser cubiertos.

En este capítulo se presenta un estudio de los requerimientos y especificaciones del mecanismo de bloqueo para dedo de mano protésica, así como la metodología de diseño seguida.

3.1 Metodología de diseño

La aplicación de metodologías estructuradas al desarrollo de nuevos productos facilita el estudio y desarrollo de éstos. Actualmente existe una gran variedad de herramientas de diseño, así como múltiples metodologías [46] [47] [48] [49] [50] [51] [52] [53] [54] a seguir para lograr resultados satisfactorios en un proceso de diseño. A pesar de que cada metodología de diseño tiene sus propias directrices, herramientas, secuencia y nivel de especificidad, es posible encontrar puntos de convergencia entre todas ellas.

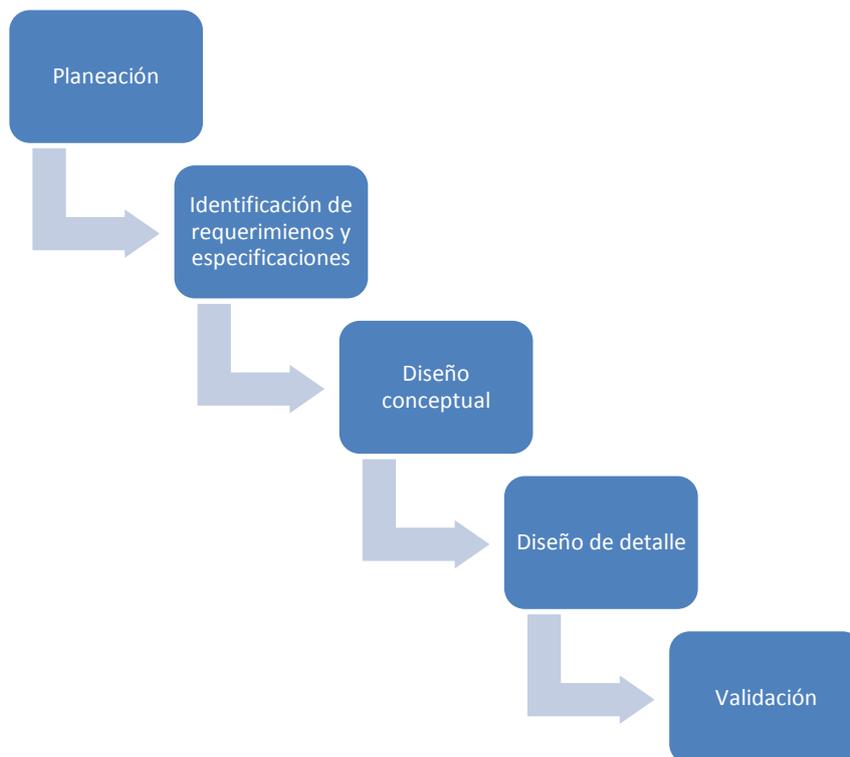


Fig. 3.1 Metodología de diseño

Para el desarrollo del diseño del mecanismo de bloqueo para dedo de una mano protésica se siguió la metodología descrita en la Fig. 3.1. La cual se compone de los principales puntos en que coinciden las metodologías de diseño revisadas.

El proceso de planeación del proyecto consistió en el estudio del desarrollo actual de prótesis de miembro superior (Secc. 1.3), con el fin de encontrar posibles áreas de oportunidad, en donde fuera posible aportar una mejora al desempeño de la prótesis, de forma que se decidió que la inclusión de un mecanismo de bloqueo contribuirá a una mejor función de sujeción de la prótesis de mano, al dar a la mano la capacidad de soportar objetos más pesados y mantener una posición diferente e independiente en cada dedo de la prótesis de mano, además de eficientizar el consumo energético al prescindir de la función de los actuadores, al momento de alcanzar la posición final (sujetar el objeto).

Una vez establecido el diseño a realizar, se definieron las restricciones de tiempo, con lo cual finalizó la planeación. El resto de las etapas de diseño se describen a detalle en las secciones subsecuentes.

3.2 Requerimientos⁶

Uno de los puntos de convergencia que se encuentran al estudiar distintas metodologías de diseño, es el establecer los objetivos de diseño como parte inicial del proceso, es decir los requerimientos o necesidades que debe cubrir el producto final. Estos requerimientos resultan fundamentales, ya que proveen al diseñador una idea clara de lo que se pretende alcanzar, agilizando el proceso de diseño al permitir al diseñador enfocarse en los requerimientos críticos del diseño.

Una vez concluida la fase de planeación, se inició el proceso de identificación de requerimientos, inicialmente se estudiaron los requerimientos generales de usuarios de prótesis de miembro superior, encontrando que las dos causas principales por las que los pacientes no usan una prótesis son que el uso de la prótesis no les representa una mejora funcional (98% de los pacientes que no usan prótesis) y la falta de comodidad al usarla (95% de los pacientes que no usan prótesis) [55].

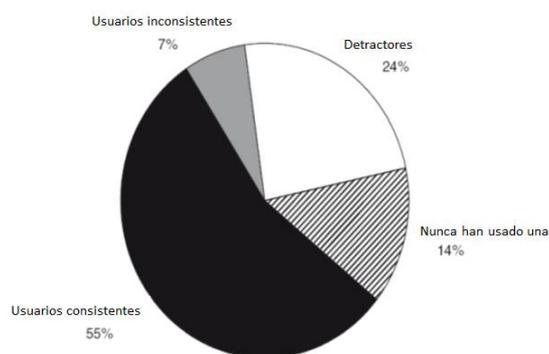


Fig. 3.2 Porcentajes de hábitos de uso de prótesis [55]

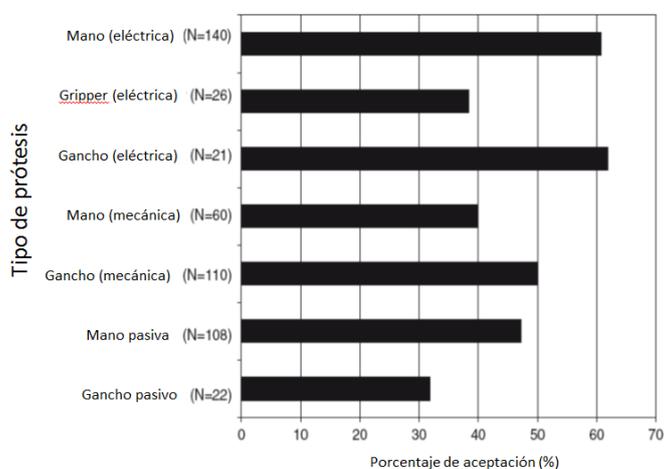


Fig. 3.3 Porcentajes de aceptación de prótesis (según tipo de actuación) [55]

⁶ Los datos presentados corresponden a un estudio realizado con pacientes canadienses y estadounidenses

La Fig. 3.2 y Fig. 3.3 se muestran gráficas resultado de estudios llevados a cabo con pacientes con distintos niveles de amputación de miembro superior, en las cuales podemos apreciar que el uso de prótesis no es todavía una práctica predominante entre los pacientes amputados ya que solo entre el 55% [15] y 58% [55] son usuarios consistentes; sin embargo, las prótesis más avanzadas (mioeléctricas) presentan mayores rangos de aceptación, al ser más funcionales que las mecánicas.

Los resultados mostrados en los gráficos, y las razones de “no uso” de prótesis antes presentados, nos hace pensar de inmediato en mejorar el desempeño funcional de las prótesis de miembro superior, haciéndolas más parecidas en imagen y funcionamiento al miembro superior humano, pero igualar los 20 grados de libertad que posee la mano no es tarea sencilla sobre todo si consideramos las restricciones de espacio inherentes al modelo si éste se quiere hacer antropométrico. Por lo antes mencionado resulta inevitable enfrentarse a concesiones de diseño las cuales deben ser resueltas con base en los requerimientos prioritarios de los usuarios.

Prioridad	Requerimiento
1	Peso
2	Costo
3	Temperatura
4	Funcionamiento
5	Sensibilidad
6	Modo de sujeción
7	Ajuste
8	Movimientos finos
9	Durabilidad de la funda
10	Función de la muñeca

Tabla 3.1 Requerimientos de usuarios de prótesis de miembro superior⁷ [55]

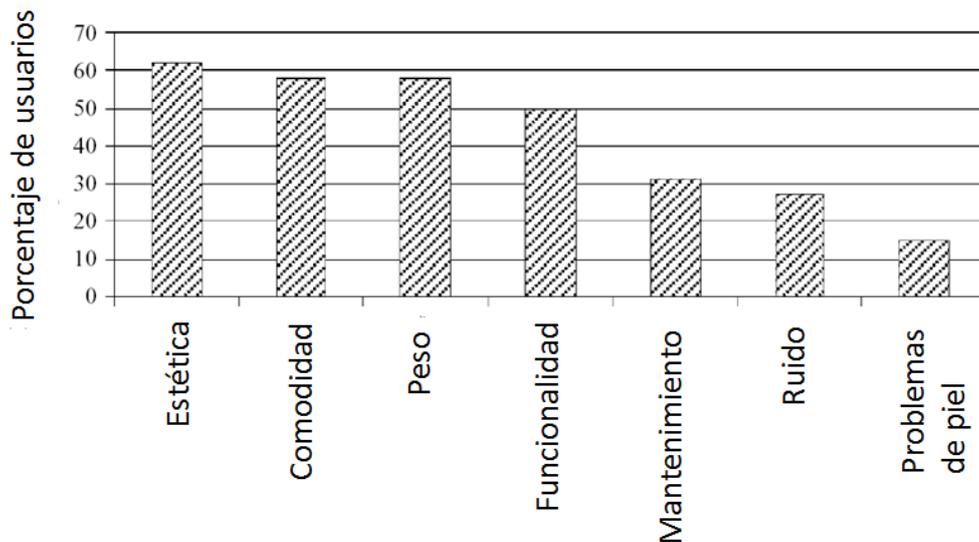


Fig. 3.4 Requerimientos de usuarios [15]

⁷ Adaptado del original

Los requerimientos de la Tabla 3.1 Requerimientos de usuarios de prótesis de miembro superior [55] y la Fig. 3.4 [15] proporcionan una idea general de los aspectos que se pueden mejorar en una prótesis de miembro superior, y reafirman la hipótesis de que un mecanismo de bloqueo en los dedos las sustituciones protésicas puede resultar en una mejora favorable para los usuarios potenciales, ya que éste mecanismo está pensado para aumentar las fuerzas de retención y capacidad de carga de la prótesis, mejorando así su desempeño, además de optimizar el uso de baterías al permitir prescindir de la actuación constante de un motor para mantener la posición de los dedos durante la prensión.

Al haber quedado reafirmada la hipótesis hecha en la fase de planeación, por el análisis de requerimientos de los usuarios de prótesis de miembro superior, el objetivo principal de la tarea de diseño queda en diseñar un sistema tal que sus dimensiones permitan su colocación individual en cada dedo, además de brindar una mayor fuerza de sujeción, se buscará que éste permita a cada dedo tener una posición diferente, relativa a los otros dedos, y finalmente el sistema de posicionamiento no debe verse interferido por el mecanismo a diseñar. Partiendo de estas ideas, se procede a enfatizar los requerimientos específicos del mecanismo de bloqueo, ésta es una parte fundamental del proceso, ya que el concepto a desarrollar debe apegarse lo más posible a dichos requerimientos. Éstos están mostrados en lenguaje coloquial, ya que de manera habitual un posible usuario manejaría ésta terminología.

REQUERIMIENTOS	
Que no estorbe	Que sea seguro
Que no se deforme	Que sea ligero
Que no se rompa	Que no se abra al cagar
Que sea de fácil mantenimiento	Que pueda cargar cosas pesadas
Que las piezas sean fáciles de reemplazar	Que su tamaño sea proporcional al resto de la mano
Que sea fácil de controlar	Que no gaste más batería

Tabla 3.2 Requerimientos del mecanismo

Todos estos requerimientos deben ser atributos de nuestro diseño, es decir, del mecanismo de bloqueo, con el fin de dejar esto claro reescribimos los enunciados de requerimientos de la siguiente forma (Tabla 3.3).

REQUERIMIENTOS	
El mecanismo	Es compacto
El mecanismo	Es resistente
El mecanismo	Es durable
El mecanismo	Es fácil de controlar
El mecanismo	Es ligero
El mecanismo	Es de fácil mantenimiento
El mecanismo	Es seguro
El mecanismo	Soporta grandes cargas
El mecanismo	Consume poca energía
El mecanismo	Tiene piezas fácilmente sustituibles
El mecanismo	No se destraba al cargar objetos pesados
El mecanismo	No interfiere con otras funciones

Tabla 3.3 Requerimientos como atributos

Cuando se han reescrito los requerimientos, es primordial agruparlos de acuerdo a un rubro, ya que esto nos guiará a diseñar subsistemas específicos (de ser necesario) para cubrir los distintos requerimientos. La agrupación sirve además identificar los requerimientos globales (primarios) y los específicos (Tabla 3.4) y discernir acerca de su nivel de importancia.

Requerimientos Primarios	Requerimientos Secundarios	Requerimientos Terciarios
El mecanismo es seguro	El mecanismo es resistente	El mecanismo no se rompe
	El mecanismo da seguridad al usuario	El mecanismo no se deforma
		El mecanismo no se destraba al cargar algo
El mecanismo no interfiere otras funciones	El mecanismo soporta grandes cargas	
	El mecanismo es compacto	
El mecanismo es fácil de usar	El mecanismo es ligero	
	El mecanismo es fácil de controlar	El mecanismo es fácil de controlar
		El mecanismo se traba y destraba fácilmente
	El mecanismo fácil de mantener	El mecanismo es de fácil mantenimiento
El mecanismo tiene piezas fácilmente sustituibles		
El mecanismo es funcional	El mecanismo no se destraba al cargar algo	
	El mecanismo se traba y destraba fácilmente	
	El mecanismo soporta grandes cargas	
	El mecanismo consume poca energía	

Tabla 3.4 Agrupación de requerimientos

Anteriormente se señaló que el principal reto de diseño cuando trabajamos con prótesis son las concesiones, en el caso del mecanismo las principales limitantes son el tamaño y el peso, ya que éstos pueden limitar el desarrollo de conceptos y la obtención de grandes fuerzas de retención (uno de los principales objetivos del mecanismo), con la finalidad de aclarar los puntos de conflicto para cubrir lo mejor posible todos los requerimientos, se realizó la Tabla 3.5 en donde se muestra la importancia relativa que se le asigna a cada requerimiento, en donde el número cinco representa lo más relevante del diseño y el número uno es el atributo de menor importancia.

Después del análisis de todos los requerimientos, y su impacto en el desempeño del mecanismo de bloqueo, se asignó la mayor importancia a los atributos de seguridad y funcionamiento por considerarlos fundamentales para el desempeño del mecanismo. Por otra parte a los requerimientos relacionados a la facilidad de uso se les asignó una importancia baja, dado que éstos aspectos no son fundamentales para el desempeño del mecanismo en una primera instancia; ya que por ejemplo, si el mecanismo resulta resistente y durable no es tan necesario que las piezas se cambien fácilmente, ya que los periodos de mantenimiento se alargarían.

REQUERIMIENTOS			
1	El mecanismo	Es compacto	4
2	El mecanismo	Es resistente	4
3	El mecanismo	Es durable	5
4	El mecanismo	Es fácil de controlar	2
5	El mecanismo	Es ligero	4
6	El mecanismo	Es de fácil mantenimiento	1
7	El mecanismo	Es seguro	5
8	El mecanismo	Soporta grandes cargas	5
9	El mecanismo	Consume poca energía	4
10	El mecanismo	Tiene piezas fácilmente sustituibles	1
11	El mecanismo	No se destraba al cargar objetos pesados	5
12	El mecanismo	No interfiere con otras funciones	4

Tabla 3.5 Importancia relativa de los requerimientos

Después de realizar este proceso se ha logrado aclarar cuales son los requerimientos de nuestro mecanismo a diseñar, así como la importancia de cada uno de ellos, lo cual sirve como base para continuar el proceso de diseño enfocándolo hacia los puntos de mayor relevancia.

3.3 Especificaciones

Los requerimientos planteados en la sección (Secc.3.2) anterior aclaran nuestro problema, sin embargo quedan abiertos a la interpretación subjetiva de quién los lea, lo que genera la necesidad de describir los requerimientos de forma más específica, es decir elaborar especificaciones.

Una especificación consiste en una métrica y un valor, la métrica establece el parámetro que se va a medir, mientras que el valor brinda el margen alrededor del cual se desea trabajar, medido siempre por medio de una unidad que identifica a la métrica. El conjunto de métricas y sus respectivas unidades desarrolladas para los requerimientos del mecanismo de bloqueo (Tabla 3.5) se muestran en la Tabla 3.6, la relación métrica-requerimiento no es uno a uno, ya que ciertas métricas como la fuerza de bloqueo nos ayudan a evaluar el desempeño del mecanismo respecto a varios requerimientos. Las métricas conservan la importancia relativa mayor de las asignadas a los requerimientos con que se relaciona.

La elaboración de métricas es un primer paso para el desarrollo de especificaciones, ya que para completarlas debemos asignar valores o rangos de valores dentro de los cuales esperamos quede ubicado el valor final de la métrica, en ésta etapa de diseño se generan especificaciones objetivo Tabla 3.7, las cuales son los valores que se piensan óptimos para el desempeño del mecanismo, los valores objetivo se asignan con base en los valores arrojados por los análisis presentados en la sección 2.3 respecto a fuerzas y dimensiones, y el estudio del estado del arte de la sección 1.3, manteniendo en cuenta las restricciones de peso y espacio.

Núm. De Métrica	Núm. De Requerimiento	Métrica	Importancia	Unidades
1	2-7-8-11	Par de retención	5	N*m
2	7-8-11	Capacidad de carga	5	Kg
3	9	Consumo de energía del mecanismo	4	mA/Hr
4	1-5	Dimensiones del mecanismo (por lado)	4	Cm
5	5	Peso del mecanismo	4	gr
6	2-3	Tiempo de vida útil	5	Años
7	6-10	Tiempo de mantenimiento	2	Min
8	2-3	Periodo de mantenimiento	1	Meses
9	4-12	Cantidad de movimientos o señales para controlar el mecanismo	4	No.
10	1-5	Volumen del mecanismo	4	Cm ³
11	4-12	Tiempo de traba	2	s
12	4-12	Tiempo de destraba	2	s
13	2-3	Esfuerzo de cedencia	4	MPa

Tabla 3.6 Métricas

Como lo mencionan varios autores [49] [54] [46] las especificaciones son dinámicas, esto quiere decir que éstas evolucionarán a lo largo del proceso de diseño y que los valores objetivo planteados en ésta sección son susceptibles a ser modificados; dependiendo de los conceptos de solución a desarrollar y los recursos técnicos y tecnológicos disponibles para el diseño, hasta obtener valores finales, los cuales serán reportados al finalizar el diseño.

Núm. De Métrica	Núm. De Requerimiento	Métrica	Importancia	Unidades	Valor marginal	Valor ideal
1	2-7-8-11	Par de retención	5	N*m	>0.2	>1
2	7-8-11	Capacidad de carga	5	Kg	>0.8	>1.5
3	9	Consumo de energía del mecanismo	4	mA/Hr	<100	0
4	1-5	Dimensiones del mecanismo	4	Cm	< 5	< 2.5
5	5	Peso del mecanismo	4	gr	< 250	<100
6	2-3	Tiempo de vida útil	5	Años	> 5	> 7
7	6-10	Tiempo de mantenimiento	2	Min	< 80	< 40
8	2-3	Periodo de mantenimiento	1	Meses	>12	> 18
9	4-12	Cantidad de movimientos o señales para controlar el mecanismo	3	No.	< 5	< 2
10	1-5	Volumen del mecanismo	4	Cm ³	< 125	< 25
11	4-12	Tiempo de traba	2	s	< 0.5	<0.2
12	4-12	Tiempo de destraba	2	s	<0.5	< 0.2
13	2-3	Esfuerzo de cedencia	4	MPa	> 50	>100

Tabla 3.7 Especificaciones objetivo

4 DISEÑO CONCEPTUAL **Y SELECCIÓN DE** **CONCEPTO**

Una vez establecidas las especificaciones objetivo, podemos continuar con la siguiente fase de diseño, la cual consiste en la generación de conceptos de solución, los cuales irán enfocados a cubrir los requerimientos y especificaciones desarrollados previamente. Además de esto se realiza el proceso de selección del concepto solución a desarrollar, con base en el cumplimiento de los requerimientos.

4.1 Generación de conceptos

El proceso de diseño del mecanismo de bloqueo continúa con la propuesta de posibles soluciones, en este caso distintas configuraciones o tipos de mecanismos que puedan cubrir adecuadamente los requerimientos y especificaciones de diseño (Cap. 3) previamente desarrollados.

4.1.1 Búsqueda de información

Con la finalidad de generar los conceptos de solución y teniendo claro el reto de diseño, es prudente hacer una revisión de los sistemas o mecanismos susceptibles de ser aplicados para cumplir las especificaciones objetivo que se han planteado. Para esto se llevó a cabo una revisión del trabajo existente, primero de mecanismos o sistemas que pudieran aplicarse al bloqueo y después de aplicaciones ya implementadas en el área protésica.

4.1.1.1 Mecanismos y/o Sistemas

Aquí se presentan los mecanismos que se pueden adaptar a la función de bloqueo, o que son utilizados para dicha función y/o una similar, en aplicaciones fuera del área protésica.

4.1.1.1.1 Mecanismo sinfín-corona

Si un diente de un engrane helicoidal hace una revolución completa en el cilindro de paso, el engrane resultante es un sinfín. Un sinfín y su corona se emplean para conectar flechas (ejes) no paralelos que se intersecan, y que generalmente son perpendiculares (Fig. 4.1 a).

Una transmisión sinfín-corona puede o no ser autobloqueante, dependiendo de la aplicación, por ejemplo cuando se va usar como malacate es deseable que la transmisión sea autobloqueante y que solo el sinfín mueva la transmisión. Pero si se emplea en un automóvil, es necesario que sea reversible y que la corona también pueda transmitir movimiento al sinfín [56].

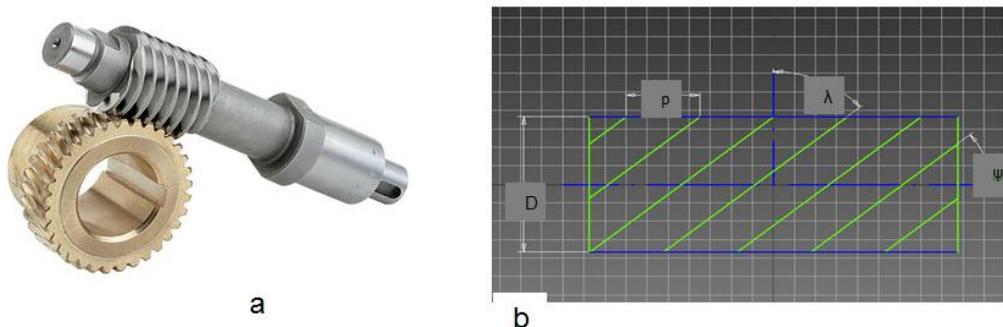


Fig. 4.1 Par sinfín-corona (a) Parámetros de sinfín (b)

El bloqueo en este tipo de transmisión se obtiene por medio de la fricción que existe entre los elementos durante la operación. Este mecanismo es de fácil implementación y control, pero su eficiencia es baja, dado que la eficiencia inversa de un par sinfín-corona (es decir la eficiencia de la transmisión del movimiento de la corona hacia el sinfín) se define por [57]:

$$\varepsilon \approx \frac{2\mu - 1}{\mu} \quad \text{Ec. 4.1}$$

En donde μ es la eficiencia directa. Entonces para tener un par sinfín-corona autobloqueante, es decir $\varepsilon \leq 0$, la eficiencia directa debe ser baja es decir $\mu \leq 0.5$. Entonces para lograr esa eficiencia $\mu \leq 0.5$, con base en el valor generalmente aceptado del coeficiente estático de fricción (τ) igual a 0.15 y considerando las Ec. 4.2 y Ec. 4.3 [58] [59].

$$\tau \approx \tan \rho \quad \text{Ec. 4.2}$$

$$\mu \approx \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho)} \quad \text{Ec. 4.3}$$

En donde ρ es el ángulo de fricción, el ángulo de avance debe ser entonces $\lambda < 8.6^\circ$ para obtener una transmisión autobloqueante.

4.1.1.1.2 Mecanismo sinfín-tuerca

El mecanismo sinfín-tuerca es similar al mecanismo sinfín-corona, la diferencia, radica principalmente en el número de hilos que entran en contacto durante el movimiento y el perfil de la cuerda, sin embargo los cálculos de eficiencia se pueden llevar a cabo de forma similar a los pares sinfín-corona. El par sinfín-tuerca puede ser autobloqueante también, teniendo un ángulo de avance $\lambda < 8.6^\circ$.



Fig. 4.2 Par Sinfín-Tuerca

4.1.1.1.3 Mecanismos de fricción

Por mecanismos de fricción se hace referencia a aquellos mecanismos; exceptuando los mecanismos con sinfín, en los que por acción de la fricción entre dos o más de sus elementos se bloquea la transmisión, ya sea en algún sentido de giro o traslación, o del eje o elemento de salida hacia el de entrada. Dentro de éstos mecanismos podemos encontrar los siguientes:

- Mecanismo de trinquete y fricción con gatillo de bola. Se compone de un disco excéntrico (1) con cavidades cuneiformes (a) alojado en un collar cilíndrico (2), en donde el collar es el elemento conductor y el disco excéntrico el conducido, cuando se hace girar el elemento conductor en sentido horario unas bolas (3) alojadas entre el disco y el collar se acuñan haciendo girar la excéntrica, en sentido contrario el disco excéntrico permanece inmóvil, dado que las bolas no se acuñan (Fig. 4.3a) [60].

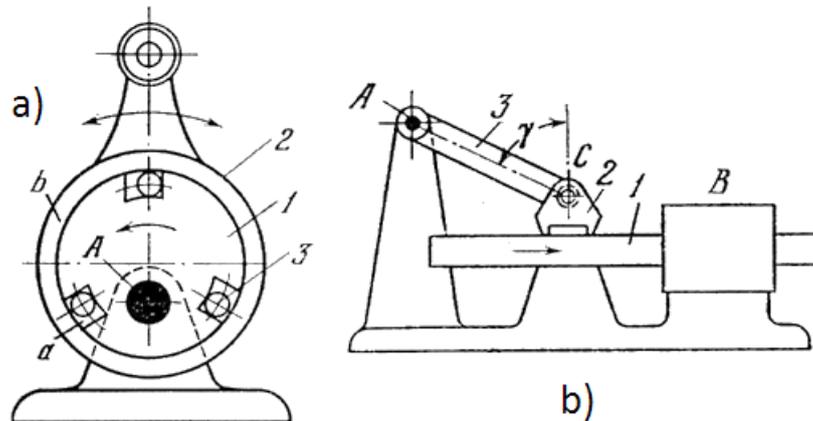


Fig. 4.3 Mecanismos de fricción I. a) Mecanismo de trinquete y fricción con gatillo de bola [60] b) Mecanismo de fricción para frenar una corredera [60]

- Mecanismo de fricción para frenar una corredera. Una corredera prismática se desplaza (de izquierda a derecha) sobre una guía. Un elemento móvil (2) gira sobre el eje C en un extremo de un balancín (3) que a su vez gira sobre el eje A. El movimiento de la corredera en dirección contraria (derecha a izquierda) no es posible, ya que el elemento móvil (2) se acuña entre la corredera y el balancín (Fig. 4.3b) [60].
- Mecanismo de fricción del freno de bolas de un tambor para elevar cargas. El mecanismo está compuesto de un tambor (b) y un disco de freno (2) rígidamente unidos, los cuales giran alrededor del eje A, y un cilindro (1) que descansa entre el disco 2 y el arco fijo a-a, al girar el tambor en sentido anti horario se puede elevar la carga, sin embargo si se intenta un giro en sentido opuesto el cilindro se acuña entre el disco 2 y el arco a-a evitando el giro (Fig. 4.4) [60].

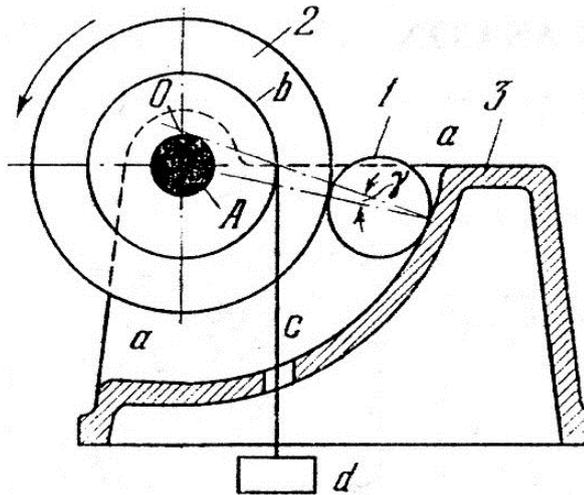


Fig. 4.4 Mecanismo de fricción del freno de bolas de un tambor para elevar cargas [60]

- Mecanismo de fricción de un tambor de elevar cargas con freno de leva y mecanismo de fricción del freno del tambor de elevar cargas. Su principio de funcionamiento es el mismo empleado en el mecanismo de fricción del freno de bolas de un tambor para elevar cargas. La diferencia entre los tres, es el elemento de fricción usado para el frenado además de que el de leva (Fig. 4.5a) y fricción de freno (Fig. 4.5b) emplean elementos elásticos para asegurar el apriete [60].

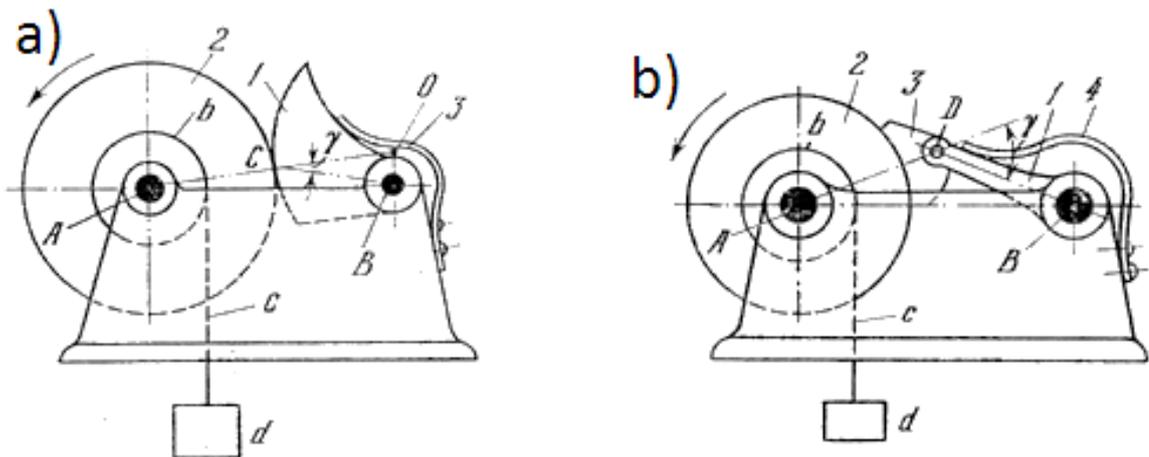


Fig. 4.5 Mecanismos de fricción II. a) Mecanismo de fricción de un tambor de elevar cargas [60]
b) Mecanismo de fricción del freno del tambor de elevar cargas [60]

- Mecanismo de fricción con dos gatillos de freno. Se compone de un disco (1) que gira alrededor de un eje A y dos gatillos (2 y 3) que permiten la rotación en un sentido y la impiden en el contrario, el movimiento del disco depende del gatillo que esté en contacto (Fig. 4.6a) [60] [61].

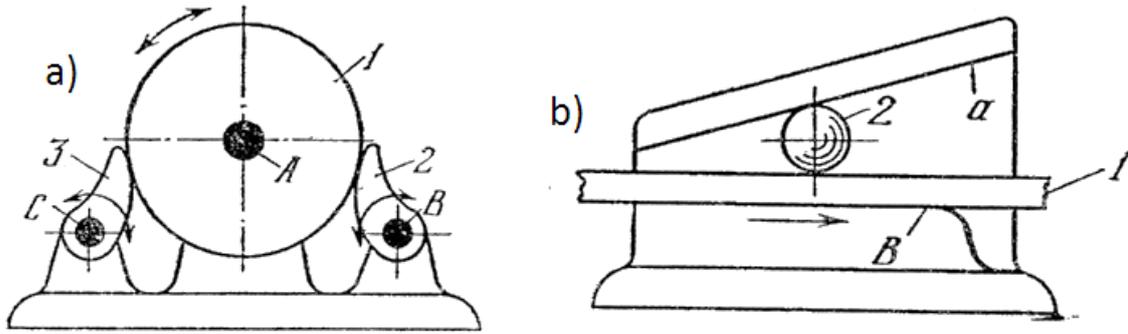


Fig. 4.6 Mecanismos de fricción III a) Mecanismo de fricción con dos gatillos [60] b) Mecanismo de fricción con gatillo de bola [60]

- Mecanismo de fricción con gatillo de bola. Compuesto de una corredera (1) que se desplaza de izquierda a derecha sobre la guía B y una bola (2) localizada entre la corredera y un plano inclinado fijo, la cual evita el movimiento en la dirección opuesta al acuñarse entre la corredera y el plano inclinado (Fig. 4.6b) [60].

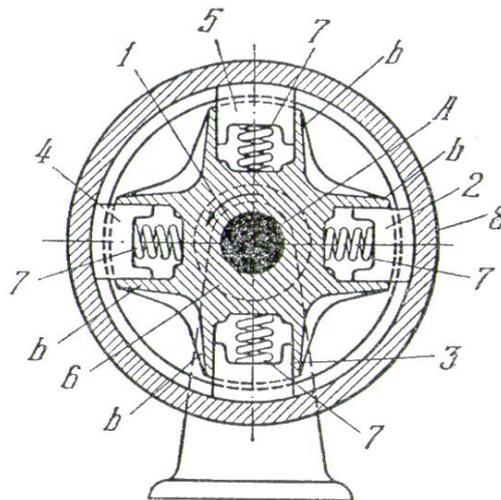


Fig. 4.7 Mecanismo de fricción de un manguito con desconexión automática [60]

- Mecanismo de fricción de un manguito con desconexión automática. El elemento principal es una cruceta (6) unida al eje motriz, tiene unas mordazas (b) dispuestas simétricamente en las cuales se deslizan las zapatas de freno (2,3,4,5) las cuales se encuentran unidas a la cruceta por medio de resortes (7). El elemento conducido (8) gira junto con la cruceta solo cuando las revoluciones del eje motriz aumenta lo suficiente de modo que las fuerzas centrífugas aumentan y las zapatas se desplazan fuera de su locación entre las mordazas y entran en contacto con la cara interior del elemento dirigido, si la velocidad de entrada disminuye deja de existir contacto y por tanto conducción (Fig. 4.7) [60].

- Mecanismo de fricción con acoplamiento centrífugo. Existen distintas configuraciones de éste mecanismo, pero todas con el mismo principio básico, un elemento conectado al eje motriz con pesos acoplados que funcionan como zapatas de fricción entran en contacto con el elemento conducido al alcanzar una velocidad crítica en la cuál las fuerzas centrífugas provocan el contacto de las zapatas con el elemento conducido (Fig. 4.8) [60] [61].

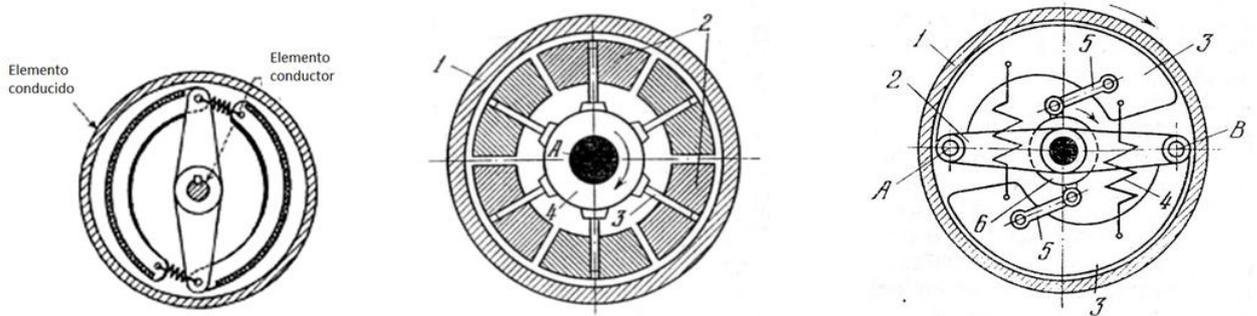


Fig. 4.8 Tres configuraciones de acoplamientos centrífugos [60] [61]

- Mecanismo de fricción de un embrague de rueda libre. El disco con salientes (1) se encuentra dentro del anillo conducido (2) y gira alrededor de un eje A, entre el disco y el anillo se encuentran unas bolas (3) las cuales al girar en un sentido el disco se acuñan entre 1 y 2 haciendo girar al anillo, si el giro es en sentido opuesto las bolas 3 se liberan y el anillo puede girar libremente o permanecer estático (Fig. 4.9b) [60]. Existen distintas variantes de éste mecanismo, ya sea con resortes, espárragos, mayor o menor número de salientes (Fig. 4.9a y Fig. 4.10) [61].

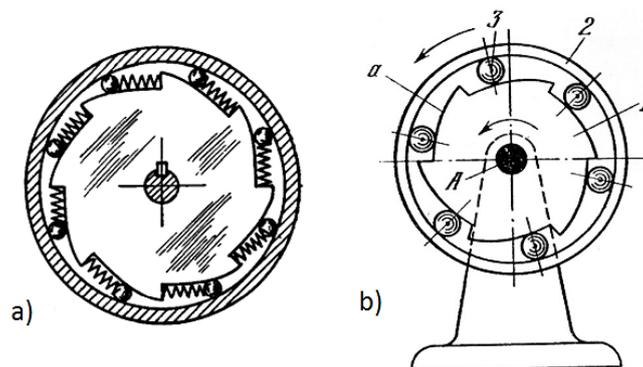


Fig. 4.9 Dos configuraciones de un embrague de rueda libre [60] [61]

- Mecanismos de trinquete. Un mecanismo de trinquete se compone básicamente de una rueda con salientes perfiladas de tal forma que una cuña pueda retener su movimiento, existen una gran cantidad de mecanismos que incluyen un trinquete para su funcionamiento, sus aplicaciones principales son para levantar cargas o bloquear una o dos direcciones de movimiento, en la Fig. 4.11 se muestran algunos mecanismos de trinquete [60] [61].

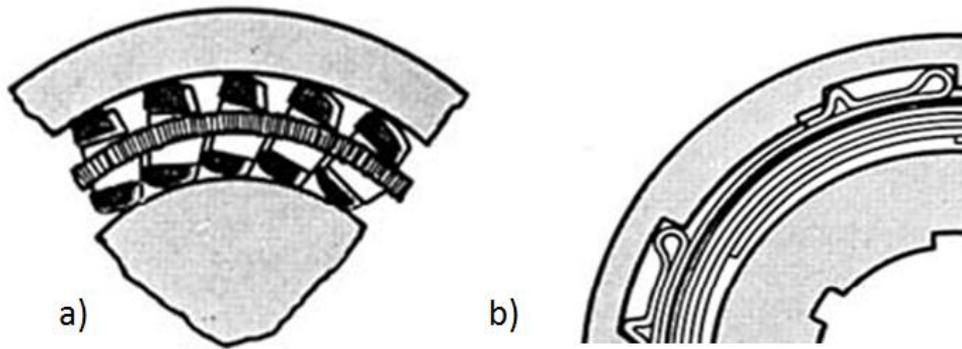


Fig. 4.10 Variantes de accionamiento del embrague de rueda libre. a) Con espárragos [61] b) Con banda elástica [61]

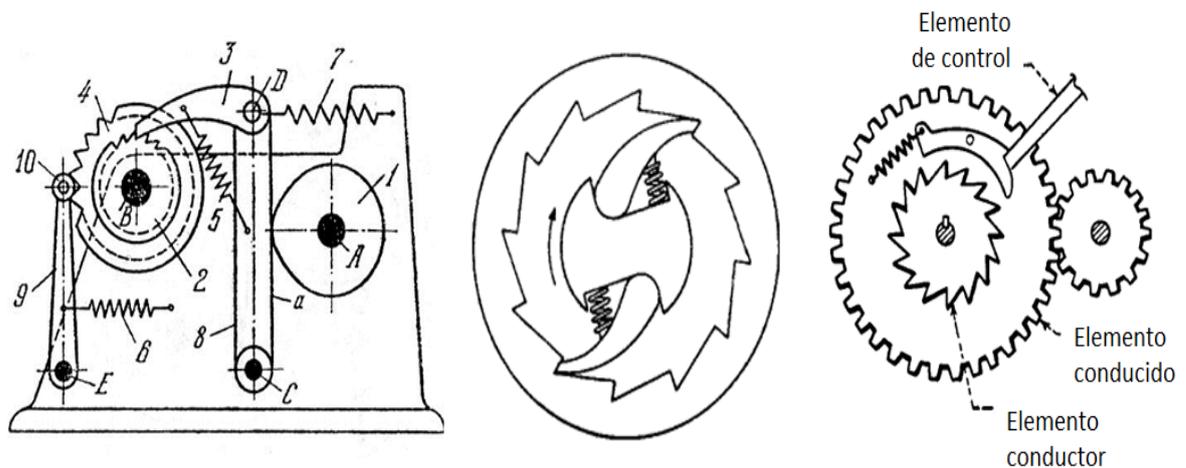


Fig. 4.11 Tres mecanismos de trinquete [60] [61]

4.1.1.1.4 Mecanismos con engranes

Los mecanismos con engranes, aunque no bloquean propiamente el movimiento en una dirección o sentido, si son diseñados con altos niveles de reducción de la entrada respecto a la salida, hacen necesaria la aplicación de un par más elevado para producir un movimiento de la salida hacia la entrada, que el necesario para obtener un movimiento de la entrada a la salida, lo cual se puede interpretar como un bloqueo de la transmisión del movimiento de la salida hacia la entrada del mecanismo, o un par de retención que soporta el mecanismo antes de que se produzca movimiento alguno en el.

Para lograr altas relaciones de reducción en espacios reducidos y además reducir el juego mecánico es posible utilizar mecanismos con engranes planetarios.

Algunas configuraciones típicas de mecanismos con engranes se muestran en la Fig. 4.12a y Fig. 4.12b.

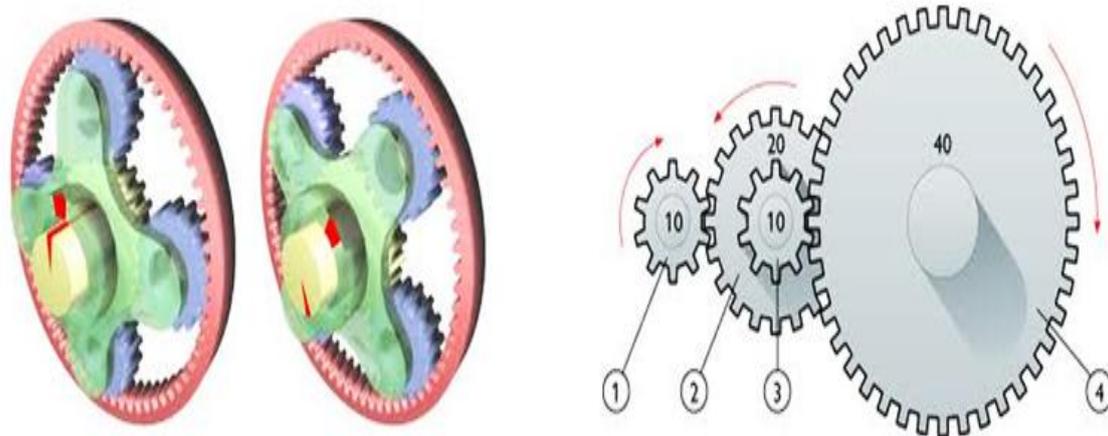


Fig. 4.12 Mecanismos con engranes. a) Tren planetario b) Tren recto

4.1.1.2 Mecanismos de bloqueo en manos protésicas

En la sección 1.3 se presenta un estudio del estado del arte, en cuanto a manos protésicas respecta, en él se menciona el hecho de que algunas de esas manos protésicas cuentan con mecanismos de bloqueo; sin embargo no se ahonda en ellos, a continuación se presenta una descripción a detalle de éstos mecanismos.

4.1.1.2.1 Mecanismo de bloqueo de la KNU Hand

Este mecanismo de bloqueo está basado en el principio de funcionamiento de un clutch, de modo que solo permite la transmisión unidireccional de potencia, es decir solo la entrada puede transmitir potencia a la salida y no viceversa. El mecanismo se compone de un plato conductor, un plato conducido, una carcasa y las bolas de fricción (Fig. 4.13). El plato conducido tiene cuatro ranuras en donde se colocan las bolas, la separación entre el fondo de las ranuras y la carcasa es mayor que el diámetro de las bolas (Fig. 4.13), por otra parte el plato conducido tiene perfiles inclinados dispuestos simétricamente (Fig. 4.13). La carcasa es estacionaria y junto con los perfiles inclinados del plato conducido imparten las fuerzas de fricción a las bolas (Fig. 4.13) [11].

El mecanismo es capaz de transmitir movimiento en sentido horario y antihorario, así como bloquear en ambos sentidos, esto se logra por los perfiles de los platos y su disposición relativa uno respecto al otro. Así cuando el plato conductor gira en sentido antihorario una de las bolas entra en contacto entre los perfiles salientes de ambos platos, permitiendo que el movimiento se transmita, la otra bola que entonces girando libremente (Fig. 4.14 a), lo mismo sucede cuando el plato conductor gira en sentido horario (Fig. 4.14 b), sin embargo cuando un torque en sentido antihorario es aplicado al plato conducido la bola del lado derecho se acuña entre la carcasa y el disco conducido, impidiendo así que entre en contacto con el perfil saliente del plato conducido y por tanto bloqueando la transmisión (Fig. 4.14 c), de manera análoga se logra el bloque al aplicar un torque en sentido horario al plato conducido (Fig. 4.14 d) [11]. El mecanismo se ubica en la región palmar, acoplado al actuador.

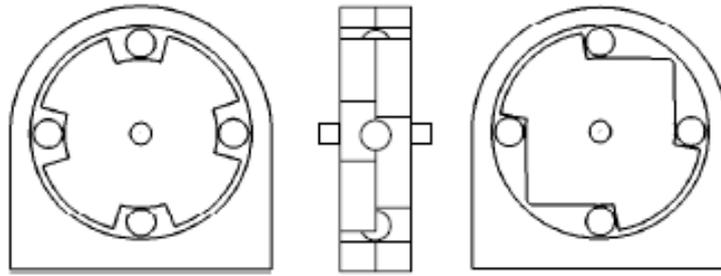


Fig. 4.13 Mecanismo de bloqueo de la KUN Hand [11]

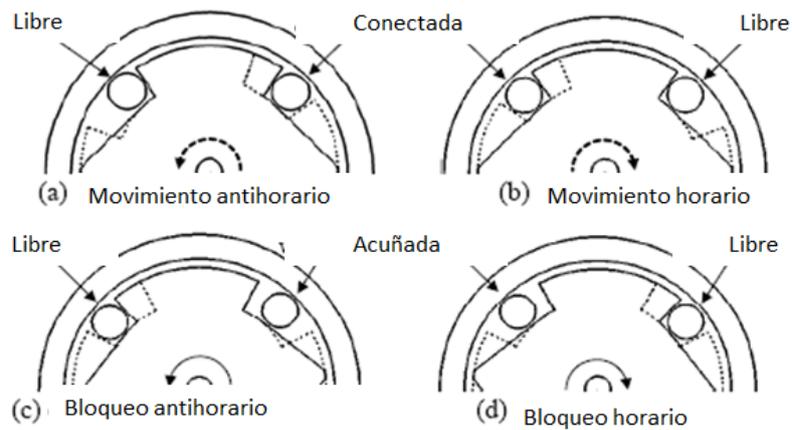
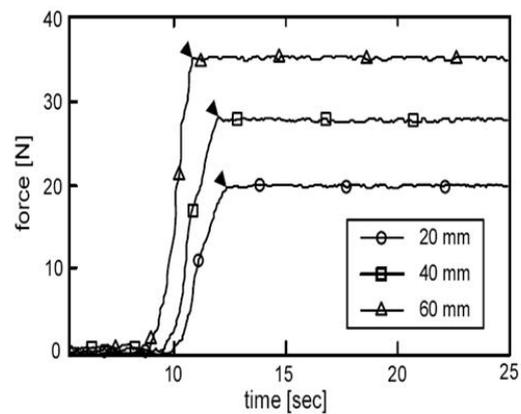


Fig. 4.14 Operación del mecanismo de bloqueo de la KNU Hand [11]

La Fig. 4.15a muestra pruebas realizadas para comprobar el funcionamiento del mecanismo de bloqueo en donde como se puede apreciar en la gráfica (Fig. 4.15b) se logra mantener una fuerza de retención en un rango de entre 15 N y 35 N, dependiendo de la apertura de la presión [62].



a) Prueba



b) Fuerza de presión

Fig. 4.15 Prueba [11] y resultados [62]

4.1.1.2.2 Mecanismo de bloqueo de la Smart Hand

El mecanismo está basado en el principio mecánico usado en bandas transportadoras y bombas (Fig. 4.16). El mecanismo se compone de un anillo fijo (1), un eje de entrada con dos dientes (2), una leva excéntrica (6) acoplada al eje de salida, cuatro cilindros de latón (3,4), los cuales bajo la acción de unos resortes de compresión (5) tienden a acuñarse entre la carcasa y la leva excéntrica [57]. Este se acopla al actuador por medio de un engrane recto, y se ubica en la región palmar.

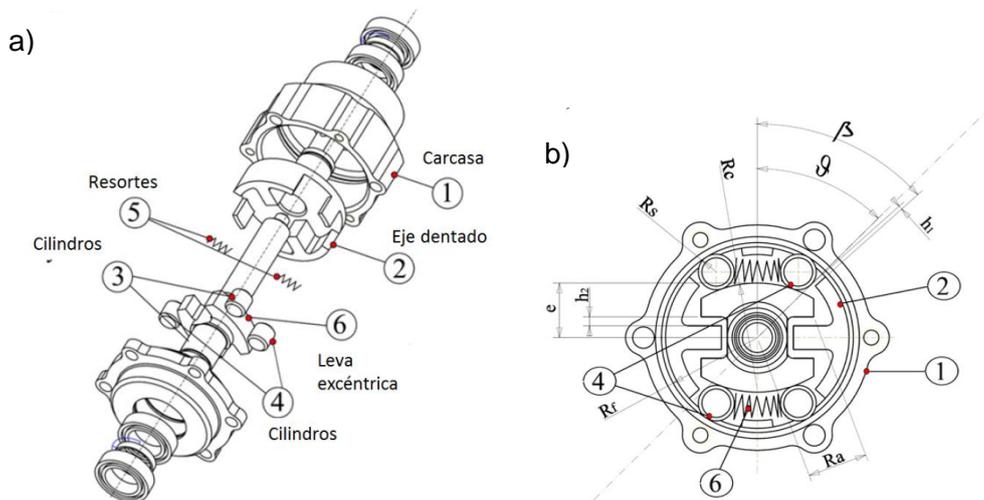


Fig. 4.16 Mecanismo de bloqueo de la Smart Hand (esquemático). a) Vista en explosión b) Vista frontal [57]

En cuanto al funcionamiento, cuando el eje dentado gira en sentido horario, los dientes (2) liberan a los cilindros (4), si el giro es en sentido antihorario los dientes (2) liberan a los cilindros (3), en ambos casos un extremo de los dientes (2) entra en contacto con la leva (6) haciendo girar el eje de salida. Por otra parte cuando se hace girar el eje de salida, los cilindros (3 o 4) bloquean el movimiento de la leva antes de que entre en contacto con los dientes del eje acoplado al motor [57]. Como se observa en la Fig. 4.17 existe un juego mecánico antes de que el mecanismo actúe.

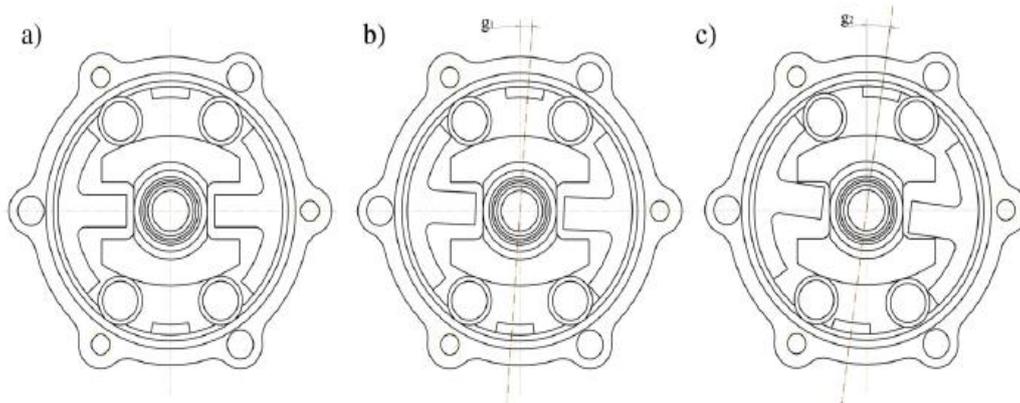


Fig. 4.17 Operación del mecanismo de bloqueo de la Smart Hand. a) Posición neutra b) Posición intermedia (juego mecánico) c) conducción [57]

Los resultados reportan que el mecanismo soporta cargas de hasta 150 N (1 N-m) antes de desbloquearse, presentando además una eficiencia de transmisión de 0.95 en rangos de 50 N-mm hasta 150 N-mm [57].



Fig. 4.18 Mecanismo de bloqueo de la Smart Hand [57]

4.1.1.2.3 Mecanismo de bloqueo de Otto Bock

El mecanismo está específicamente diseñado como embrague para dispositivos protésicos de agarre el cual incluyen un elemento de conducción, un elemento activo y un módulo de conmutación el cual dependiendo del par aplicado a la salida cambia entre dos relaciones de reducción distintas, cabe mencionar que el sistema consta de 100 piezas (Fig. 4.19) [63], éste mecanismo se incluye en la Sensor Hand de Otto Bock [6].

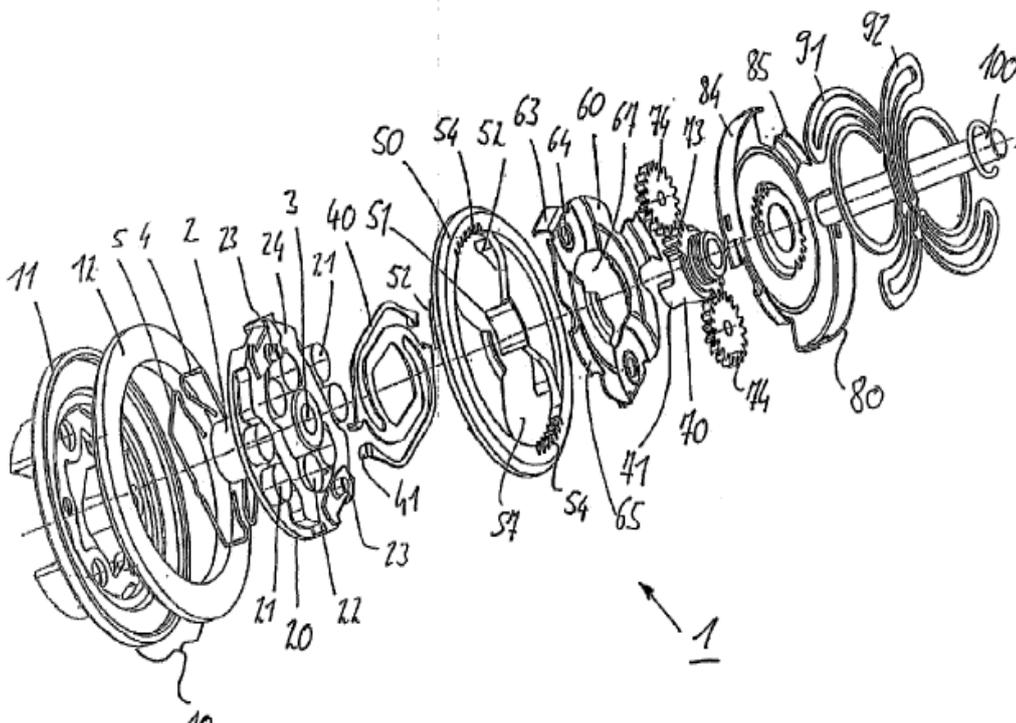


Fig. 4.19 Mecanismo de bloqueo Otto Bock [63]

4.1.1.2.4 Mecanismos de bloqueo basados en sinfín implementados en prótesis

Los mecanismos sinfín-corona (Secc. 4.1.1.1.1) y sinfín tuerca (Secc. 4.1.1.1.2) han sido utilizados en distintos prototipos o modelos de manos protésicas, algunos ejemplos son la Toronto Hand (Fig. 4.20) [14], la Southampton Hand [13] y la comercial i-Limb [10] que utilizan mecanismos con sinfín como reducción y bloqueo al mismo tiempo obteniendo buenos resultados.

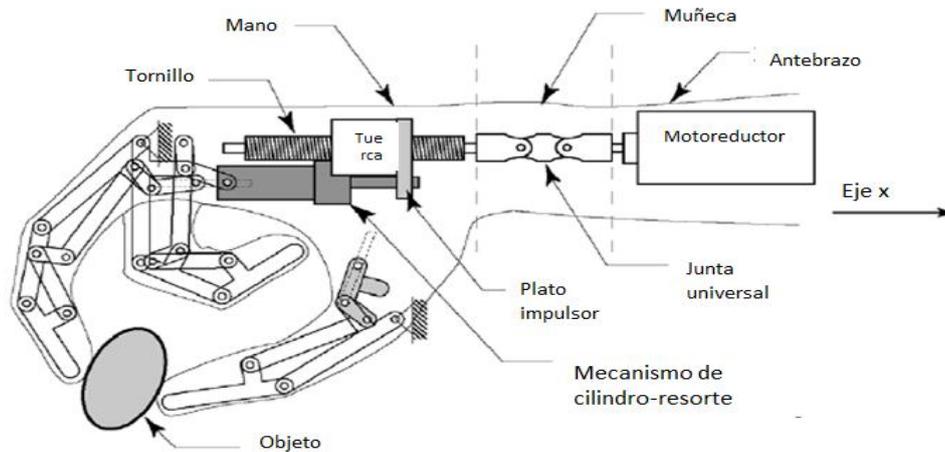


Fig. 4.20 Mecanismo de actuación y bloqueo de la Toronto Hand [14]

4.1.1.2.5 Mecanismos de bloqueo basados en altas relaciones de reducción

El concepto presentado en la sección 4.1.1.1.4 ha sido empleado también como una alternativa para lograr el bloqueo, prótesis como la MANUS [15] o la MARCUS [21] cuentan con un mecanismo que opera bajo el principio de una alta relación de reducción, y aunque los mecanismos son funcionales, presentan desventajas como el juego mecánico y la dificultad de control.

4.1.2 Conceptos de solución

Cabe mencionar que dado que algunas de las especificaciones objetivo incluyen la supresión del consumo de energía eléctrica, así como la facilidad de manejo y reducción de tamaño, la generación de conceptos se concentró en sistemas puramente mecánicos.

Después de revisar los mecanismos posibles a adoptar, así como los mecanismos de bloqueo desarrollados para aplicaciones protésicas, se inicia el proceso de generación de conceptos de solución.

4.1.2.1 Clutch de cilindros

Este primer concepto desarrollado, está basado en un clutch de bolas (Secc. 4.1.1.1.3) buscando aumentar el área de contacto entre los platos y los elementos de fricción, cambiando las bolas por cilindros.

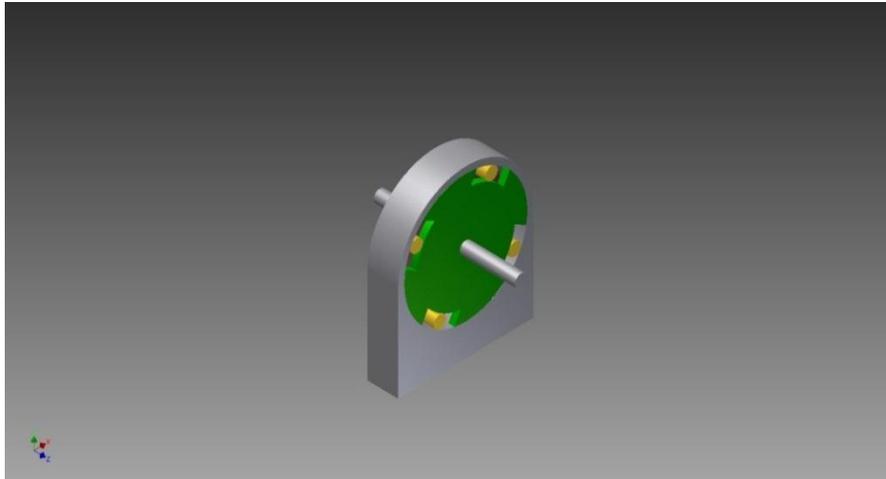


Fig. 4.21 Clutch de cilindros

El mecanismo está compuesto de una carcasa (en gris) (Fig. 4.21) Fig. 4.21 Clutch de , un disco de entrada (verde) (Fig. 4.21) y un disco de salida (guinda) (Fig. 4.23), cada uno de los discos se acopla a un eje. Los cilindros de fricción se colocan entre las ranuras de los discos y la carcasa, el principio de funcionamiento es sencillo, cuando el disco de entrada gira entra en contacto con los cilindros, arrastrándolos hasta que entran en contacto con el disco de salida haciéndolo girar en el mismo sentido que el disco de entrada (Fig. 4.22a). Por otro lado, si el que se hace girar es el disco de salida éste arrastra a los cilindros de fricción hacia la carcasa de modo que éstos se acuñan entre la carcasa y el disco de salida, evitando que el disco de entrada entre en contacto con los cilindros de fricción, y por tanto no es conducido (Fig. 4.22b).



Fig. 4.22 Operación del clutch de cilindros. a) Conducción b) Bloqueo

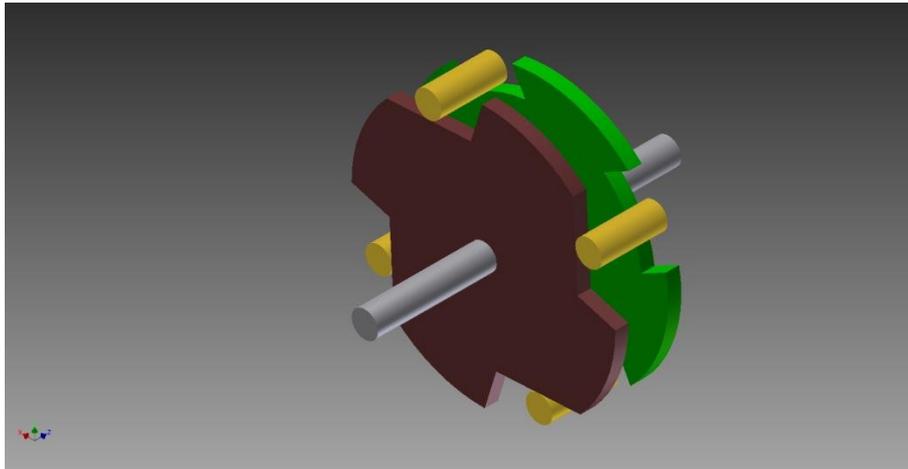


Fig. 4.23 Clutch de cilindros sin carcasa

4.1.2.2 Reductor planetario

El mecanismo se compone de un piñón (7) (Fig. 4.25) acoplado rígidamente al eje de entrada (1) (Fig. 4.24a), el piñón (7) engrana con los planetas (6) (Fig. 4.25) acoplados al portaplanetas (5) (Fig. 4.25). Los engranes planeta (6) engranan también con el anular inmóvil (4) (Fig. 4.24b) el cual se encuentra unido rígidamente con la carcasa (3) (Fig. 4.24a). Los engranes (8) (Fig. 4.24b) giran en conjunto a los engranes planeta (6) y el portaplanetas (5) al centro del arreglo de los engranes (8) se encuentra un engrane de salida (9) (Fig. 4.25) al eje del engrane de salida (9) se acopla un disco circular excéntrico (10) (Fig. 4.24b) que a su vez soporta al disco conductor (11) (Fig. 4.24b). Al disco conductor (11) se acopla el disco conducido o de salida (2) (Fig. 4.24a) por medio de los dientes cilíndricos en su cara interna los cuales se insertan en los barrenos del disco conductor. El disco conducido (2) es una sola pieza con el eje de salida.

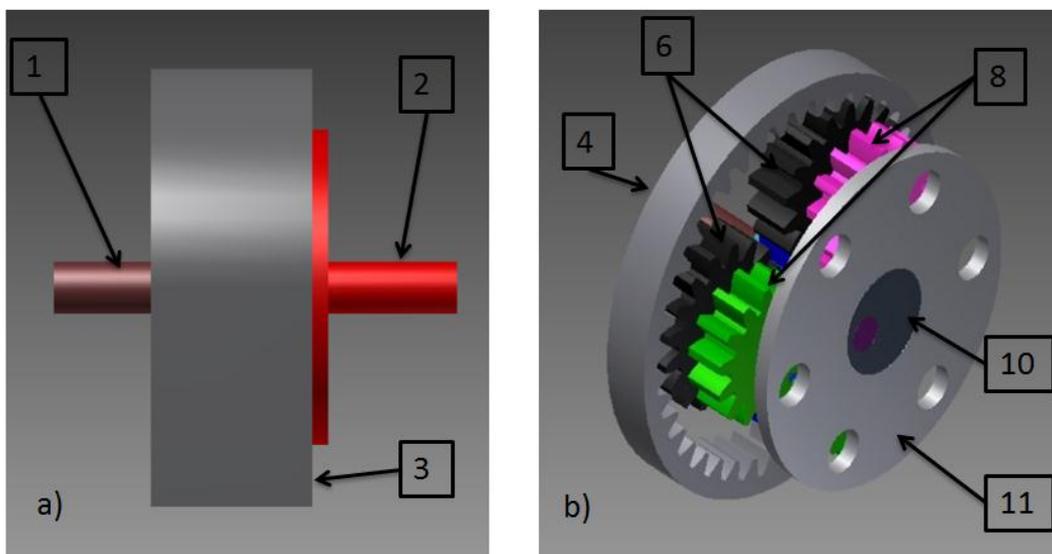


Fig. 4.24 Reductor planetario. a) Vista lateral b) Vista isométrica anterior

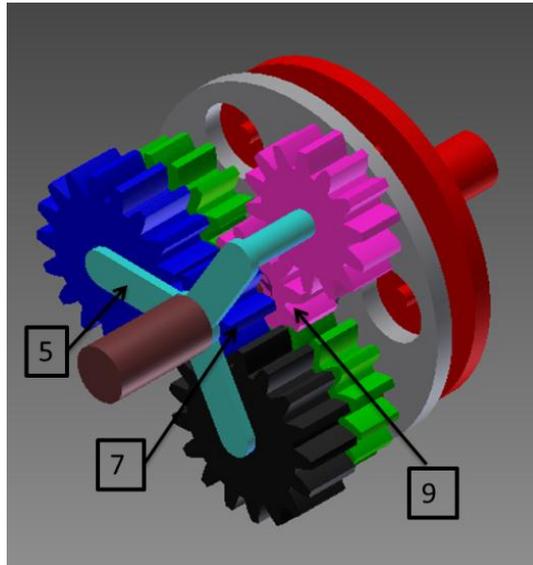


Fig. 4.25 Reductor planetario. Vista isométrica posterior

El funcionamiento del reductor planetario es el siguiente. El eje de entrada (1) se acopla con el actuador; de forma que cuando éste gire, el piñón (7) acoplado al eje de entrada se accione, haciendo girar a los engranes planetas (6) dentro del anular inmóvil (7) junto a los cuales giran los engranes (8) que a su vez hacen rotar al engrane de salida (9) (obteniendo así la reducción de la velocidad) y por consiguiente al disco excéntrico (10) y al disco conductor (11), donde éste último es el que transmite el movimiento de rotación al disco de salida (2). En la Fig. 4.26 se observa como se lleva a cabo la conducción, el disco conductor tiene un movimiento rotacional excéntrico durante el cual las paredes internas de sus barrenos entran en contacto con los dientes cilíndricos del disco de salida haciéndolo (Fig. 4.26) rotar en el mismo sentido que el disco de salida, esto ocurre sin importar cual sea el sentido de giro a la entrada del mecanismo.

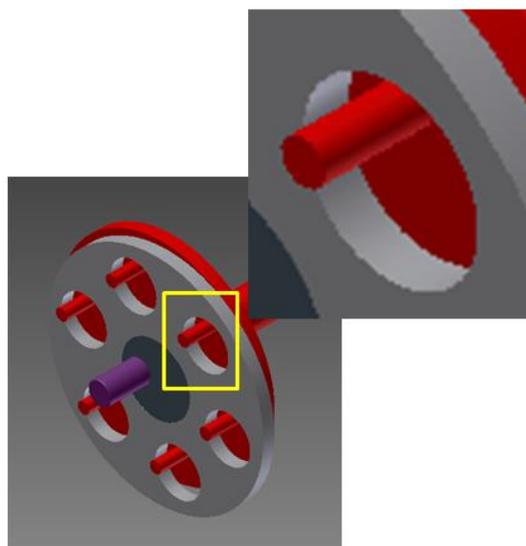


Fig. 4.26 Acoplamiento disco conductor-disco conducido

Por otra parte el bloqueo se produce de dos formas, cuando se intenta inducir un movimiento del disco de salida al disco conductor, aunque los dientes cilíndricos entran en contacto con las caras internas de los barrenos del disco conductor no ocurre la conducción de los engranes ni del eje de entrada, ya que el giro excéntrico del disco conductor hace que éste entre en contacto con la carcasa (Fig. 4.27), esto sucede en cualquier sentido de giro. La forma en que se complementa el bloqueo es la reducción dada por el tren de engranes planetarios, la cual hace necesaria la aplicación de un par mayor en la salida para obtener un movimiento del eje de entrada.

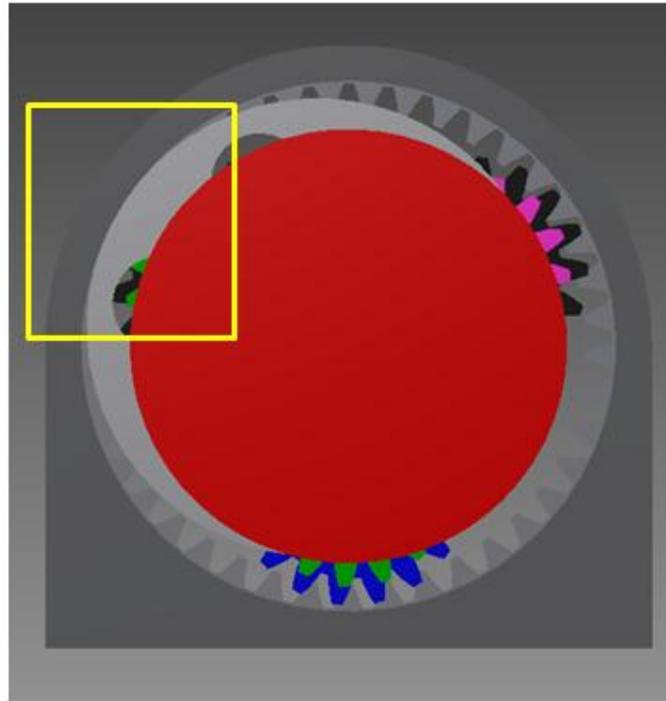


Fig. 4.27 Contacto entre el disco conductor y la carcasa

4.1.2.3 Doble sinfín

Como se mencionó en la sección 4.1.1.1.1 y la sección 4.1.1.1.2 los pares sinfín-corona o sinfín-tuerca se pueden utilizar como transmisiones no reversibles o autobloqueantes, propiedad que ha sido aprovechada en algunos sistemas protésicos (Secc. 4.1.1.2.4) para obtener un bloqueo al mismo tiempo que se aumenta el par de salida. Al analizar éstos antecedentes resulta interesante desarrollar un mecanismo de bloqueo basado en sinfín que trate de mejorar la también antes mencionada baja eficiencia, algunas fuentes mencionan el uso de una transmisión de doble sinfín para aumentar la eficiencia [64] [65], así como transmisión autobloqueante [66]. Aunque se menciona que la transmisión de doble sinfín puede alcanzar eficiencias de hasta 90% [64] es difícil encontrar una diagrama detallado de cual es la configuración de los mecanismos, o éstos tiene configuraciones complejas y perfiles de diente no convencionales (Fig. 4.28) [66], lo cual complica su reproducción, sin embargo partiendo de la idea del doble sinfín en la misma transmisión, se desarrolló el concepto presentado en la Fig. 4.29, el cual utiliza dos tornillos, aunque en una disposición distinta a la descrita para el doble sinfín [65].

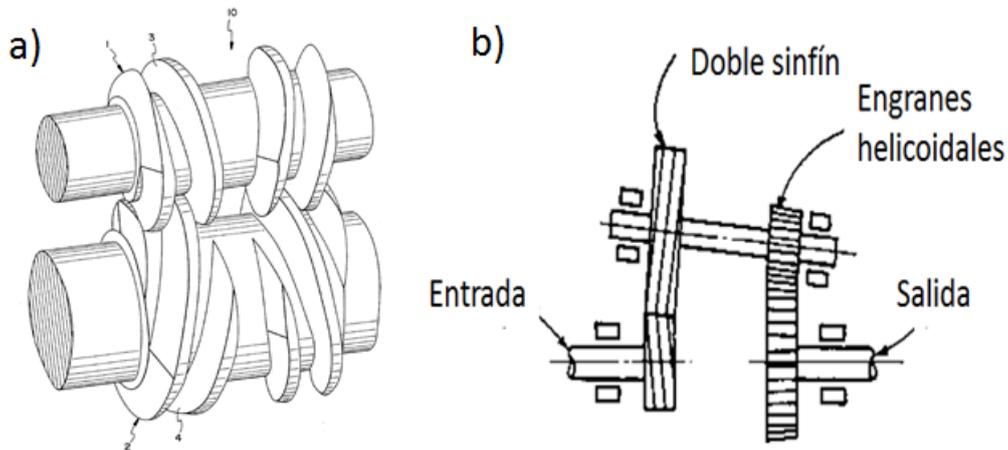


Fig. 4.28 Dos configuraciones de la transmisión de doble sinfín [66] [61]

El mecanismo consiste de un par sinfín-corona de entrada (café) (Fig. 4.30) el cual se acopla al actuador, y un sinfín de salida (blanco) (Fig. 4.30) que forma un par sinfín-corona con el engrane central. El principio de funcionamiento es sencillo, el sinfín de entrada (café) hace girar al engrane central, el cual a su vez actúa al sinfín de salida pudiendo realizar éstos en cualquier dirección.

El bloqueo se realiza cuando se intenta girar el sinfín de salida para inducir movimiento al sinfín de entrada.

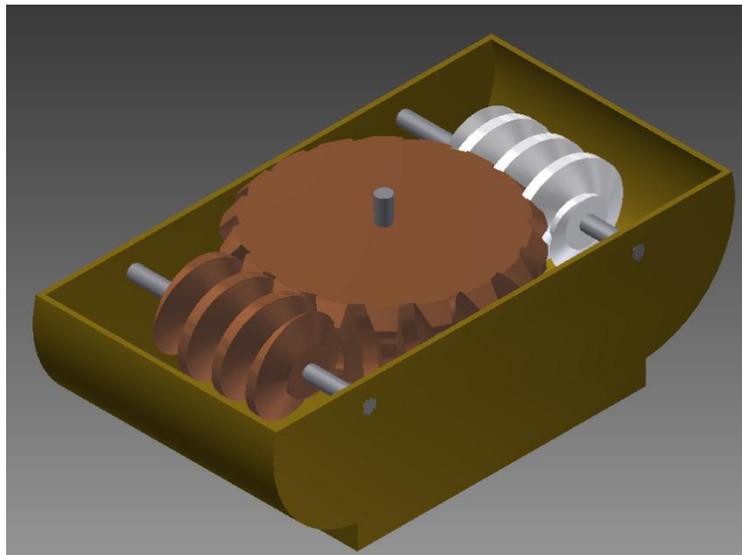


Fig. 4.29 Mecanismo de doble sinfín

4.1.2.4 Corona-anular

El mecanismo se compone de un eje de entrada (1) (Fig. 4.31) el cual se une rígidamente con la rueda (3) (Fig. 4.31 y Fig. 4.32) el cual a su vez constituye una sola pieza con la corona (4) (Fig. 4.31) por consiguiente la rueda y la corona giran en el mismo sentido y a la misma velocidad angular; de la misma forma en que el eje de entrada se acopla a la rueda, el eje de salida (5) (Fig. 4.31) se acopla con la corona.

El eje longitudinal del conjunto acoplado de los dos ejes de entrada y salida, la rueda y la corona se alinea con el eje del anular (3) (Fig. 4.31) el cuál es el elemento fijo

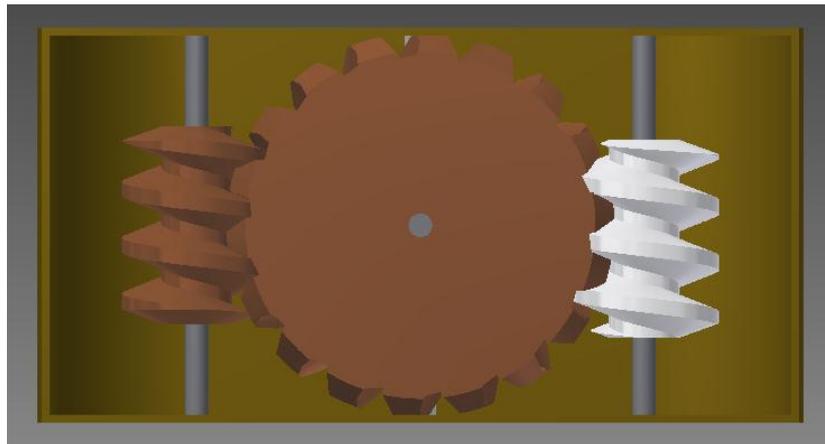


Fig. 4.30 Mecanismo de doble sinfín. Vista superior

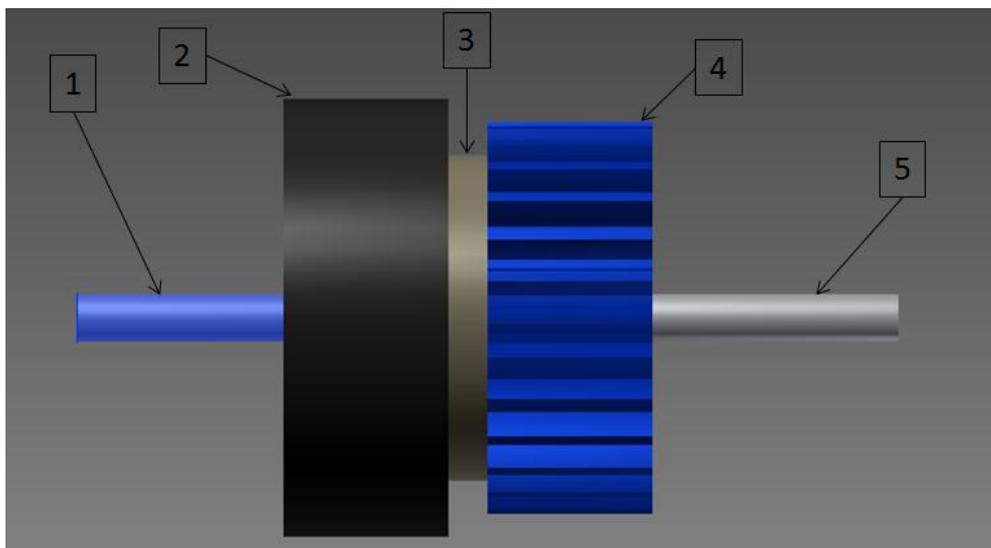


Fig. 4.31 Mecanismo corona-anular. Vista lateral

El mecanismo puede presentar dos estados durante su funcionamiento, conducción (Fig. 4.32a) y bloqueo (Fig. 4.32b). Cuando el mecanismo está en estado de conducción la rueda se encuentra dentro del anular (Fig. 4.32a), lo cual permite el libre giro del conjunto acoplado de los ejes, la rueda y la corona en cualquier dirección, transmitiendo así el movimiento del eje de entrada al de salida. Por otra parte el mecanismo se encuentra en estado de bloqueo cuando la corona engrana con el anular (Fig. 4.32b), los cuales deben tener una relación de dientes de 1:1 (Fig. 4.33), de forma tal que la corona no pueda girar dentro del anular, lo cual produce el bloqueo del giro en cualquier sentido.

Entonces para obtener el funcionamiento deseado del mecanismo resulta necesario poder desplazar transversalmente el conjunto formado por los ejes, la rueda y la corona, de forma tal que cuando se requiera transmitir movimiento del eje de entrada al de salida la rueda esté dentro del anular (Fig. 4.32a), y cuando se requiera bloquear los movimientos del eje de salida la corona debe engranar con el anular (Fig. 4.32b).

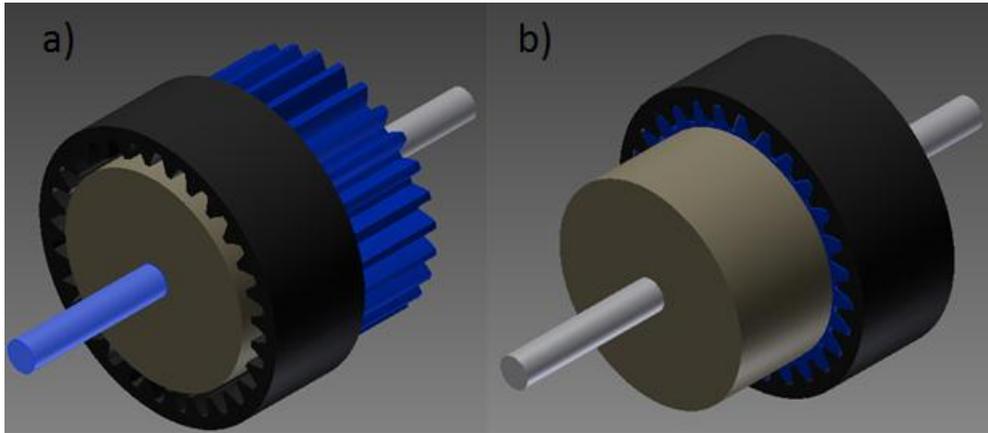


Fig. 4.32 Mecanismo corona-anular. a) Conducción b) Bloqueo

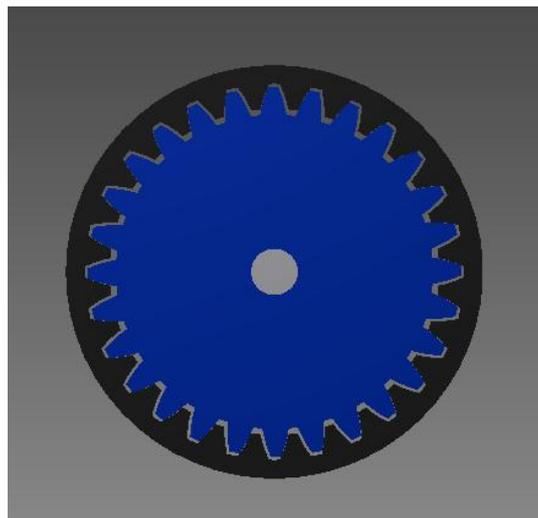


Fig. 4.33 Mecanismo corona-anular. Vista frontal

4.2 REFINACIÓN DE CONCEPTOS

Durante la etapa de generación de conceptos fueron concebidas distintas ideas de cómo se puede realizar la función principal que se busca del mecanismo; que es bloquear la posición de los dedos de una mano protésica, sin embargo los mecanismos presentados en la sección 4.1.2 aunque cumplen el propósito de bloquear, fueron retomados y se volvieron analizar para detectar sus deficiencias y mejorarlos, antes de elegir un concepto para desarrollarlo a detalle.

4.2.1 Clutch de cilindros modificado

El clutch de cilindros presentado en la sección 4.1.2.1, es sencillo y cumple con el requisito de realizar el bloqueo de los movimientos del eje de salida, sin embargo el bloqueo se realiza solo en una dirección, debido a la configuración de sus discos. Tener el bloqueo y la conducción en un solo sentido no es funcional, ya que se requiere que los dedos se puedan mover en ambas direcciones, con el fin de no solo poder asir los objetos, sino también poder soltarlos. Por tal motivo el mecanismo pensado inicialmente se modificó.

La figura Fig. 4.34 muestra los cambios hechos a la idea inicial, el principio de funcionamiento es el mismo, de igual forma el número de elementos que lo conforman no se modificó, los discos tanto conductor como conducido fueron los que sufrieron modificaciones. En el disco conductor (verde) (Fig. 4.34) se modificaron las ranuras en donde descansan los cilindros, que ahora tiene las caras laterales (enmarcadas en rojo) abiertas a un ángulo mayor y son más profundas.

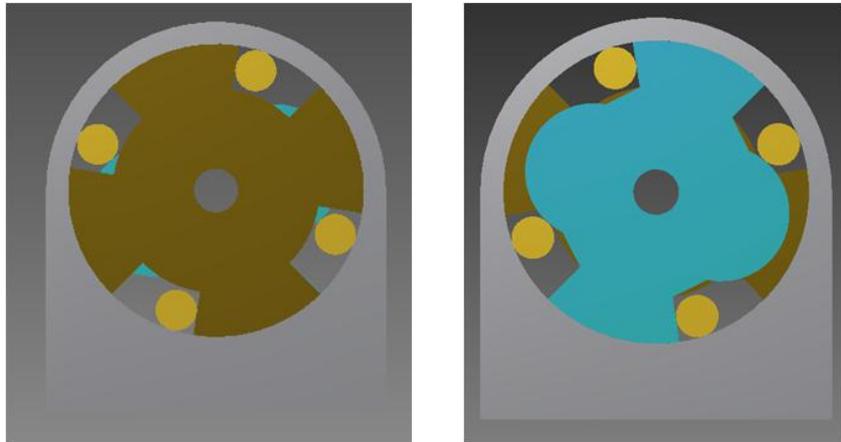


Fig. 4.34 Clutch de cilindros modificado

El disco conducido (azul) (Fig. 4.34) tuvo que ser modificado también, las ranuras del disco original se modificaron, el disco conducido modificado tiene dos salientes semicirculares opuestas las cuales realizan el bloqueo y delimitan las ranuras en las que se insertan los cilindros, además tiene otras dos salientes similares a las del disco conductor gracias a las cuales se lleva a cabo la conducción (Fig. 4.36).

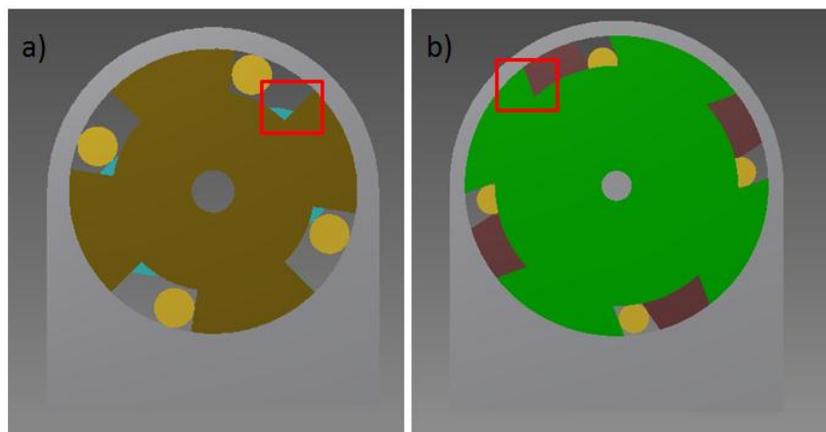


Fig. 4.35 Comparación de los discos conductores. a) Modificado b) Original

El principio de funcionamiento como se mencionó antes es el mismo, teniendo dos modos de operación, conducción y bloqueo. El bloqueo sucede cuando se intenta transmitir un movimiento del disco conducido hacia el disco conductor, ya que cuando se intenta girar el disco conducido las salientes semicirculares entran en contacto con los cilindros, los cuales a su vez se acúan entre el disco y la carcasa evitando así que se transmita el movimiento, esto sucede en cualquier dirección de giro, superando de esta forma el inconveniente del funcionamiento unidireccional encontrado en el

mecanismo original (Fig. 4.37a). La conducción se lleva a cabo cuando el disco conductor gira en cualquier sentido, cuando esto sucede la cara lateral de las ranuras del disco conductor entran en contacto con los cilindros, los cuales a su vez entran en contacto con las caras laterales de las salientes del disco conducido, haciéndolo girar en el mismo sentido que el disco conductor (Fig. 4.37b).

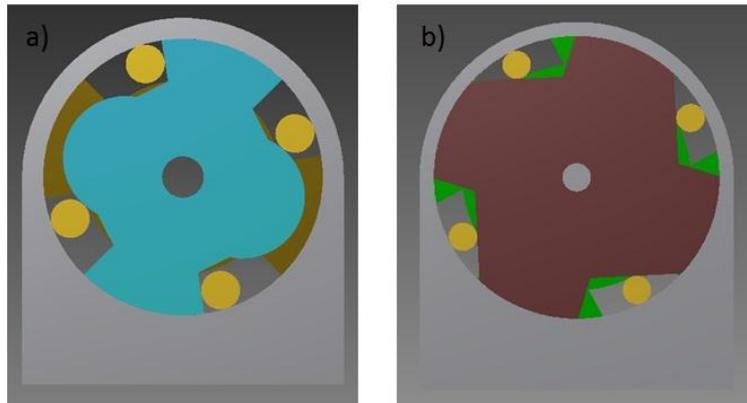


Fig. 4.36 Comparación de los discos conducidos. a) Modificado b) Original

Es importante mencionar que aunque con las modificaciones realizadas se logró el funcionamiento bidireccional del mecanismo, se redujo el número de cilindros que entran en contacto durante el bloqueo y la conducción a la mitad (Fig. 4.38), comprometiendo así la capacidad de bloqueo del mecanismo, es decir tendrá un par de retención menor al mecanismo original.

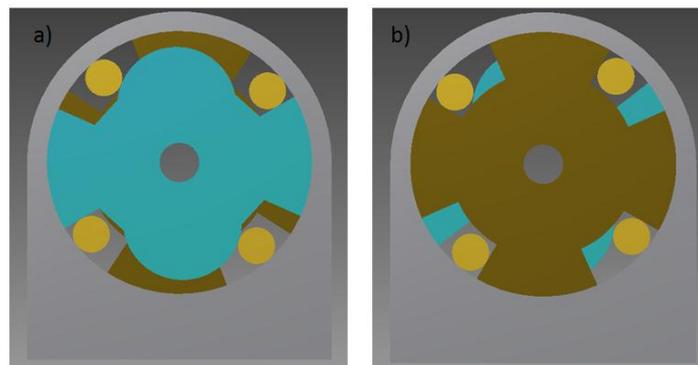


Fig. 4.37 Operación del clutch de cilindros modificado. a) Bloqueo b) Conducción

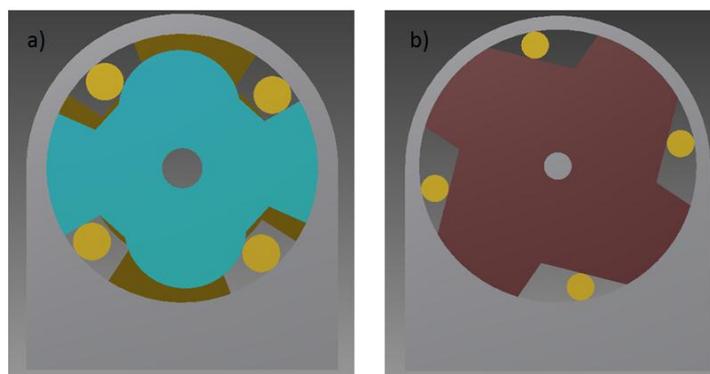


Fig. 4.38 Comparación de la operación de bloqueo. a) Modificado b) Original

4.2.2 Reductor planetario modificado

El reductor planetario planteado inicialmente cumple la función de transmitir el movimiento del eje de entrada al de salida, de igual forma que bloquea el movimiento del eje de salida, sin embargo el principio de bloqueo por medio de la fricción entre el disco conductor y la carcasa no ofrece un par de retención muy elevado, con el fin de aumentar éste par de retención o de bloqueo del eje de salida se realizó un cambio del disco conductor y la carcasa.

El disco conductor se cambió por un engrane conductor el cual conserva los barrenos que tenía el disco original, además de girar excéntricamente al igual que el disco original (Fig. 4.39).

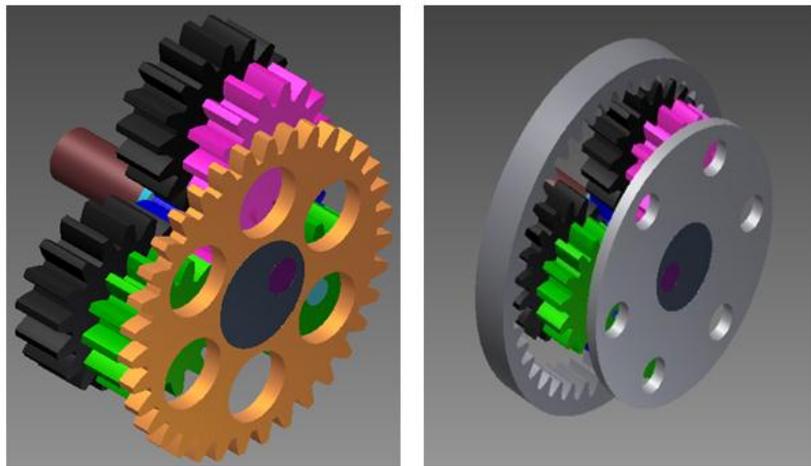


Fig. 4.39 Modificación del disco conducido del reductor planetario

La carcasa también fue modificada, al ensanchar el engrane anular inmóvil de forma que éste ahora tiene el mismo ancho que la carcasa. La extensión del engrane anular se hizo para lograr que los dientes del engrane conductor entren en contacto con los del anular al momento de girar (Fig. 4.40). El principio de funcionamiento se mantiene con solo dos diferencias, se aumenta la reducción por el engrane conductor que se agregó y el bloqueo sucede por el contacto entre los dientes del engrane conductor y el anular.

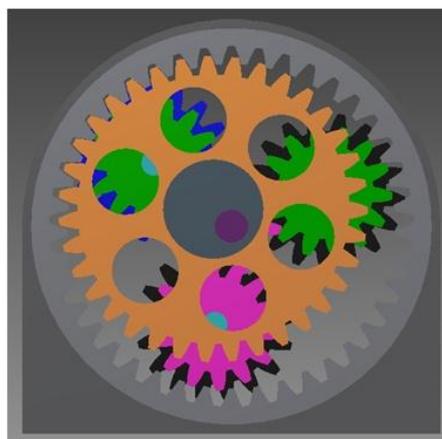


Fig. 4.40 Reductor planetario modificado

4.2.3 Doble sinfín modificado

El mecanismo de doble sinfín plantea que un sinfín es el conductor y otro sinfín es el conducido, sin embargo para poder lograr esto los pares que forma el engrane central tanto con el sinfín conductor como con el sinfín conducido no deben ser autobloqueantes; ya que si lo fueran, el engrane central no podría actuar al sinfín conducido. Por otra parte si los pares no son autobloqueantes la tarea del bloqueo dependería solo de la relación de reducción, haciendo así poco eficiente el bloqueo.

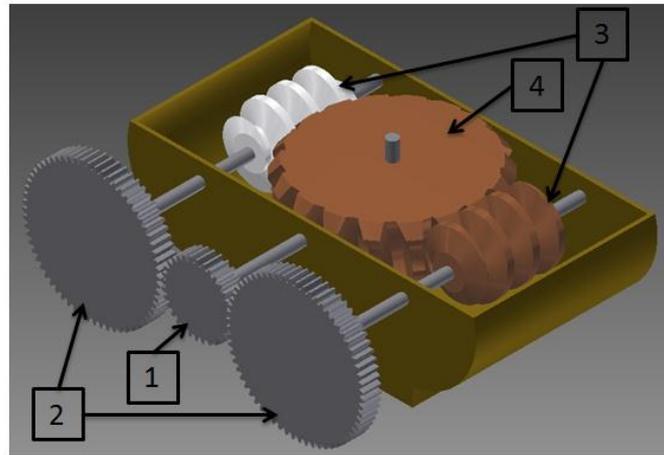


Fig. 4.41 Doble sinfín modificado

Para evitar los problemas antes expuestos el principio de funcionamiento del mecanismos se modificó, además se adicionó un tren de engranes rectos. El funcionamiento del doble sinfín modificado es el siguiente. El engrane motriz (1) (Fig. 4.41) estará conectado al actuador, y hará girar a los engranes (2) (Fig. 4.41) los cuales están acoplados uno a cada eje de un sinfín (3) (Fig. 4.41), de forma tal que los sinfín girarán en el mismo sentido que los engranes, los dos sinfín se acoplan al engrane conducido (4) (Fig. 4.41) haciéndolo girar en el mismo sentido que el engrane motriz. El bloqueo resultaría de tener dos pares sinfín-corona autobloqueantes formados por los dos sinfín con el engrane conducido, asegurando así la posición del engrane conducido (Fig. 4.42), obteniendo así un mayor par de retención.

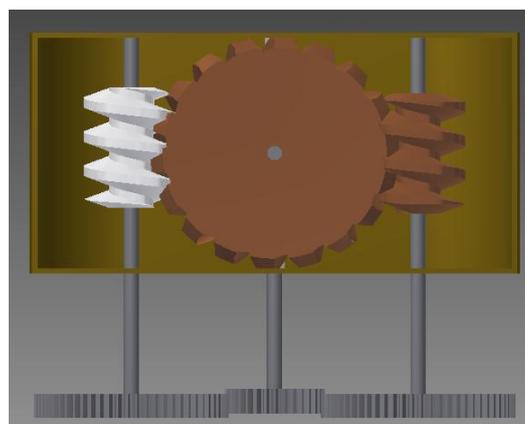


Fig. 4.42 Doble sinfín modificado. Vista superior

4.2.4 Corona-anular modificado

El mecanismo corona-anular planteado inicialmente contaba con un cilindro rígidamente unido a la corona, éste cilindro no es necesario para el funcionamiento del mecanismo. Además el principio de funcionamiento comprendía un movimiento rectilíneo de la corona a lo largo del eje del anular; para cambiar el modo de operación del mecanismo, éste movimiento implicaría que los ejes de entrada y salida también se desplazaran, lo cual es indeseable ya que el desplazamiento de los ejes implicaría un cambio en la posición del actuador y el mecanismo de posicionamiento del dedo, contraviniendo así el objetivo que se busca alcanzar con el mecanismo.

Las modificaciones realizadas al mecanismo corona-anular fueron las siguientes, en primera instancia se eliminó el cilindro del mecanismo. Para evitar el desplazamiento de la corona, se agregó un engrane móvil con dientes internos y externos, el cual será el que se desplace, además se usarán dos ejes, uno de entrada (unido al engrane móvil) y uno de salida (unido a la corona) (Fig. 4.43).

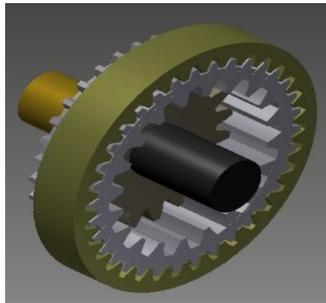


Fig. 4.43 Corona-anular modificado en bloqueo

El principio de funcionamiento de éste mecanismo corona-anular modificado se describe a continuación. La corona permanece fija alineada con el anular y acoplada al eje de salida, el engrane móvil permanece en contacto con la corona en todo momento cuando se necesite llevar a cabo la conducción, el engrane móvil se estará desplazado hacia fuera del anular, pudiendo así girar libremente y haciendo girar a la corona (Fig. 4.44), cuando se requiere el bloqueo el engrane móvil se desplazará dentro del anular, manteniéndose engranando con la corona (Fig. 4.43). Las relaciones de los engranes son 1:1, entre el anular y la parte externa del engrane móvil, así como entre la parte interna del móvil y la corona.

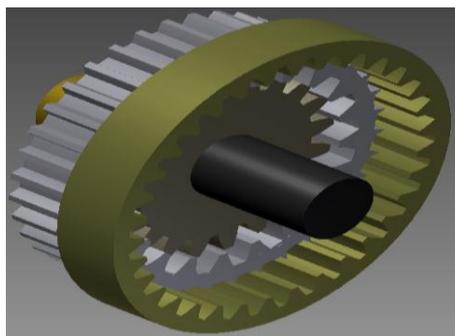


Fig. 4.44 Corona-anular modificado en conducción

4.3 Selección de concepto

El proceso de generación de concepto que hasta el momento se ha mostrado, es una etapa en el proceso de diseño, en la cual se proponen ideas múltiples y variadas de cómo se podría afrontar el reto de diseño, sin embargo, el proceso no puede extenderse sin cota, dado que para la continuación del diseño es necesario terminar la etapa de generación de conceptos, y dar paso al diseño detallado del concepto a implementar, pero pasar de la generación de conceptos al diseño de detalle implica decidir que concepto se desarrollará, ya que no es práctico desarrollar a detalle todos los conceptos, por tal motivo entre éstas dos etapas se incluyen una intermedia de selección de concepto.

La selección del concepto es una etapa en la que se evalúan los conceptos antes generados, respecto a los requerimientos o productos similares, con el fin de identificar los puntos fuertes y débiles de cada concepto y elegir aquel (o aquellos) a desarrollar y probar.

Para poder llevar a cabo la selección del concepto existen diversas herramientas [46] [49] [54], de las cuales se implementaron las matrices de selección y evaluación de conceptos para elegir el mecanismo de bloqueo a detallar.

El primer paso dentro de la etapa de selección es filtrar los conceptos, es decir, se hace una evaluación inicial de todos los conceptos con la finalidad de identificar las fortalezas y debilidades de cada uno, para así poder proponer mejoras o incluso la combinación de dos o más conceptos en uno solo, el cual aproveche las fortalezas de todos, éste filtrado de conceptos se llevó a cabo con los conceptos generados originalmente (Secc. 4.1.2) . La Tabla 4.1 es la matriz de selección de concepto elaborada para filtrar los conceptos generados para el mecanismo de bloqueo, la referencia de comparación es el mecanismo de la smart hand, se eligió éste ya que es el mecanismo del cual se cuenta con información más detallada. Los criterios de evaluación se establecieron entonces respecto a los requerimientos y especificaciones desarrolladas para el mecanismo de bloqueo y los datos que se tienen del mecanismo de la smart hand.

Se agregaron además otros criterios de evaluación que no se presentaban inicialmente como requerimientos del diseño, ya que al momento de iniciar el análisis de los conceptos para evaluarlos se consideró importante evaluarlos, éstos son la facilidad de manufactura, el juego mecánico y el funcionamiento bidireccional del mecanismo (tanto en bloqueo como en conducción), los cuales además se agregaron a los requerimientos ya existentes.

La evaluación que se hace en la matriz de selección de conceptos (Tabla 4.1) a los distintos conceptos se basa en una escala del -1 al +1, en donde se asigna -1 al concepto que cubra el criterio evaluado peor que la referencia y un +1 al que lo cubra mejor, el 0 se da si se considera que cubre el criterio igual que la referencia. Partiendo de lo anterior, la referencia se evalúa con 0 en todos los criterios, posteriormente se analiza cada concepto y se califica, para finalmente sumar las evaluaciones que obtuvo cada concepto.

Criterios de evaluación	CONCEPTOS DE SOLUCIÓN				
	Clutch de cilindros	Reductor planetario	Referencia	Doble sinfín	Corona-anular
Par de retención	-1	-1	0	0	+1
Capacidad de carga	-1	-1	0	0	+1
Consumo de energía del mecanismo	0	0	0	0	0
Dimensiones del mecanismo	+1	0	0	-1	+1
Peso del mecanismo	+1	-1	0	0	+1
Tiempo de vida útil	0	+1	0	+1	+1
Cantidad de movimientos o señales para controlar el mecanismo	0	0	0	0	-1
Volumen del mecanismo	+1	0	0	-1	+1
Tiempo de traba	0	0	0	0	-1
Tiempo de destraba	0	0	0	0	-1
Facilidad de manufactura	+1	-1	0	0	-1
Bidirección	-1	0	0	0	0
Juego mecánico	0	0	0	+1	+1
EVALUACIÓN	1	-3	0	0	3
LUGAR	2	5	3	3	1

Tabla 4.1 Matriz de selección de conceptos

Con los resultados de las evaluaciones se asignan lugares a cada concepto, se puede visualizar que conceptos podrían llegar a tener un mejor desempeño que la referencia y así tomar decisiones, en éste caso con los resultados de la Tabla 4.1 se decidió que; aunque tres conceptos obtuvieron una evaluación igual o mayor a la referencia, fueran revisados y mejorados todos los conceptos, ya que las evaluaciones de en los criterios críticos, como la bidirección o el par de retención las evaluaciones de los conceptos quedan por debajo de la referencia.

Después de realizar la revisión y mejoramiento de los diseños (Secc. 4.2) se procedió a evaluarlos de nuevo, pero ahora por medio de una matriz de evaluación ponderada (Tabla 4.2) la cual nos permite una evaluación más detallada y enfocada, ya que aunque se evalúan los mismos criterios, al otorgar una ponderación (peso) a cada criterio, la evaluación final nos da una idea mejor definida, que la matriz de selección, acerca del posible desempeño de cada concepto, ya que se le concede mayor peso relativo a los criterios críticos, de tal forma que el concepto que los cumpla mejor destacará en la evaluación final, aunque en aspectos menos críticos obtenga una evaluación inferior.

Criterios de evaluación	Peso	CONCEPTOS DE SOLUCIÓN									
		Clutch de cilindros modificado		Reductor planetario modificado		Referencia		Doble sinfín modificado		Corona-anular modificado	
		Calif.	Ev.	Calif.	Ev.	Calif.	Ev.	Calif.	Ev.	Calif.	Ev.
Par de retención	0.1	2	0.2	3	0.3	3	0.3	4	0.4	5	0.5
Capacidad de carga	0.1	2	0.2	3	0.3	3	0.3	4	0.4	5	0.5
Consumo de energía del mecanismo	0.05	3	0.15	3	0.15	3	0.15	3	0.15	1	0.05
Dimensiones del mecanismo	0.1	4	0.4	2	0.2	3	0.3	2	0.2	4	0.4
Peso del mecanismo	0.15	4	0.6	2	0.3	3	0.45	2	0.3	4	0.6
Tiempo de vida útil	0.1	2	0.2	4	0.4	3	0.3	4	0.2	4	0.4
Cantidad de movimientos o señales para controlar el mecanismo	0.05	3	0.15	3	0.15	3	0.15	3	0.15	1	0.05
Volumen del mecanismo	0.1	4	0.4	2	0.2	3	0.3	2	0.2	4	0.4
Tiempo de traba	0.05	3	0.15	3	0.15	3	0.15	3	0.15	2	0.1
Tiempo de destraba	0.05	3	0.15	3	0.15	3	0.15	3	0.15	2	0.1
Facilidad de manufactura	0.025	5	0.125	2	0.05	3	0.075	3	0.075	3	0.075
Bidirección	0.025	3	0.075	3	0.075	3	0.075	3	0.075	3	0.075
Juego mecánico	0.1	2	0.2	4	0.4	3	0.3	4	0.4	5	0.5
EVALUACIÓN		3		3.175		3.05		3.2		3.75	
LUGAR		5		3		4		2		1	

Tabla 4.2 Matriz de evaluación ponderada de conceptos

Los pesos se asignaron a cada criterio, según qué funciones o características resultan de mayor importancia para el correcto funcionamiento del dispositivo (juego mecánico), su desempeño (par de retención, capacidad de carga) y su montaje en una prótesis de mano (dimensiones, volumen, peso).

La evaluación de conceptos en la matriz ponderada (Tabla 4.2) se hizo en una escala del 1 al 5, y al igual que en la matriz de selección, la referencia es evaluada con la calificación media (en éste caso 3) y los conceptos del 1 al 5 según cubran los requerimientos, siendo 1 mucho peor que la referencia y 5 mucho mejor que la referencia. Después de asignar calificaciones a todos los conceptos, cada calificación se multiplica por el peso; es decir se ponderan, para posteriormente ser sumadas, el resultado de esas sumas es el considerado para realizar la selección del concepto.

Dados los resultados de la evaluación ponderada el concepto que resultó mejor evaluado fue el mecanismo corona-anular modificado, aunque tiene un punto claramente desfavorable como la actuación independiente del engrane móvil; lo cual podría requerir un actuador extra y por tanto mayor consumo energético (además de que no funcionaría adecuadamente si existe una falla electrónica o de control), también presenta ventajas en cuanto al par de retención y capacidad de carga que

podría obtenerse con un mecanismo de dimensiones y peso reducidos, las cuales son características altamente deseables en el mecanismo.

Considerando los puntos fuertes y débiles del mecanismo corona-anular modificado ya mencionados, se decidió elegirlo, para desarrollarlo a detalle, donde el principal enfoque del diseño, será poder desplazar el engrane móvil sin necesidad de un actuador extra, comprometiendo en lo mínimo posible el par de retención y las dimensiones.

Además de la selección del concepto, es importante rescatar el hecho de que el análisis realizado durante ésta etapa, nos arrojó también requerimientos, que antes no se habían contemplado y por consiguiente nuevas especificaciones, por lo que las tablas de requerimientos y especificaciones han evolucionado, estas tablas modificadas (Tabla 4.3 y Tabla 4.4) serán ahora la guía para continuar el diseño.

REQUERIMIENTOS			
1	El mecanismo	Es compacto	4
2	El mecanismo	Es resistente	4
3	El mecanismo	Es durable	5
4	El mecanismo	Es fácil de controlar	2
5	El mecanismo	Es ligero	4
6	El mecanismo	Es de fácil mantenimiento	1
7	El mecanismo	Es seguro	5
8	El mecanismo	Soporta grandes cargas	5
9	El mecanismo	Consume poca energía	4
10	El mecanismo	Tiene piezas fácilmente sustituibles	1
11	El mecanismo	No se destraba al cargar objetos pesados	5
12	El mecanismo	No interfiere con otras funciones	4
13	El mecanismo	Funciona en ambos sentidos	5
14	El mecanismo	Es de fácil manufactura	2
15	El mecanismo	No tiene juego mecánico	4

Tabla 4.3 Tabla de requerimientos aumentada

Núm. De Métrica	Núm. De Requerimiento	Métrica	Importancia	Unidades	Valor marginal	Valor ideal
1	2-7-8-11	Par de retención	5	N*m	>0.2	>1
2	7-8-11	Capacidad de carga	5	Kg	>0.8	>1.5
3	9	Consumo de energía del mecanismo	4	mA/Hr	<100	0
4	1-5	Dimensiones del mecanismo (por lado)	4	Cm	< 5	< 2.5
5	5	Peso del mecanismo	4	gr	< 200	<100
6	2-3	Tiempo de vida útil	5	Años	> 5	> 7
7	6-10	Tiempo de mantenimiento	2	Min	< 80	< 40
8	2-3	Periodo de mantenimiento	1	Meses	>12	> 18
9	4-12	Cantidad de movimientos o señales para controlar el mecanismo	3	No.	< 5	< 2
10	1-5	Volumen del mecanismo	4	Cm ³	< 125	< 25
11	4-12	Tiempo de traba	2	s	< 0.3	< 0.1
12	4-12	Tiempo de destraba	2	s	<0.3	< 0.1
13	2-3	Esfuerzo en cedencia	5	MPa	> 50	>100
14	13	Bidirección	5	Binaria	Sí	Sí
15	6-14	Número de piezas	2	No.	< 15	<10
16	15	Juego mecánico	4	mm	< 1.2	<0.8

Tabla 4.4 Tabla de especificaciones objetivo aumentada

5 DISEÑO DE DETALLE

Una vez seleccionado el concepto de solución, el proceso de diseño continúa con la etapa de diseño de detalle, es en ésta etapa donde se desarrolla el concepto a fondo y se establecen las características finales que tendrá el mecanismo.

5.1 Revisión del concepto

El mecanismo corona-anular modificado seleccionado después de la evaluación comparativa (Secc. 4.3) debe ser revisado una vez más dado que aún no está definido como se llevará a cabo el desplazamiento del engrane móvil, en consecuencia se debe realizar el proceso de diseño del subsistema de actuación, como una etapa más del diseño del mecanismo dirigida a definir la forma en que el engrane móvil será desplazado en el mecanismo corona-anular.

5.1.1 Diseño conceptual del subsistema de actuación del engrane móvil

Para empezar a diseñar el subsistema de actuación, lo primero a considerar una vez más son los requerimientos y especificaciones, en este caso retomando tanto especificaciones como requerimientos del mecanismo en general, así como la configuración propuesta para el mecanismo, es posible establecer las especificaciones de diseño del subsistema de actuación (Tabla 5.1), las cuales van referidas a cubrir los requerimientos del mecanismo (Tabla 4.3) y complementar las especificaciones (Tabla 4.4). Las especificaciones conservan la misma importancia relativa, pero los valores objetivo varían, aunque no en su totalidad, aquellos que cambiaron (dimensiones, peso) fue debido a que éstas deben ser complemento del resto del mecanismo, los que se mantuvieron (juego mecánico, consumo energético) fue porque recaen directamente en el subsistema y no son complementarias con alguna otra parte del mecanismo.

Núm. De Métrica	Núm. De Requerimiento	Métrica	Importancia	Unidades	Valor marginal	Valor ideal
1	9	Consumo de energía del subsistema	4	mA/Hr	<100	0
2	1-5	Dimensiones del subsistema (por lado)	4	Cm	< 5x5x3	< 3x3x1.5
3	5	Peso del subsistema	4	gr	< 100	<50
4	4-12	Cantidad de movimientos o señales para controlar el subsistema	3	No.	< 2	< 1
5	1-5	Volumen del subsistema	4	Cm ³	< 8	< 3.37
6	4-12	Tiempo de traba	2	s	< 0.3	< 0.1
7	4-12	Tiempo de destraba	2	s	< 0.3	< 0.1
8	13	Bidirección	5	Binaria	Sí	Sí
9	6-14	Número de piezas	2	No.	< 10	<5
10	15	Juego mecánico	4	mm	< 1.2	<0.8

Tabla 5.1 Especificaciones objetivo del subsistema de actuación

Una vez definidas las especificaciones objetivo, se realiza la generación de conceptos de solución para el subsistema de actuación, el proceso seguido para generar dichos conceptos fue similar al realizado para desarrollar el concepto del mecanismo (Secc. 4.1), primero se aclaró el problema, se buscaron opciones en bibliografía y finalmente se propusieron opciones de solución, de forma resumida, a continuación se presentan solo los conceptos propuestos y una breve descripción de su configuración y funcionamiento.

- Actuador Lineal. Consiste en agregar un actuador lineal adicional al actuador de posicionamiento del dedo (Fig. 5.1a), cuya única función fuera la de desplazar el engrane móvil, para acoplar el actuador al engrane se propone un disco de arrastre (Fig. 5.1b) el cual no gire sobre el eje del actuador de posicionamiento.

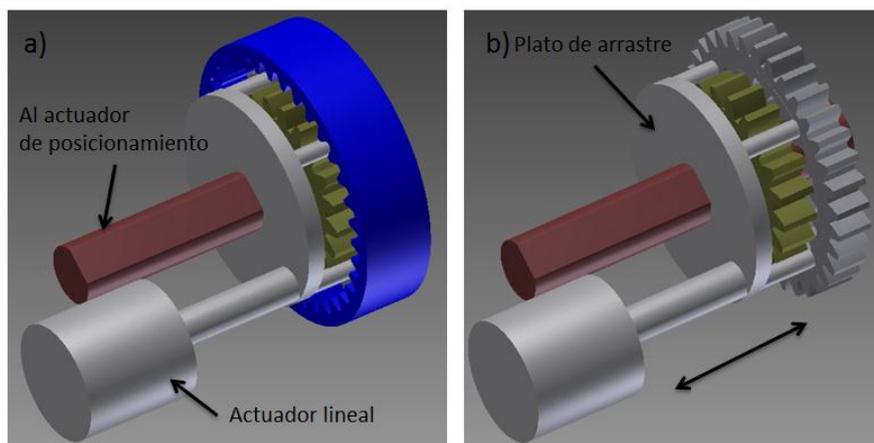


Fig. 5.1 Actuador lineal. a) Con anular b) Sin anular

- Biela-manivela. Se compone de un motor, al cual se le acopla una biela-manivela. La disposición del eje del motor que actúa la biela-manivela debe ser 90° respecto al eje del motor de posicionamiento, de forma que cuando el motor de la biela-manivela gire el engrane móvil se desplace (a manera corredera) (Fig. 5.2).

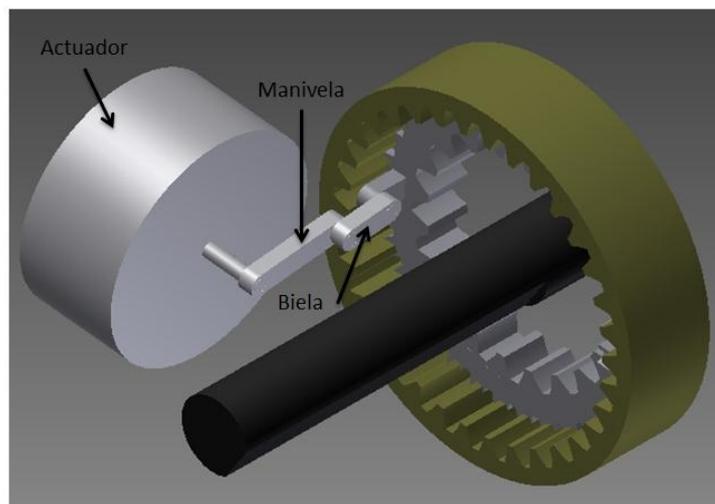


Fig. 5.2 Biela-manivela

- Eslabones flexibles. Consiste en agregar eslabones flexibles entre el engrane móvil y el motor de posicionamiento, de forma que cuando el motor gire los eslabones flexibles se enrollen en el eje del motor (o una extensión del eje) logrando así mover el engrane (Fig. 5.3a y b). Para esto se propone que el eje del motor de posicionamiento sea perpendicular al eje del mecanismo, de modo que se obtenga el desplazamiento requerido del engrane, para lograr además la transmisión del movimiento se agrega una transmisión de sinfín-corona y un retorno por muelle del engrane móvil.

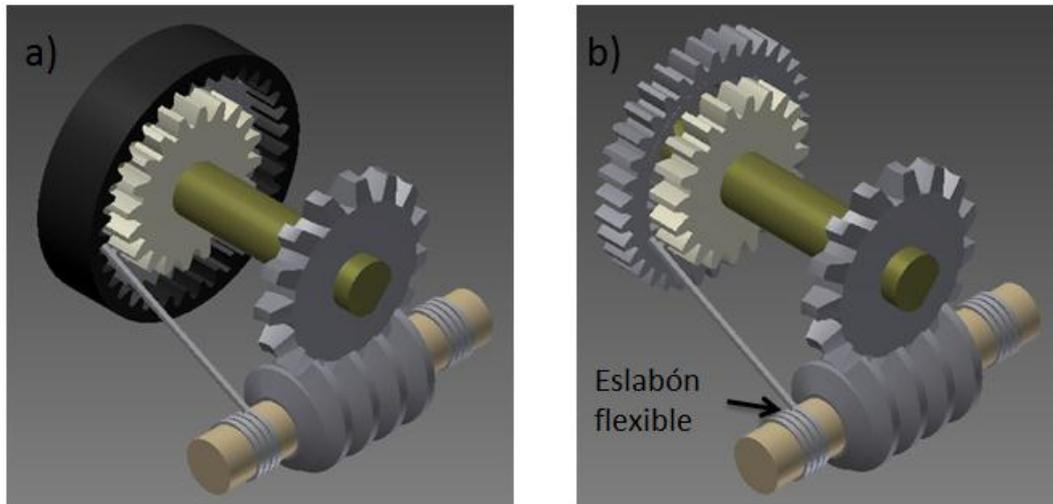


Fig. 5.3 Eslabones flexibles. a) Con anular b) Sin anular

- Centrífugo. La idea aquí es montar zapatas y resortes al eje del mecanismo (Fig. 5.4) de forma que cuando el motor gire las zapatas se alejen del eje, y el contacto entre unas salientes en las zapatas y el engrane, hagan que se desplace el engrane móvil y lo mantengan en posición hasta que el motor disminuya su velocidad de giro (Fig. 5.5a y b), incluyendo resortes al engrane móvil para su retorno.

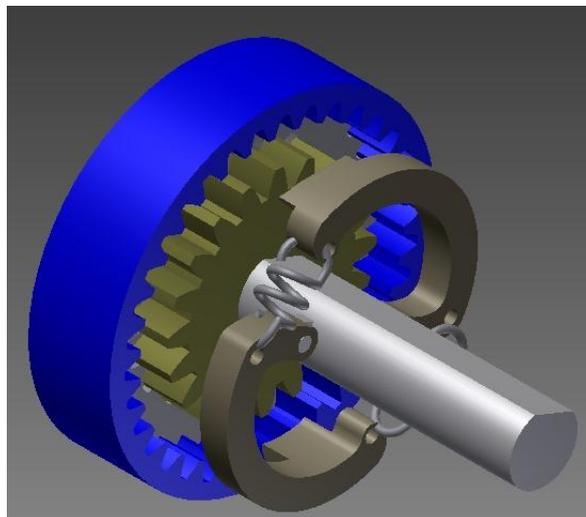


Fig. 5.4 Centrífugo

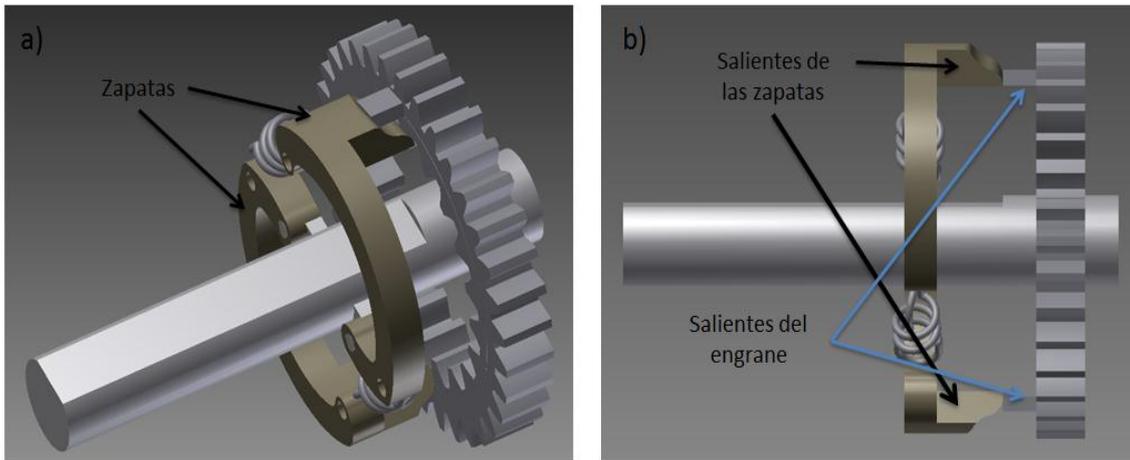


Fig. 5.5 Centrífugo. a) Engrane móvil en posición inicial b) Engrane móvil desplazado

- Leva cilíndrica. Consiste en acoplar una leva cilíndrica al eje de entrada del mecanismo, de forma tal que cuando el motor inicie el giro la leva force al engrane móvil a desplazarse fuera del anular (Fig. 5.6) y al continuar el giro conduzca al engrane móvil y éste a su vez a la corona, para transmitir el movimiento

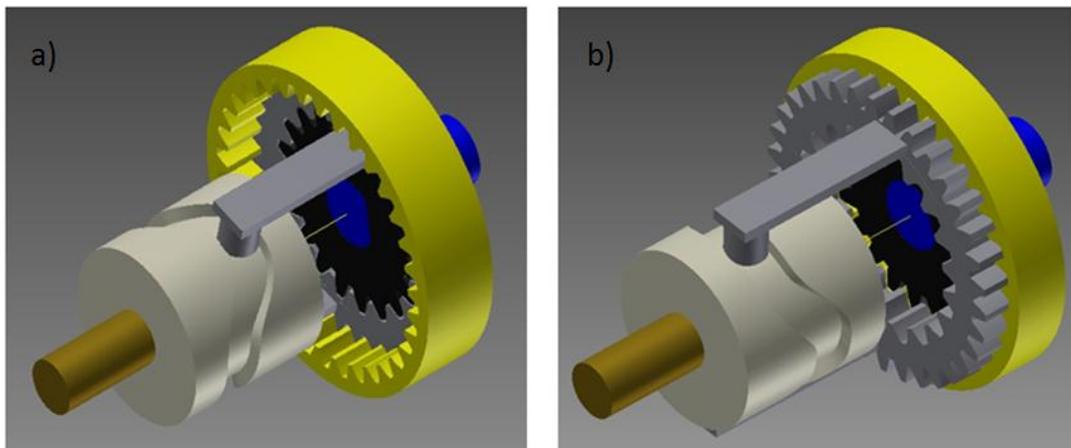


Fig. 5.6 Leva cilíndrica. a) Engrane móvil en posición inicial b) Engrane móvil desplazado

Una vez generados los conceptos, éstos fueron analizados y evaluados (no fue utilizada ninguna referencia, la evaluación fue comparativa entre los conceptos generados) (Tabla 5.2), los primeros dos conceptos fueron descartados ya que se requiere la inclusión de un actuador extra para su funcionamiento, quedando fuera de especificación en cuanto a consumo de energía, dimensiones, volumen y peso, además de requerir de un control para el actuador extra. El concepto de los eslabones flexibles fue descartado dado que al enrollarse en el motor los flexibles funcionarían como freno del motor además agregar sinfín-corona aumenta las dimensiones y peso del mecanismo. El centrífugo fue descartado, ya que dadas las dimensiones y el bajo peso que podrían alcanzar las zapatas en un diseño detallado, se necesitaría de velocidades demasiado altas para alcanzar una fuerza centrífuga capaz de lograr la extensión de los resortes. Finalmente se eligió la leva cilíndrica ya que cumple todos los requerimientos establecidos para el sistema de actuación, siendo además el más factible en cuanto al funcionamiento.

Criterios de evaluación	Peso	CONCEPTOS DE SOLUCIÓN									
		Actuador Lineal		Biela-Manivela		Eslabones flexibles		Centrífugo		Leva Cilíndrica	
		Calif.	Ev.	Calif.	Ev.	Calif.	Ev.	Calif.	Ev.	Calif.	Ev.
Consumo de energía del mecanismo	0.1	1	0.1	1	0.1	3	0.3	3	0.3	3	0.3
Dimensiones del mecanismo	0.1	2	0.2	1	0.2	5	0.5	4	0.4	4	0.4
Peso del mecanismo	0.1	2	0.2	1	0.1	5	0.5	3	0.3	4	0.4
Cantidad de movimientos o señales para controlar el mecanismo	0.05	2	0.1	2	0.1	5	0.25	5	0.25	5	0.25
Volumen del mecanismo	0.15	2	0.3	1	0.15	5	0.75	4	0.6	4	0.6
Tiempo de traba	0.1	3	0.3	3	0.3	3	0.3	3	0.3	3	0.3
Tiempo de destraba	0.1	3	0.3	3	0.3	3	0.3	3	0.3	3	0.3
Facilidad de manufactura	0.05	5	0.25	2	0.1	5	0.25	3	0.15	3	0.15
Bidirección	0.15	3	0.45	3	0.45	3	0.45	3	0.45	3	0.45
EVALUACIÓN		2.2		1.8		3.6		3.05		3.15	
LUGAR		3		4		1		3		2	

Tabla 5.2 Matriz de evaluación de concepto para el subsistema de actuación

5.1.2 Acoplamiento del subsistema de actuación al mecanismo corona-anular

Una vez seleccionado el concepto de leva cilíndrica como mecanismo de actuación del engrane móvil se definió como hacer el acoplamiento de la leva cilíndrica con el corona-anular. Se decidió una configuración similar a la presentada en la Fig. 5.6, a diferencia de que solo se incluirá la parte de más cercana de la leva al mecanismo, con el fin de ahorrar espacio y disminuir el peso. Para lograr que los seguidores acoplados al engrane móvil permanezcan en contacto con la leva se incluyeron resortes de compresión del lado opuesto, los cuales además de mantener a los seguidores en contacto con las levas realizarán el retorno del mecanismo cuando el motor deje de girar, trabando de nuevo el mecanismo (Fig. 5.7).

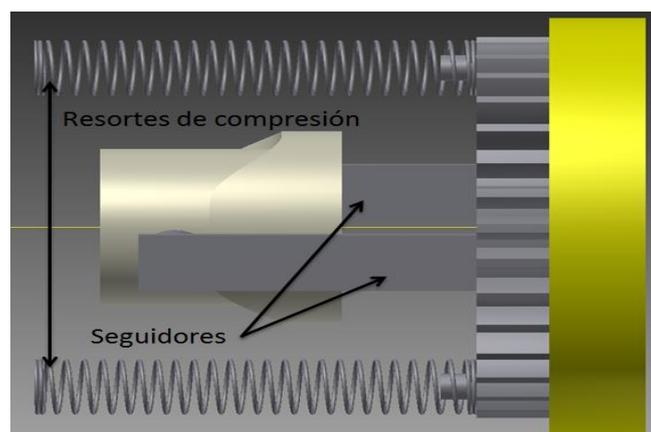


Fig. 5.7 Acoplamiento del subsistema de actuación con el mecanismo corona-anular

5.2 Diseño de los engranes

El diseño de los engranes que se incluyen en el mecanismo, se realizó con base en las especificaciones objetivo planteadas para el mecanismo de bloqueo (Tabla 4.4), las especificaciones que mayoritariamente guían el diseño de los engranes son, el par de retención; ya que los engranes son los que ejecutarán el bloqueo, las dimensiones; ya que el diámetro del anular definirá el diámetro final del mecanismo, y finalmente el juego mecánico; ya que el ajuste de los dientes representará el juego mecánico del mecanismo.

La configuración de la Fig. 4.43 para el mecanismo corona-anular incluye tres engranes rectos, el anular, el móvil y la corona. El principio de funcionamiento del mecanismo no requiere de los engranes durante la conducción; es decir no se emplean como etapa reductora, por lo tanto el diseño de los engranes se realizará para las condiciones durante el bloqueo.

5.2.1 Cálculo del juego mecánico

Como se ya se mencionó, el juego mecánico durante el bloqueo depende sólo del ajuste que exista entre los dientes de los engranes, y dado que las relaciones de engrane a usar serán de 1:1 el juego mecánico durante el bloqueo es despreciable. Sin embargo dado el principio de funcionamiento del mecanismo, existe juego mecánico entre el engrane móvil y el anular fijo en el momento que el motor deje de girar y el engrane móvil regrese a su posición de bloqueo.

Dado que el engrane móvil gira durante la etapa de conducción, cuando éste tienda a regresar a su posición de bloqueo la orientación de éste respecto al anular fijo habrá cambiado, por lo tanto los dientes del engrane móvil no estarán en posición para desplazarse dentro de los dientes del anular (Fig. 5.8), por tanto el engrane móvil tendrá que girar un poco para poder alojarse en el anular, ocasionando así un cambio en la posición angular del eje de salida (cabe recordar que el engrane móvil permanece en contacto con el engrane de salida en todo momento).



Fig. 5.8 Juego mecánico entre el engrane móvil y el anular

El juego mecánico entonces dependerá del ancho de los dientes del engrane, el cuál depende a su vez del diámetro de los engranes y el número de dientes, por lo que para calcular el juego mecánico resulta necesario definir éstos datos.

Los diámetros de los engranes fueron definidos de acuerdo al sistema de actuación del engrane móvil elegido (leva cilíndrica), contemplado además tener espacio suficiente para los resortes de compresión, de forma tal que el diámetro exterior del anular determinara el diámetro total del mecanismo, los diámetros propuestos se muestran en la Tabla 5.3.

Engrane	Diámetro de paso (mm)
Anular	20
Móvil (externo)	20
Móvil (interno)	15
Corona	15

Tabla 5.3 Diámetros de engranes

Dados los diámetros de paso, el diámetro máximo del mecanismo queda en 23.148 mm, el cual es el diámetro externo del anular. Con los diámetros definidos y el juego mecánico ideal de 0.8 mm (Tabla 4.4) se calcula el número de dientes de cada engrane empleando la relaciones dadas por las Ec. 5.1 Ec. 5.2.

$$J_{mr} = (J_m \cdot 360) / (\pi \cdot D_p) \quad \text{Ec. 5.1}$$

Donde:

J_{mr} = Juego mecánico radial

J_m = Juego mecánico

D_p = Diámetro de paso

$$N = 360 / (2 \cdot J_{mr}) \quad \text{Ec. 5.2}$$

Donde:

N = Número de dientes

En las Ec. 5.1 Ec. 5.2 se considera el juego mecánico dado en las especificaciones como la longitud de la sección de arco recorrida por un diente del engrane móvil para ajustarse al anular, traduciéndolo a el número de grados equivalente, en la segunda ecuación se considera el doble del juego radial, ya que en el caso extremo de que los dientes se encuentren frente a frente el engrane solo tendría que rotar para liberar la mitad de un diente y así producir el engrane del móvil con el anular, sin embargo, esto puede suceder en ambas direcciones, por tanto se considera el doble del juego mecánico radial calculado para determinar el número de dientes. El número de dientes elegido para cada engrane se muestran en la Tabla 5.4.

Engrane	Número de dientes
Anular	40
Móvil (externo)	40
Móvil (interno)	30
Corona	30

Tabla 5.4 Número de dientes de los engranes

El número de dientes para el anular y el móvil externo se determinaron con las ecuaciones, dado que entre el móvil interno y la corona no existirá el juego mecánico calculado, el número de dientes se determinó de forma tal que el módulo de los

engranes fuera el mismo 0.5 mm, el espesor de los engranes se propone de 2 mm para continuar el cálculo y el juego mecánico resultante es de 4.5° (0.78 mm).

5.2.2 Cálculo de fuerzas en los engranes

Previo a calcular los esfuerzos se deben conocer las cargas a las que se someten los engranes, en los engranes rectos la fuerza se transmite a lo largo de la línea de transmisión de fuerza o línea de acción, la cual es normal a la superficie de contacto entre dientes, y se encuentra a β grados de la tangente a los círculos de paso (Fig. 5.9). La fuerza transmitida F actúa en la línea de acción y puede descomponerse en dos, la F_t (fuerza tangencial) que actúa sobre la tangente a los círculos de paso y F_s (fuerza de separación) la cual actúa a 90° de la F_t (Fig. 5.9) [56].

El par aplicado al engrane se relaciona con la fuerza tangencial de la forma siguiente:

$$T_A = F_t \cdot R_p \quad \text{Ec. 5.3}$$

Donde:

T_A = Par aplicado

F_t = Fuerza tangencial

R_p = Radio de paso

Si consideramos la orientación de los vectores de fuerza mostrada en la Fig. 5.9 podemos expresar la fuerza tangencial como una proyección de la fuerza transmitida sobre la tangente al círculo de paso.

$$F_t = F \cos \beta \quad \text{Ec. 5.4}$$

Donde:

F = Fuerza transmitida

β = Ángulo de presión del diente

De forma similar a la que la Ec. 5.4 relaciona la fuerza transmitida con la fuerza tangencial, se puede expresar la fuerza de separación como una proyección de la fuerza transmitida sobre la perpendicular a la tangente al círculo de paso.

$$F_s = F \sin \beta \quad \text{Ec. 5.5}$$

Donde:

F_s = Fuerza de separación

Ahora considerando el arreglo de engranes del mecanismo, las especificaciones objetivo y las Ec. 5.3, Ec. 5.4 y Ec. 5.5 se calculan las fuerzas transmitidas entre los engranes. Para iniciar el cálculo se consideraron la corona y el engrane móvil en la posición de bloqueo, con un par de 1 N*m aplicado al eje del mecanismo (se eligió un par de 1 N*m, ya que es el valor ideal planteado en las especificaciones objetivo) y un radio de paso de 7.5 mm para la corona, módulo de 0.5 mm y ángulo de presión de

20°. Sustituyendo estos valores en la Ec. 5.3 se calcula la fuerza tangencial entre la corona y el engrane móvil con la Ec. 5.6.

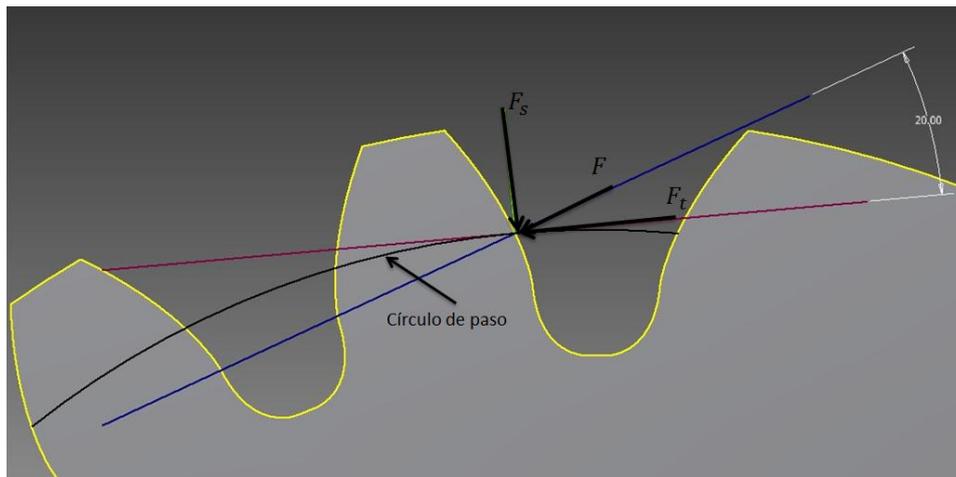


Fig. 5.9 Fuerzas en un diente de engrane

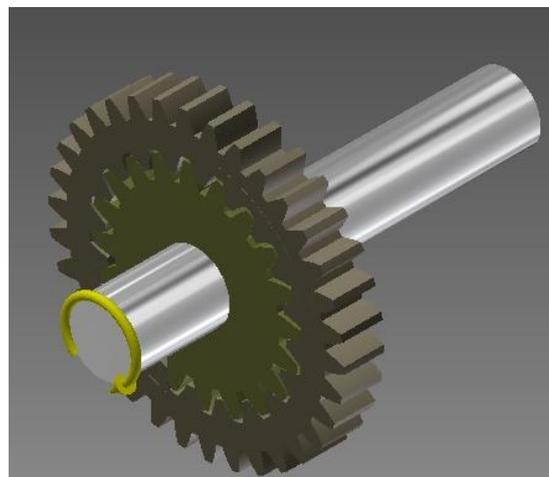


Fig. 5.10 Corona y engrane móvil en posición de bloqueo

$$F_t = T_A / R_p = 133.33 \text{ N} \quad \text{Ec. 5.6}$$

Donde:

$$T_A = 1 \text{ N} * m = 1000 \text{ N} * mm$$

$$R_p = 7.5 \text{ mm}$$

Con el valor de la fuerza tangencial se calcula la fuerza transmitida de la Ec. 5.4 obteniendo.

$$F = F_t / \cos \beta = 141.89 \text{ N} \quad \text{Ec. 5.7}$$

Donde:

$$F_t = 133.33 \text{ N}$$

$$\beta = 20^\circ$$

Finalmente es posible calcular la fuerza de separación con el dato de la fuerza transmitida calculado en la Ec. 5.7.

$$F_s = F \sin \beta = 48.52 \text{ N} \quad \text{Ec. 5.8}$$

Donde:

$$F = 141.89 \text{ N}$$

$$\beta = 20^\circ$$

Los valores de fuerza calculados, corresponden al caso de una transmisión de engranes rectos, es decir se considera que toda la fuerza se transmite solo entre un par de dientes, sin embargo en la configuración propuesta del mecanismo los engranes tiene una relación 1:1 y todos los dientes entran en contacto durante el bloqueo, de modo que se puede suponer que la fuerza se distribuye equitativamente entre cada par de dientes que entran en contacto entre la corona y el engrane móvil (Fig. 5.10), haciendo ésta consideración y tomando los datos de la Tabla 5.4, se recalculan las fuerzas.

$$F_{d1} = F/Z_1 = 4.72 \text{ N} \quad \text{Ec. 5.9}$$

Donde:

$$F = 141.89 \text{ N}$$

$$Z_1 = \text{Número de dientes} = 30$$

$$F_{d1} = \text{Fuerza en cada diente de la corona}$$

La fuerza transmitida en cada diente se calculó a partir de la fuerza transmitida calculada para un solo diente con el par aplicado de 1 N*m y el número de dientes (Ec. 5.9), con el valor de esta fuerza transmitida en cada diente, se puede calcular la fuerza tangencial y de separación en cada diente (Ec. 5.10 y Ec. 5.11).

$$F_{t1} = F_{d1} \cos \beta = 4.44 \text{ N} \quad \text{Ec. 5.10}$$

Donde:

$$F_{d1} = 4.72 \text{ N}$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$F_{s1} = F_{d1} \sin \beta = 1.61 \text{ N} \quad \text{Ec. 5.11}$$

Donde:

$$F_{d1} = 4.72 \text{ N}$$

$$\beta = 20^\circ$$

Considerando que el engrane móvil en su parte interna contacta con la corona, las fuerzas sobre cada diente interno del engrane móvil son iguales en magnitud a las fuerzas calculadas para los dientes de la corona. Dado que las relaciones de engranes son 1:1 la fuerza que transmitirá el engrane móvil al anular puede considerarse igual a la transmitida de la corona al engrane móvil, sin embargo dado que el número de dientes es mayor, la fuerza en cada diente será menor.

$$F_{d2} = F/Z_2 = 3.54 \text{ N} \quad \text{Ec. 5.12}$$

Donde:

$$F = 141.89 \text{ N}$$

$$Z_2 = \text{número de dientes} = 40$$

$$F_{d2} = \text{Fuerza en cada diente del anular}$$

En consecuencia los valores de las fuerzas tangencial y de separación también varían (Ec. 5.13 y Ec. 5.14)

$$F_{t2} = F_{d2} \cos \beta = 3.32 \text{ N} \quad \text{Ec. 5.13}$$

Donde:

$$F_{d2} = 3.54 \text{ N}$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$F_{s2} = F_{d2} \sin \beta = 1.21 \text{ N} \quad \text{Ec. 5.14}$$

Donde:

$$F_{d2} = 3.54 \text{ N}$$

$$\beta = 20^\circ$$

5.2.3 Cálculo de esfuerzos

Una vez determinadas las fuerzas en los dientes de los engranes, se debe realizar un análisis de los esfuerzos resultantes debidos a la acción de las cargas aplicadas. De acuerdo a las direcciones de aplicación de las cargas (Fig. 5.9) y la interacción de los dientes durante la transmisión de carga (contacto) se visualizan dos posibles escenarios para el fallo de un engrane, la rotura por flexión en la base del diente y el deterioro superficial de los flancos laterales del diente, por tal motivo se deben calcular los esfuerzos debidos a la flexión y los debidos al contacto entre los flancos laterales de los dientes.

5.2.3.1 Esfuerzos debidos a la flexión

Para el cálculo de los esfuerzos debidos a la flexión en la base del diente, se modela el diente como una viga cantiléver sobre la cual la fuerza tangencial (F_t) genera un momento de flexión en donde el esfuerzo de flexión resultante es máximo en la base de los dientes [67]. A la ecuación que define éste esfuerzo se le conoce como la ecuación de Lewis.

Dentro de la teoría de flexión de vigas el esfuerzo normal a la sección transversal se calcula como indica la Ec. 5.15 [68].

$$\sigma_x = -M_z y / I \quad \text{Ec. 5.15}$$

Donde:

$$\sigma_x = \text{Esfuerzo normal}$$

$$M_z = \text{Momento flector aplicado a la viga}$$

$$y = \text{Distancia al eje neutro}$$

$$I = \text{Momento de inercia de la sección transversal}$$

Dado que en una determinada sección de la viga M_z e I son constantes, el máximo esfuerzo se puede obtener de la Ec. 5.16.

$$\sigma_{maxf} = -M_z c / I \quad \text{Ec. 5.16}$$

Donde:

c = Distancia del eje neutro al punto más lejano

σ_{maxf} = Esfuerzo máximo debido a la flexión

Si se considera el diente como la viga en cantiléver de la Fig. 5.11, en la cual las cargas se desplazan a la punta del diente (extremo libre), es posible calcular el esfuerzo en la base del diente (extremo fijo). Bajo éstas condiciones el momento flector M_z se calcula por medio de la Ec. 5.17 y el momento de inercia I se calcula con la

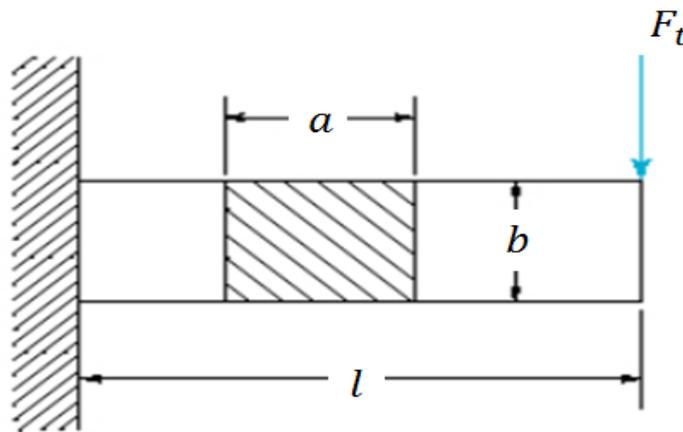


Fig. 5.11 Analogía diente-viga⁸ [67]

$$M_z = F_t \cdot l \quad \text{Ec. 5.17}$$

Donde:

l = Altura del diente

$$I = a \cdot b^3 / 12 \quad \text{Ec. 5.18}$$

Donde:

a = Ancho de la cara del diente

b = Ancho de la base del diente

En la Fig. 5.11 el eje neutro de la viga se ubica a la mitad del ancho b , de tal forma que la Ec. 5.16 se puede reescribir en la forma que se muestra en la Ec. 5.19.

$$\sigma_{maxf} = - (F_t \cdot l)(b/2) / ((a \cdot b^3) / 12) = 6F_t \cdot l / a \cdot b^2 \quad \text{Ec. 5.19}$$

⁸ Adaptado del original

Introduciendo el factor de forma de Lewis en la Ec. 5.19 obtenemos la Ec. 5.20

$$\sigma_{maxf} = F_t/aPY \quad \text{Ec. 5.20}$$

Donde:

$$P = \text{Paso circular} = \pi D_p/Z$$

$$Y = \text{Factor de forma de Lewis} = 2x/3P$$

$$x = b^2/4l$$

Para un diseño que considere todas las condiciones de operación del engrane, se deben agregar distintos factores de modificación, al agregar éstos factores de modificación se obtiene la ecuación de Lewis modificada (Ec. 5.21). Todos los factores de modificación presentes en la Ec. 5.21 son los sugeridos por la AGMA en la norma 2001-B88 [67].

$$\sigma_{maxf} = (F_t/aPJ)(k_a k_s k_m k_B/k_v) \quad \text{Ec. 5.21}$$

Donde:

$$k_a = \text{Factor de aplicación}$$

$$k_s = \text{Factor de tamaño}$$

$$k_m = \text{Factor de distribución de carga}$$

$$k_B = \text{Factor de espesor}$$

$$k_v = \text{Factor de dinámica}$$

$$J = \text{Factor de geometría} = Y/k_t$$

$$k_t = \text{Factor de concentración en el filete}$$

La ecuación de Lewis modificada es entonces la empleada para obtener los valores del esfuerzo debido a la flexión en los engranes del mecanismo, considerando los valores de la Tabla 5.5 para los factores de modificación [67].

Factor	Valor
k_a	1.25
k_s	1.0
k_m	1.6
k_B	1.0
k_v	1.0
J	0.45

Tabla 5.5 Factores de modificación para esfuerzos debidos a flexión

Con la geometría de los dientes definida y las cargas calculadas en al sección 5.2.2 obtenemos los valores de esfuerzo debidos a la flexión Tabla 5.6.

Engrane	Esfuerzo (MPa)
Anular	4.69
Móvil (Externo)	4.69
Móvil (Interno)	6.28
Corona	6.28

Tabla 5.6 Esfuerzos debidos a la flexión

5.2.3.2 Esfuerzos debidos al contacto

Para el cálculo de los esfuerzos de contacto entre dos dientes de engrane se parte de nuevo de una analogía, considerando al par de dientes como dos cilindros en contacto de longitud igual al espesor del engrane [69] (Fig. 5.12a).

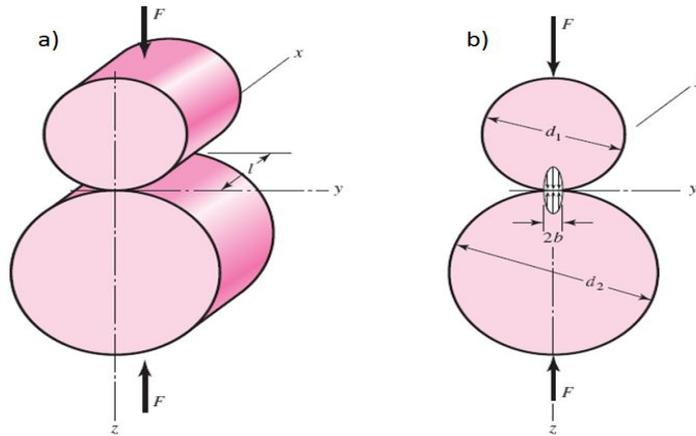


Fig. 5.12 a) Cilindros en contacto b) Perfil de distribución de presiones entre dos cilindros [67]

Según la teoría de Hertz cuando dos cuerpos cilíndricos de longitud (\$l_c\$) y diámetros \$d_1\$ y \$d_2\$ son presionados uno contra el otro por fuerzas externas (\$F_c\$), el contacto inicial puede ser definido como una línea [70], la cual se convierte en un área de contacto definida por un rectángulo estrecho de longitud \$l_c\$ y ancho \$2b_c\$ presentando una distribución elíptica de presiones [68] [70] (Fig. 5.12b). Donde \$b_c\$ está dada por la Ec. 5.22.

$$b_c = \sqrt{\frac{2F_c/\pi l_c}{\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right) \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}\right)}} \quad \text{Ec. 5.22}$$

Donde:

\$\mu_{1,2}\$ = Coeficientes de Poisson de los cilindros
 \$E_{1,2}\$ = Módulos de Young de los cilindros

Y la máxima presión de contacto se calcula con la Ec. 5.23

$$p_{max} = 2F_c/\pi b_c l_c \quad \text{Ec. 5.23}$$

Las ecuaciones 5.22 y 5.23 sirven para calcular el esfuerzo de contacto, ahora bien para ubicar el cálculo en el contexto del contacto entre dos dientes de engrane, éstas ecuaciones se pueden reescribir incluyendo los valores de geometría de los engranes en lugar de los valores de los cilindros, obteniendo así las ecuaciones 5.24 y 5.25.

$$b_c = \sqrt{\frac{2F/\pi a}{\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right) \left(\frac{1}{d_{p1}} + \frac{1}{d_{p2}}\right)}} \quad \text{Ec. 5.24}$$

$$\sigma_{maxc} = -2F/\pi b_c a \quad \text{Ec. 5.24}$$

Si consideramos que la línea inicial de contacto se encontrará en la línea de paso, los diámetros de los cilindros deben ser sustituidos por los radios de curvatura de los dientes en ese punto, los cuales están definidos por las ecuaciones 5.26 y 5.27.

$$r_1 = D_{p1} \sin \beta / 2 \quad \text{Ec. 5.25}$$

$$r_2 = D_{p2} \sin \beta / 2 \quad \text{Ec. 5.26}$$

Finalmente si se define el coeficiente de elasticidad para el par de dientes como:

$$C_e = (1/\pi((1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2))^{1/2} \quad \text{Ec. 5.27}$$

La ecuación de esfuerzo debido al contacto queda como:

$$\sigma_{maxc} = -C_e((F/a)(1/r_1 + 1/r_2))^{1/2} \quad \text{Ec. 5.28}$$

Donde:

a = El ancho menor en contacto

Al igual que para el esfuerzo debido a la flexión para el esfuerzo debido al contacto se incluyen factores de modificación a fin de contemplar las condiciones de operación los engranes, incluyendo éstos factores en la ecuación 5.29 se tiene la ecuación 5.30, la cual es la ecuación de la AGMA para el esfuerzo de contacto en engranes, donde los factores de modificación $k_v k_s k_a$ y k_m son los mismos que para el caso de la flexión (Tabla 5.7).

$$\sigma_{maxc} = -C_e(F_t k_v k_s k_a (k_m / D_p a) (k_f / k_i))^{1/2} \quad \text{Ec. 5.29}$$

Donde:

- k_f = Factor de condición de superficie
- k_i = Factor de geometría
- k_a = Factor de aplicación
- k_s = Factor de tamaño
- k_m = Factor de distribución de carga
- k_v = Factor de dinámica

Factor	Valor
k_a	1.25
k_s	1.0
k_m	1.6
k_B	1.0
k_v	1.0
k_f	1.0
k_i	0.95

Tabla 5.7 Factores de modificación para esfuerzos de contacto

Retomando una vez más los datos geométricos de los dientes y las cargas aplicadas, se puede encontrar el esfuerzo debido al contacto para los engranes del mecanismo (Tabla 5.8).

Engrane	Esfuerzo (MPa)
Anular	1.91
Móvil (Externo)	1.91
Móvil (Interno)	2.21
Corona	2.21

Tabla 5.8 Esfuerzos debidos al contacto

Para el cálculo del coeficiente de elasticidad equivalente C_e en la interfaz de contacto de los dientes, se consideró el plástico ABS como material para todos los engranes, el plástico ABS se propone dada su baja densidad y su uso en prototipado rápido, además claro de soportar los esfuerzos aquí calculados.

5.2.4 Geometría de engranes

Considerando el principio de funcionamiento planteado para el mecanismo corona-anular, se propone un arreglo geométrico de engranes como el mostrado en las Fig. 5.13 a y 5.13 b.

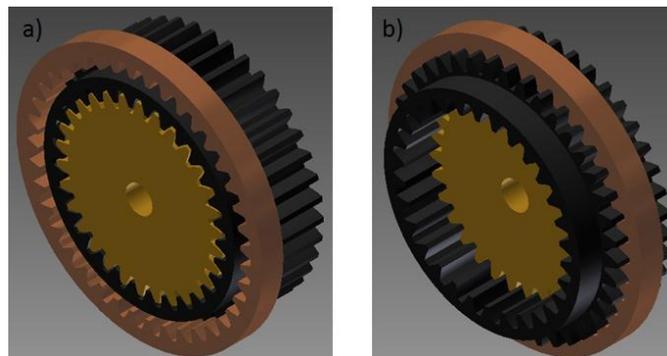


Fig. 5.13 Arreglo geométrico de engranes. a) En conducción b) En bloqueo

El engrane anular fijo se mantendrá con un ancho de 2 mm, al igual que la corona, además ambos se encontrarán alineados (la corona estará dentro del anular y tampoco se desliza) (Fig. 5.14).

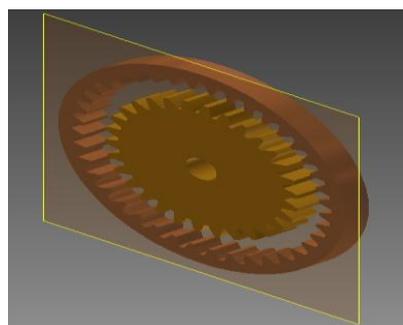


Fig. 5.14 Corona y anular alineados

El engrane móvil tendrá un ancho total de 7 mm, de los cuales 5 mm corresponden a los dientes externos del engrane (con diámetro de paso 20 mm), los 2 mm restantes tienen un diámetro menor y corresponden a los dientes internos del engrane, los dientes internos tienen una longitud total de 7 mm (Fig. 5.15). La configuración antes descrita para el engrane móvil se debe a que éste será el elemento que realizará la conducción de la corona, así como el bloqueo entre el anular y la corona.

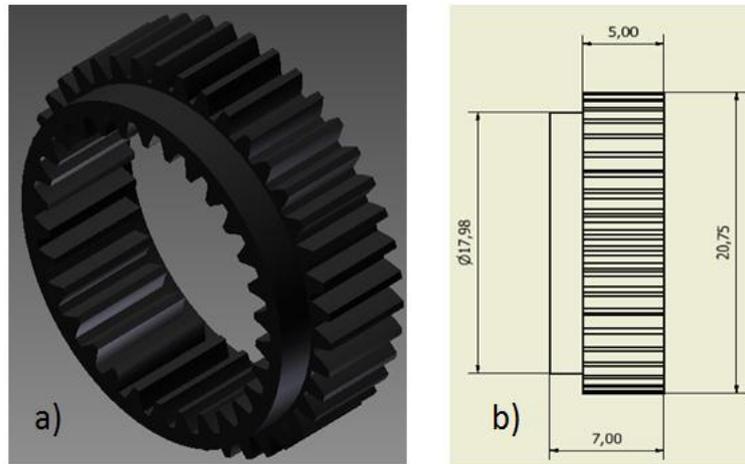


Fig. 5.15 Engrane móvil. a) Vista isométrica b) Vista lateral acotada

Los dientes internos se extienden a lo largo del engrane móvil, de forma que la corona nunca quede libre, logrando así que cuando el actuador del mecanismo de posicionamiento del dedo (acoplado a la leva cilíndrica) se active, los dientes externos del engrane móvil se desplacen fuera del anular, pero quedando en contacto los dientes internos del engrane móvil con la corona de forma que cuando el engrane móvil gire, la corona también lo hará (Fig. 5.13 a). Cuando el engrane móvil se encuentre en posición de bloqueo los dientes internos mantienen el contacto con la corona y los dientes externos con el anular fijo, de modo que si se intenta girar el eje de salida (acoplado a la corona) la corona no presentará movimiento de rotación alguno (Fig. 5.13 b). Cabe resaltar que el ancho del engrane móvil se ha dejado excedido 2 mm a la derecha del anular (en posición de bloqueo); esto con el fin de dejar espacio para la sujeción del eje de salida a la corona sin que exista interferencia, y 1 mm a la izquierda; para lograr una buena alineación al momento del regreso a posición de bloqueo

A pesar de haber variado el ancho del engrane móvil, es claro que el ancho que permanece en contacto respecto a la corona y el anular es de 2 mm, sin embargo los cálculos de esfuerzo se verán afectados, ya que si se revisan las ecuaciones usadas para el cálculo de los esfuerzos debidos a la flexión se incluye el ancho de los dientes por lo tanto los esfuerzos para el engrane móvil se recalcularon obteniendo los resultados de la Tabla 5.9.

Engrane	Esfuerzo (MPa)
Móvil (Externo)	1.87
Móvil (Interno)	2.09

Tabla 5.9 Esfuerzos debidos a flexión para el engrane móvil

Finalmente los dientes externos del engrane móvil son redondeados (1.125 mm) (Fig. 5.16) en el extremo izquierdo, ya que en éste lado, los dientes del engrane móvil chocan con los del anular, en el momento que el engrane móvil regresa a su posición de bloqueo (Fig. 5.8) si los dientes del engrane móvil y el anular tuvieran el mismo perfil, al encontrarse de frente impedirían el regreso del engrane móvil a la posición de bloqueo causando una falla en el funcionamiento, es por eso que los dientes externos del engrane móvil se redondean, de modo que cuando los dientes se encuentren, el engrane móvil tienda a girar para alinearse con el anular.

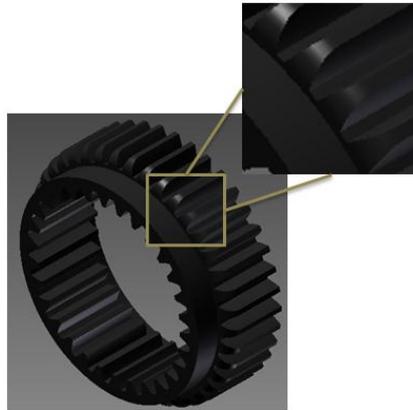


Fig. 5.16 Redondeo de los dientes externos del engrane móvil

5.3 Diseño del subsistema de actuación del engrane móvil

Una vez definidas las dimensiones y el arreglo geométrico de los engranes, se llevó a cabo el diseño de la leva cilíndrica; la cual fue elegida como subsistema de actuación del engrane móvil (Secc. 5.1.1), así como el diseño de los seguidores y la selección de los resortes de compresión.

5.3.1 Diseño de los seguidores

Como se plantea en la sección 5.1.2, el subsistema de actuación (leva cilíndrica) se acoplará al mecanismo a través del engrane móvil, para ello se agregaron dos seguidores al engrane móvil en la parte derecha (visto lateralmente) (Fig. 5.17 b) de modo que le desplazamiento sea uniforme y así evitar trabas.

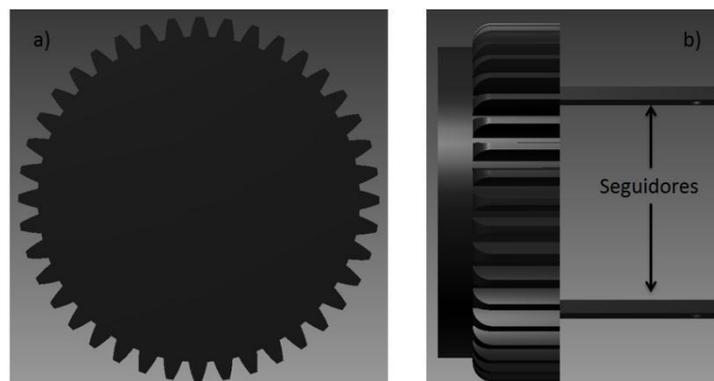


Fig. 5.17 Engrane móvil con seguidores. a) Vista posterior b) Vista lateral

Para agregar los seguidores, la parte posterior del engrane móvil se hace cerrada (Fig. 5.17 a), el espesor de la cara que cierra la parte posterior del engrane móvil es de 1 mm. Para completar los seguidores se agregará un rodamiento a cada uno, de modo que los rodamientos sean los que entren en contacto con la leva, los rodamientos seleccionados después de una búsqueda entre distintos proveedores fueron, los rodamientos abiertos NSK 681⁹ con diámetro externo de 3 mm [71]. Para acoplar los rodamientos a los seguidores se usarán ejes de 1 mm de diámetro, con una superficie de mayor diámetro, donde descansará el rodamiento y sujetados con seguros tipo “E” DIN6799¹⁰ milimétricos [72] en el extremo opuesto (Fig. 5.18).

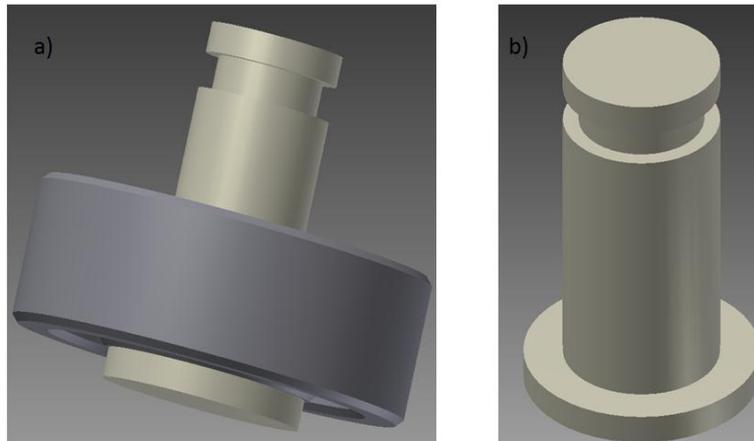


Fig. 5.18 Eje del seguidor. a) Con rodamiento b) Vista isométrica

El ensamble final de los rodamientos con el engrane móvil es como se observa en la Fig. 5.19. Las dimensiones de los seguidores son de 9 mm de largo, con una sección transversal de 0.8 mm x 3 mm y una separación de 11.4 mm, los ejes tiene un diámetro de 1 mm y longitud de 16.5 mm.



Fig. 5.19 Ensamble de los seguidores

⁹ Para características completas ver ANEXO A

¹⁰ Para características completas ver ANEXO A

5.3.1.1 Esfuerzos en los seguidores

Los seguidores pueden modelarse como vigas en cantiléver, durante la conducción se transmite un par por medio de la leva al engrane móvil, este se puede modelar como una carga aplicada al extremo del seguidor, de tal forma que los esfuerzos debidos a la flexión en los seguidores se pueden calcular usando la Ec. 5.30.

$$\sigma_{maxf} = -M_z c / I \quad \text{Ec. 5.30}$$

Donde:

c = Distancia del eje neutro al punto más lejano

I = Momento de inercia

$M_z = F \cdot l = (T/r) \cdot l =$ Momento aplicado

En este caso el momento aplicado, dependerá del par aplicado (T) por el actuador a la leva (el cual es variable) y el radio de la leva (r). Ya que el par transmitido por el actuador es variable se calculó la carga máxima (F) que soportaría en el límite elástico cada seguidor, usando $\sigma_{maxf} = 40 \text{ MPa}$ y las dimensiones de los seguidores en la Ec. 5.31.

$$F = -\sigma_{maxf} I / cl = 20 \text{ N} \quad \text{Ec. 5.31}$$

5.3.2 Diseño de la leva cilíndrica

Una leva es un elemento mecánico usado para transmitir movimiento a un seguidor por contacto directo, en este caso se usa una leva cilíndrica dado que nos permite obtener un desplazamiento lineal del seguidor, a partir de la rotación de la leva.

Antes de definir el perfil de la leva, se establece cuál es el movimiento esperado de ésta. En el caso del mecanismo corona-anular, se requiere que el movimiento sea bidireccional, además dado el arreglo de engranes y las dimensiones del engrane móvil es necesario un desplazamiento de 3 mm para pasar de la posición de bloqueo a la de conducción (Secc. 5.2.4), una vez alcanzado el desplazamiento de 3 mm es necesario que el engrane móvil permanezca desplazado y sea conducido (gire junto con la leva) hasta que la leva deje de girar.

Aunado a los requerimientos antes enunciados, el radio del seguidor (1.5 mm) también debe ser considerado para el diseño.

Para definir el perfil de una leva se emplean curvas conocidas, en éste caso se eligió una doble armónica para definir el perfil de la leva para el desplazamiento de 0 mm a 3 mm (se eligió un doble armónico dado que resulta en una transición más suave y gradual), y líneas rectas, para los puntos máximos y mínimos, obteniendo el perfil de la Fig. 5.20.

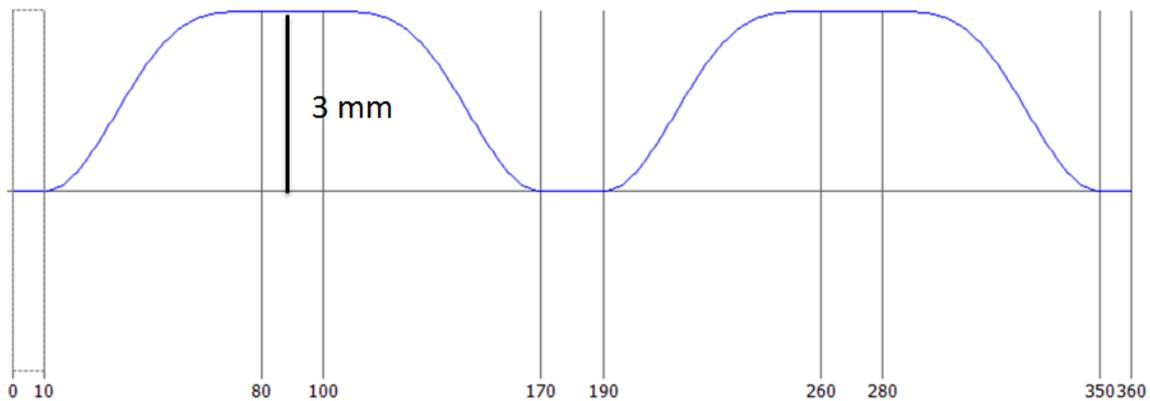


Fig. 5.20 Perfil de la leva cilíndrica

El perfil es simétrico dada la necesidad de la bidirección en el movimiento, por eso de 10° a 80° tiene el mismo perfil de 100° a 170° , el perfil de 0° a 180° se replica de 180° a 360° por el hecho de contar con dos seguidores en el engrane móvil, de forma que cada seguidor tenga su propia ruta en ambos sentidos.

Una vez que el perfil se ha definido, se puede generar la leva cilíndrica definiendo radio base de la leva y la profundidad del acanalado. La profundidad del acanalado se definió como 1.2 mm ya que es el ancho total del rodamiento elegido más la sección del eje en la que descansa el rodamiento (Secc. 5.3.1), el radio de la leva se estableció en 5 mm; a pesar de que era posible ajustar el perfil a diámetros menores de leva, se eligió el de 5 mm por que los ángulos de contacto entre la leva y el seguidor son menores, teniendo una transición más suave y un menor concentración de esfuerzos, permitiendo además trabajar a mayores velocidades angulares. La leva cilíndrica obtenida se muestra en la Fig. 5.21.

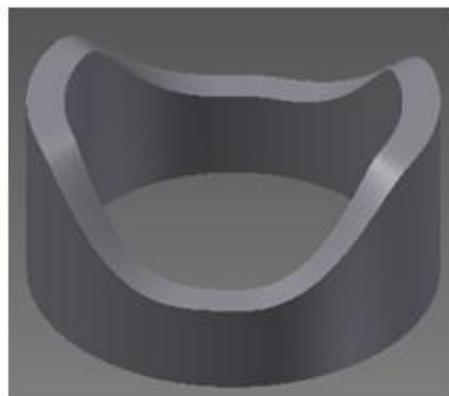


Fig. 5.21 Leva cilíndrica

La leva obtenida (Fig. 5.21) cumple con lograr el desplazamiento del engrane móvil, sin importar la dirección de giro de la leva, y considera ya el radio y el ancho del seguidor, sin embargo todavía no sería capaz de conducir al engrane móvil después de haberlo desplazado, para alcanzar éste último objetivo se agrega un cuerpo a la leva y dos cuñas (del mismo radio que los rodamientos), una en cada uno de los puntos más elevados de la leva (Fig. 5.22).

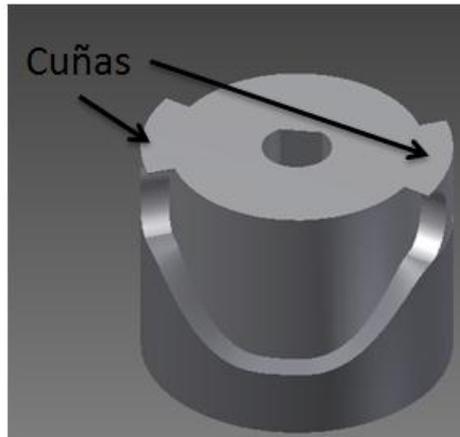


Fig. 5.22 Leva cilíndrica con cuerpo y cuñas

El cuerpo se agrega con el fin de admitir al eje del actuador que activa la leva, así como soporte para las cuñas, las cuñas cumplen dos funciones, la primera es conducir al engrane móvil una vez que se alcanzó la posición de conducción, esto se logrará al tener contacto entre las cuñas y los rodamientos de los seguidores, ya que mientras se esté haciendo girar la leva existirá una fuerza normal, que mantendrá en compresión a los resortes, la segunda función es facilitar el regreso del engrane móvil a posición de bloqueo, ya que si se usara la leva de la Fig. 5.21 con topes lineales en lugar de las cuñas propuesta, al alcanzar el desplazamiento máximo el engrane móvil no podía regresar dado que el ángulo de presión entre la leva y el rodamiento sería de 0° y solo habría fuerza normal debida a los resortes de compresión, pero ésta sería soportada por la leva evitando así el retorno del engrane móvil.

La leva con el cuerpo y las cuñas tiene una longitud total de 8.5 mm y diámetro de 11.4 mm, la disposición de ésta respecto al arreglo de engranes se muestra en la Fig. 5.23.

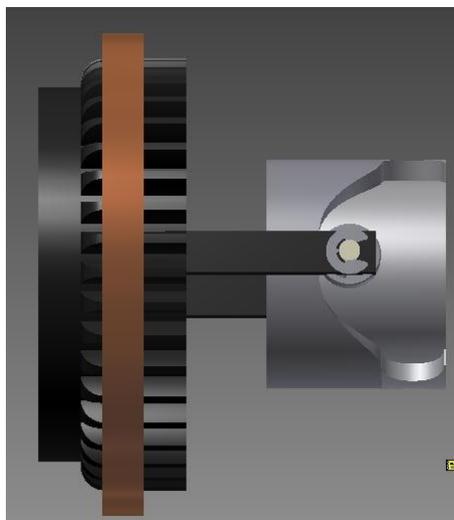


Fig. 5.23 Corona-anular con leva cilíndrica

5.3.3 Selección de resortes

Para determinar todas las fuerzas que actuarán sobre la leva cilíndrica, es necesario definir los resortes a utilizar, las especificaciones que deben cumplir los resortes a utilizar son un valor máximo de k , un diámetro máximo y longitud. Los valores de estas especificaciones se detallan a continuación.

La separación entre la leva y el engrane móvil en posición de bloqueo es de 3.8 mm (esta separación contempla ya la sujeción del eje sobre el que irá el cuerpo de la leva, a fin de evitar un choque), si esto lo sumamos a la longitud de la leva de 8.5 mm, definimos la longitud ideal de los resortes, la cual sería de 12.3 mm.

El diámetro máximo que deberían tener los resortes es de menos de 4.5 mm que es el espacio libre entre el perímetro de la leva y el perímetro definido por el diámetro de paso del engrane móvil (Fig. 5.24).

Finalmente la constante de resorte se plantea menor a 0.38 N/mm, al tener dos resortes actuando en paralelo para el retorno la k máxima que se busca en cada uno es de 0.19 N/mm, el valor máximo se determinó con cálculos de la presión de contacto entre la leva y el rodamiento realizados una vez definido el perfil de la leva, considerando distintos valores de k y una precompresión de hasta 1 mm, a una velocidad de 200 rpm, el material de la leva plástico ABS y acero para el rodamiento.

Con los valores de las especificaciones para los resortes definidos se realizó la selección de los resortes a utilizar; durante la búsqueda se procuró seleccionar el resorte con la menor k posible ya que esto disminuye las presiones de contacto entre la leva y el rodamiento. Las características de los resortes seleccionados se presentan en la Tabla 5.10¹¹ [73].

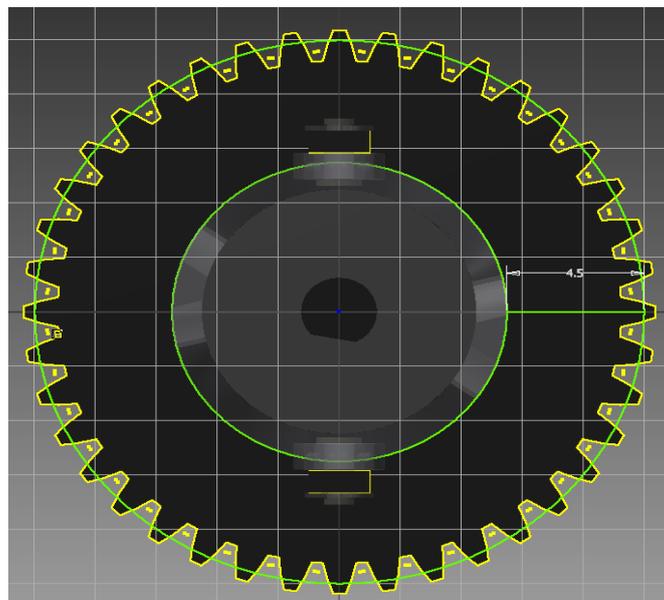


Fig. 5.24 Diámetro máximo de los resortes

¹¹ Para características completas ver ANEXO A

Característica	Valor
Diámetro externo	3.20 mm
Longitud	12.7 mm
Constante k	0.03 N/mm

Tabla 5.10 Características de los resortes seleccionados

5.3.4 Montaje de los resortes de compresión

Considerando el funcionamiento del mecanismo, en donde el engrane móvil se aproxima a la leva y gira durante la conducción, se decidió agregar un plato (1 mm de ancho) para montar los resortes, el cual gire junto con la leva. El plato tiene dos ejes de 9.2 mm de largo, los cuales sirven como guías para los resortes (Fig. 5.25) y se deberán alinear sobre las cuñas de la leva de forma que no interfieran con los seguidores, así conforme el engrane móvil se aproxime a la leva, comprimirá a los resortes contra el plato (Fig. 5.26). Dadas las dimensiones del arreglo se tendrá una precompresión de 0.4 mm.

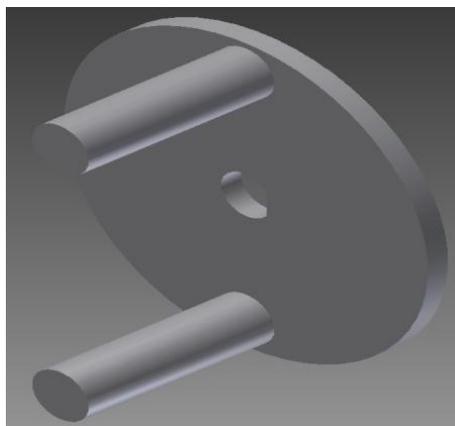


Fig. 5.25 Plato porta resortes

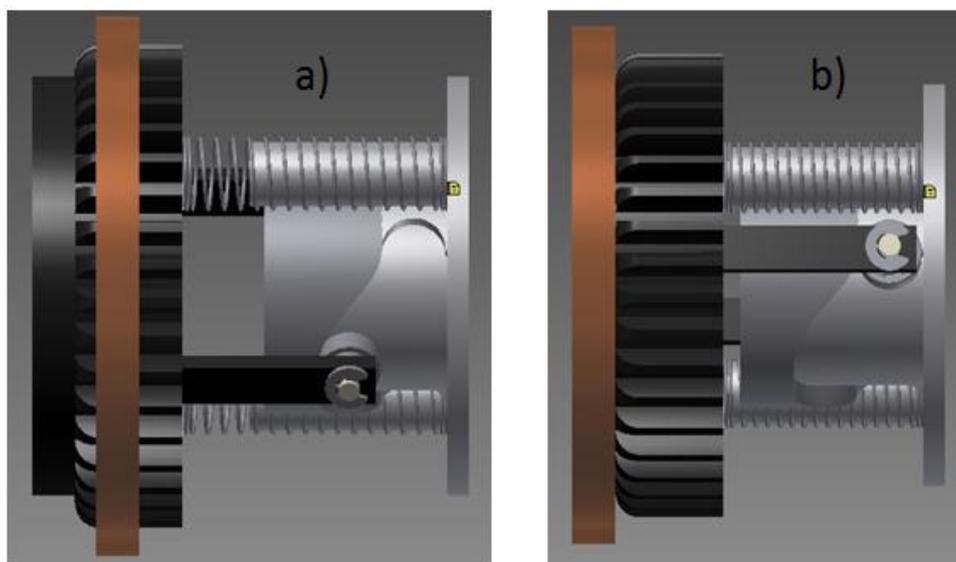


Fig. 5.26 Montaje de los resortes. a) En bloqueo b) En conducción

5.3.5 Cálculo de los parámetros de la leva cilíndrica

Con los resortes ya definidos es posible calcular los parámetros de la leva cilíndrica, tales como velocidad, aceleración, jerk, ángulo de presión, fuerzas, pares y presiones de contacto.

Se inicia calculando la velocidad, aceleración y jerk, éstos parámetros dependen solo del perfil de la leva, el cual corresponde a un doble armónico y una línea recta; sin embargo, en los segmentos de recta no existe cambio en la posición del seguidor de modo que el cálculo en esa región no es necesario, así los parámetros se pueden calcular usando las Ec. 5.32 aEc. 5.40.

$$z_i = (\varphi_i - l_0)/dl \quad \text{Ec. 5.32}$$

Donde:

z_i = Posición relativa sobre el segmento
 φ_i = Ángulo de rotación de la leva
 l_0 = Posición angular de inicio del segmento
 $dl = l - l_0$ = Longitud del segmento

$$y_i = dh \cdot f_y(z) \quad \text{Ec. 5.33}$$

Donde:

y_i = Elevación del perfil
 dh = Elevación máxima del segmento
 $f_y(z)$ = Función de posición para el doble armónico

$$v_i = \frac{dh}{1000} \cdot \frac{360\omega}{dl} \cdot f_v(z) \quad \text{Ec. 5.34}$$

Donde:

v_i = Velocidad del seguidor
 ω = Velocidad angular
 $f_v(z)$ = Función de velocidad para el doble armónico

$$a_i = \frac{dh}{1000} \cdot \left(\frac{360\omega}{dl}\right)^2 \cdot f_a(z) \quad \text{Ec. 5.35}$$

Donde:

a_i = Aceleración del seguidor
 $f_a(z)$ = Función de aceleración para el doble armónico

$$j_i = \frac{dh}{1000} \cdot \left(\frac{360\omega}{dl}\right)^3 \cdot f_j(z) \quad \text{Ec. 5.36}$$

Donde:

j_i = Jerk
 $f_j(z)$ = Función del jerk para el doble armónico

$$f_{y1}(z) = \cos(0.5\pi(1-z))^4 \quad \text{Ec. 5.37}$$

$$f_{y2}(z) = 1 - \cos(0.5\pi z)^4$$

Donde:

$f_{y1}(z)$ = Se usa en un segmento de descenso

$f_{y2}(z)$ = Se usa en un segmento de ascenso

$$f_{v1}(z) = \pi(0.5 \sin(\pi z) - 0.25 \sin(2\pi z)) \quad \text{Ec. 5.38}$$

$$f_{v2}(z) = \pi(0.5 \sin(\pi z) + 0.25 \sin(2\pi z))$$

Donde:

$f_{v1}(z)$ = Se usa en un segmento de descenso

$f_{v2}(z)$ = Se usa en un segmento de ascenso

$$f_{a1}(z) = 0.5\pi^2(\cos(\pi z) - \cos(2\pi z)) \quad \text{Ec. 5.39}$$

$$f_{a2}(z) = 0.5\pi^2(\cos(\pi z) + \cos(2\pi z))$$

Donde:

$f_{a1}(z)$ = Se usa en un segmento de descenso

$f_{a2}(z)$ = Se usa en un segmento de ascenso

$$f_{j1}(z) = \pi^3(-0.5 \sin(\pi z) + \sin(2\pi z)) \quad \text{Ec. 5.40}$$

$$f_{j2}(z) = -\pi^3(0.5 \sin(\pi z) + \sin(2\pi z))$$

Donde:

$f_{j1}(z)$ = Se usa en un segmento de descenso

$f_{j2}(z)$ = Se usa en un segmento de ascenso

Se calculan los parámetros para cada posición entre 10° y 80° (ascenso) solamente y entre 100° y 170° (descenso), ya que en el resto de los segmentos definidos por un doble armónico los resultados serán los mismos. En el ANEXO B se pueden consultar los resultados del cálculo para una velocidad angular de 200 rpm.

Con los valores de aceleración, constante del resorte y precompresión del resorte, se calculan las fuerzas aplicadas con la Ec. 5.41.

$$F_i = F_{ext} + ma_i + ky_i \quad \text{Ec. 5.41}$$

Donde:

F_i = Fuerzas sobre la leva

F_{ext} = Fuerzas externas (precompresión) = 0.024 N

m = masa del engrane móvil = 1.1 gr

k = Constante del resorte = 0.06 N/mm

Con el valor de la fuerza y el ángulo de presión es posible calcular la fuerza normal que existe entre la leva y el rodamiento, por medio de la Ec. 5.42.

$$F_{ni} = F_i / \cos(\gamma_i) \quad \text{Ec. 5.42}$$

Donde:

F_{ni} = Fuerzas normales sobre la leva
 γ_i = Ángulo de presión

Los pares que tendría que ejercer la leva para realizar el movimiento se pueden calcular usando la Ec. 5.43.

$$T_i = F_i r_i \tan(\gamma_i) \quad \text{Ec. 5.43}$$

Donde:

T_i = Pares aplicados
 r_i = Radio de la leva

Finalmente los esfuerzos debidos al contacto pueden calcularse con la Ec. 5.44.

$$P_i = \sqrt{\frac{\frac{F_{ni}}{\pi b} \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_s} \right)}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}}} \quad \text{Ec. 5.44}$$

Donde:

P_i = Esfuerzos debidos al contacto
 r_i = Radio de la leva
 r_s = Radio del seguidor
 $E_{1,2}$ = Módulo de Young de los materiales
 $\nu_{1,2}$ = Coeficientes de Poisson de los materiales

Los valores máximos¹² obtenidos se presentan en la tabla. Es posible observar que los pares necesarios para realizar el movimiento del seguidor son pequeños y pueden realizarse con actuadores de bajo par de salida, aunado a esto las presiones de contacto no se elevan demasiado, incluso en el punto máximo.

Parámetro	Valor
Velocidad	0.105 m/s
Aceleración	8.71 m/s ²
Jerk	641 m/s ³
Fuerza aplicada	0.204 N
Fuerzas normal	0.204 N
Par	0.001 Nm
Esfuerzo	35.614 MPa

Tabla 5.11 Valores máximos de los parámetros de la leva

¹² El resto de los valores se pueden consultar en el ANEXO B

5.4 Diseño de los ejes

El mecanismo involucra dos ejes, uno de entrada (acoplado al actuador) y uno de salida (acoplado al mecanismo de posicionamiento del dedo), sobre el primero se montan la leva y el plato, y sobre el segundo la corona (ambos se proponen de acero).

Para determinar el diámetro de los ejes se usó el modelo a torsión del eje (Ec. 5.45)

$$\tau_{max} = T \rho / J \quad \text{Ec. 5.45}$$

Donde:

$$\tau_{max} = \text{Cortante máximo admisible} = 103.5 \text{ MPa}$$

$$T = \text{Par aplicado} = 1 \text{ Nm}$$

$$\rho = \text{Distancia al punto más alejado del eje}$$

$$J = \text{Momento polar de inercia} = \pi r^4 / 2$$

De la ecuación se despeja el radio, y sustituyendo valores se obtienen los radios para el eje de salida (Ec. 5.46) y el de entrada (Ec. 5.47).

$$r = \sqrt[3]{\frac{2 T}{\tau_{max} \pi}} = 1.72 \text{ mm} \quad \text{Ec. 5.46}$$

Donde:

$$\tau_{max} = \text{Cortante máximo admisible} = 125 \text{ MPa}$$

$$T = \text{Par aplicado} = 1 \text{ Nm}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{2 T}{\tau_{max} \pi}} = 0.79 \text{ mm} \quad \text{Ec. 5.47}$$

Donde:

$$\tau_{max} = \text{Cortante máximo admisible} = 125 \text{ MPa}$$

$$T = \text{Par aplicado} = 0.1 \text{ Nm}$$

Los diámetros elegidos para los ejes fueron los mostrados en la Tabla 5.12. El par aplicado al eje de entrada corresponde a la fuerza máxima que soportan los seguidores y el radio medio de contacto entre la leva y el rodamiento (5 mm).

Eje	Diámetro (mm)
Entrada	2.5
Salida	4

Tabla 5.12 Diámetros de los ejes

La forma de montaje por la que se optó fue hacer un corte sobre los ejes de tal forma que exista una cara plana en el eje (Fig. 5.27) de igual forma el barreno del engrane, la leva y el plato se hacen semicirculares dejando una cara plana de las mismas dimensiones que las de los ejes, de forma que al girar el eje éstos giren también (Fig.

5.27), además el escalón dejado en el eje por el corte permite mantener la posición de lo que se monte a lo largo de éste.

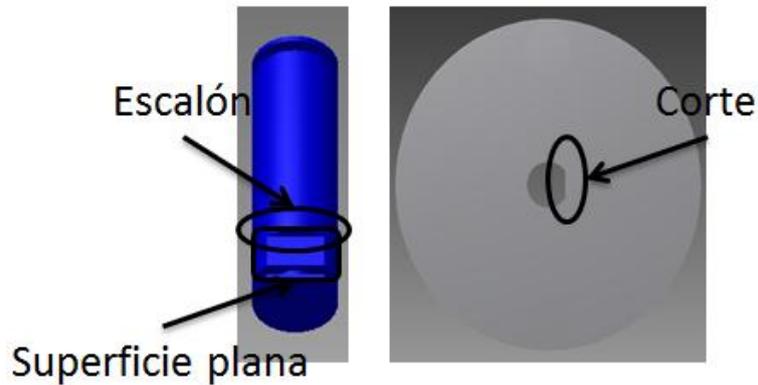


Fig. 5.27 Ejemplo del corte

Al eje de salida sólo se monta la corona, para realizar el montaje se hace el corte (de 3 mm) (Fig. 5.29 a), colocando la corona contra el escalón y un seguro tipo "E" en el extremo opuesto (Fig. 5.29).

El diámetro del eje de salida es de 4 mm y la longitud¹³ de 15.5 mm.

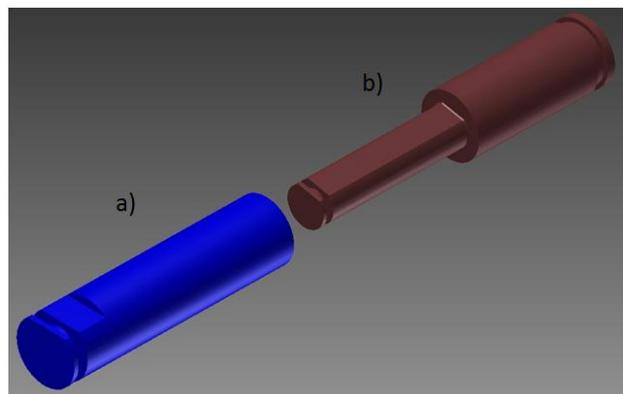


Fig. 5.28 Vista isométrica de los ejes. a) Eje de salida b) Eje de entrada

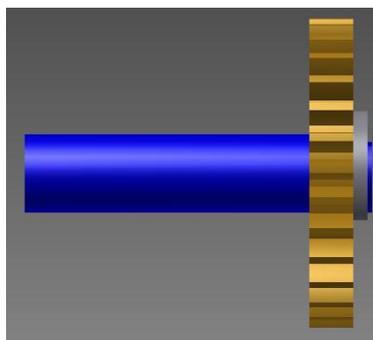


Fig. 5.29 Montaje de la corona sobre el eje de salida

¹³ La longitud puede variar el mínimo necesario es de 8.9 mm con 1 mm fuera de la carcasa para el acople

El eje de entrada tiene dos secciones, la primera con un diámetro de 2.5 mm sobre el cual se realiza el corte y se montan la leva y el plato de los resortes, ésta sección del eje tiene una longitud de 10.3 mm, la segunda sección tiene un diámetro de 4 mm y longitud¹⁴ de 9.6 mm (Fig. 5.28 b). El cambio de diámetro es para generar un escalón que de mayor soporte al plato contra las cargas debidas a la compresión de los resortes (Fig. 5.30).

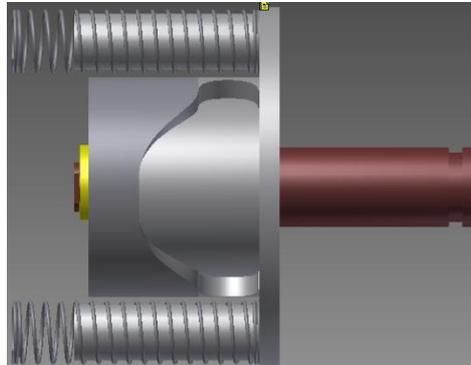


Fig. 5.30 Montaje de la leva y el plato sobre el eje de entrada

El corte hecho a los ejes se puede observar en la Fig. 5.31.

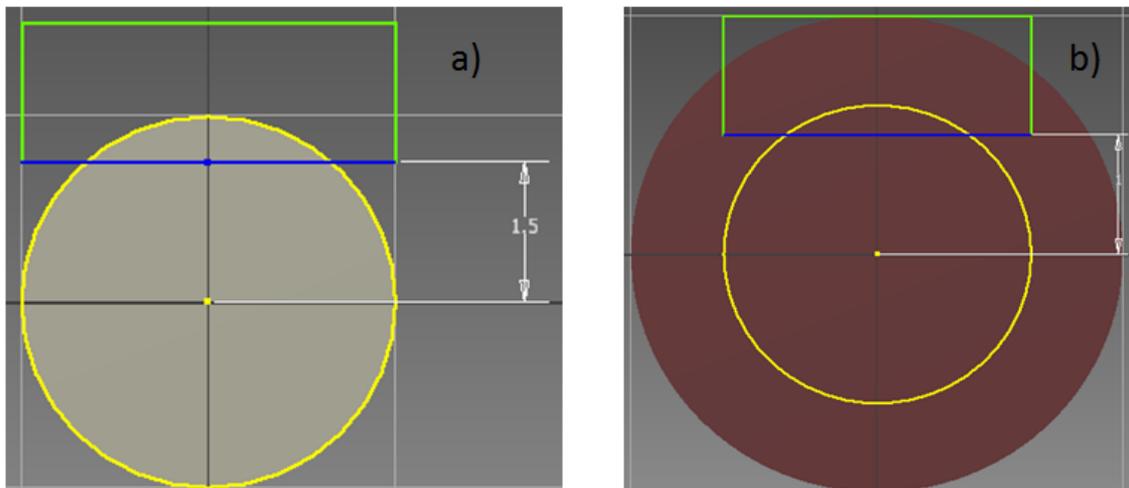


Fig. 5.31 Corte. a) Eje de salida b) Eje de entrada

5.5 Diseño de la carcasa

Finalmente se llevó a cabo el diseño de una carcasa para el mecanismo, la cual se comprende de dos partes, una de entrada la cual abarca del eje entrada hasta el anular, y una parte de salida la cual comprende del eje de salida al anular.

¹⁴ La longitud puede variar el mínimo necesario es de 6.1 mm con 1 mm fuera de la carcasa para el acople

Ambas partes de la carcasa incluyen un alojamiento para un rodamiento abierto NSK 694 [71], estos rodamientos se incluyen para evitar que los ejes se traben al transmitirse el movimiento. Ambos rodamientos tienen un diámetro interno de 11 mm y ancho de 4 mm [71]. El montaje de éstos rodamientos será por ajuste de interferencia respecto a los ejes y alojamientos (ANEXO C) y tendrán una separación de 0.1 mm respecto a la corona y el plato respectivamente.

La parte de salida de la carcasa incluye al anular y tiene un diámetro de 24 mm, 12.1 mm de longitud y 2 mm de espesor (excepto en la tapa lateral donde es de 1 mm) (Fig. 5.32).

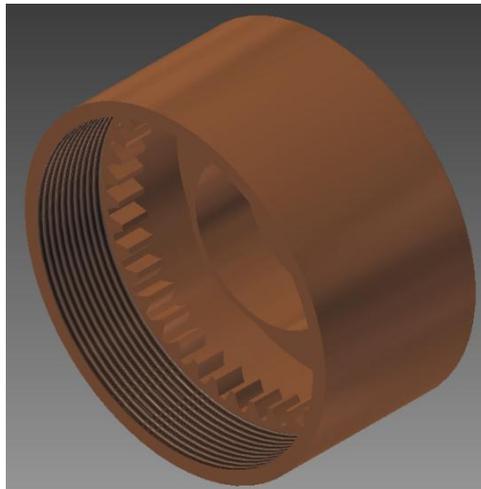


Fig. 5.32 Parte de salida de la carcasa

La parte de entrada de la carcasa tiene un diámetro de 24 mm, 19.4 mm de longitud y 2 mm de espesor (excepto en la tapa lateral donde es de 1 mm) (Fig. 5.33).

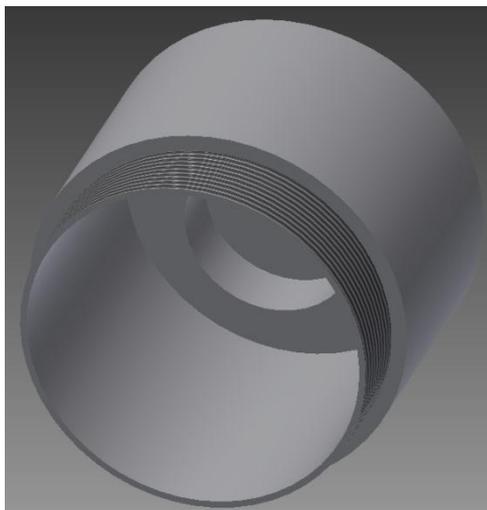


Fig. 5.33 Parte de entrada de la carcasa

Los dos alojamientos para los rodamientos tienen un diámetro de 11 mm, longitud de 4 mm y espesor de 1mm. La unión de las dos partes de la carcasa se hará por medio de una rosca M24X0.5 de 5 mm de longitud.

5.6 Ensamble del mecanismo

El ensamble del mecanismo de bloqueo se muestra en la Fig. 5.34, se propone una lubricación con grasa previo cierre de la carcasa.

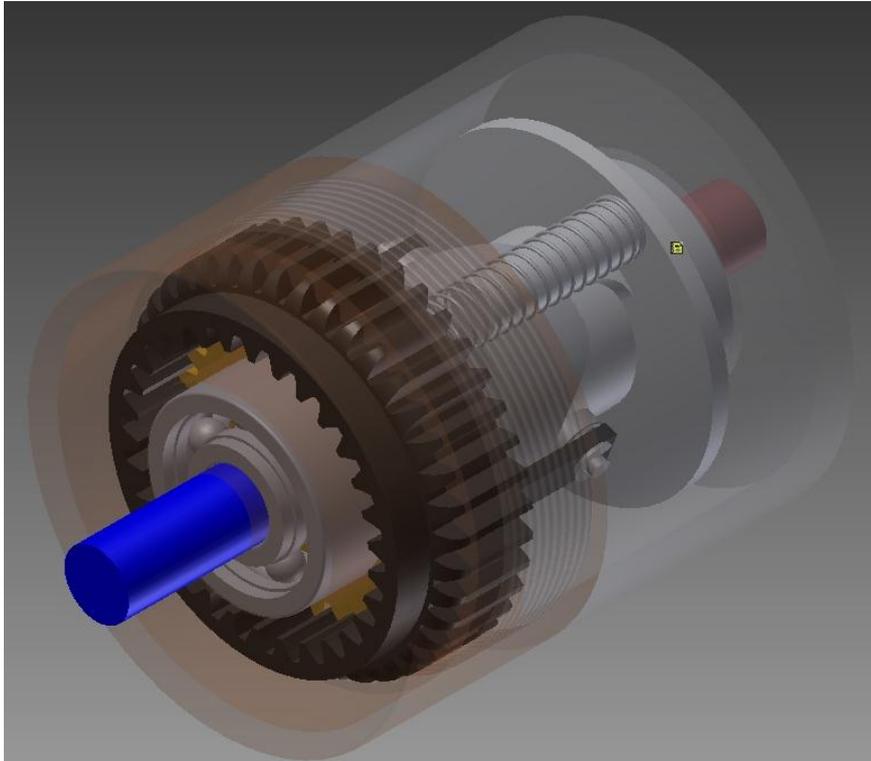


Fig. 5.34 Mecanismo de bloqueo para dedo de mano protésica

El mecanismo resultante tiene dimensiones de 24 mm de diámetro y longitud de 27.5 mm, las cuales quedan dentro de las especificaciones objetivo y muy cerca de los valores ideales. El volumen¹⁵ del mecanismo es de 20.73 mm³ también está dentro del objetivo. El peso aproximado es de 12.75 gr.

El tiempo de destraba es de 0.075 s (con velocidad de entrada de 200 rpm), el tiempo de traba no está definido. El juego mecánico de 4.5° (0.78 mm) está dentro del valor ideal. En cuanto al número de piezas, quedó fuera del objetivo al tener 20 piezas en total.

Los valores de par de retención y capacidad de carga se cumplen también. En el capítulo 6 se definen los valores finales para éstas especificaciones.

¹⁵ Volumen del cilindro definido por la carcasa

6 VALIDACIÓN

Una vez concluida la etapa del diseño detallado, se realizó la validación computacional del mecanismo desarrollado. Los resultados obtenidos de esta validación se presentan a continuación.

6.1 Engranajes

Para comprobar que los engranes propuestos para el mecanismo de bloqueo soportan las cargas a las que serán sometidos se realizó un análisis por elementos finitos del arreglo de engranes. Dado que el objetivo de este estudio era comprobar la resistencia de los dientes de los engranes, no se modelan el resto de los componentes del mecanismo (Fig. 6.1).

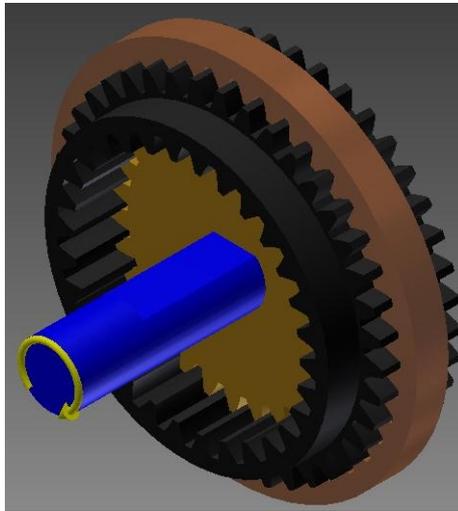


Fig. 6.1 Modelo para la validación de los engranes

La carga aplicada es un par de 1 Nm sobre el eje de salida, y la cara exterior del anular se mantiene fija. Usando el modelo de la Fig. 6.1 se realizaron dos estudios, el primero enfocado a la corona y los dientes internos del engrane móvil y el segundo al anular y los dientes externos del engrane móvil. Se decidió realizar dos estudios, ya que se realizaron refinados locales de malla sobre un diente de cada engrane, y realizar los estudios de forma separada permite disminuir los tiempos de cómputo.

Los resultados del estudio realizado para la corona y los dientes internos del engrane móvil se muestran en las figuras 6.2 a 6.4.

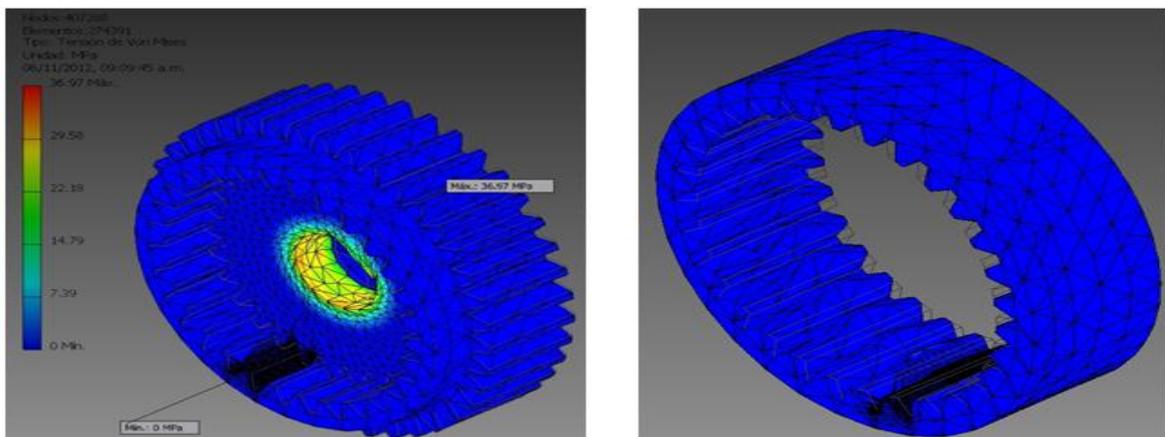


Fig. 6.2 Resultados del estudio para la corona

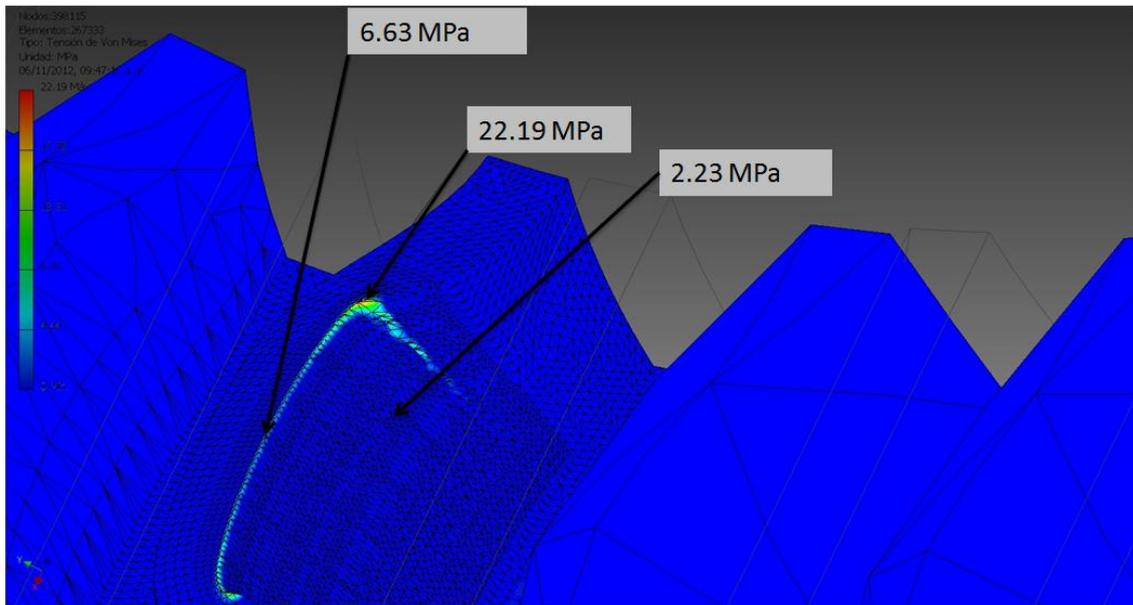


Fig. 6.3 Detalle de un diente interno del engrane móvil

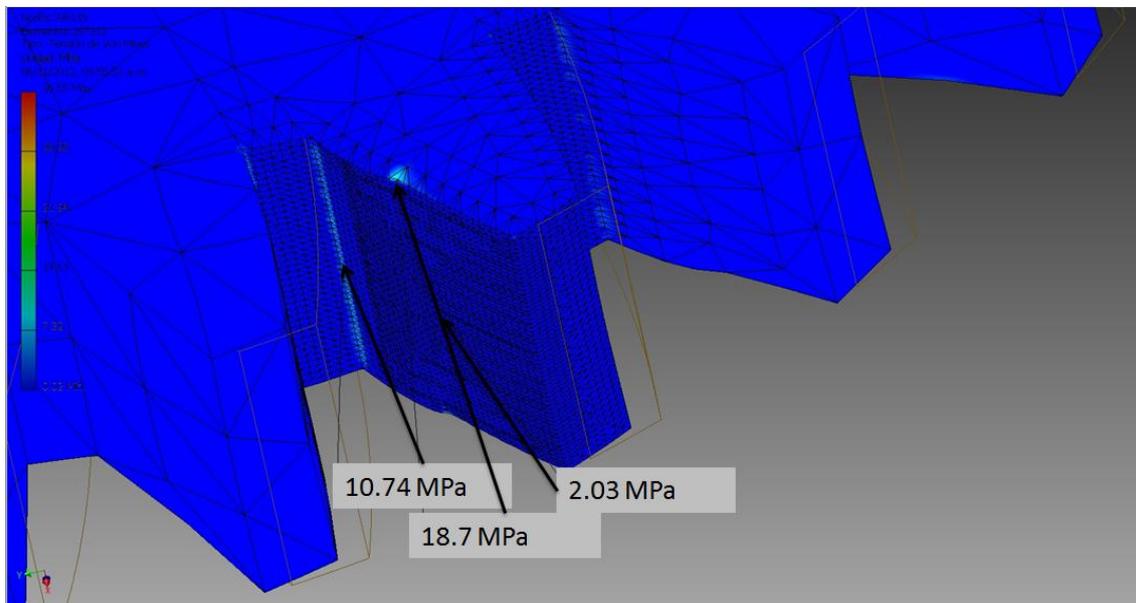


Fig. 6.4 Detalle de un diente de la corona

En las imágenes de los resultados del primer estudio, podemos observar que las zonas de concentración de esfuerzo, son aquellas en las que contacta los bordes del diente de la corona, sobre el diente interno del engrane móvil. Los resultados del estudio realizado para el anular y los dientes externos del engrane móvil se muestran en las figuras 6.5 a 6.7.

Los resultados obtenidos de los estudios se condensan en la Tabla 6.1. Es posible observar que los valores de esfuerzo no superan el límite en cedencia del material que es de $\sigma_y = 40 \text{ MPa}$, más aún dada la condición de contacto entre los dientes el esfuerzo en punto de cedencia se considera $2.5 \sigma_y$ [74] [75]. Los resultados muestran que el arreglo de engranes será capaz de mantener el bloqueo ante pares de 1 Nm, y que incluso soportarían cargas mayores. Con el fin de definir cual es la carga máxima

que soportarían los engranes en posición de bloqueo, se realizaron nuevos estudios obteniendo los resultados mostrados en la Tabla 6.1.

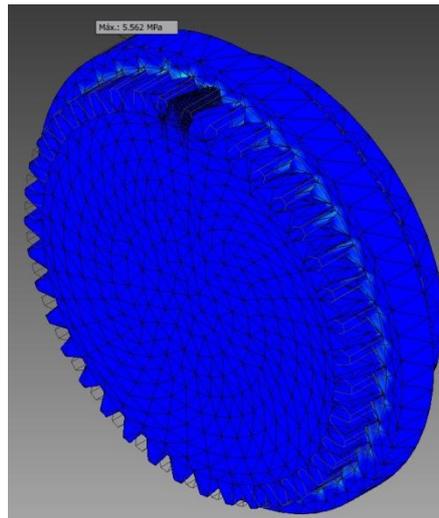


Fig. 6.5 Resultado estudio anular-engrane móvil

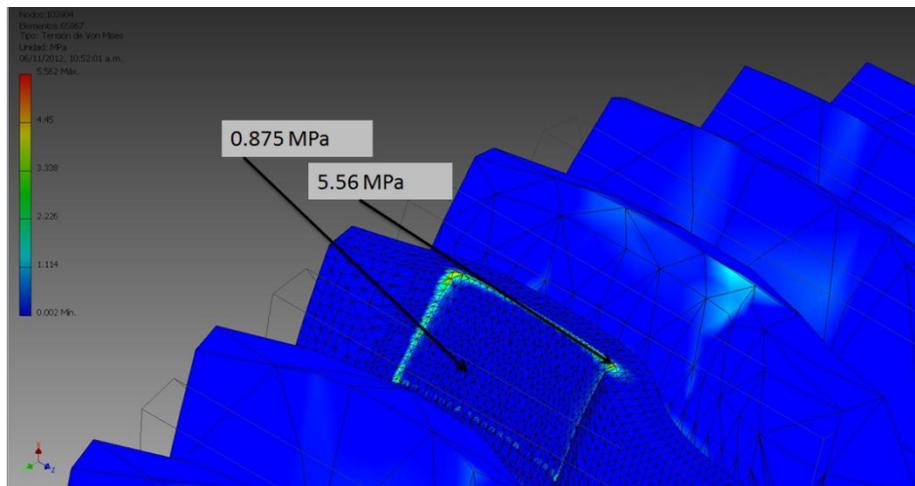


Fig. 6.6 Detalle de un diente externo del engrane móvil

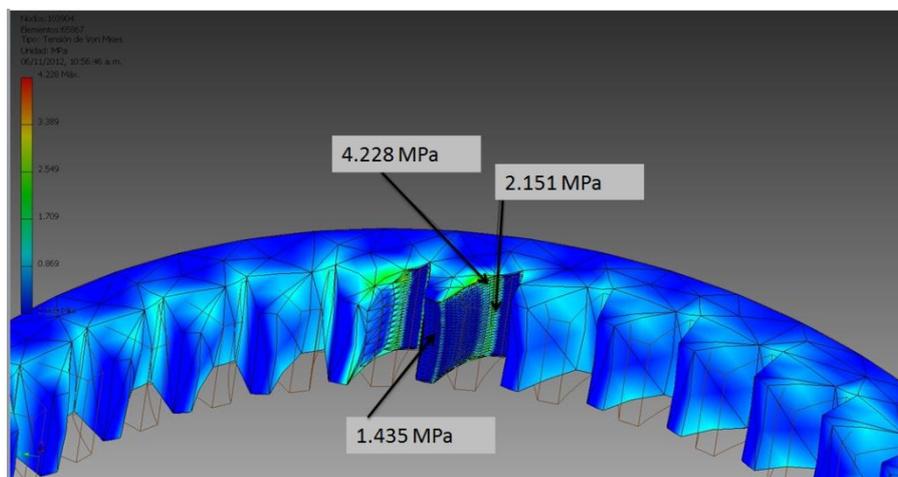


Fig. 6.7 Detalle de un diente del anular

Estudio	Par aplicado (Nm)	Esfuerzo máximo equivalente de Von Mises (MPa)	Presión de contacto (MPa)
Corona-Móvil	1	22.19	24.22
Anular-Móvil	1	5.12	11.29
Corona-Móvil	4	50.74	88.88
Anular-Móvil	4	20.45	45.14

Tabla 6.1 Resultados de los estudios de validación de los engranes

Con base en los resultados de los estudios se establece que el máximo par que soportarían los engranes sería de 4 Nm, el cual es un valor superior al objetivo de 1 Nm (el factor de seguridad mínimo con la carga de 1 Nm es de 2).

6.2 Ejes

En la sección 5.4 se modelaron los ejes a torsión para determinar los diámetros que estos tendrían, sin embargo en ese cálculo no se contempló la presión de contacto que existirá entre el eje de salida y la corona, o el eje de entrada y la leva, por ello fueron realizados estudios computacionales de los ejes, principalmente el de salida, el cual es sometido a mayores cargas.

Para el estudio del eje de salida se utilizó el modelo empleado para los estudios de los engranes, la diferencia fue que el punto de interés (donde se refinó la malla) se centra en la zona de contacto entre el eje y la corona. Inicialmente el estudio se realizó con un par aplicado de 1 Nm, para comprobar que el eje estuviera dentro de especificación, para posteriormente buscar el valor máximo de operación, los resultados del estudio se muestran en la Tabla 6.2 Resultados de los estudios de los ejes

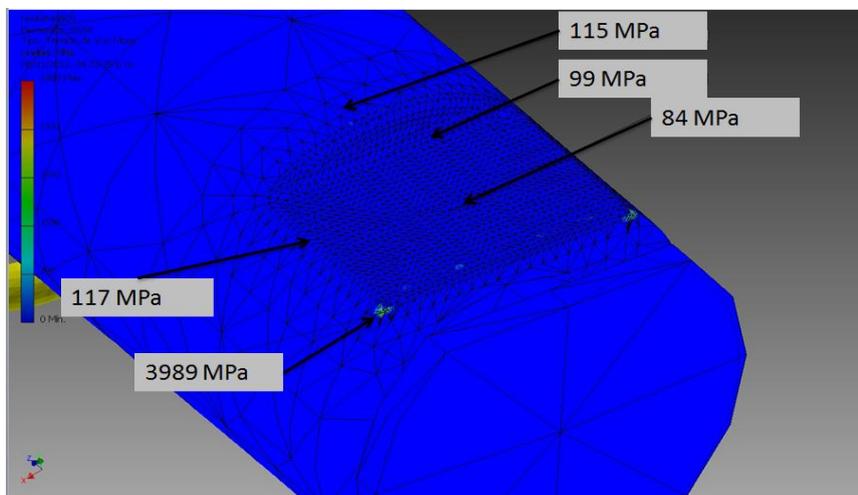


Fig. 6.8 Esfuerzos en el eje de salida (1 Nm)

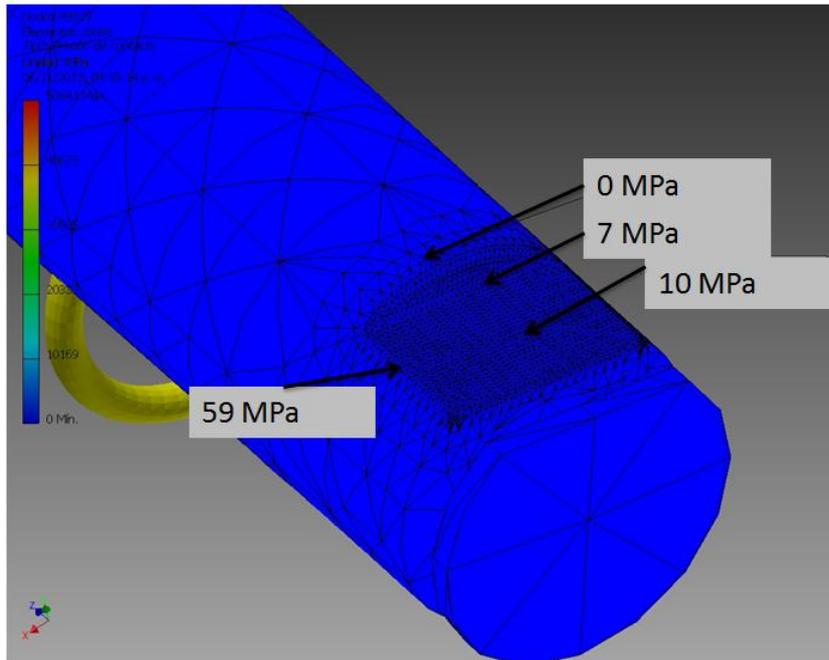


Fig. 6.9 Presiones de contacto en el eje de salida (1 Nm)

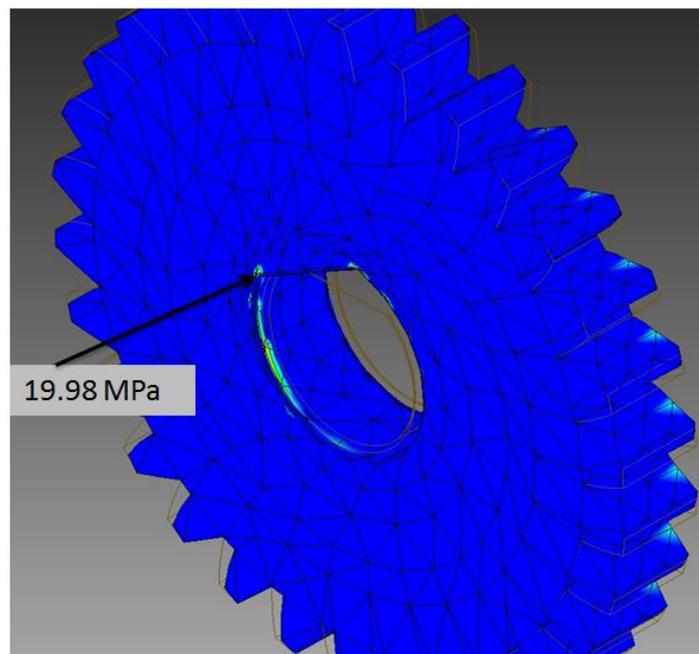


Fig. 6.10 Presión de contacto máxima en la corona (1 Nm)

Eje	Par aplicado (Nm)	Esfuerzo máximo equivalente de Von Mises (MPa)	Presión de contacto (MPa)
Salida	1	117	59
Salida	1.5	196	210.46
Entrada	0.1	247.3	212.7

Tabla 6.2 Resultados de los estudios de los ejes

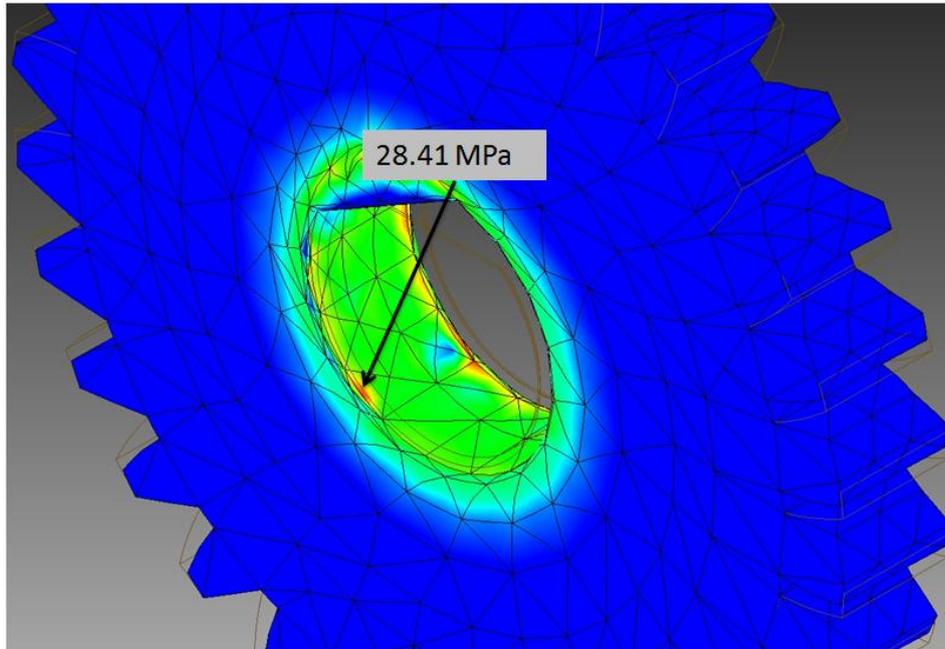


Fig. 6.11 Esfuerzos en la corona (1 Nm)

El resultado obtenido de los estudios es favorable, a excepción de pequeños puntos de concentración de esfuerzo (Fig. 6.8), pero el resto del eje se mantiene dentro del límite de cedencia de los materiales. El máximo para soportado en la interfaz entre el eje de salida y la corona es de 1.5 Nm, las figuras 6.12 y 6.13 muestran resultados de este estudio.

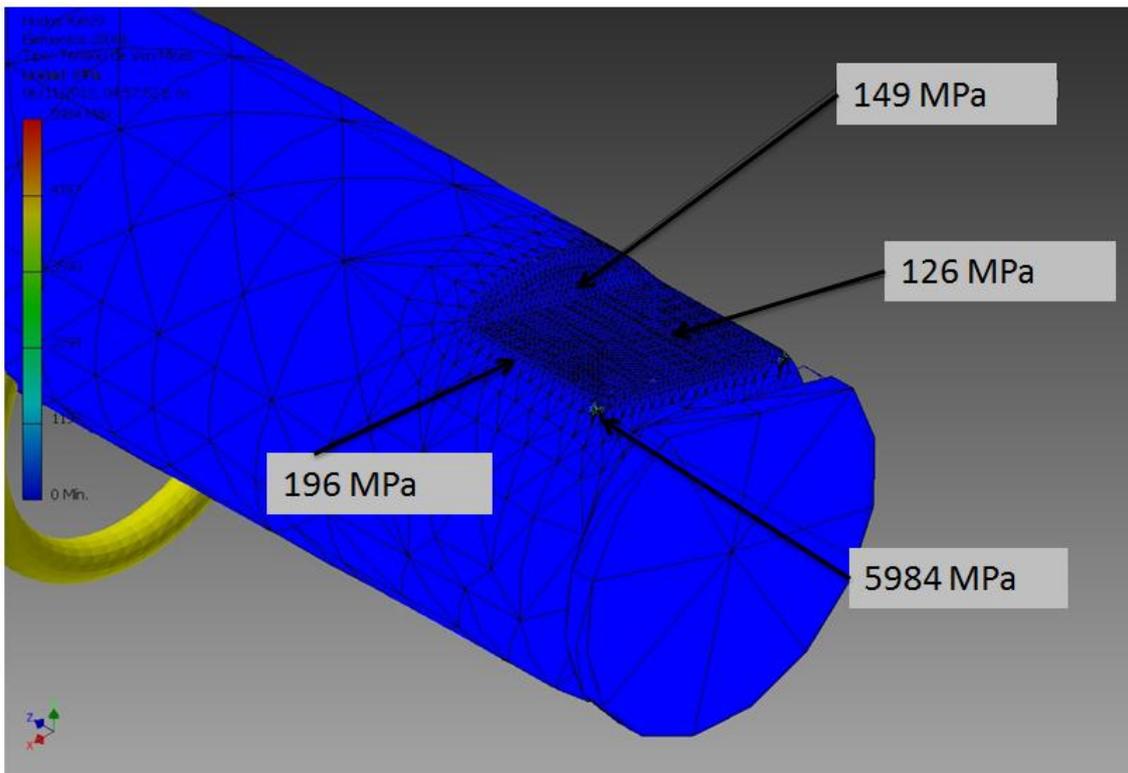


Fig. 6.12 Esfuerzos en el eje de salida (1.5 Nm)

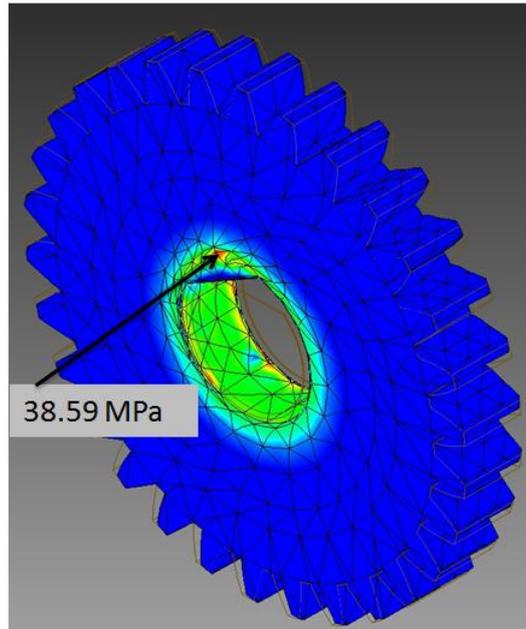


Fig. 6.13 Esfuerzos en la corona (1.5 Nm)

El eje de salida cumple con la especificación objetivo planteada y soportaría pares de hasta 1.5 Nm, sin embargo los engranes soportan cargas aún mayores, para lograr una mayor resistencia del eje de salida el diámetro de este debería ser mayor, así como el ancho de la corona o materiales diferentes, estos cambios permitirían que el mecanismo de bloqueo soportara mayores cargas¹⁶.

El eje de entrada como ya se ha mencionado no es sometido a cargas tan elevadas como las del eje de salida, por ello este eje se propuso de menor diámetro. En el cálculo del diámetro de los ejes (Secc. 5.4) se consideró un par aplicado de 0.1 Nm, al ser un par bastante elevado respecto al que pudiera aplicar un actuador¹⁷ al eje, por eso el estudio aquí presentado se enfoca sólo a comprobar que el eje de entrada soporte el par de 0.1 Nm. Las figuras 6.15 a 6.20 muestran resultados del estudio del eje de entrada (la cara visible de la leva se fija para realizar la simulación (Fig. 6.14)).

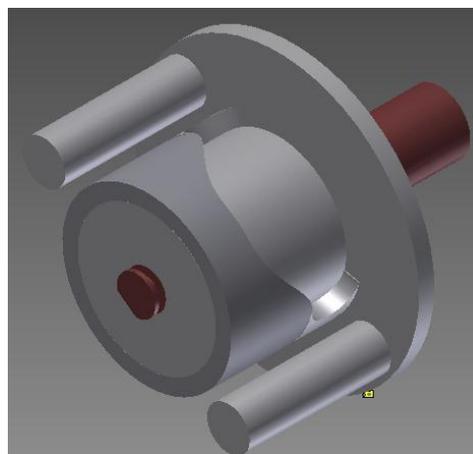


Fig. 6.14 Modelo usado para el estudio del eje de entrada

¹⁶ No se presentan cálculos, ni estudios con el eje o la corona modificados

¹⁷ Considerando actuadores aptos para ser usados en una mano protésica

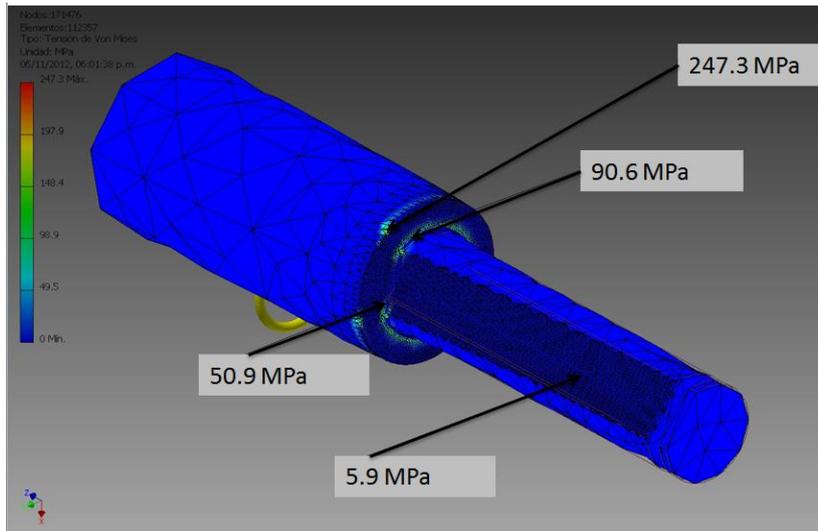


Fig. 6.15 Esfuerzos en el eje de entrada

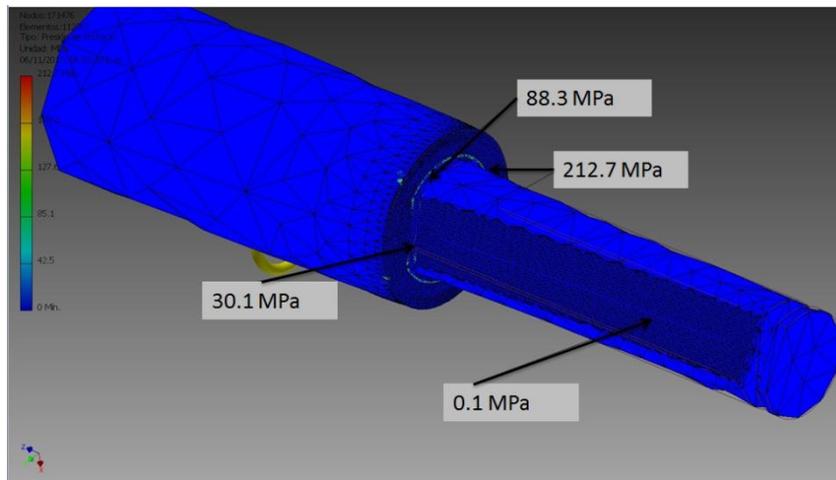


Fig. 6.16 Presiones de contacto en el eje de salida

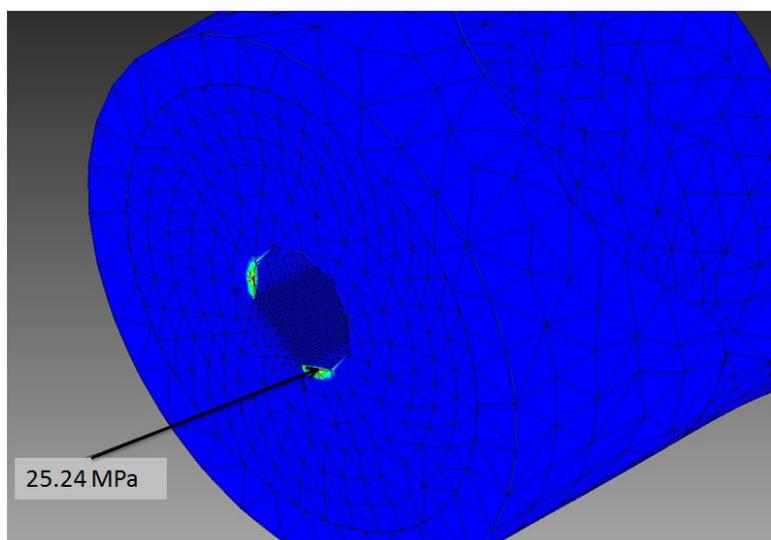


Fig. 6.17 Presiones de contacto en la leva

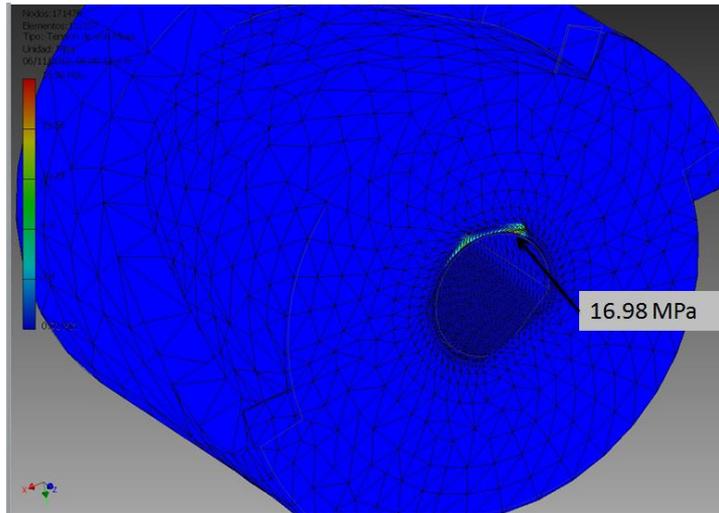


Fig. 6.18 Esfuerzos en la leva

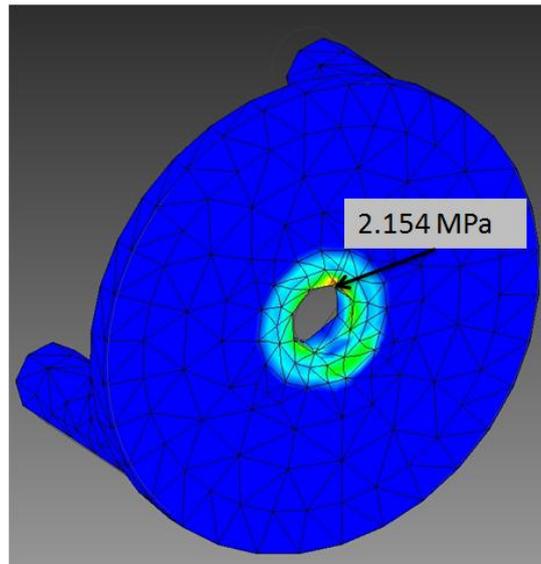


Fig. 6.19 Esfuerzos en el portaresortes

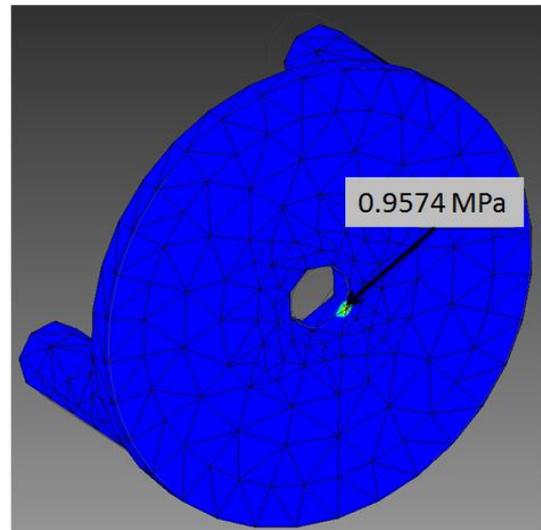


Fig. 6.20 Presiones de contacto en el portaresortes

El eje de entrada soporta un par aplicado de máximo 0.1 Nm. En los estudios de los ejes aquí mostrados no se incluyen los seguros, ya que las cargas axiales son nulas para el caso del eje de salida y el eje de entrada soportaría una carga axial debida a la acción de los resortes y al engrane móvil (durante el accionamiento de la leva), pero la consideración de estas fuerzas axiales se hace en la siguiente sección (Secc. 6.3).

6.3 Leva y seguidores

El cálculo de los parámetros, incluyendo los esfuerzos debidos al contacto (presiones de contacto) de la leva se desarrolló en la sección 5.3.5, donde el esfuerzo máximo debido al contacto resultó de 37.61 MPa lo cuál está dentro del esfuerzo admisible de la leva que es de 100 MPa, por lo tanto no se realizó una simulación computacional de la leva.

En el caso de los seguidores el cálculo de esfuerzos fue realizado para una carga de 20 N; la cual se derivó del máximo par de entrada 0.1 Nm, dicho cálculo arrojó que los seguidores soportarán estas cargas.

Finalmente los rodamientos que se acoplaron a los seguidores, siendo congruentes y considerando que la fuerza considerada para los seguidores de 20 N se transmite también a los rodamientos, estos últimos podrían soportarla dado que según el fabricante la carga radial máxima que soportan es de 23 N y 4200 MPa en presión de contacto [71].

Los casos de carga no considerados aún para la leva y los seguidores son dos, uno el contacto entre la leva y los rodamientos durante la conducción, las fuerzas normales que actuarán sobre el plato portaresortes durante la operación del mecanismo. Para el primer caso se realizó un estudio, pero el segundo se despreció, dado que la máxima fuerza normal aplicada es 0.204 N y se supone no causará mayor contratiempo en el funcionamiento del mecanismo ni para el seguro que sujeta al eje, ya que este soporta cargas normales de hasta 30 N [72].

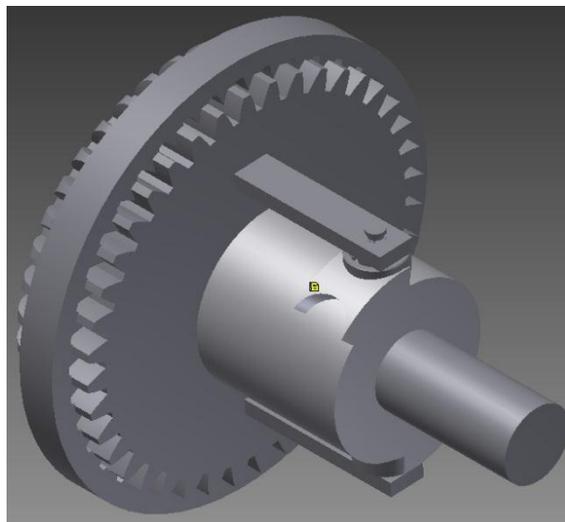


Fig. 6.21 Modelo utilizado para el estudio de conducción

Los resultados obtenidos comprueban que tanto la leva como los seguidores tendrán un buen funcionamiento con un par máximo de 0.1 Nm aplicado al eje de entrada. Las figuras 6.22 a 6.25 muestran resultados del estudio.

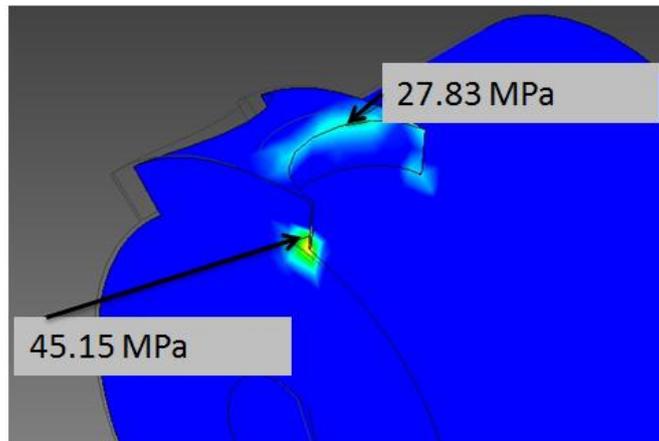


Fig. 6.22 Esfuerzos en la leva

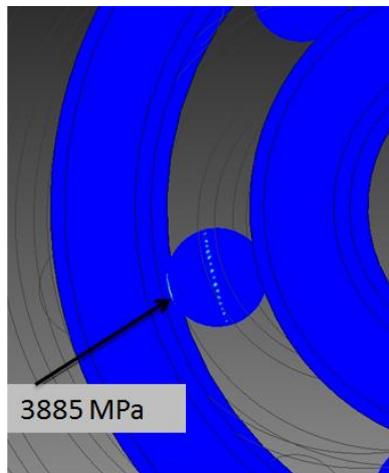


Fig. 6.23 Presión de contacto en el rodamiento

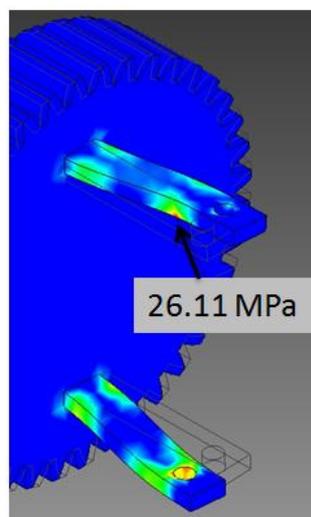


Fig. 6.24 Esfuerzos en los seguidores

6.4 Especificaciones finales

Después de haber desarrollado el diseño de detalle y la validación se pueden obtener las especificaciones finales del mecanismo y el subsistema de actuación, las cuales se muestran en la Tabla 6.3 y Tabla 6.4, donde también se comparan respecto a las especificaciones objetivo.

Algunas especificaciones como el tiempo de mantenimiento o el tiempo de vida útil aún no han sido determinadas.

Núm. De Métrica	Núm. De Requerimiento	Métrica	Unidades	Valor marginal	Valor ideal	Valor obtenido
1	2-7-8-11	Par de retención	N*m	>0.2	>1	1.5
2	7-8-11	Capacidad de carga	Kg	>0.8	>1.5	1.66 ¹⁸
3	9	Consumo de energía del mecanismo	mA/Hr	<100	0	0
4	1-5	Dimensiones del mecanismo (por lado)	Cm	< 5	< 2.5	2.4 x 2.75
5	5	Peso del mecanismo	gr	< 200	<100	12.75
6	2-3	Tiempo de vida útil	Años	> 5	> 7	-
7	6-10	Tiempo de mantenimiento	Min	< 80	< 40	-
8	2-3	Periodo de mantenimiento	Meses	>12	> 18	-
9	4-12	Cantidad de movimientos o señales para controlar el mecanismo	No.	< 5	< 2	1
10	1-5	Volumen del mecanismo	Cm ³	< 125	< 25	12.44
11	4-12	Tiempo de traba	s	< 0.3	< 0.1	-
12	4-12	Tiempo de destraba	s	<0.3	< 0.1	0.075
13	2-3	Esfuerzo en cedencia	MPa	> 50	>100	40 250
14	13	Bidirección	Binaria	Sí	Sí	Sí
15	6-14	Número de piezas	No.	< 15	<10	21
16	15	Juego mecánico	mm	< 1.2	<0.8	0.78

Tabla 6.3 Especificaciones finales del mecanismo de bloqueo

¹⁸ Dato calculado considerando la carga sobre el extremo distal del dedo medio en extensión y la estatura promedio de un hombre mexicano (1.70 m)

Núm. De Métrica	Núm. De Requerimiento	Métrica	Unidades	Valor marginal	Valor ideal	Valor obtenido
1	9	Consumo de energía del subsistema	mA/Hr	<100	0	0
2	1-5	Dimensiones del subsistema (por lado)	Cm	< 5x5x3	< 3x3x1.5	1.2 x 1.85
3	5	Peso del subsistema	gr	< 100	<50	1.27
4	4-12	Cantidad de movimientos o señales para controlar el subsistema	No.	< 2	< 1	1
5	1-5	Volumen del subsistema	Cm ³	< 8	< 3.37	1.04
6	4-12	Tiempo de traba	s	< 0.3	< 0.1	-
7	4-12	Tiempo de destraba	s	< 0.3	< 0.1	0.075
8	13	Bidirección	Binaria	Sí	Sí	Sí
9	6-14	Número de piezas	No.	< 10	<5	10
10	15	Juego mecánico	mm	< 1.2	<0.8	0.78

Tabla 6.4 Especificaciones finales del subsistema de actuación

7 RESULTADOS, **CONCLUSIONES Y** **TRABAJO A** **FUTURO**

7.1 Resultados

Como resultado de este trabajo se obtuvo el diseño de un mecanismo de bloqueo para dedo de una mano protésica, el cual cumple requerimientos tales como el poder realizar el bloqueo de la posición sin la necesidad de mantener un actuador trabajando, lo cual ayuda a disminuir el desgaste del actuador, por otra parte las dimensiones finales del mecanismo (Tabla 6.4) resultaron dentro del rango esperado, además estas dimensiones resultaron estar también dentro del rango de mecanismos con la misma aplicación (Secc. 4.1.1.2.2)

Otro resultado obtenido fue un par de retención elevado, el cual resulta ser mayor al de otros mecanismos similares. Respecto al peso final del mecanismo se puede considerar que este resulta ser adecuado para pensar en ser implementado en una prótesis, sin embargo sería relevante tratar de disminuirlo usando materiales o componentes distintos.

En cuanto a la implementación en una mano protésica se recomendaría su inclusión acoplado a cada uno de los actuadores que se empleen para posicionar los dedos.

Finalmente se logró la validación computacional de los componentes del mecanismo.

7.2 Conclusiones

El diseño de prótesis o mecanismos aplicados al área protésica resulta ser un reto interesante y complejo para el diseñador, ya que durante el proceso se debe lidiar con muchas restricciones como el peso y el espacio, lo cual trae como consecuencia concesiones de diseño inevitables, ya que por un lado se busca minimizar parámetros como el volumen o el peso de los mecanismos, y por otro lado es deseable maximizar parámetros tales como la fuerza o la resistencia. Para el diseño del mecanismo de bloqueo la concesión crucial se presentó entre las dimensiones y el peso, respecto al par de retención.

La parte del mecanismo de bloqueo que tomó más tiempo para ser diseñada fue el subsistema de actuación del engrane móvil, ya que desde el diseño conceptual representó un problema lograr que el mecanismo fuera bidireccional; además del retorno autónomo al finalizar la conducción, dos opciones de solución para el subsistema de actuación fuera descartadas cuando el diseño detallado de estas se había concluido, dado que no tenían el desempeño buscado.

Trabajar bajo condiciones de diseño tan restrictivas resalta la utilidad de adoptar una metodología estructurada de diseño que nos permita no perder de vista los objetivos a alcanzar, y que además defina un camino a seguir evitando así ser redundantes durante el proceso de diseño e iterar de forma más ágil cuando así se requiera. Otra ventaja de utilizar una metodología de diseño, es que permite una toma de decisiones de amplio espectro.

Realizar una búsqueda exhaustiva del estado del arte, y aplicaciones similares permitió enriquecer la generación de conceptos de solución, proceso que también resulta favorecido con el uso de diversas herramientas computacionales que en una etapa de desarrollo y selección de conceptos resultan de gran utilidad, así como para realizar una validación previa a la manufactura.

Finalmente se puede decir que el diseño de mecanismos para aplicaciones protésicas resulta una experiencia enriquecedora para el diseñador, ya que lo enfrenta a una constante toma de decisiones y rediseño de los elementos a emplear, lo que lleva a una evaluación a fondo de todas las consideraciones antes de plasmarlas en un diseño.

7.3 Trabajo a futuro

Como trabajo a futuro se plantea la construcción del mecanismo de bloqueo, para su prueba y posteriormente implementación en una mano protésica.

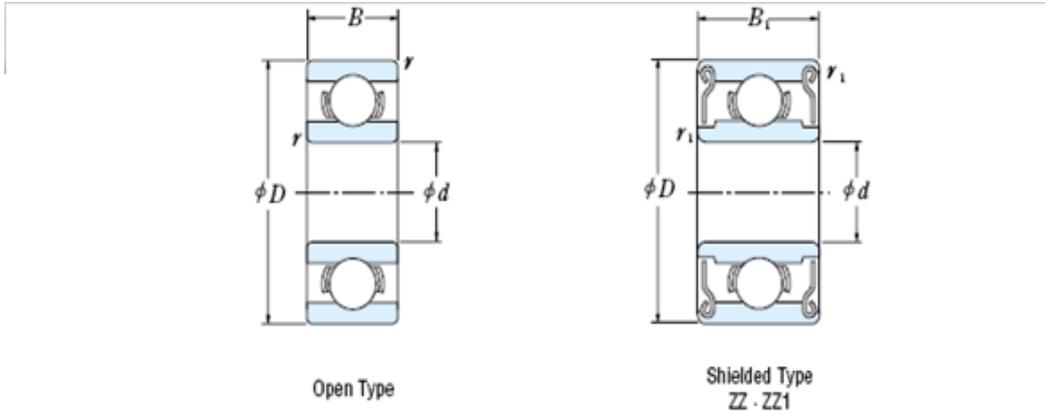
El rediseño del subsistema de actuación del engrane móvil se sugiere también como trabajo futuro, dado que es la parte más compleja, en cuanto a funcionamiento y manufactura y su optimización o cambio total podría arrojar muchos beneficios, como lograr un mecanismo más compacto y ligero, además de poder transmitir mayores pares al eje de salida.

También se sugiere buscar un modo de acoplamiento distinto para los ejes, a fin de evitar las concentraciones de esfuerzos en las superficies de contacto y las aristas del corte principalmente.

ANEXOS

ANEXO A

Rodamientos



d	Boundary Dimensions (mm)					Basic Load Ratings (N) (kgf)				Limiting Speeds (rpm)		Open
	D	B	B ₁	r ⁽¹⁾ min	r ₁ ⁽¹⁾ min	C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}	Grease Open Z · ZZ	Oil Open Z	
1	3	1	—	0.05	—	80	23	8	2.5	130 000	150 000	681
	3	1.5	—	0.05	—	80	23	8	2.5	130 000	150 000	MR 31
	4	1.6	—	0.1	—	138	35	14	3.5	100 000	120 000	691
1.2	4	1.8	2.5	0.1	0.1	138	35	14	3.5	110 000	130 000	MR 41 X
1.5	4	1.2	2	0.05	0.05	112	33	11	3.5	100 000	120 000	681 X
	5	2	2.6	0.15	0.15	237	69	24	7	85 000	100 000	691 X
	6	2.5	3	0.15	0.15	330	98	34	10	75 000	90 000	601 X
2	5	1.5	2.3	0.08	0.08	169	50	17	5	85 000	100 000	682
	5	2	2.5	0.1	0.1	187	58	19	6	85 000	100 000	MR 52 B
	6	2.3	3	0.15	0.15	330	98	34	10	75 000	90 000	692
2.5	6	2.5	2.5	0.15	0.15	330	98	34	10	75 000	90 000	MR 62
	7	2.5	3	0.15	0.15	385	127	39	13	63 000	75 000	MR 72
	7	2.8	3.5	0.15	0.15	385	127	39	13	63 000	75 000	602
2.5	6	1.8	2.6	0.08	0.08	208	74	21	7.5	71 000	80 000	682 X
	7	2.5	3.5	0.15	0.15	385	127	39	13	63 000	75 000	692 X
	8	2.5	—	0.2	—	560	179	57	18	60 000	67 000	MR 82 X
3	8	2.8	4	0.15	0.15	550	175	56	18	60 000	71 000	602 X
	6	2	2.5	0.1	0.1	208	74	21	7.5	71 000	80 000	MR 63
	7	2	3	0.1	0.1	390	130	40	13	63 000	75 000	683 A
3	8	2.5	—	0.15	—	560	179	57	18	60 000	67 000	MR 83
	8	3	4	0.15	0.15	560	179	57	18	60 000	67 000	693
	9	2.5	4	0.2	0.15	570	187	58	19	56 000	67 000	MR 93
3	9	3	5	0.15	0.15	570	187	58	19	56 000	67 000	603
	10	4	4	0.15	0.15	630	218	64	22	50 000	60 000	623
	13	5	5	0.2	0.2	1 300	485	133	49	40 000	48 000	633
4	7	2	—	0.1	—	310	115	32	12	60 000	67 000	MR 74
	7	—	2.5	—	0.1	255	107	26	11	60 000	71 000	—
	8	2	3	0.15	0.1	395	139	40	14	56 000	67 000	MR 84
4	9	2.5	4	(0.15)	(0.15)	640	225	65	23	53 000	63 000	684 A
	10	2	4	0.2	0.15	710	270	72	28	50 000	60 000	MR 104 B
	11	4	4	0.15	0.15	960	345	98	35	48 000	56 000	694
12	4	4	0.2	0.2	860	345	88	35	48 000	56 000	694	

Seguros tipo "E"

All dimensions in mm

Standard material - carbon spring steel.
Standard finish - phosphate and oil.

Sizes printed in blue are preferred sizes

D1500 *This size in Beryllium copper only

† Thrust load calculations see pages 9 & 10

SIZE CODE	B.S. Ref	Shaft (S)		Groove (G)				Circlip (F)				Tc† (N)	Tg† (N)	Applicator	BASE				
		S.	Tol.	G.	Tol.	W.	Tol.	n (min)	d Nom	t	Tol.					D1	C1	A	Tol.
0008	008MS	1.20	±0.20	0.8	+0.00	0.24	-0.04	0.4	0.20	0.20		1.95	2.25	0.58		63	30		
0012	012MS	1.70	±0.30	1.2	-0.04	0.34	+0.04	0.6	0.25	0.30		2.90	3.25	1.01		203	53	28	DR 1.2
0015	015MS	2.25		1.5		0.44		0.8	0.38	0.40		3.85	4.25	1.28		358	105	21A	DR 1.5
0019	019MS	2.75	±0.25	1.9	+0.00	0.54	-0.06	1.0	0.43	0.50		4.40	4.8	1.61		546	145	22	DR 1.9
0023	023MS	3.50		2.3		0.64		1.0	0.60	0.60		5.90	6.3	1.94		835	260	3C	DR 2.3
0032	032MS	4.50	±0.50	3.2		0.64	+0.05	1.0	0.65	0.60		8.80	7.3	2.70		1070	365	AM9	DR 2.7
0040	040MS	6.00		4.0	+0.00	0.74	-0.00	1.2	1.00	0.70		8.80	9.3	3.34		1670	745	23B	DR 4
0050	050MS	7.00	±1.00	5.0	-0.075	0.74		1.2	1.00	0.70		10.75	11.3	4.11		1950	870	7B	DR 5
0060	060MS	8.00		6.0		0.74		1.2	1.00	0.70		11.75	12.3	5.26		2220	995	24	DR 6
0070	070MS	9.50	±1.50	7.0		0.94		1.5	1.25	0.90		13.80	14.3	5.84		3400	1480	15	FR 7
0080	080MS	10.50		8.0	+0.00	1.05		1.8	1.25	1.00		15.60	16.3	6.52		4170	1630	AM20	FR 8
0090	090MS	12.00	±2.00	9.0	-0.09	1.15		2.0	1.50	1.10		18.20	18.8	7.63		5250	2240	25	FR 9
0100	100MS	13.00		10.0		1.25		2.0	1.50	1.20		19.65	20.4	8.32		6200	2430	26	FR 10
0120	120MS	15.50	±2.50	12.0	+0.00	1.35	+0.08	2.5	1.75	1.30		22.65	23.4	10.45		8010	3370	27	FR 12
0150	150MS	20.00	±4.00	15.0	-0.11	1.55	-0.00	3.0	2.50	1.50		28.60	29.4	12.61		11900	6220	20B	FR 15
0190	190MS	25.50	±5.50	19.0	+0.00	1.85		3.5	3.25	1.75		36.70	37.6	15.92		17700	10300	32A	FR 19
0240	240MS	31.50	±6.50	24.0	-0.13	2.05		4.0	3.75	2.00		43.65	44.6	21.88		25000	14700		

Resortes de compresión

O.D.		CENTURY STOCK NUMBER	FREE LENGTH		I.D.		RATE		SUGG. MAX. DEFL.		SUGG. MAX. LOAD		SOLID LENGTH		WIRE DIA.		TOTAL COILS	MAT'L	ENDS	FINISH
Inches	mm		Inches	mm	Inches	mm	Lbs./In.	N/mm	Inches	mm	Lbs.	N	Inches	mm	Inches	mm				
0.125	3.18	G6-51	.44	11.1	.095	2.4	4.2	.74	.20	5.0	.83	3.7	.24	6.1	0.015	0.4	15.0	MW	C	GI
0.125	3.18	F-88	.44	11.1	.089	2.3	13	2.2	.21	5.3	2.6	12	.23	5.8	0.018	0.5	11.8	MW	C	Z
0.125	3.18	V-43	.44	11.1	.087	2.2	15	2.7	.14	3.5	2.1	9.3	.23	5.8	0.019	0.5	11.0	SST	C	N
0.125	3.18	S-846	.44	11.1	.081	2.1	27	4.7	.12	3.0	3.2	14	.29	7.3	0.022	0.6	12.0	SST	C	N
0.125	3.18	B12-9	.44	11.1	.079	2.0	37	6.5	.15	3.7	5.5	24	.28	7.2	0.023	0.6	12.3	MW	CG	BO
0.125	3.18	W-79	.44	11.1	.075	1.9	62	11	.07	1.8	4.4	19	.25	6.4	0.025	0.6	10.0	SST	CG	N
0.125	3.18	10832	.47	11.9	.105	2.7	1.3	.22	.36	9.2	.46	2.0	.11	2.7	0.010	0.3	9.50	MW	C	N
0.125	3.18	2765	.47	11.9	.093	2.4	7.7	1.3	.25	6.3	1.9	8.5	.20	5.1	0.016	0.4	11.5	MW	C	Z
0.125	3.18	A10-21	.47	11.9	.083	2.1	23	4.1	.12	3.1	2.8	12	.24	6.1	0.021	0.5	11.5	SST	CG	N
0.125	3.18	A13-12	.47	11.9	.077	2.0	47	8.3	.13	3.3	6.2	27	.31	7.8	0.024	0.6	11.8	MW	C	N
0.125	3.18	11400	.47	11.9	.075	1.9	64	11	.07	1.7	4.4	19	.24	6.2	0.025	0.6	9.75	SST	CG	N
0.125	3.18	DD-3	.50	12.7	.109	2.8	.19	.03	.34	8.6	.06	.28	.16	4.1	0.008	0.2	19.0	SST	C	N
0.125	3.18	B5-67	.50	12.7	.107	2.7	.83	.15	.41	10	.34	1.5	.09	2.3	0.009	0.2	9.25	MW	C	N
0.125	3.18	10068	.50	12.7	.105	2.7	.50	.09	.28	7.1	.14	.62	.22	5.6	0.010	0.3	21.0	MW	C	Z
0.125	3.18	Q-81	.50	12.7	.105	2.7	.33	.06	.18	4.6	.06	.26	.32	8.1	0.010	0.3	31.0	MW	C	N
0.125	3.18	11123	.50	12.7	.105	2.7	1.1	.19	.39	9.8	.43	1.9	.12	2.9	0.010	0.3	10.5	MW	C	N
0.125	3.18	LL-23	.50	12.7	.105	2.7	1.2	.21	.28	7.1	.34	1.5	.10	2.5	0.010	0.3	9.00	SST	C	N
0.125	3.18	B-407	.50	12.7	.101	2.6	2.2	.39	.35	9.0	.79	3.5	.15	3.7	0.012	0.3	11.3	MW	C	Z
0.125	3.18	B-408	.50	12.7	.099	2.5	3.0	.52	.33	8.5	1.0	4.5	.17	4.2	0.013	0.3	11.8	MW	C	Z
0.125	3.18	U-85	.50	12.7	.097	2.5	3.7	.64	.30	7.7	1.1	5.0	.20	5.0	0.014	0.4	13.0	MW	C	N
0.125	3.18	S-202	.50	12.7	.095	2.4	7.3	1.3	.14	3.7	1.1	4.7	.14	3.6	0.015	0.4	8.50	SST	C	N
0.125	3.18	3117	.50	12.7	.093	2.4	7.8	1.4	.25	6.2	1.9	8.5	.20	5.0	0.016	0.4	11.3	MW	C	GI
0.125	3.18	A14-11	.50	12.7	.093	2.4	6.1	1.1	.21	5.3	1.3	5.7	.20	5.1	0.016	0.4	12.5	SST	CG	N
0.125	3.18	B-409	.50	12.7	.093	2.4	7.1	1.2	.27	6.8	1.9	8.5	.21	5.4	0.016	0.4	12.3	MW	C	Z
0.125	3.18	G-90	.50	12.7	.093	2.4	7.3	1.3	.26	6.7	1.9	8.5	.21	5.3	0.016	0.4	12.0	MW	C	N
0.125	3.18	S-320	.50	12.7	.093	2.4	6.7	1.2	.19	4.8	1.3	5.7	.18	4.7	0.016	0.4	11.5	SST	CG	N
0.125	3.18	F-100	.50	12.7	.093	2.4	6.9	1.2	.28	7.0	1.9	8.5	.20	5.1	0.016	0.4	12.5	MW	CG	N
0.125	3.18	A14-21	.50	12.7	.089	2.3	9.5	1.7	.19	4.8	1.8	8.0	.24	6.2	0.018	0.5	13.5	SST	CG	N
0.125	3.18	B-410	.50	12.7	.089	2.3	11	1.9	.24	6.1	2.6	11	.26	6.6	0.018	0.5	13.5	MW	C	Z
0.125	3.18	G-35	.50	12.7	.089	2.3	14	2.5	.19	4.9	2.7	12	.21	5.4	0.018	0.5	10.8	MW	C	N
0.125	3.18	B-411	.50	12.7	.085	2.2	18	3.2	.20	5.1	3.7	16	.28	7.1	0.020	0.5	13.0	MW	C	Z
0.125	3.18	B-412	.50	12.7	.081	2.1	27	4.8	.18	4.5	4.8	21	.31	8.0	0.022	0.6	13.3	MW	C	Z
0.125	3.18	S-701	.50	12.7	.081	2.1	24	4.2	.13	3.4	3.2	14	.31	8.0	0.022	0.6	13.3	SST	C	N
0.125	3.18	B5-7	.50	12.7	.081	2.1	26	4.5	.19	4.8	4.8	21	.31	7.8	0.022	0.6	14.0	MW	CG	N
0.125	3.18	10904	.53	13.5	.107	2.7	.35	.06	.35	8.8	.12	.53	.19	4.7	0.009	0.2	19.5	MW	C	Z
0.125	3.18	11117	.53	13.5	.105	2.7	1.1	.19	.42	11	.46	2.1	.12	2.9	0.010	0.3	10.5	MW	C	N
0.125	3.18	A10-45	.53	13.5	.095	2.4	4.2	.74	.29	7.4	1.2	5.4	.24	6.1	0.015	0.4	15.0	MW	C	N
0.125	3.18	A13-10	.53	13.5	.089	2.3	9.5	1.7	.26	6.6	2.5	11	.27	6.9	0.018	0.5	15.0	MW	CG	N
0.125	3.18	F-67	.53	13.5	.089	2.3	11	2.0	.24	6.1	2.7	12	.25	6.4	0.018	0.5	13.0	MW	C	Z

MATERIAL: MW - Music Wire
SPR - Spring Steel
HD - Hard Drawn
OT - Oil Tempered

SST - Stainless Steel
BC - Beryllium Copper
PB - Phosphor Bronze

ENDS: C - Closed
G - Ground
O - Open

FINISH: Z - Zinc
BO - Black Oxide
GI - Gold Iridite
N - None

ANEXO B

Parámetros de la leva

gr	y	v	a	j	Y	F	F _N	T	R _c	P
10	0	0	0	0	0	0.024	0.024	0	99999.9	7.117346
11	0.003	0.007245	8.67947	-52.519012	3.9577	0.033729	0.033809	0.000012	2.7635	5.712001
12	0.0121	0.014454	8.613934	-104.678639	7.8584	0.034199	0.034523	0.000024	2.7731	5.783882
13	0.0271	0.02159	8.505205	-156.122265	11.6492	0.034981	0.035717	0.000036	2.7894	5.903182
14	0.048	0.028617	8.354026	-206.49878	15.2843	0.03607	0.037393	0.000049	2.8127	6.069198
15	0.0747	0.035501	8.161432	-255.465284	18.7274	0.037462	0.039557	0.000064	2.8437	6.281031
16	0.1071	0.042208	7.928735	-302.689724	21.9524	0.03915	0.04221	0.000079	2.8831	6.537655
17	0.145	0.048705	7.657521	-347.853434	24.9432	0.041125	0.045356	0.000096	2.9321	6.837989
18	0.1882	0.054961	7.349636	-390.653585	27.6921	0.043379	0.048991	0.000114	2.9921	7.180964
19	0.2366	0.060945	7.007168	-430.805498	30.1987	0.045901	0.053109	0.000134	3.065	7.56558
20	0.2897	0.06663	6.632436	-468.044814	32.4675	0.04868	0.057698	0.000155	3.1534	7.990957
21	0.3475	0.071991	6.22797	-502.129504	34.5071	0.051702	0.062741	0.000178	3.2608	8.45637
22	0.4096	0.077003	5.796491	-532.841704	36.3279	0.054954	0.068211	0.000202	3.3919	8.961279
23	0.4758	0.081645	5.340891	-559.989353	37.9419	0.05842	0.074078	0.000228	3.5533	9.505348
24	0.5456	0.085899	4.864211	-583.407625	39.361	0.062086	0.080301	0.000255	3.7545	10.088466
25	0.6188	0.089747	4.369619	-602.960157	40.5973	0.065935	0.086836	0.000283	4.0097	10.710752
26	0.6951	0.093177	3.860381	-618.540032	41.6619	0.06995	0.093631	0.000311	4.3407	11.372561
27	0.774	0.096178	3.339844	-630.070543	42.5653	0.074113	0.100628	0.00034	4.7835	12.074492
28	0.8552	0.098741	2.811402	-637.505713	43.3169	0.078406	0.107765	0.00037	5.4006	12.817375
29	0.9384	0.100862	2.278476	-640.830567	43.9251	0.082812	0.114977	0.000399	6.313	13.602267
30	1.0232	0.102539	1.744488	-640.061168	44.397	0.087312	0.122198	0.000427	7.7862	14.430428
31	1.1092	0.10377	1.212832	-635.244396	44.7391	0.091886	0.129359	0.000455	10.5418	15.303283
32	1.196	0.104561	0.686851	-626.45749	44.9567	0.096518	0.136394	0.000482	17.466	16.222369
33	1.2834	0.104918	0.16981	-613.80735	45.0541	0.101188	0.143237	0.000507	66.0795	17.189241
34	1.3708	0.104848	-0.335126	-597.429605	45.035	0.105878	0.149826	0.00053	-31.2227	18.205348
35	1.458	0.104363	-0.824916	-577.487448	44.9023	0.110572	0.156106	0.000551	-11.7938	19.271843
36	1.5446	0.103478	-1.296667	-554.170262	44.6583	0.11525	0.162025	0.000569	-6.9572	20.389319
37	1.6303	0.102208	-1.747655	-527.692039	44.3046	0.119898	0.16754	0.000585	-4.7748	21.557444
38	1.7149	0.100572	-2.175341	-498.2896	43.8425	0.124498	0.172616	0.000598	-3.5412	22.774473
39	1.7979	0.09859	-2.577396	-466.220644	43.2729	0.129037	0.177225	0.000607	-2.7548	24.036607
40	1.8791	0.096284	-2.951712	-431.76163	42.5967	0.133498	0.18135	0.000614	-2.2152	25.337195
41	1.9583	0.093678	-3.296417	-395.205513	41.8146	0.137869	0.184983	0.000617	-1.8267	26.665788
42	2.0351	0.090798	-3.60989	-356.859355	40.9273	0.142137	0.188126	0.000616	-1.5378	28.007107
43	2.1095	0.087671	-3.890773	-317.041829	39.9359	0.146291	0.19079	0.000612	-1.3185	29.340064
44	2.1812	0.084323	-4.137976	-276.080629	38.842	0.15032	0.192995	0.000605	-1.1501	30.637095
45	2.25	0.080784	-4.350683	-234.309823	37.6476	0.154214	0.194769	0.000595	-1.0206	31.864147
46	2.3158	0.077082	-4.528361	-192.067147	36.3559	0.157966	0.196146	0.000581	-0.9217	32.981772

47	2.3784	0.073246	-4.670758	-149.691291	34.9709	0.161568	0.197168	0.000565	-0.8478	33.947687
48	2.4378	0.069307	-4.777903	-107.519171	33.4979	0.165014	0.197881	0.000546	-0.7952	34.720888
49	2.4939	0.065293	-4.850105	-65.883222	31.9436	0.1683	0.198334	0.000525	-0.761	35.266875
50	2.5466	0.061233	-4.887948	-25.108742	30.3162	0.171422	0.198577	0.000501	-0.7435	35.562952
51	2.596	0.057156	-4.89228	14.488711	28.6255	0.174377	0.198659	0.000476	-0.7415	35.602172
52	2.6419	0.053088	-4.864211	52.605833	26.883	0.177164	0.198629	0.000449	-0.7545	35.394697
53	2.6845	0.049057	-4.805095	88.953986	25.1013	0.179782	0.198532	0.000421	-0.7822	34.9661
54	2.7237	0.045088	-4.716522	123.261483	23.2947	0.182233	0.198406	0.000392	-0.8251	34.353168
55	2.7596	0.041204	-4.600297	155.275736	21.4781	0.184518	0.198287	0.000363	-0.8838	33.598491
56	2.7924	0.037428	-4.45843	184.765239	19.6674	0.186639	0.198202	0.000334	-0.9597	32.745237
57	2.822	0.03378	-4.293114	211.521381	17.8783	0.188601	0.19817	0.000304	-1.0544	31.833137
58	2.8487	0.030279	-4.106705	235.360068	16.1266	0.190406	0.198206	0.000275	-1.1703	30.89605
59	2.8726	0.02694	-3.901702	256.123139	14.4272	0.192062	0.198316	0.000247	-1.3106	29.960995
60	2.8937	0.02378	-3.680724	273.679576	12.794	0.193572	0.1985	0.00022	-1.4794	29.048272
61	2.9122	0.02081	-3.446489	287.926484	11.2393	0.194944	0.198755	0.000194	-1.6819	28.172221
62	2.9284	0.018039	-3.201787	298.78984	9.7738	0.196183	0.199073	0.000169	-1.925	27.342276
63	2.9424	0.015475	-2.949459	306.22501	8.4063	0.197298	0.19944	0.000146	-2.218	26.564053
64	2.9543	0.013124	-2.692369	310.21702	7.1436	0.198295	0.199846	0.000124	-2.5731	25.840338
65	2.9643	0.010989	-2.433383	310.780587	5.9904	0.199181	0.200275	0.000105	-3.0066	25.171919
66	2.9726	0.009069	-2.175341	307.959909	4.9494	0.199966	0.200714	0.000087	-3.5412	24.558246
67	2.9795	0.007362	-1.921036	301.828205	4.0214	0.200655	0.201151	0.000071	-4.2085	23.997933
68	2.985	0.005865	-1.673186	292.487027	3.2056	0.201258	0.201573	0.000056	-5.0541	23.489123
69	2.9893	0.004571	-1.434414	280.06534	2.4993	0.201781	0.201973	0.000044	-6.1451	23.029749
70	2.9926	0.003471	-1.207223	264.71837	1.8985	0.202231	0.202342	0.000034	-7.5838	22.617712
71	2.9951	0.002555	-0.993979	246.626247	1.3977	0.202615	0.202676	0.000025	-9.5327	22.250996
72	2.997	0.00181	-0.796886	225.99244	0.9902	0.20294	0.202971	0.000018	-12.2614	21.927738
73	2.9982	0.001222	-0.617969	203.041999	0.6685	0.203212	0.203226	0.000012	-16.2456	21.646272
74	2.999	0.000774	-0.459058	178.019631	0.4237	0.203437	0.203442	0.000008	-22.3885	21.405143
75	2.9995	0.000451	-0.321772	151.187603	0.2466	0.203618	0.20362	0.000004	-32.5807	21.203112
76	2.9998	0.000232	-0.207505	122.823511	0.1268	0.20376	0.203761	0.000002	-51.3481	21.039158
77	2.9999	0.000098	-0.117411	93.217919	0.0537	0.203867	0.203867	0.000001	-91.9	20.912461
78	3	0.000029	-0.052403	62.671898	0.0159	0.203942	0.203942	0	-207.7684	20.822398
79	3	0.000004	-0.013134	31.494471	0.002	0.203986	0.203986	0	-833.4672	20.768533
80	3	0	0	0	0	0.204	0.204	0	99999.9	20.750451

ANEXO C

Ajustes de interferencia

Un ajuste de interferencia es aquel en el que la pieza interior es más grande que la exterior, y se requiere aplicar fuerza durante el ensamble, de forma que cuando las piezas se han ensamblado se genera una presión entre ellas.

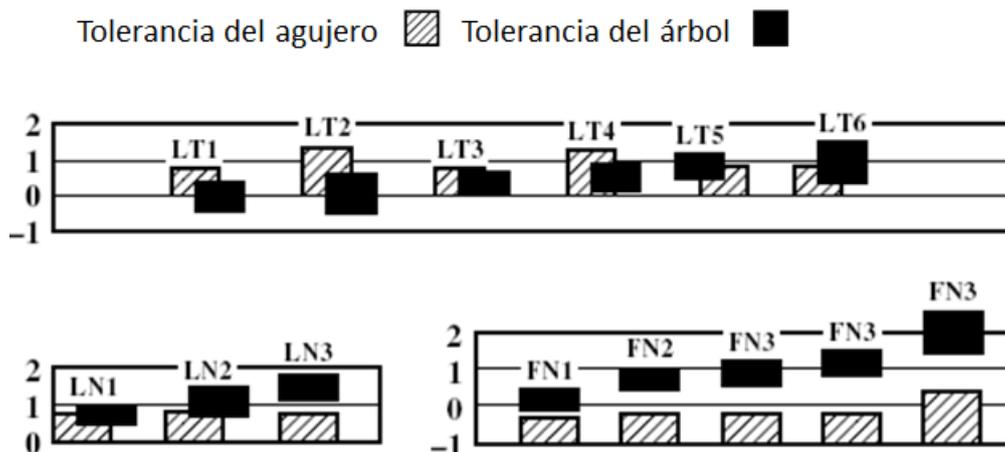
La norma ANSI B4.1-1967 define tres ajustes con interferencia estándar:

Ajuste con holgura de transición o ajuste con interferencia (LT). Se emplea en aplicaciones donde la exactitud del posicionamiento es importante, pero es permisible una pequeña cantidad de holgura o interferencia.

Ajuste con interferencia para posicionamiento (LN). Se emplea cuando la exactitud del posicionamiento es primordial y para piezas que requieran rigidez y alineación.

Ajuste forzado o por contracción (FN). Se usan cuando se requiere una presión de montaje, o cuando se requiere transmitir fuerza por fricción de una pieza a otra.

Las tablas con los valores detallados pueden ser consultadas en diversas fuentes [76]. Las tolerancias para agujeros y árboles se muestran gráficamente a continuación.



El ajuste usado para el montaje de los rodamientos en la carcasa es LN3 y sobre los ejes es LN2 con tolerancias:

Ajuste	Agujero		Árbol	
	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo
LN2	+0.4	0	+0.65	+0.4
LN3	+0.4	0	+0.75	+0.5

ANEXO D

Mallas de elementos finitos de los estudios presentados

Estudio	Nodos	Elementos	Tamaño de elemento en el refinado local (mm)
Corona (1 Nm)	407288	274391	0.05
Corona (4 Nm)	407288	274391	0.05
Anular (1 Nm)	103904	65867	0.1
Anular (4 Nm)	103904	65867	0.1
Eje de salida (1 Nm)	49829	28088	0.05
Eje de salida (1.5 Nm)	49829	28088	0.05
Eje de entrada (0.1 Nm)	171476	112357	0.05
Leva (0.1 Nm)	192078	123617	0.05

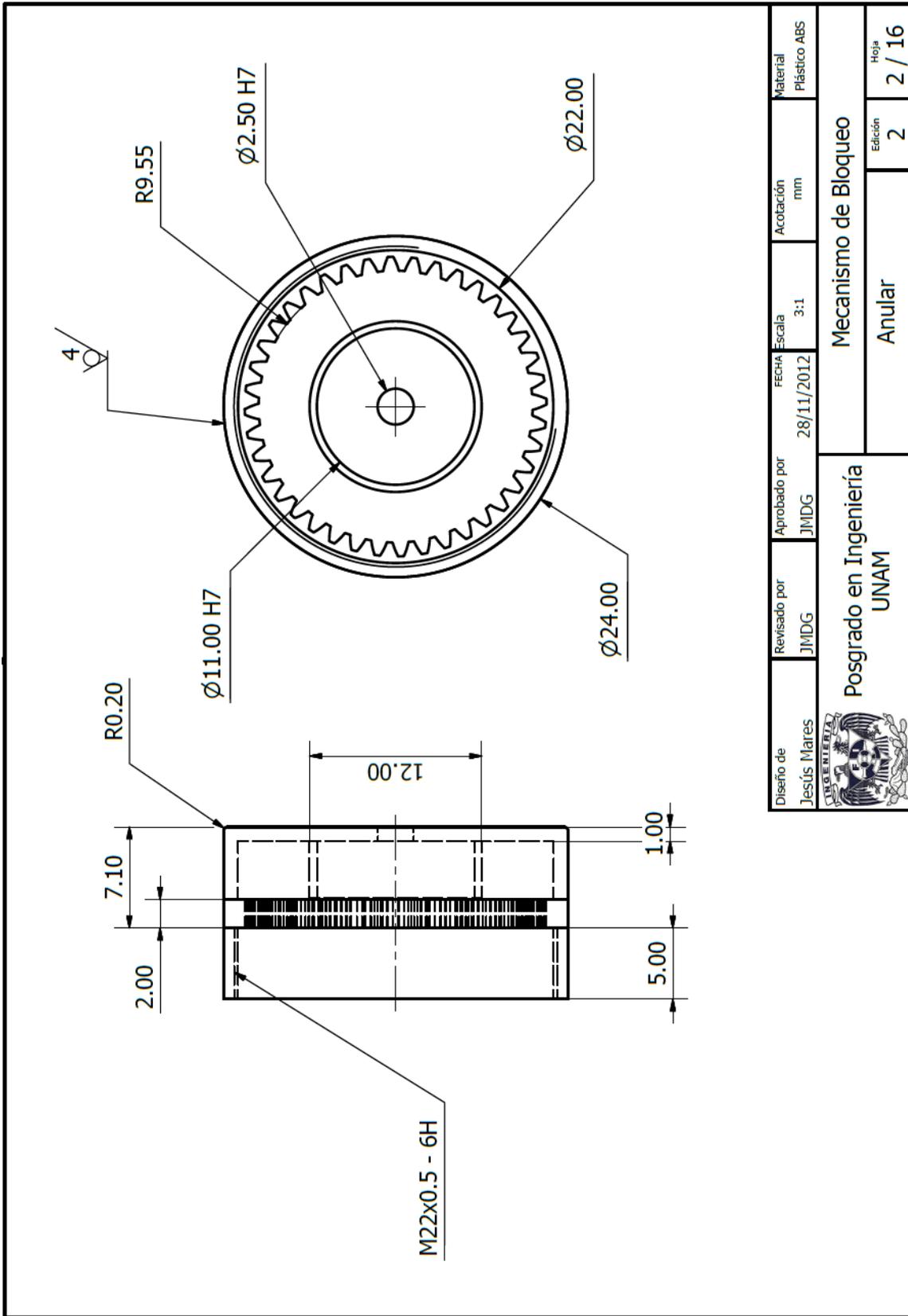
ANEXO E

Planos de las piezas diseñadas

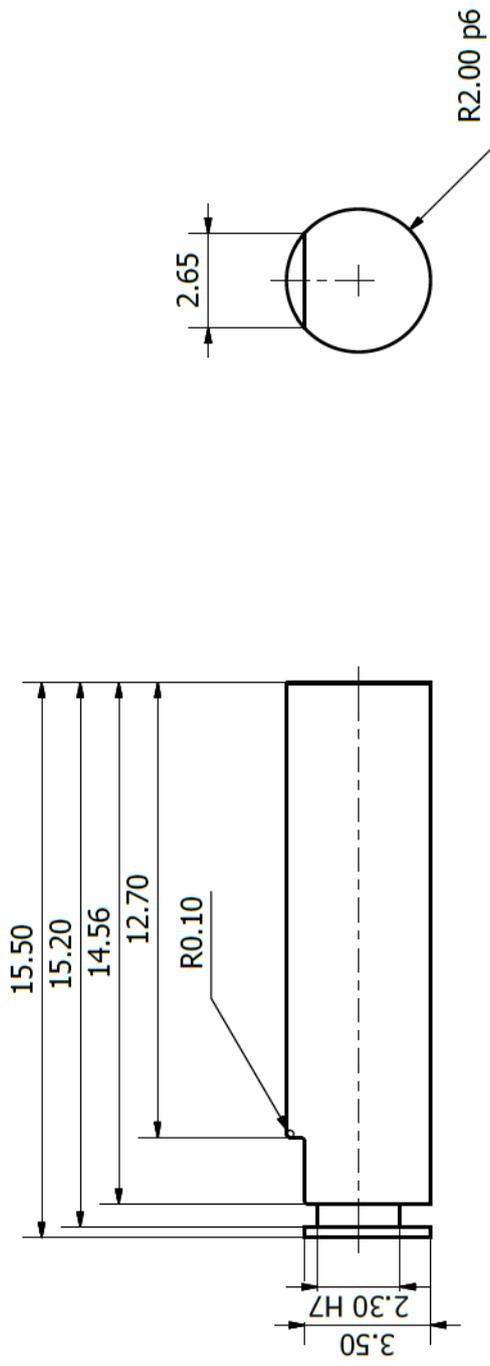
LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Engranaje recto	Anular
2	1	Eje	Eje de salida
3	2	619/4-Z GB/T 276-94	Rodamiento de bolas
4	1	Engranaje recto	Corona
5	1	DIN 6799 - 2.3	Seguro tipo "E"
6	1	Engranaje recto	Engrane móvil
7	2	5800-2003 -618/1	Rodamiento de bolas
8	2	Eje	Eje del seguidor
9	2	DIN 6799 - 0.8	Seguro tipo "E"
10	1	DIN 6799 - 1.5	Seguro tipo "E"
11	1	Leva cilíndrica	Leva con cuerpo
12	2	Muelle de compresión	Resortes de retorno
13	1	Disco	Portaresortes
14	1	Eje	Eje de entrada
15	1	Carcasa	Carcasa

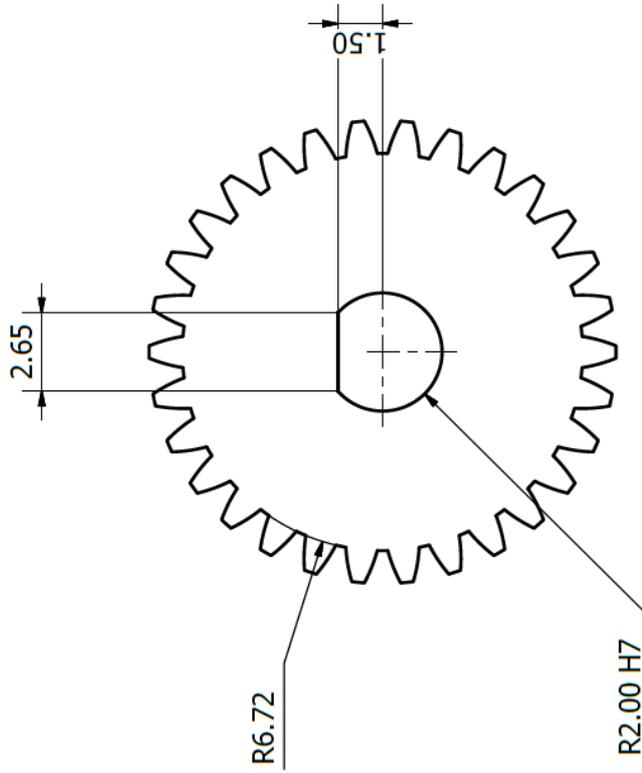
Diseño de Jesús Mares	Revisado por JMDG	Aprobado por JMDG	Fecha/Escala 28/11/2012 3:1	Acotación mm	Material ---
			Mecanismo de Bloqueo		
Posgrado en Ingeniería UNAM			Ensamble		
			Hoja 2 / 16		



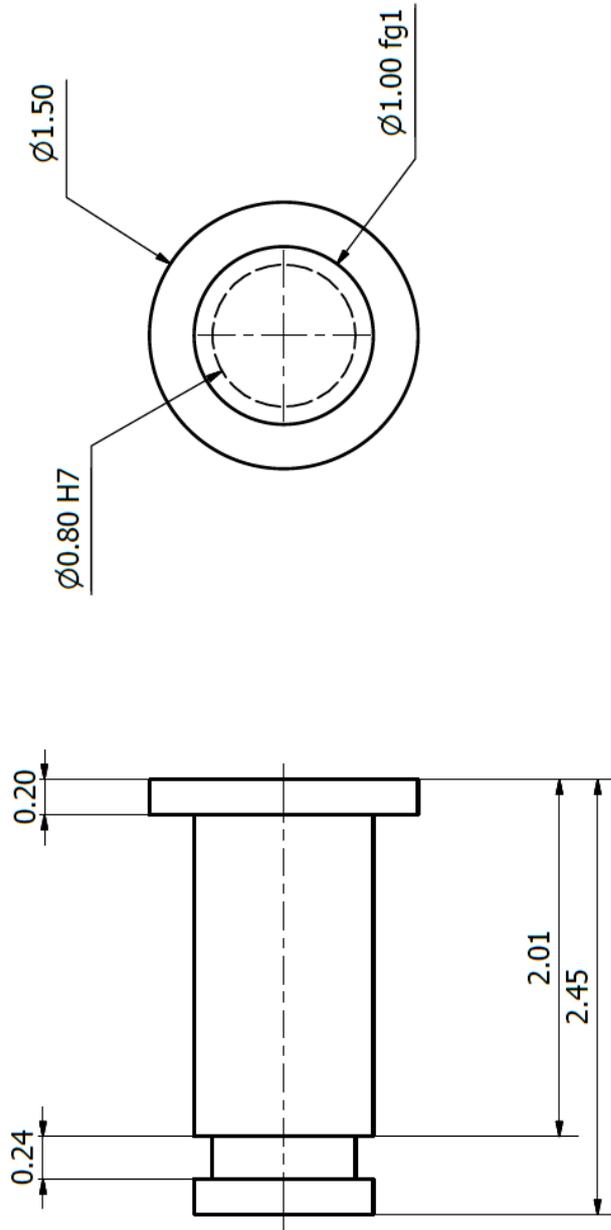
Diseño de Jesús Mares	Revisado por JMDG	Aprobado por JMDG	FECHA 28/11/2012	Escala 3:1	Acotación mm	Material Plástico ABS
 Posgrado en Ingeniería UNAM			Mecanismo de Bloqueo			
			Anular		Edición 2	Hoja 2 / 16



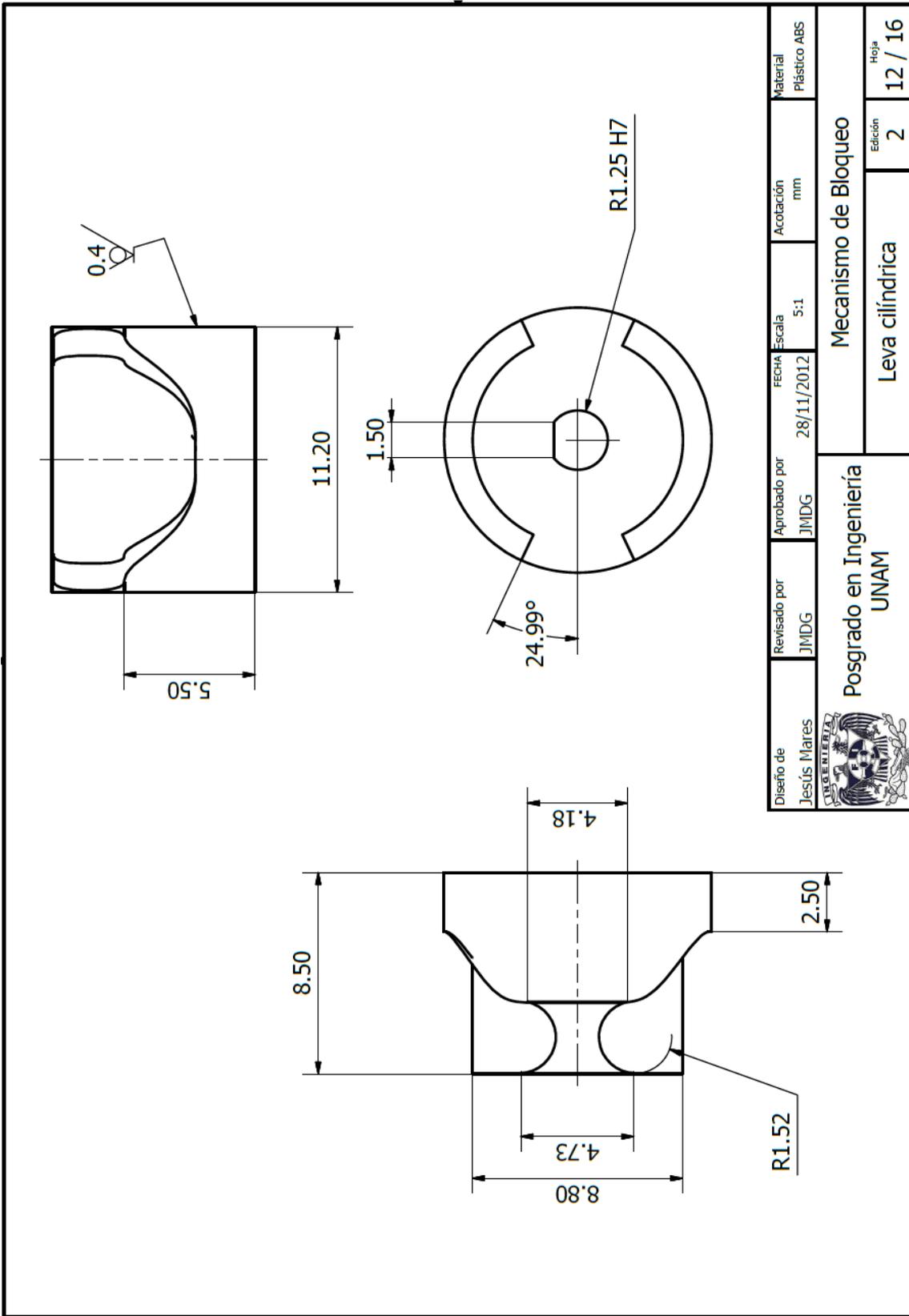
Diseño de Jesús Mares	Revisado por JMDG	Aprobado por JMDG	FECHA 28/11/2012	Escala 6:1	Acotación mm	Material Plástico ABS
 <p>Posgrado en Ingeniería UNAM</p>			<p>Mecanismo de Bloqueo</p>			
Eje de salida			Edición 2	Hoja 3 / 16		



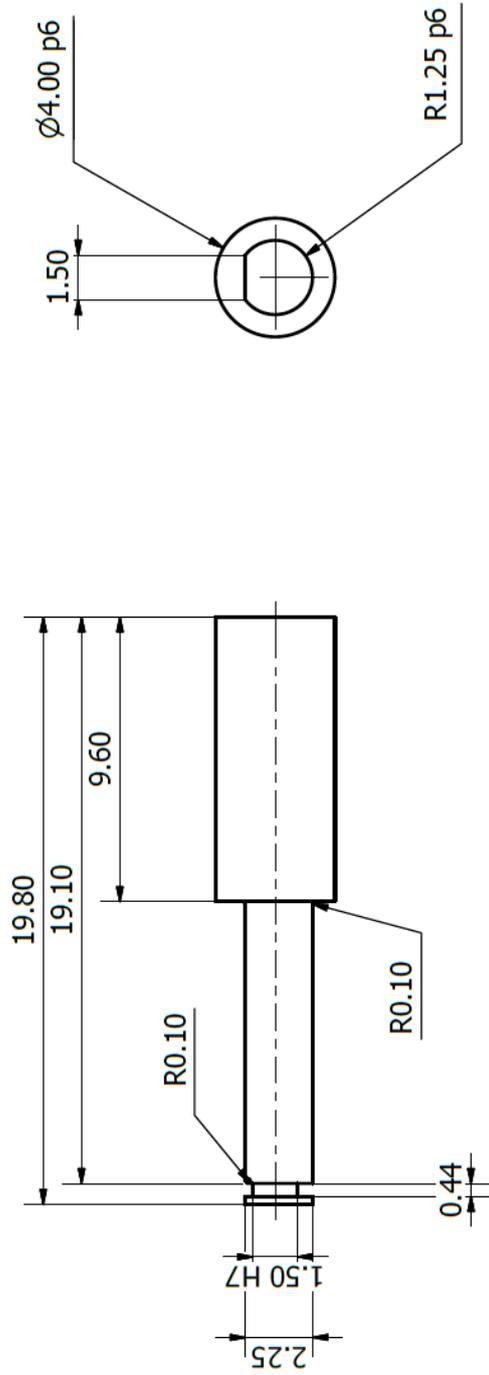
Diseño de Jesús Mares	Revisado por JMDG	Aprobado por JMDG	FECHA 28/11/2012	Escala 5:1	Acotación mm	Material Plástico ABS
 Posgrado en Ingeniería UNAM			Mecanismo de Bloqueo			
			Edición 2	Corona		Hoja 5 / 16



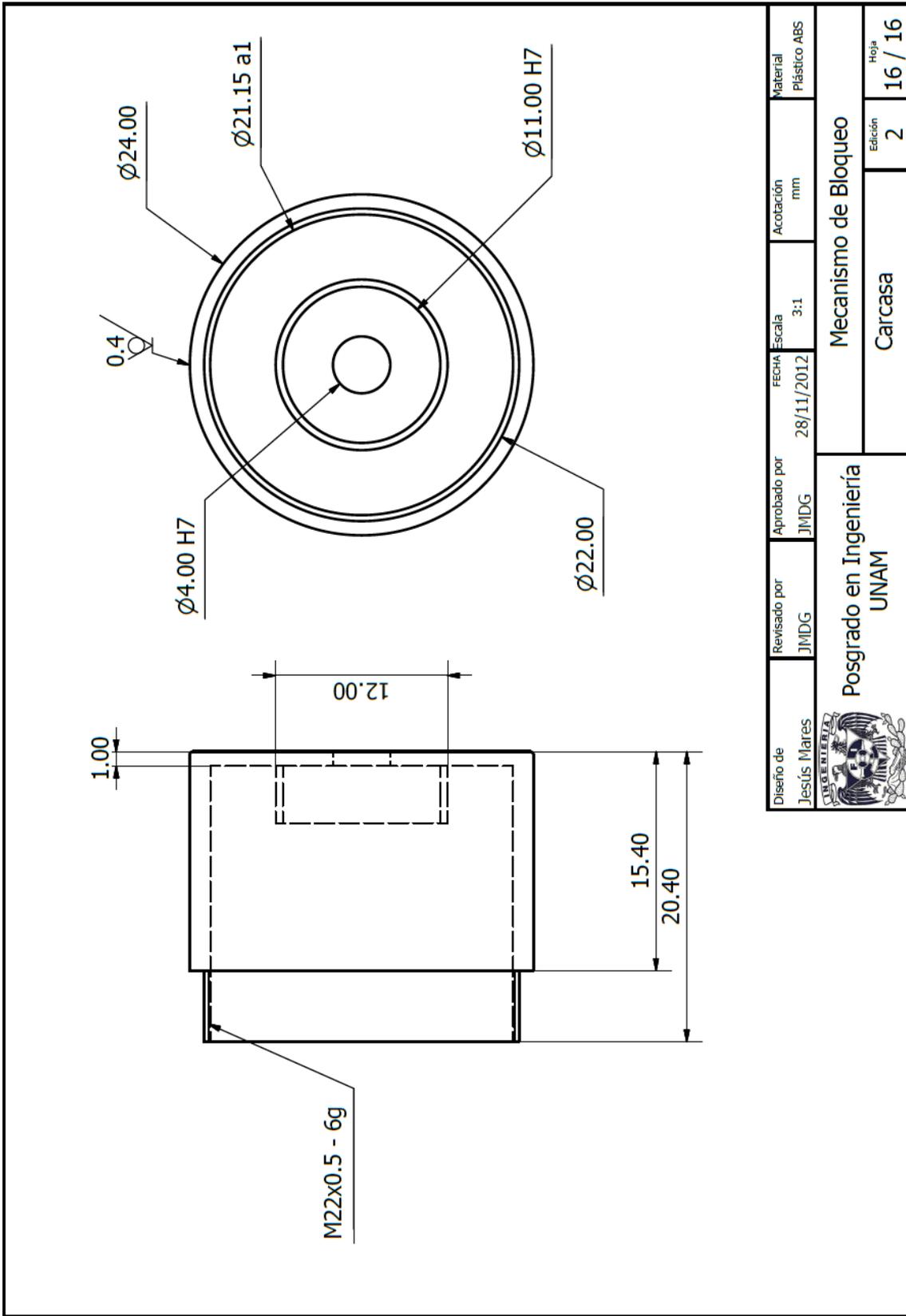
Diseño de Jesús Mares	Revisado por JMDG	Aprobado por JMDG	FECHA 28/11/2012	Escala 30:1	Acotación mm	Material Plástico ABS
 Posgrado en Ingeniería UNAM			Mecanismo de Bloqueo			
			Eje seguidor		Edición 2	Hoja 9 / 16



Diseño de Jesús Mares	Revisado por JMDG	Aprobado por JMDG	FECHA 28/11/2012	Escala 5:1	Anotación mm	Material Plástico ABS
 Posgrado en Ingeniería UNAM			Mecanismo de Bloqueo			
			Leva cilíndrica		Edición 2	Hoja 12 / 16



Diseño de Jesús Mares	Revisado por JMDG	Aprobado por JMDG	FECHA 28/11/2012	Escala 5:1	Acotación mm	Material Plástico ABS
 Posgrado en Ingeniería UNAM			Mecanismo de Bloqueo			
			Eje de salida		Edición 2	Hoja 15 / 16



REFERENCIAS

- [1] «ELMUNDO.ES,» 27 Julio 2007. [En línea]. [Último acceso: 4 Noviembre 2010].
- [2] [En línea]. Available: http://biomed.brown.edu/Courses/BI108/BI108_2003_Groups/Hand_Prosthetics/history.html. [Último acceso: 4 Septiembre 2010].
- [3] J. Dorador González, P. Ríos Murillo, I. Flores Luna y A. Juárez Mendoza, «Revista UNAM,» 18 Enero 2005. [En línea]. Available: <http://www.revista.unam.mx/vol.6/num1/art01/art01-1a.htm>. [Último acceso: 6 Septiembre 2010].
- [4] B. May, *Amputations and Prosthetics*, Nueva Dheli: Jaypee Brothers, 202.
- [5] [En línea]. Available: <http://www.arcesw.com/niveles.htm>. [Último acceso: 4 Septiembre 2010].
- [6] «Otto Bock,» [En línea]. Available: <http://www.ottobock.com.mx>. [Último acceso: 8 September 2010].
- [7] «Otopedia Moderna,» [En línea]. Available: http://www.ortopediamoderna.net/productos_hm/protesis.htm. [Último acceso: 4 Septiembre 2010].
- [8] Á. Bellyei, T. Bender y et.al., *Orthopedics*, Budapest: Semmelweis Publisher, 2008.
- [9] K. Fite, T. Withrow, K. Wait y M. Goldfarb, «A Gas-Actuated Anthropomorphic Transhumeral Prosthesis,» Roma, 2007.
- [10] «Touch Bionics,» [En línea]. Available: <http://www.touchbionics.com/i-LIMB>. [Último acceso: 4 Septiembre 2010].
- [11] RSLSteeper, «bebionic.com,» [En línea]. Available: http://bebionic.com/the_hand/features. [Último acceso: 15 01 2013].
- [12] RSLSteeper, *BeBionic3 technical information*, 2012.
- [13] O. Bock, *Michelangelo® fascina*, Madrid : Otto Bock Ibérica, 2011.
- [14] J. Chu, J. D.H. y Y. Lee, «Design and Control of a Multifunction Myoelectric Hand with New Adaptive Grasping and Self-Locking Mechanisms,» de *International Conference on Robotics and Automation* , Pasadena, 2008.
- [15] M. Carroza, G. Cappiello y S. Micera, «Design of a cybernetic hand for perception and

- action,» *BiolCybern*, pp. 629-644, 2006.
- [16] C. Light y P. Chapell, «Deelopment of a lightweight and adaptable multiple-axis hand prosthesis,» *Medical Engineering & Physics*, pp. 679-684, 2001.
- [17] N. Dechev, W. Cleghorn y S. Naumann, «Multiple finger, passive adaptive grasp prosthetic hand,» *Machanism and Machine Theory*, pp. 1157-1173, 2001.
- [18] J. Pons, R. Ceres y E. Rocon, «Objectives and technological approach to the development of the multifunctional MANUS upper limb prosthesis,» *robotica*, vol. 23, pp. 301-310, 2005.
- [19] M. Controzzi, C. Cipriani y M. Carroza, «Mechatronic Design of a Transradial Cybernetic Hand,» de *International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Nice, 2008.
- [20] G. Matrone, C. Cipriani y E. Secco, «Principal components analysis based control of a multi-dof underactuated prosthetic hand,» *Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation*, pp. 7-16, 2010.
- [21] I. Boblen, R. Bannasch y e. al., «A Human-Like Robot Hand and Arm with Fluidic Muscles: Biologically Inspired Constuction and Functionality,» *Embodied Artificial Intelligence*, 2004.
- [22] H. Huang y L. e. Jiang, «The Development on a New Biomechatronic Prosthetic Hand Based on Under-actuated Mechanism,» de *International Conference on Intelligent Robtos and Systems*, Beijing, China, 2006.
- [23] S. Jung, S. Kang y I. Monn, «Design of Biomimetic Hand Prosthesis with Tendon-driven Five Fingers,» de *Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics*, Scottsdale,AZ, 2008.
- [24] P. Kyberd, O. Holland y e. al., «MARCUS: A Two Degree of Freedom Hand Prosthesis with Hierarchical Grip Control,» *Trabsactions on Rahabilitation Engineering*, 1995.
- [25] B. Massa, R. Roccella, M. Carrozza y P. ario, «Design and Development of an Underactuated Prosthetic Hand,» de *International Conference on Robotics & Automation*, Washington D.C., 2002.
- [26] Y. Saito, T. Higashihara y et.al., «Research on intelligent motorized prosthetic hand by functional analysis of human hand at near future,» de *International Symposium on Robot an Human Interactive Communication*, Toyama, Japón, 2009.
- [27] T. Takaki y T. Omata, «High- Performance Anthropomrphic Robot Hand With Graspig-Force-Magnification Mechanism,» *Transactions on Mechatronics*, 2010.
- [28] S. Tan, W. Zhang, Q. Chen y D. Du, «Design and Analysis of Underactuated Humanoid Robotic Hand Based on Slip-Block Cam Mechanism,» de *Iternational Conference on Robobtics and Biomimetics*, Guilin, China, 2009.
- [29] D. Zhao, L. Jianf y et.al., «Development of a Multi-DOF Anthropomorphic Prosthetic Hand,»

de *International Confernece on Robotics and Biomimetics*, Kunming, China, 2006.

- [30] F. Leite da Cunha, H.-J. Schneebli y V. Dynnikov, «Development of anthropomorphic upper limb prostheses with human-like interphalagian and interdigital couplings,» *Artificial organs*, vol. 24, nº 3, pp. 193-197, 2000.
- [31] J. Burck, J. Bigelow y S. Harshbarger, «Revolutionizing Prosthetics: Systems Engineering Challenges and Opportunities,» *JOHNS HOPKINS APL TECHNICAL DIGEST*, vol. 30, nº 3, pp. 186-197, 2011.
- [32] Deka, «DEKA Research,» DEKA Research and Development Corporation, [En línea]. Available: http://www.dekaresearch.com/deka_arm.shtml. [Último acceso: 15 01 2013].
- [33] L. Testut y A. Latarjet, *Compendio de anatomía descriptiva*, Barcelona: SALVAT, 2007.
- [34] B. Calaise-Germain, *Anatomy of movement*, Seattle: Estland Press, 2007.
- [35] M. Latarjet y A. Ruiz-Liard, *Anatomía Humana*, Madrid: Panamericana, 1999.
- [36] A. Kapandji, *Fisiología articular 1*, Madrid: Panamericana, 2006.
- [37] M. Nordin y V. Frankel, *Basic Biomechanics of the Musculoskeletal System*, New York: Lippincott Williams & Wilkins, 2005.
- [38] S. Kumar, *Bimechanics in ergonomics*, Londres: Taylor & Francis, 2000.
- [39] A. P. Sangolea y M. F. Levina, «Arches of the hand in reach to grasp,» *Journal of Biomechanics*, vol. 41, pp. 829-837, 2008.
- [40] C. Pylatiuk, S. Schulz, A. Kargov y G. Bretthauer, «Two Multiarticulated Hydraulic Hand Prostheses,» *Artificial Organs*, vol. 28, nº 11, p. 980–986, 2004.
- [41] A. Freivalds, *Biomechanics of the upper limbs*, Boca Raton, Florida: CRC Press LLC, 2004.
- [42] S. Moran y R. Berger, «Biomechanics and hand trauma: what you need,» *Hand clinics*, vol. 19, pp. 17-31, 2003.
- [43] W. Karwowski, *International encyclopedia of ergonomics and human factors*, Nueva York: Taylor & Francis, 2001.
- [44] M. Lehto y J. Buck, *Introcution to human factors for engineers*, Nueva York: Taylor & Francis, 2008.
- [45] W. Anderson, *Human factors Engineering*, Jhon Wiley & Sons, 2000.
- [46] M. Comin y R. Dejoz, *Biomecánica articular y sustituciones protésicas*, Valencia: Institutio de biomecánica de Valencia.
- [47] J. Becker y N. Thakor, «A study of the range of motion of human fingers with aplication to

- anhtropomorphic design,» *Transactions on biomedical engineering*, vol. 35, nº 2, pp. 110-117, 1988.
- [48] B. Bryan y T. Amstrong, «A kinematic model of the human hand to evaluate its prehensil capabilities,» *Journal of Biomechanics*, vol. 25, nº 2, pp. 149-162, 1991.
- [49] L. Enders y N. J. Seo, «Phalanx force magnitude and trajectory deviation increased during power grip with an increased coefficient of friction at the hand object interface,» *Journal of Biomechanics*, pp. 1447-1453, 2011.
- [50] S. Arimoto, *Control Theory of Multi-fingered Hands*, Londres: Springer, 2008.
- [51] K. Ulrich y S. Eppinger, *Diseño y desarrollo de productos*, México: McGraw Hill, 2009.
- [52] D. Bradley, «Mechatronics – More questions than answers,» *Mechatronics*, pp. 827-841, 2010.
- [53] T. van Beek, M. Erden y T. Tomiyama, «Modular design of mechatronic systems with function modeling,» *Mechatronics*, pp. 850-863, 2010.
- [54] N. Cross, *Engineering Design Methods*, Wiley, 2005.
- [55] K. Rantanen y E. Domb, *Simplified TRIZ*, Auerbach Publications, 2008.
- [56] D. Lee y N. Suh, *Axiomatic Design and Fabrication of Composite Structures*, Oxford University Press, 2006.
- [57] S. Fillipi y I. Cristofolini, *The Design Guidelines Collaborative Framework*, Springer, 2010.
- [58] J. Amstrong, *Design Matters*, Springer, 2008.
- [59] S. Pugh, *Total design*, Addison-Wesley, 1991.
- [60] C. Murray, *Amputation, Prosthesis Use, and Phantom Limb Pain*, Springer, 2010.
- [61] H. Manie y C. Reinholtz, *Mecanismos y dinámica de maquinaria*, México: Limusa-Wiley, 2007.
- [62] M. Controzzi, C. Cipriani y M. Carroza, «Miniaturized non-back-drivable mechanism for robotic applications,» *Mechanism and Machine Theory*, vol. 45, pp. 1395-146, 2010.
- [63] I. Dudás, *The theory and practice of worm gear drives*, Londres: Penton Press, 2000.
- [64] K. Grote y E. Antonsson, *Handbook of mechanical engineering*, Springer, 2010.
- [65] I. Artobolevski, *Mecanismos en la técnica moderna Tomo IV*, Mir-Moscú, 1980.
- [66] R. Parmley, *Machine devices and components illustrated sourcebook*, Nueva York: McGraw-Hill, 2005.

- [67] J. Chu, D. Jeong, I. Youn, K. Chon y Y. Lee, «Myoelectric hand prosthesis with novel adaptative grasping and self-locking,» *Intenational journal of precision engineering and manufacturing*, vol. 12, nº 6, pp. 1095-1103, 2011.
- [68] G. Puchhammer, «CLUTCH MODULE FOR PROSTHESES». Alemania Patente WO/2007/076795, 12 07 2007.
- [69] A. Oledzki, «Modeling and simulation of selflocking drives,» *Mechanism and Machine Theory*, vol. 30, nº 6, pp. 929-942, 1995.
- [70] N. Sclater y N. Chironis, *Mechanisms and mechanical devices sourcebook*, Nueva York: McGraw-Hill, 2007.
- [71] W. Panjuchin, «Slef-locking dual worm gear and the tools needed to produce it». USA Patente US005522278A, 4 Junio 1996.
- [72] Budynas–Nisbett, *Shigley’s Mechanical Engineering Design*, McGraw–Hill Primis, 2006.
- [73] A. Ugural y S. Fenster, *Advanced strength and applied elasticity*, Prentice Hall, 2003.
- [74] G. Maitra, *Handbook of gear design*, Nueva Dheli: Tata McGraw-Hill, 1994.
- [75] K. Johnon, *Contact Mechanics*, Cambridge: Cambridge University Pressa, 1985.
- [76] NSK, *Rolling Bearings Catalog*, NSK, 2012.
- [77] Anderton, *Anderton Circlip Catalog*, 2010.
- [78] C. Spring, *Spring Catalog*, 2011.
- [79] G. Pisarenko, Y. A.P. y V. Matvéev, *Manual de resistencia de materiales*, Moscú: Mir Moscú, 1979.
- [80] P. Stipoin, *Resistencia de materiales*, Moscú: Mir Moscú, 1968.
- [81] E. Oberg, F. Jones, H. Horton y H. Ryffel, *Machinery's Handbook 28th edition*, Nueva York: Industrial Press, 28.