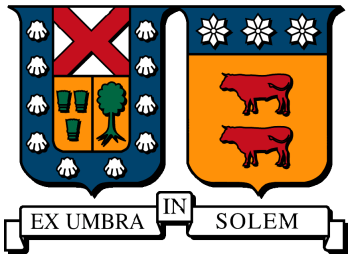
UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO-CHILE



Diseño y fabricación de sistema de transmisión con múltiples ejes de salida.

Tomás Castañeda Sarmiento

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA : Dr. Ing. Danilo Estay Barrientos.
PROFESOR CORREFERENTE : Mag. Ing. Jaime Julián Ibarra González.

diciembre 2025

CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

Tipo de monografía (marcar una opción): X Memoria o trabajo de título ☐ Tesis de Postgrado

Título del trabajo: Diseño y fabricación de sistema de transmisión con múltiples ejes de salida.

Nombre del candidato(a): Tomás Castañeda Sarmiento

Carrera / Grado: Ingeniería civil mecánica

Campus: San Joaquin **Departamento:** Departamento de ingeniería civil mecánica

2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, Danilo Estay Barrientos, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente **DEJO CONSTANCIA** que:

- He revisado esta versión del documento y corresponde a la versión final aprobada del trabajo.
- El trabajo cumple con los requisitos académicos y de formato establecidos por la institución.

3.- EVALUACIÓN DE CONFIDENCIALIDAD POR PROPIEDAD INDUSTRIAL (marcar una opción)

X El trabajo **NO contiene** información que amerite confidencialidad y puede ser publicado de inmediato en repositorio con acceso abierto.

☐ El trabajo **CONTIENE** información con potenciales implicancias de propiedad industrial o intelectual y requiere un periodo de confidencialidad (**embargo**) por **(marcar una opción):**

☐ 6 meses ☐ 12 meses ☐ 2 años ☐ 3 años ☐ 5 años ☐ 10 años

Fundamentación de la necesidad de confidencialidad (obligatorio si se solicita embargo):

_____

_____

_____

4.- FIRMAS

Profesor(a) guía o director(a) de memoria o tesis:

Fecha: 16-01-2026 **Firma:** _____

Estudiante o Candidato(a):

Fecha: 16-01-2026 **Firma:** _____

Este formulario debe ser insertado como página 2 de la memoria o tesis, completado y firmado por estudiante y profesor(a) antes de la entrega en portal PRISMA de Biblioteca USM.

Resumen

En esta memoria se desarrolla el diseño y fabricación de un sistema de transmisión de energía mecánica con capacidad de liberación en múltiples ejes. El objetivo principal es diseñar un mecanismo que permita un acople y desacople eficiente, utilizando un único motor de transmisión y optimizando la simplicidad del ensamblaje y la reducibilidad del prototipo.

El desarrollo del proyecto abarca varias etapas. Primero, se definen los requerimientos del diseño, estableciendo criterios clave como la independencia de los ejes, la facilidad de ensamblaje y el uso de componentes adecuados para garantizar una transición suave entre estados de acople y desacople. A continuación, se analizan distintas soluciones de transmisión, considerando sistemas basados en engranajes, levas, electro-imanes y solenoides, evaluando sus ventajas y limitaciones.

Con base en este análisis, se selecciona la mejor configuración y se procede a la fabricación del prototipo mediante impresión 3D, realizando pruebas experimentales para evaluar parámetros como la firmeza del acople, la tracción entre las piezas y la facilidad de transición entre estados. Finalmente, se presentan las conclusiones sobre el desempeño del sistema, destacando su efectividad y proponiendo posibles mejoras para optimizar su funcionamiento.

Abstract

This thesis presents the design and manufacturing of a mechanical energy transmission system capable of controlled engagement and disengagement across multiple axes. The main objective is to develop a mechanism that ensures smooth and efficient coupling and decoupling, utilizing a single transmission motor while optimizing ease of assembly and prototype scalability.

The project is structured into several stages. First, the design requirements are defined, establishing key criteria such as axis independence, ease of assembly, and the selection of suitable components to ensure seamless transitions between engagement and disengagement states. Next, different transmission solutions are analyzed, including gear systems, cams, electromagnets, and solenoids, evaluating their advantages and limitations.

Based on this analysis, the optimal configuration is selected, and the prototype is manufactured using 3D printing. Experimental tests are conducted to evaluate parameters such as coupling firmness, traction between components, and the ease of transition between states. Finally, conclusions are drawn regarding the system's performance, highlighting its effectiveness and proposing potential improvements for further optimization.

Agradecimientos

El desarrollo de este trabajo de titulación ha sido todo en desafió en mi vida. Este desafió no lo habría podido lograr sin muchas personas que me acompañaron durante este camino, a las que quiero agradecer de todo corazón no solo por su apoyo durante este proceso si no por formar parte de mi vida.

Para agradecerle a mi familia todo lo que han echo por mi me tomaría toda una vida, a mi mamá por su apoyo incondicional, su cariño su apoyo y paciencia. Mi papá con su alegría sus consejos y su paciencia a la hora de escucharme y acompañarme. Mi hermano con su cariño y alegría que siempre me hacia sonreír, alegrarme cuando más me costaba y siempre estar ahí para mi. Gracias a los tres por ser grandes pilares en este camino y convertirme en el hombre que soy.

A mi pareja, Isidora, has sido uno de mis pilares desde que comenzó todo, me motivas a ser siempre mejor acompañándome, queriéndome, amándome, por tu paciencia y por siempre acompañarme con tanto amor. Gracias por haber sido mi compañera todo este proceso.

Gracias a mis amigos, a Camilo, Jered y Benjamín, por todos esos días de Gym y Discord donde me acompañaron día a día. A mis amigos mecánicos con los cuales sufrí y compartí todo este proceso y compartieron este camino, Diego, Tomás y Cris. Tambien a muchos otros amigos que formaron parte de este camino, Alfredo, Pedro, Gonzalo, entre muchos otros. En especial un agradecimiento a Joaquin y Valeria, mis dos mejores amigos que me acompañaron del primer año y que me vieron crecer, madurar aprender y mejorar día a día, gracias por acompañarme en todo este camino.

A mis abuelos, Vicente, Olga, Pamela y Gastón, que siempre estuvieron ahí para escucharme acompañarme y aconsejarme en este proceso, en especial a mi abuelo Vicente que me guio me acompaño y me escucho en algunos de los momentos más duros de este proceso.

Hay mucha gente a la que agradecer los cuales formaron parte de este camino, todas esas personas tienen un lugar en mi corazón y forman parte de quien soy hoy.

Una lección sin dolor no tiene sentido, porque no se puede ganar algo sin sacrificar algo a cambio. Sin embargo, una vez que hayas soportado el dolor y lo hayas superado, ganarás un corazón que es más fuerte que todo lo demás. Así es, un corazón de acero. Edward Elric.

Índice general

1. Marco Teórico 3
   - 1.1. Desafíos en el diseño . . . 3
   - 1.2. Estado del arte en sistemas de transmisión . . . 4
     - 1.2.1. transmisión por elementos flexibles . . . 4
     - 1.2.2. Transmisión por engranajes: contacto directo . . . 5
   - 1.3. Análisis comparativo de sistemas de transmisión . . . 8
   - 1.4. Diseño de ejes y elementos de unión en mecanismos compactos . . . 9
     - 1.4.1. Concentración de esfuerzos por elementos de unión . . . 9
     - 1.4.2. Rigidez y deflexión . . . 10
   - 1.5. Generación de potencia mecánica . . . 11
     - 1.5.1. Motores DC sin núcleo . . . 11
   - 1.6. Mecanismos de actuación secundaria . . . 11
     - 1.6.1. Solenoides y electro-imanes . . . 11
     - 1.6.2. Micro-motores lineales de pasos . . . 12
   - 1.7. Conclusiones del marco teórico . . . 13

2. Diseño conceptual 14
   - 2.1. Identificación del problema . . . 14
   - 2.2. Necesidades del diseño . . . 15
     - 2.2.1. Atributos . . . 15
   - 2.3. Análisis de objetivos . . . 17
   - 2.4. Análisis de restricciones . . . 18
   - 2.5. Análisis funcional . . . 19
   - 2.6. Criterios de selección y ponderación . . . 21
   - 2.7. Especificaciones técnicas . . . 23
     - 2.7.1. Especificaciones geométricas . . . 23

2.7.2. Especificaciones de desempeño 24
2.7.3. Especificaciones de seguridad para evaluar la reductibilidad . . 25

3. Desarrollo del diseño 26
3.1. Elección de actuadores 27
3.1.1. Solenoides 28
3.1.2. Electro-imán 29
3.1.3. Micro-motor 31
3.2. Elección de la transmisión 32
3.2.1. Leva 33
3.2.2. Engranaje 35
3.2.3. Tornillo sinfín 38
3.3. Elección del acople 41
3.3.1. Cono y soporte 42

4. Fabricación de prototipo 46
4.1. Diseño del prototipo 46
4.2. Ensamblaje del prototipo 48
4.3. Pruebas del prototipo 49
4.4. Mejoras del diseño 51
4.4.1. Adiciones al diseño 51
4.4.2. Mejoras al diseño 52
4.5. Prototipo final 54
4.5.1. Evaluación de funcionalidad 56
4.5.2. Ensayos de transmisión y tracción 57
4.5.3. Descripción general del sistema 60
4.5.4. Conclusiones de los ensayos 63
4.6. Reducción de diseño 64
4.6.1. Condiciones de operación 64
4.6.2. Descripción de componentes 67
4.6.3. Análisis de resultados 85
4.6.4. Conclusiones del diseño 87

5. Conclusiones 88

Anexos 92

A. Planos Detallados del Prototipo Final 93
A.1. Introducción a los Planos Técnicos . . . 93
A.2. Plano del componente: tornillo sinfín, cono integrado y soporte. . . . 93
A.3. Plano del componente: corona . . . 95
A.4. Plano del componente: estructura (Parte 1 y 2) . . . 96
A.5. Plano del componente: transmisor . . . 100

B. Desarrollo opción electro-imán 101
B.0.1. Posicionamiento de los Electro-imanes . . . 101
B.1. Prototipo método electro-imán . . . 108
B.1.1. Diseño del prototipo . . . 110
B.1.2. Fabricación de componentes . . . 111

C. Componentes comerciales 114
C.1. Introducción a los componentes comerciales . . . 114
C.2. Motor sin núcleo L1630N5M . . . 115
C.3. Reductor 16GPS-2N-28 . . . 118
C.4. Acople flexible de aluminio Shaft Coupling . . . 121
C.5. Rodamiento MR128ZZ . . . 123
C.6. Perno M4 . . . 125
C.7. Hilo de pesca de 12 hebras . . . 127
C.8. Actuador lineal LSA14 . . . 129

D. Cálculos del entrada del sistema 132
D.1. Introducción . . . 132
D.2. Datos de entrada . . . 132
D.2.1. Torque de entrada . . . 132
D.2.2. Velocidad de salida . . . 133
D.2.3. Resultados de los cálculos . . . 134

E. Cálculos del eje de transmisión 135
E.1. Introducción . . . 135
E.2. Datos de entrada . . . 136
E.3. Modelo de cargas . . . 137
E.3.1. Diagrama de cuerpo libre . . . 137
E.3.2. Reacciones en apoyos y cargas aplicadas . . . 138

E.3.3. Diagramas de corte y momento . . . 138
E.4. Análisis de esfuerzos . . . 141
E.4.1. Momentos combinados . . . 141
E.4.2. Esfuerzo de flexión . . . 141
E.4.3. Esfuerzo de torsión . . . 142
E.4.4. Esfuerzo de Von Mises . . . 142
E.4.5. Factor de seguridad . . . 142
E.4.6. Resultados de los cálculos . . . 143
E.5. Conclusión del calculo . . . 143

F. Cálculos de la chaveta 144
F.1. Introducción . . . 144
F.2. Datos de entrada . . . 144
F.3. Análisis de esfuerzos . . . 145
F.3.1. Esfuerzo cortante en la chaveta . . . 145
F.3.2. Esfuerzo por aplastamiento . . . 145
F.3.3. Factor de seguridad . . . 146
F.3.4. Resumen de esfuerzos . . . 146
F.4. Conclusiones del cálculo . . . 147

G. Cálculos del soporte y transmisor 148
G.1. Introducción . . . 148
G.2. Datos de entrada . . . 148
G.3. Diagrama de cuerpo libre soporte-transmisor . . . 149
G.4. Modelo de cargas soporte . . . 150
G.4.1. Esfuerzo por contacto . . . 151
G.4.2. Resistencia al desgaste . . . 152
G.4.3. Resultados análisis de esfuerzo por contacto y resistencia al desgaste . . . 153
G.4.4. Esfuerzo de flexión . . . 154
G.4.5. Resistencia a la flexión . . . 155
G.4.6. Resultados análisis de esfuerzo de flexión y resistencia a la flexión 156
G.4.7. Fuerza de acoplamiento . . . 157
G.5. Modelo de cargas transmisor . . . 158
G.5.1. Esfuerzo de flexión . . . 158

G.5.2. Esfuerzo cortante . . . 158
G.5.3. Resumen de esfuerzos . . . 158
G.6. Conclusiones del cálculo . . . 159

H. Conjunto tornillo sinfín – corona 160
H.1. Introducción . . . 160
H.2. Datos de entrada del conjunto . . . 160
H.3. Análisis subconjunto . . . 162
H.3.1. Relación de transmisión . . . 162
H.3.2. Eficiencia del conjunto . . . 162
H.3.3. Torque de salida . . . 163
H.3.4. Velocidad de salida . . . 163
H.3.5. Tiempo de trabajo . . . 164
H.3.6. Resultados subconjunto . . . 164
H.4. Verificación del tornillo sinfín . . . 165
H.4.1. Modelo de cargas y DCL . . . 165
H.4.2. Fuerza tangencial permisible . . . 169
H.5. Verificación de la corona . . . 172
H.5.1. Modelo de cargas y DCL . . . 172
H.5.2. Equilibrio del sistema . . . 173
H.5.3. Esfuerzo de flexión sobre el diente . . . 173
H.6. Verificación perno M4 . . . 175
H.6.1. Modelo de cargas . . . 175
H.6.2. Esfuerzo de Von Mises . . . 176
H.6.3. Resultados esfuerzo de Von Mises sobre el perno M4 . . . 176
H.7. Conclusiones del cálculo . . . 176

I. Cálculos del eje de la corona 177
I.1. Introducción . . . 177
I.2. Datos de entrada . . . 177
I.3. Modelo de cargas . . . 178
I.3.1. Diagrama de cuerpo libre . . . 178
I.3.2. Equilibrio del sistema . . . 179
I.3.3. Diagramas de corte y momento . . . 179
I.4. Análisis de esfuerzos . . . 182

I.4.1. Momentos combinados 182
I.4.2. Esfuerzo de flexión 182
I.4.3. Esfuerzo de torsión 182
I.4.4. Esfuerzo de Von Mises 184
I.5. Conclusiones del cálculo 184

J. Cálculos rodamiento 185
J.1. Introducción 185
J.2. Carga máxima aplicada 185
J.3. Conclusiones del cálculo 187

Índice de figuras

1.1. Transmisión por banda sincrónica, utilizada en etapas primarias de reducción por su bajo ruido. 5
1.2. Engranaje cónico, comúnmente utilizado para la abducción/aducción del pulgar en prótesis. 6
1.3. Engranaje de tornillo sinfín, clave para mecanismos de bloqueo pasivo en agarre. 7
1.4. Distribución de esfuerzos de Von Mises en un eje con chavetero, mostrando la concentración crítica en las esquinas interiores. 10
1.5. Micro-actuador lineal de husillo. Permite mantener la posición del selector sin consumo energético gracias a la irreversibilidad de la rosca. . 13

2.1. Caja negra 19
2.2. Caja transparente. 20
2.3. Dimensiones mano humana adulta 24

3.1. Imagen de solenoide extendido 28
3.2. Imagen de solenoide contraído 28
3.3. Imagen micro-motores en dos posiciones distintas definidas. 32
3.4. Vista diagonal configuración de funcionamiento para leva en su estado de descanso. 33
3.5. Vista diagonal configuración de funcionamiento para leva en su estado de transmisión. 33
3.6. Vista diagonal de propuesta de engranaje como solución a la transmisión previo a la activación del actuador. 36
3.7. Vista diagonal de propuesta de engranaje como solución a la transmisión posterior a la activación del actuador. 36

3.8. Vista lateral de propuesta de engranaje como solución a la transmisión previo a la activación del actuador. 37
3.9. Vista lateral de propuesta de engranaje como solución a la transmisión posterior a la activación del actuador. 37
3.10. Vista diagonal de propuesta de tornillo sinfín como solución a la transmisión previo a la activación del actuador. 39
3.11. Vista diagonal de propuesta de tornillo sinfín como solución a la transmisión posterior a la activación del actuador. 39
3.12. Vista lateral de propuesta de tornillo sinfín como solución a la transmisión previo a la activación del actuador. 39
3.13. Vista lateral de propuesta de tornillo sinfín como solución a la transmisión posterior a la activación del actuador. 39
3.14. Vista lateral cono. 43
3.15. Vista lateral soporte. 43
3.16. Cono con valor A/C=5[mm]. 44
3.17. Cono con valor A/C=15[mm]. 44
3.18. Modelo representativo del cono elegido 45
3.19. Modelo representativo del soporte elegido 45

4.1. Primer diseño propuesto de prototipo 47
4.2. Posición de acople. 48
4.3. Posición de desacople. 48
4.4. Diseño propuesto de prototipo 51
4.5. Diseño propuesto de prototipo 52
4.6. Eje de madera fabricado a medida para el prototipo 53
4.7. Vista frontal prototipo fabricado 54
4.8. Vista lateral prototipo fabricado 55
4.9. Vista lateral prototipo fabricado 55
4.10. Prototipo fabricado en posición de no acople. 58
4.11. Prototipo fabricado en posición de acople. 58
4.12. Prototipo fabricado con tensor de salida 59
4.13. Diseño final reducido 60
4.14. Despiece del diseño final 61
4.15. Geometría del eje de transmisión 67
4.16. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión 69

4.17. Acercamiento a las cargas del DCL de la figura 4.17 70
4.18. Cargas aplicadas al soporte y al transmisor 73
4.19. DCL tornillo sinfín 77
4.20. Diagrama de cuerpo libre de la corona 79
4.21. Diagrama de cuerpo libre del eje de la corona 82

A.1. Vista lateral sinfín-soporte 93
A.2. Vista frontal sinfín-soporte 94
A.3. Vista de corte sinfín-soporte 94
A.4. Vista diagonal corona 95
A.5. Vista lateral corona 95
A.6. Vista superior corona 95
A.7. Vista diagonal estructura 1 96
A.8. Vista frontal estructura 1 97
A.9. Vista superior estructura 1 97
A.10. Vista diagonal estructura 2 98
A.11. Vista frontal estructura 2 98
A.12. Vista lateral estructura 2 99
A.13. Vista superior estructura 2 99
A.14. Vista frontal transmisor 100
A.15. Vista lateral transmisor 100

B.1. Modelo de posicionamiento exterior para el imán en el cono 102
B.2. Modelo de posicionamiento posterior para el imán en el cono 104
B.3. Modelo de posicionamiento frontal para el imán en el cono 106
B.4. Modelo de prototipo electro-imán 110
B.5. Bobina fabricada vista lateral 112
B.6. Bobina fabricada vista diagonal 112

C.1. Imagen motor sin núcleo L1630N5M 115
C.2. Características motor sin núcleo L1630N5M 116
C.3. Descripción motor sin núcleo L1630N5M 116
C.4. Imagen reductor 16GPS-2N-28 118
C.5. Características reductor 16GPS-2N-28 119
C.6. Dimensiones reductor 16GPS-2N-28 119
C.7. Imagen acople flexible de aluminio Shaft Coupling 121

C.8. Características acople flexible de aluminio Shaft Coupling 122
C.9. Imagen rodamiento MR128ZZ 123
C.10. Dimensiones rodamiento MR128ZZ 123
C.11. Características rodamiento MR128ZZ 124
C.12. Dimensiones perno M4 125
C.13. Características perno M4 125
C.14. Imagen hilo de pesca de 12 hebras numero 5 127
C.15. Características hilo de pesca de 12 hebras 128
C.16. Imagen actuador lineal LSA14 129
C.17. Características actuador lineal LSA14 130
C.18. Gráfico de fuerza lineal vs velocidad angular actuador lineal LSA14 . . 130

E.1. Geometría del eje de transmisión 136
E.2. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión. 137
E.3. Vista XY de eje de transmisión correspondiente a la figura E.2. Magnitudes correspondientes a la tabla H.5. 139
E.4. Vista XZ de eje de transmisión correspondiente a la figura E.2. Magnitudes correspondientes a la tabla H.5. 140

G.1. DCL del diente del embrague cónico dentado 149

H.1. Diagrama de cuerpo libre del tornillo sinfín 165
H.2. Diagrama de cuerpo libre de la corona. 172

I.1. Diagrama de cuerpo libre del eje de la corona. 178
I.2. Vista YZ de eje de la corona correspondiente a la figura I.1. Magnitudes correspondientes a la tabla I.2. 180
I.3. Vista XZ de eje de la corona correspondiente a la figura I.1. Magnitudes correspondientes a la tabla I.2. 181

Índice de tablas

1.1. Benchmarking técnico de sistemas de transmisión en manos robóticas. . 8

2.1. Lista de atributos distribuidos en objetivos, restricciones y funciones. . . 16
2.2. Longitudes establecidas para la palma de la mano (en milímetros) . . . 23
2.3. Especificaciones de desempeño esperado para el sistema. 24
2.4. Especificación de seguridad esperado para el sistema 25

3.1. Tabla base de evaluación de componentes 26
3.2. Evaluación del Solenoide 29
3.3. Evaluación del electro-imán 30
3.4. Evaluación del micro-motor 32
3.5. Evaluación de la leva 34
3.6. Evaluación del engranaje 37
3.7. Evaluación del tornillo sinfín 40
3.8. Tabla de variaciones de cota para A, B, C y D y sus respectivos ángulos. 44
3.9. Ángulos acople definidos. 45

4.1. Detalles del motor sin núcleo L1630N5M 64
4.2. Detalles del reductor 65
4.3. Detalles del acople 65
4.4. Detalles del actuador 65
4.5. Condiciones de entrada definidas para el sistema 66
4.6. Datos geométricos del eje de transmisión 68
4.7. Cargas aplicadas al eje de transmisión, correspondiente a la figura 4.17 . 70
4.8. Resultados de esfuerzos en los puntos C y D del eje 71
4.9. Cumplimiento factor de seguridad eje de transmisión 71
4.10. Datos geométricos de la chaveta 72

4.11. Verificación estática de la chaveta en punto E 72
4.12. Datos geométricos del soporte 74
4.13. Datos geométricos transmisor 74
4.14. Resultados de verificación en el diente del embrague 75
4.15. Fuerza axial requerida en el embrague 75
4.16. Verificación del transmisor 75
4.17. Datos geométricos y de material del tornillo sinfín 76
4.18. Factores cálculo de la fuerza tangencial permisible 77
4.19. Verificación de fuerza tangencial 78
4.20. Datos geométricos de la corona 78
4.21. Resultados del equilibrio de fuerzas sobre la corona 80
4.22. Verificación de esfuerzo de flexión 80
4.23. Verificación estática de la corona y su unión con el tensor 80
4.24. Geometría y material del eje de la corona 81
4.25. Cargas aplicadas y reacciones en el eje de la corona. 82
4.26. Resultados del análisis de esfuerzos para el punto F 83
4.27. Verificación tensor 83
4.28. Cargas combinadas aplicadas a los rodamientos 84
4.29. Evaluación de rodamiento punto H 84
4.30. Identificación de componentes críticos dentro del sistema 85
4.31. Evaluación de los requerimientos de desempeño obtenidos para el sistema 85
4.32. Aportes dimensionales de cada componente 86
4.33. Evaluación cumplimiento requerimientos geométricos para el sistema . 86

C.1. Datos extraídos del motor sin núcleo L1630N5M 117
C.2. Datos extraídos del reductor 16GPS-2N-28 120
C.3. Datos extraídos del acople flexible de aluminio Shaft Coupling 122
C.4. Datos extraídos del rodamiento MR128ZZ 124
C.5. Datos extraídos del perno M4 126
C.6. Limites de fluencia para el perno M4 126
C.7. Datos extraídos del hilo de pesca de 12 hebras 128
C.8. Datos extraídos del actuador lineal LSA14 131

D.1. Datos utilizados los cálculos de entrada del sistema 132
D.2. Condiciones de entrada definidas para el sistema 134

E.1. Parámetros geométricos y propiedades del eje de transmisión. 136
E.2. Cargas aplicadas al eje de transmisión, correspondiente a la figura 4.17 . 138
E.3. Resultados del análisis de esfuerzos para el punto C y D 143
E.4. Evaluación factor de seguridad del eje de transmisión 143

F.1. Parámetros geométricos y definidos para la chaveta 144
F.2. Resultados de esfuerzo cortante y por aplastamiento sobre la chaveta. . 146
F.3. Evaluación de factores de seguridad en la chaveta 147

G.1. Datos geométricos definidos por diseño para el soporte 148
G.2. Datos geométricos definidos por diseño para el transmisor 149
G.3. Fuerzas aplicadas al punto D 151
G.4. Términos que fueron supuestos para el calculo de esfuerzo por contacto 151
G.5. Términos que fueron supuestos para el cálculo de la resistencia al desgaste 152
G.6. Resultados análisis esfuerzo por contacto 153
G.7. Términos que fueron supuestos para el cálculo de esfuerzo de flexión . . 154
G.8. Términos que fueron supuestos para el cálculo de la resistencia a la flexión 155
G.9. Resultados análisis esfuerzo por contacto 156
G.10. Verificación factor del actuador lineal LSA14 frente al acople 157
G.11. Resultados de esfuerzo sobre el transmisor. 159
G.12. Evaluación cumplimiento transmisor 159

H.1. Parámetros del conjunto sinfín–corona. 160
H.2. Parámetros supuestos para el conjunto sinfín–corona. 161
H.3. Resultados del análisis del subconjunto tornillo sinfín-corona 164
H.4. Resultados cargas aplicadas en el punto E de la figura H.1 168
H.5. Cargas aplicadas al eje de transmisión 168
H.6. Resultados de los cálculos de fuerza tangencial sobre el tornillo sinfín . 171
H.7. Evaluación cumplimiento para tornillo sinfín 171
H.8. Cargas aplicadas y reacciones en la corona. 173
H.9. Resultados de los cálculos de esfuerzo de flexión sobre el diente de la corona 174
H.10. Evaluación cumplimiento para la corona 174
H.11. Datos geométricos de material del perno M4 175
H.12. Resultados de esfuerzo cortante y de flexión sobre el perno M4. 176

H.13. Evaluación cumplimiento para el perno M4 176

I.1. Parámetros geométricos y propiedades del eje de la corona. 177
I.2. Cargas aplicadas y reacciones en el eje de la corona. 179
I.3. Resultados del análisis de esfuerzos para el punto F 184
I.4. Evaluación de cumplimiento para el eje de la corona 184

J.1. Cargas aplicadas a los rodamientos 185
J.2. Resultados cargas combinadas puntos de apoyo rodamiento MR128ZZ . 186
J.3. Cargas combinadas aplicadas a los rodamientos 186

Introducción

El propósito de desarrollar un sistema de transmisión de múltiples ejes, nace como un requerimiento interno dentro del Departamento de Mecánica de la Universidad Técnica Federico Santa María, en el que se busca reemplazar un sistema de transmisión (ubicado en el antebrazo) que actualmente se utiliza para transmitir movimiento a una mano mecánica por uno de menor tamaño. La propuesta consiste en fabricar un prototipo que emplee un único motor de transmisión con múltiples ejes de liberación, capaz de replicar los movimientos generados por el sistema actual. Además, este sistema debe tener un tamaño compacto que le permita integrarse en el espacio equivalente a la palma de una mano.

Por ello, resulta necesario realizar un estudio exhaustivo de los componentes clave del sistema de transmisión, tanto en el diseño mecánico como en los elementos electromecánicos con potencial aplicación. El sistema propuesto empleará un único motor responsable de generar el movimiento, combinado con tensores que lo transmitirán, replicando así la funcionalidad requerida dentro de la mano mecánica.

Objetivo General

En el contexto de diseño de prótesis para miembros superiores con amputación a nivel de la muñeca, donde el espacio disponible limita la incorporación de varios actuadores, se plantea utilizar un único actuador que permite generar el movimiento requerido. Por ello, el objetivo de este trabajo es “Diseñar y fabricar, a nivel de prototipo mediante Fused Deposition Modeling (FDM), un sistema de transmisión capaz de seleccionar de manera independiente distintos ejes de salida para la transferencia de potencia, manteniendo una configuración escalable a dimensiones menores”.

Objetivos Específicos

- Analizar métodos de transmisión de sistemas mecánicos.
- Establecer objetivos, funciones y restricciones del diseño a partir de la identificación del problema.
- Desarrollar criterios de evaluación técnica para las propuestas de diseño.
- Diseñar componentes de transmisión en función de los requerimientos.
- Evaluar el diseño de transmisión.

Capítulo 1

Marco Teórico

1.1. Desafíos en el diseño

El diseño de manos protésicas enfrenta un compromiso crítico de ingeniería entre la funcionalidad (fuerza de agarre y destreza) y las características físicas (peso, tamaño y apariencia) [13]. La literatura actual indica que los usuarios de prótesis reportan consistentemente el exceso de peso, la baja velocidad de respuesta y la falta de fuerza de agarre como las principales causas de abandono del dispositivo [13].

Por lo anterior, el sistema de transmisión no debe considerarse solo como un medio para transferir movimiento, sino como el componente central que determina la viabilidad antropomórfica de la prótesis. La tendencia actual en el estado del arte se aleja de los sistemas rígidos completamente actuados hacia mecanismos subactuados (sistemas con menos actuadores que grados de libertad) y adaptativos. Estos permiten envolver objetos de forma natural sin requerir algoritmos de control excesivamente complejos, optimizando el uso de energía y espacio [15, 17].

1.2. Estado del arte en sistemas de transmisión

La selección del mecanismo de transmisión define la eficiencia, el volumen y la capacidad de carga de la prótesis. A continuación, se analizan los mecanismos predominantes en la literatura y su aplicación específica en el contexto de manos robóticas.

1.2.1. transmisión por elementos flexibles

Este método desacopla la ubicación del actuador de la articulación, permitiendo alojar los motores en el antebrazo o la palma para reducir la inercia distal de los dedos.

Transmisión por tendones

Es el mecanismo más prevalente en prótesis modernas y manos robóticas ligeras [17]. Utiliza cables de alta resistencia (como Dyneema o acero) para traccionar las falanges, simulando la biomecánica humana.

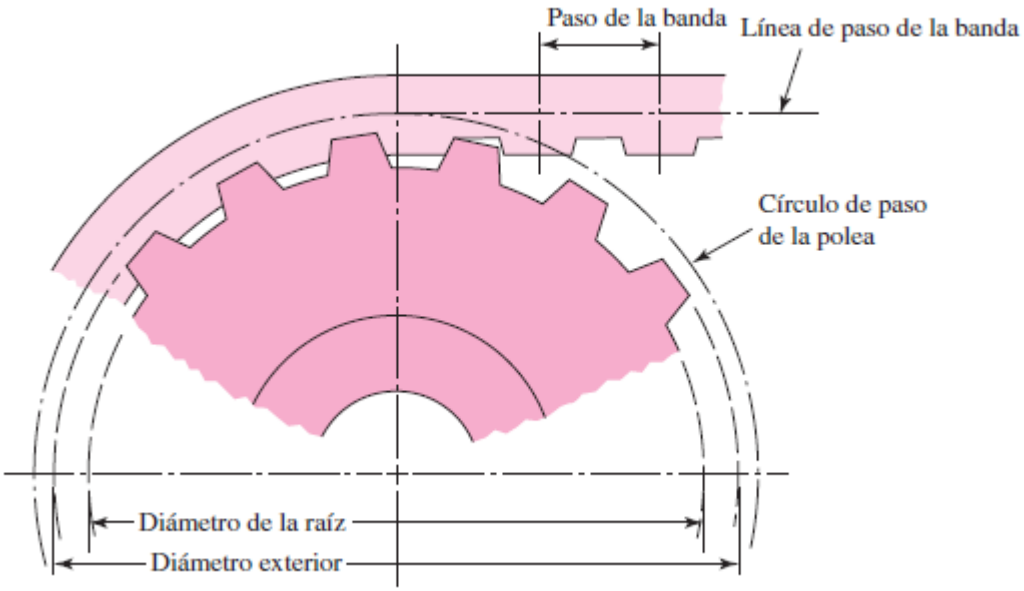
- Ventaja crítica: Permite el uso de mecanismos diferenciales (como el sistema whiffletree) para distribuir la fuerza de un solo motor a múltiples dedos, logrando agarres adaptativos con mínima electrónica [15].

- Limitaciones: Sufre de fricción no lineal y requiere sistemas de pretensado para evitar la histéresis mecánica. Además, estudios comparativos indican que poseen menor rigidez estructural que los sistemas de eslabones [1].

Correas sincrónicas

A diferencia de las correas planas o trapezoidales que dependen de la fricción [7], las correas dentadas garantizan una relación de transmisión constante sin deslizamiento. En prótesis, se utilizan para la primera etapa de reducción desde el motor, ya que son silenciosas y absorben vibraciones mejor que los engranajes metálicos [12].

Figura 1.1: Transmisión por banda sincrónica, utilizada en etapas primarias de reducción por su bajo ruido.



1.2.2. Transmisión por engranajes: contacto directo

Los trenes de engranajes son preferidos cuando se requiere alta precisión posicional y transmisión de grandes torques en volúmenes reducidos. Sin embargo, su implementación en falanges está limitada por la relación fuerza-tamaño: para lograr torques antropomórficos (aprox. 7 Nm), se requieren diámetros que a menudo exceden el espacio disponible en el dedo [10].

Engranajes cónicos y helicoidales

Los engranajes cónicos permiten cambiar el eje de rotación a 90 grados, siendo fundamentales para la articulación de la muñeca o la base del pulgar (oposición) [11]. Por su parte, los engranajes helicoidales ofrecen una operación más silenciosa y mayor capacidad de carga que los rectos debido al contacto gradual de los dientes, aunque generan cargas axiales que requieren rodamientos más robustos [8].

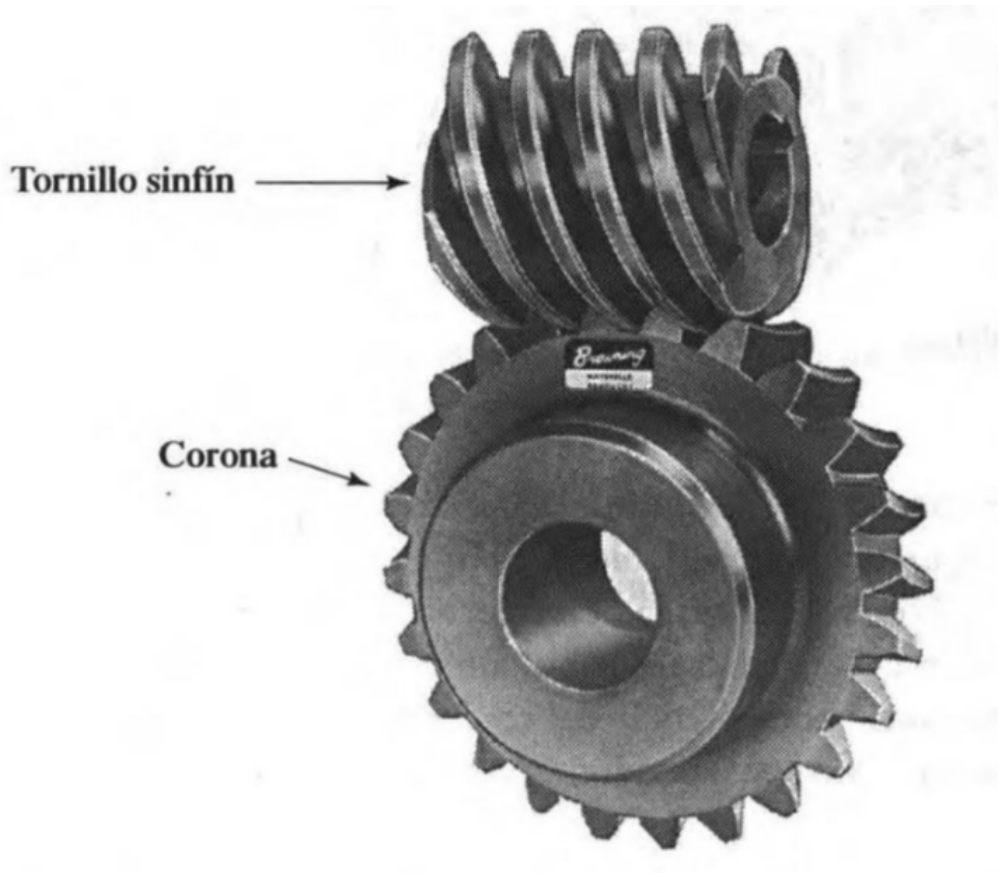
Figura 1.2: Engranaje cónico, comúnmente utilizado para la abducción/aducción del pulgar en prótesis.



Tornillo sinfín-corona

Este mecanismo es de particular interés para el diseño de prótesis debido a su capacidad de **irreversibilidad** (no-contramarcha). Un sistema de sinfín-corona bien diseñado puede mantener el agarre de un objeto sin que el motor consuma energía eléctrica, ya que la carga externa no puede hacer girar al sinfín [11]. Además, ofrece las mayores relaciones de reducción en una sola etapa (típicamente hasta 100:1), permitiendo el uso de motores de alta velocidad y bajo torque que son más compactos.

Figura 1.3: Engranaje de tornillo sinfín, clave para mecanismos de bloqueo pasivo en agarre.



1.3. Análisis comparativo de sistemas de transmisión

Tras la revisión individual de los mecanismos, se presenta en la Tabla 1.1 un análisis comparativo enfocado en las variables críticas para el diseño de una prótesis de mano: densidad de potencia, capacidad de adaptación (agarre), mantenimiento y peso distal.

Esta comparación permite visualizar las limitaciones de las soluciones tradicionales y fundamenta la necesidad de explorar arquitecturas híbridas.

Tabla 1.1: Benchmarking técnico de sistemas de transmisión en manos robóticas.

Criterio	Tendones (Cables)	Eslabones (Varillas)	Engranajes / Sinfín
Densidad de Potencia	**Alta**. Permite motores grandes desplazados en antebrazo [17].	**Media**. Limitada por el tamaño de los eslabones en el dedo.	**Alta**. Pero añade peso significativo en la zona distal.
Adaptabilidad (Agarre)	**Excelente**. Permite cumplimiento pasivo y agarre envolvente [1].	**Baja**. Movimiento rígido predefinido por la cinemática.	**Baja**. Requiere control activo complejo para adaptarse.
Mantenimiento	**Alto**. Requiere retensado frecuente y reemplazo por fatiga [10].	**Bajo**. Solo requiere lubricación en uniones.	**Medio**. Requiere lubricación y protección contra polvo.
Peso en la Mano	**Muy Bajo**. Transmisión ligera, actuador remoto.	**Medio/Alto**. Estructura metálica dentro del dedo.	**Alto**. Alta densidad del material (acero/bronce) [10].
Reversibilidad	**Alta**. El dedo se abre si se tira de él (necesita freno activo).	**Variable**. Depende de la posición de los eslabones (puntos singulares).	**Nula (en Sinfín)**. **Autobloqueante**. Ideal para mantener agarre sin energía.
Aplicación Típica	Prótesis Ligeras y Manos Subactuadas [16].	Prótesis Industriales o de bajo costo (Robusteza).	Prótesis de Alta Gama y Precisión (Ej. Michelangelo).

De este análisis se desprende que, si bien los tendones son superiores en peso, su mantenimiento es problemático. Por otro lado, el tornillo sinfín ofrece la característica crítica de autobloqueo (irreversibilidad), lo cual permite ahorrar energía al mantener objetos sujetos. El desafío de diseño, por tanto, radica en aprovechar la irreversibilidad del sinfín sin penalizar el volumen total de la mano, lo cual justifica la búsqueda de un sistema de transmisión con un único motor centralizado.

1.4. Diseño de ejes y elementos de unión en mecanismos compactos

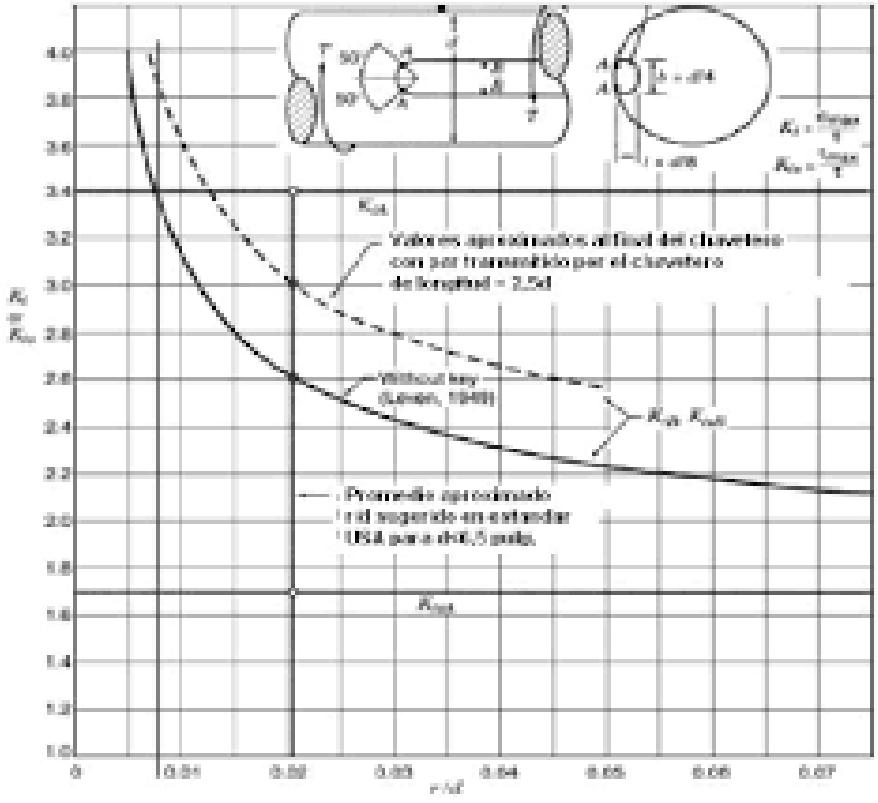
En el diseño de prótesis y mecanismos robóticos de mano, el eje de transmisión cumple la función crítica de soportar y distribuir el par motor hacia múltiples salidas independientes. A diferencia de la maquinaria industrial estacionaria, donde el sobredimensionamiento es aceptable, en una prótesis el diámetro del eje está severamente restringido por las dimensiones antropométricas de la palma (altura y espesor máximos) [11].

1.4.1. Concentración de esfuerzos por elementos de unión

La necesidad de transmitir el par motor a componentes deslizantes (como el sistema de embrague/soporte propuesto en este trabajo) requiere inevitablemente el uso de elementos de unión desmontables, típicamente chavetas, pasadores o ranurados (splines).

La mecanización de chaveteros en ejes de diámetro reducido (generalmente $d < 10$ mm en aplicaciones de mano) introduce discontinuidades geométricas severas. Según la teoría de la mecánica de materiales, estas discontinuidades actúan como concentradores de esfuerzo (K_t), elevando localmente las tensiones de corte y flexión muy por encima del esfuerzo nominal [12].

Figura 1.4: Distribución de esfuerzos de Von Mises en un eje con chavetero, mostrando la concentración crítica en las esquinas interiores.



[Image of stress concentration in shaft keyway diagram]

Este fenómeno es crítico en el diseño de prótesis, ya que los ciclos de carga repetitivos (abrir y cerrar la mano en múltiples ocasiones) pueden inducir fallas por fatiga en estos puntos de concentración si no son analizados correctamente [14].

1.4.2. Rigidez y deflexión

Adicionalmente, en sistemas que utilizan engranajes de tornillo sinfín, se generan fuerzas axiales y radiales significativas. Un eje esbelto (alta relación longitud/diámetro) es susceptible a deflexiones que pueden causar desalineamiento en los engranajes, aumentando el desgaste y reduciendo la eficiencia de transmisión [9]. Por tanto, el diseño debe priorizar no solo la resistencia a la ruptura, sino la rigidez suficiente para mantener la alineación de los componentes móviles bajo carga.

1.5. Generación de potencia mecánica

Todo sistema de transmisión requiere una fuente motriz primaria dimensionada para vencer los pares resistivos del agarre. En el contexto de prótesis de mano, donde el volumen y el peso son restricciones severas, la selección del motor es crítica.

1.5.1. Motores DC sin núcleo

La industria protésica moderna favorece el uso de motores de corriente continua (DC) con tecnología coreless (sin núcleo de hierro en el rotor). A diferencia de los motores DC convencionales, estos poseen un rotor compuesto únicamente por el bobinado (en forma de canasta), lo que reduce drásticamente la inercia rotacional y elimina el par de retención magnético (cogging) [15].

- Alta densidad de potencia: Permiten altas aceleraciones, fundamentales para lograr tiempos de cierre de la mano similares a los humanos (< 1 segundo).
- Eficiencia: Al no tener pérdidas por histéresis en el hierro del rotor, optimizan la duración de la batería.
- Requisito de reducción: Dado que operan a altas velocidades (típicamente $>$ 10,000 RPM) y bajo torque, es imprescindible su acople con etapas de reducción (como el sinfín-corona propuesto en la Sección 1.2.3) para ser útiles en la aplicación.

1.6. Mecanismos de actuación secundaria

Para implementar la arquitectura de transmisión selectiva propuesta en esta memoria, se requiere un sistema secundario capaz de conmutar los estados de acople (embrague) de manera independiente a la fuente de potencia principal. Se evalúan dos tecnologías de actuación lineal para esta tarea.

1.6.1. Solenoides y electro-imanes

Esta categoría engloba a los transductores que convierten energía eléctrica directamente en fuerza lineal mediante campos magnéticos.

- Solenoides: Utilizan un vástago ferromagnético móvil que es atraído hacia el centro de la bobina al energizarse. Proporcionan un movimiento lineal integrado y son el estándar industrial para actuación de tipo (empujar/tirar).

- Electro-imanes: Constan de un núcleo fijo. Se utilizan en conjunto con imanes permanentes (como los de neodimio) para generar fuerzas de atracción o repulsión. Esta configuración permite diseños personalizados de embrague magnético, aunque su fuerza decae drásticamente con la distancia (gap de aire).

Ventajas y limitaciones: Ambos dispositivos destacan por su velocidad de conmutación inmediata (< 50 ms), ideal para cambios rápidos de configuración de agarre [16]. Sin embargo, su fuerza de retención depende de mantener la corriente activa, lo que puede penalizar el consumo energético si no se implementan mecanismos de enclavamiento mecánico o magnético (biestables).

1.6.2. Micro-motores lineales de pasos

Esta alternativa utiliza un micro-motor paso a paso (stepper) con un eje roscado (husillo) integrado, similar al mecanismo de posicionamiento de cabezales en unidades de disco.

- Principio: El motor rota una tuerca o un tornillo, transformando el movimiento rotativo en desplazamiento lineal preciso.

- Ventaja de auto-bloqueo: Debido a la fricción de la rosca, estos actuadores pueden mantener la posición del selector (estado acoplado/desacoplado) sin consumir energía eléctrica, actuando como un freno mecánico pasivo.

- Comparación: A diferencia del solenoide/electro-imán, ofrecen mayor fuerza de empuje y retención pasiva, pero a costa de una velocidad de conmutación significativamente menor.

Figura 1.5: Micro-actuador lineal de husillo. Permite mantener la posición del selector sin consumo energético gracias a la irreversibilidad de la rosca.



1.7. Conclusiones del marco teórico

El análisis del estado del arte ha permitido identificar un conjunto de tecnologías con alto potencial para resolver la problemática de la transmisión en prótesis de mano:

- Los sistemas de tornillo sinfín destacan por su capacidad de autobloqueo, una característica deseable para reducir el consumo energético en agarres estáticos.
- Los motores DC coreless se perfilan como los candidatos ideales para la generación de potencia debido a su alta relación potencia-peso.
- Para la selección de movimiento, se han identificado dos rutas tecnológicas opuestas: la velocidad de los solenoides frente a la capacidad de retención pasiva de los micro-motores lineales.

Sin embargo, la viabilidad de integrar estas tecnologías en un dispositivo del tamaño de una palma humana aún no está determinada. A continuación, en el capitulo 2, se definirán formalmente los requerimientos de diseño, restricciones geométricas y criterios de evaluación cuantitativos que permitirán, posteriormente, seleccionar la combinación óptima entre estas alternativas.

Capítulo 2

Diseño conceptual

2.1. Identificación del problema

El sistema de transmisión actual, basado en la tesis de referencia de Basoalto Calvanese [3], utiliza tres servomotores independientes alojados en el antebrazo para accionar los dedos mediante tres tendones. Si bien esta configuración es funcional, presenta una oportunidad de mejora en términos de volumen y ubicación. La dependencia del espacio en el antebrazo limita la aplicabilidad de la prótesis en pacientes con amputaciones a nivel de desarticulación de muñeca.

El problema técnico a resolver consiste en miniaturizar el sistema de transmisión para permitir su ubicación directamente en la palma de la mano, eliminando los componentes en el antebrazo. Por lo anterior como primer paso se definirá el uso de un único motor de transmisión debido a que los motores son los componentes de mayor tamaño dentro del sistema actual. El desafío radica en reemplazar la fiabilidad de tres motores independientes por un único motor centralizado que sea capaz de gestionar los tres tendones de salida (correspondientes a la arquitectura de la mano de referencia) sin sacrificar la independencia de los dedos ni la confiabilidad mecánica. Por lo anterior, dicho sistema requiere altos estándares ingenieriles ya que un fallo en este sistema comprometería la funcionalidad total de la mano, lo que eleva los requerimientos de desempeño respecto al diseño de referencia.

2.2. Necesidades del diseño

Una vez identificado el problema a resolver por esta tesis es necesario precisar los requerimientos mínimos del sistema con el fin de seleccionar la mejor alternativa para la generación de los prototipos.

2.2.1. Atributos

- Motor único de transmisión
- Tres puntos de transmisión
- Independencia en cada punto de transmisión
- Direccionalidad del movimiento
- Volumen acotado a palma de mano
- Presionan en los estados
- Tiempo de entrega de componentes
- Seguridad en los componentes
- Tiempos de movimiento similares a los de una mano
- Fuerza de agarre similar a la real
- Costo de componentes bajo

Estos atributos se agrupan en objetivos, restricciones y funciones para el diseño en la tabla 2.1.

Tabla 2.1: Lista de atributos distribuidos en objetivos, restricciones y funciones.

Objetivos	**Restricciones**	**Funciones**
• Volumen acotado a palma de mano • Seguridad en los componentes • Tres puntos de liberación • Tiempos de movimiento similares a los de una mano • Fuerza de agarre similar a la real	• Motor único de transmisión • Tiempo de entrega de componentes • Costo de componentes bajo	• Direccionalidad del movimiento • Independencia en cada punto de transmisión • Precisión en los estados

2.3. Análisis de objetivos

Los objetivos definidos para el diseño son, que cuente con un volumen acotado a la palma de una mano, que haya seguridad en los componentes, que cuente con tres puntos de liberación y que tenga tiempos de movimiento similares a los de una mano, estos objetivos serán analizados a continuación:

- Volumen del diseño: Como uno de los objetivos principales de esta memoria que el diseño del sistema de transmisión no supere el volumen de la palma de una mano adulta, determinando un volumen máximo para el diseño a realizar.

- Seguridad del diseño: Como segundo objetivo esta que el diseño sea seguro, tanto en su funcionamiento como en sus componentes.

- Tres puntos de liberación: Como fue mencionado en la identificación del problema el sistema de transmisión a diseñar se busca integrar en una mano ya diseñada la cual cuenta con tres tendones para realizar los movimientos, es por esto que como objetivo del diseño esta que el sistema tenga tres puntos de liberación los cuales sean compatibles con los tres tendones.

- Tiempos de movimiento similares a los de una mano: Como último de los objetivos se busca que el sistema de transmisión cumpla con tiempos de funcionamiento similares a los de una mano, es decir que cuando se quiera contraer uno de los tendones de salida, el tiempo para realizar el movimiento sea similar al del sistema actual dando continuidad a los movimientos.

2.4. Análisis de restricciones

Las restricciones definidas para el diseño son contar con un único motor encargado de transmitir a los puntos de liberación y considerar las condiciones del mercado al elegir los componentes, el análisis de estas restricciones se encuentra a continuación:

- Único motor: Para cumplir con la restricción de un solo motor es necesario utilizar un único eje de transmisión, el cual estará acoplado al motor y sera el encargado de transmitir desde el motor a los puntos de liberación, sumado a esto se buscara un motor que tenga la capacidad de entregar una potencia y velocidad suficientes para cumplir con el desempeño esperado del sistema, esta restricción sin embargo no limita el uso de actuadores de menor potencia para realizar transiciones o cambios de estado dentro del sistema.
- Condiciones del mercado: Como segunda restricción se deberán consideraran las condiciones del mercado a la hora de elegir componente, modelo o tamaño, esto considerara los tiempos de entrega de componentes y los costos, esto con el fin de obtener un diseño lo más factible de fabricar posible.

2.5. Análisis funcional

En un principio, el sistema puede ser visto como una caja negra, pero debido a la restricción impuesta por el motor de transmisión, se requiere de una fuente de energía eléctrica para su accionamiento, así como la presencia de una señal de entrada. De esta misma manera, se espera disipación térmica durante su funcionamiento, provenientes del roce mecánico, así como de los componentes eléctricos/electrónicos, además de la generación de ruido, como se muestra en la figura 2.1

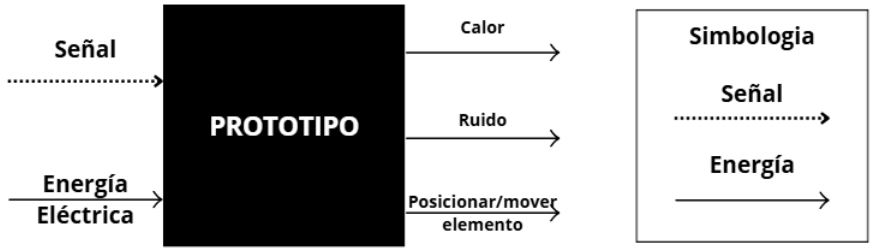


Figura 2.1: Caja negra

Después, y siguiendo la idea de la caja negra, se reconoce que para la transición de los estados (transmisión y no transmisión) para cada punto de liberación se realizara utilizando una serie de actuadores. Por lo tanto, será necesario seleccionar los actuadores los encargados de modificar el estado en cada punto. Como este proceso requiere de una señal, será necesario aportar energía eléctrica a los sistemas que emitan las señales, a los actuadores y al motor de transmisión para realizar los movimientos, como se puede mostrar en la caja transparente de la figura 2.2.

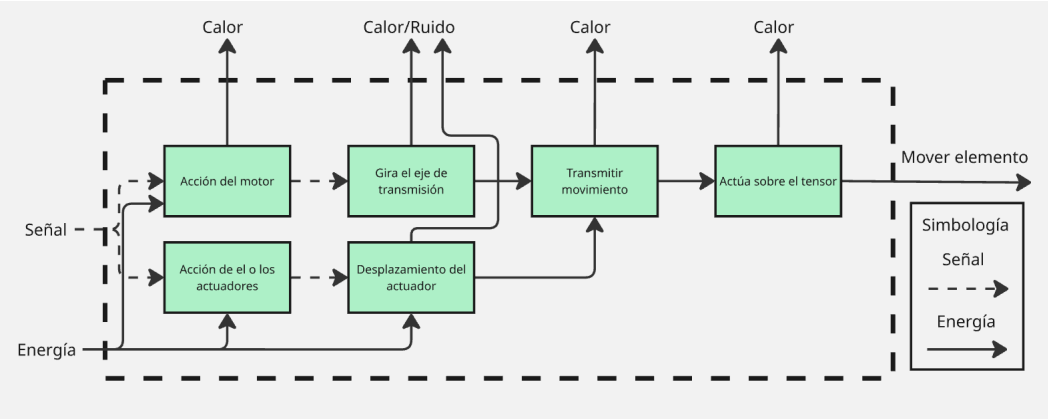


Figura 2.2: Caja transparente.

A partir de esta caja transparente es que se pueden extraer dos funciones claves del diseño, las cuales son la transmisión de movimiento que conecta el eje de transmisión con el tensor y la definición de los actuadores que se utilizaran para realizar esta tarea.

2.6. Criterios de selección y ponderación

Para asegurar una evaluación objetiva de las funciones de diseño identificadas en la sección del análisis funcional (actuadores y transmisión), se han definido cuatro criterios de ingeniería específicos. Estos criterios ponderan los componentes bajo los objetivos, restricciones y funciones del diseño.

1. Reducción del diseño (Ponderación 40 %): Evalúa la capacidad del componente para integrarse dentro del volumen restringido de la palma de la mano. Es el criterio de mayor ponderación, ya que la restricción geométrica es el problema central que esta memoria busca integrar el sistema de transmisión en la palma de la mano. Se penaliza a componentes que requieren volúmenes excesivos para generar el funcionamiento necesario para el sistema.

2. Desempeño (Ponderación 30 %): Evalúa la capacidad del sistema para cumplir el funcionamiento esperado dentro del diseño. El funcionamiento sera evaluado con distintos criterios dependiendo del componente ya sea actuador o transmisor, esto para adaptar la evaluación de mejor manera.

    - Criterio de desempeño actuador:
        - Precisión en los estados: Evalúa la capacidad del sistema para transicionar entre los estados de transmisión y no transmisión de manera firme y sin posiciones intermedias.
    - Criterio de desempeño transmisor:
        - Direccionalidad de la fuerza: Este criterio busca que la transmisión sea autotrabante, es decir que si los tendones quieres desplazarse el sistema este se mantenga fijo, sin desplazarse o soltarse.

3. Seguridad de los componentes (Ponderación 20 %): Evalúa los riesgos operativos inherentes al componente. Considera la seguridad mecánicos de los componentes ante el impacto o el accionamiento del sistema.

4. Factores comerciales (Ponderación 10 %): Evalúa las condiciones del mercado frente a los componentes requeridos para el sistema, y toma en consideración dos criterios.

    - Tiempo de entrega: Este criterio considera los plazos de entrega de los componentes a la hora de adquirirlos para el sistema, buscando obtener los tiempos de entrega menor entre las opciones.
    - Costos de componentes: Este criterio considera el valor de los componentes a la hora de adquirirlos para el sistema, buscando obtener los componentes más baratos dentro del mercado entre las opciones.

2.7. Especificaciones técnicas

En primer lugar, el funcionamiento del prototipo debe permitir que el usuario escoja el o los puntos de liberación dentro del sistema de transmisión. Esta condición tendrá que respetar, o al menos parecerse, a lo referido en las secciones 2.7.1, 2.7.2 y 2.7.3. Estas especificaciones permiten identificar las dimensiones, desempeño y seguridad requerido para el sistema siendo estas las que nos permitirán también evaluar las posibles soluciones planteadas para cumplir con la funcionalidad del diseño permitiendo determinar si el sistema cumple con los objetivos de diseño planteados en la sección 2.2.

2.7.1. Especificaciones geométricas

Con el fin de cumplir el objetivo geométrico planteado en la sección 2.3 es necesario definir las dimensiones que se utilizarán para el diseño del prototipo, las cuales delimitarán nuestro volumen máximo de trabajo y servirán como requerimiento y método de elección de nuestros componentes. Para esto, se usará un documento publicado el 2012 que cuenta con las dimensiones generales de la mano para la población de la VII región de Chile (región del Maule) [6] y se establecerán las dimensiones máximas para nuestro diseño en la siguiente tabla 2.2.

Tabla 2.2: Longitudes establecidas para la palma de la mano (en milímetros)

	Alto	Ancho	Espesor
Palma	89,6	81,8	19,1

En la figura 2.3 visualizan las dimensiones de la mano, donde en relacion a las longitudes establecidas se pueden ordenar como:

- 2: Alto de la palma
- 3: Ancho de la palma
- 5: Espesor de la palma

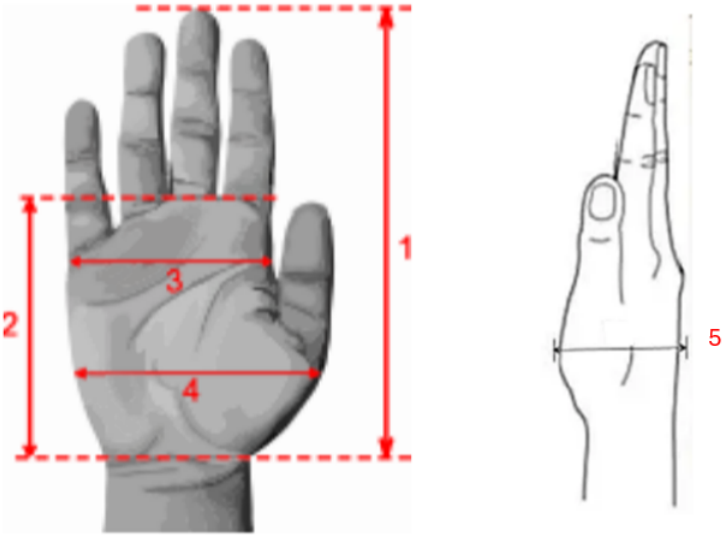


Figura 2.3: Dimensiones mano humana adulta

Es importante mencionar que el desarrollo del diseño estará enfocado unicamente en la palma de la mano, por esto el resto de componentes de la mano no se consideraran en la geometría.

2.7.2. Especificaciones de desempeño

Con el fin de cumplir el objetivo de desempeño planteado en la sección 2.3 es necesario definir las especificaciones de desempeño para el sistema, para esto del paper “Grip Strength across the Life Course: Normative Data from Twelve British Studies” [5] se extrae el agarre o ”grip”que posee una mano de un hombre adulto, así como el tiempo que se demora en realizar el movimiento de la mano y el desplazamiento mínimo que debe tener el tensor para completar el movimiento al cien por ciento. A partir de dichas especificaciones es que se definen las especificaciones desempeño las que se detallan en la tabla 2.3.

Tabla 2.3: Especificaciones de desempeño esperado para el sistema.

Parámetro	**Valor**	**Unidad**
Fuerza de agarre	460	N
Tiempo máximo	2	Segundos
Distancia mínima	30	mm

2.7.3. Especificaciones de seguridad para evaluar la reductibilidad

Con el fin de cumplir el objetivo de seguridad planteado en la sección 2.3 es necesario definir el factor de seguridad mínimo para el sistema, el cual permitirá evaluar si el diseño cumple con criterios de seguridad para su funcionamiento, este factor de seguridad se extrae del libro Shingley [4] el cual menciona que para sistemas con incertidumbre el factor de seguridad deberá ser de dos o más, esta especificación queda detallado en la tabla 2.4.

Tabla 2.4: Especificación de seguridad esperado para el sistema

Parámetro	Valor	Unidad
FS mínimo	2	-

Capítulo 3

Desarrollo del diseño

Con el fin de cumplir con los objetivos del diseño es necesario que se cumpla con ciertas funciones las cuales fueron planteadas en la caja transparente figura 2.2. Para el cumplimiento de estas se describirán y plantearan una serie de alternativas las cuales serán evaluadas a partir de las especificaciones técnicas del diseño para obtener la alternativa que satisfaga con el funcionamiento y los objetivos esperados.

La evaluación de estas alternativas se realizara mediante los criterios de selección y ponderación descritos en la sección 2.6. Se elegirá el componente que tenga mayor puntaje ponderado total, esta evaluación será plasmada en tablas como la tabla 3.1 que se encuentra a continuación:

Tabla 3.1: Tabla base de evaluación de componentes

Criterio de Selección	**Porcentaje (%)**	**Nota (1-5)**	**Puntaje Ponderado**
Reducción del diseño	40 %	-	-
Funcionamiento	30 %	-	-
Seguridad de componentes	20 %	-	-
Factores comerciales	10 %	-	-
TOTAL	**100 %**		**-**

Se considerara la nota 1 como el no cumplimiento del criterio y la nota 5 como el cumplimiento del criterio.

3.1. Elección de actuadores

Para alcanzar la independencia en los ejes de liberación, es fundamental que el cambio de estado se realice de forma independiente. Con el fin de cumplir con esta funcionalidad se propone el uso de actuadores, los que permitan que se adopten dos posiciones definidas desplazando un embrague o acople, el cual tendrá como función el unir el eje de transmisión con el punto de liberación, definiendo de esta forma: una posición de transmisión y una posición de no transmisión. La evaluación de estos actuadores se centrara en tres componentes estos son Solenoides, Electro-imán y Micromotor. Adicionalmente, se considerará un componente de conexión cuya función será unir el actuador con el embrague para la correcta transmisión del movimiento.

A continuación se plantean las siguientes soluciones para lograr el funcionamiento esperado del diseño. Cada una de las soluciones se describirá y evaluará para poder definir la que mejor se adapte a la funcionalidad del diseño.

3.1.1. Solenoides

Se propone el uso de solenoides para realizar los cambios de estado. Este componente se integrará en una posición estratégica donde pueda desplazar eficientemente la transmisión. Al activar el actuador este se contrae debido al campo magnético generado por la bobina, cuando el solenoide deja de recibir corriente un resorte se extiende al solenoide obteniendo así dos estados bien definidos. En figura 3.1 se puede ver un solenoide extendido, siendo esta su posición inicial, mientras que en la figura 3.2 se puede ver el solenoide contraído, siendo esta su posición final, cambiando entre estos dos estados al entregarle corriente o al dejar de hacerlo, de esta forma se obtienen dos estados bien definidos para el componente.



Figura 3.1: Imagen de solenoide extendido



Figura 3.2: Imagen de solenoide contraído

Esta propuesta de solución será evaluada según los criterios descritos en la sección 2.6. Para esta evaluación se considero lo siguiente:

- Reducción del diseño: Al analizar y buscar solenoides en el mercado se identifico una variedad de tamaños los cuales podían ser de utilidad para el diseño, aun así se identifico como posible limitante la carga que pueda aplicar el solenoide elegido dentro del sistema, por esta incertidumbre se le otorgo la nota de 4 para este criterio.

- Precisión de los estados: El solenoide es capaz de mantener dos estados bien definidos, teniendo transiciones limpias y definidas entre estos estados, es por este análisis que se le otorgo la nota de 5 para este criterio.

- Seguridad de los componentes: Al ser un componente comercial el cual sigue una serie de criterios de seguridad para ser comercializado se le dio una nota de 5 para este criterio.

- Factores comerciales: Se identificaron distintos solenoides en el mercado, los cuales variaban considerablemente en costo y tiempo de entrega, esta variedad permite elegir la mejor opción dentro del mercado, aun así al no conocer las especificaciones de funcionamiento para el componente se definió darle una nota de 4 para este criterio debido a esta incertidumbre.

El resultado de esta evaluación de detalla en la tabla 3.2. A partir de esta evaluación la propuesta de solución del solenoide como elección de actuador es ACEPTADA.

Tabla 3.2: Evaluación del Solenoide

Criterio de Selección	**Porcentaje (%)**	**Nota (1-5)**	**Puntaje Ponderado**
Reducción del diseño	40 %	4	1.6
Precisión de estados	30 %	5	1.5
Seguridad de componentes	20 %	5	1
Factores comerciales	10 %	4	0.4
TOTAL	**100 %**		**4.6**

3.1.2. Electro-imán

La segunda propuesta planteada se basa en el uso de un electro-imán en combinación con un imán de neodimio. Este diseño se fundamenta en el uso del campo eléctrico entre el electro-imán y el imán de neodimio para generar atracción o repulsión entre estos componentes. Con esto como base se plantean dos estados bien definidos entre los componentes, el primero donde el campo eléctrico mantenga los componentes separados y un segundo estado donde el campo eléctrico mantenga acoplados los componentes. La evaluación de esta alternativa de actuador consta de una etapa de fabricación del electro-imán y del desarrollo de un prototipo para evaluar la capacidad de funcionamiento del electro-imán como actuador este desarrollo queda detallado en el anexo B. Esta propuesta de solución será evaluada según los criterios descritos en la sección 2.6. Para esta evaluación se considero lo siguiente:

- Reducción del diseño: A partir de la fabricación de este componente se pudo determinar que no era posible fabricar un electro-imán reducido para el sistema, es por esto que se le dio la nota de 1 al no cumplir con el criterio.

- Precisión de los estados: Al fabricar el componente fue posible obtener dos estados bien definidos dentro de su funcionamiento, aun así durante la fabricación se vieron problemas en la transición de los estados siendo incapaz en múltiples momentos de transicionar correctamente, es por esta serie de deficiencias que se le dio la nota de 3 para este criterio.

- Seguridad de los componentes: El fabricar el componente se identifico que se sobre-calentaba el embobinado del componente, derritiendo el núcleo y deformando el electro-imán lo que generaba una situación de riesgo dentro del sistema, debido a este gran riesgo se le dio una nota de 1 para este criterio.

- Factores comerciales: Se identificaron distintos solenoides en el mercado, los cuales variaban considerablemente en costo y tiempo de entrega, esta variedad permite elegir la mejor opción dentro del mercado, aun así al no conocer aun las especificaciones de funcionamiento para el componente se definió darle una nota de 3 para este criterio debido a esta incertidumbre.

El resultado de esta evaluación de detalla en la tabla 3.3. A partir de este desarrollo y evaluación se llego a que la propuesta de solución del electro-imán como elección de actuador es RECHAZADA debido a su bajo puntaje ponderado total.

Tabla 3.3: Evaluación del electro-imán

Criterio de Selección	**Porcentaje (%)**	**Nota (1-5)**	**Puntaje Ponderado**
Reducción del diseño	40 %	1	0.4
Precisión de estados	30 %	3	0.9
Seguridad de componentes	20 %	1	0.2
Factores comerciales	10 %	3	0.9
TOTAL	**100 %**		**2.4**

3.1.3. Micro-motor

La tercera y última de las propuestas de solución planteadas es la de utilizar un micro-motor como actuador, el funcionamiento de este componentes es que mediante el uso de un controlador se pueden definir posiciones específicas donde se desplazará una parte de este componente, siendo capaz de tener dos o más posiciones bien definidas.

A este micro-motor mediante ordenes entregadas por el controlador, puede pasar a una segunda posición, en la figura 3.3 se ven los micro-motores en los dos estados, de esta forma obteniendo dos posiciones definidas, en las cuales puede actuar este componente.

Esta propuesta de solución será evaluada según la tabla descrita en la sección 3. Para esta evaluación se considero lo siguiente:

- Reducción del diseño: Al analizar y buscar micro-motores en el mercado se identifico una variedad de tamaños los cuales podían ser de utilidad para el diseño, aun así se identifico como posible limitante la carga que pueda aplicar el componente elegido dentro del sistema, por esta incertidumbre se le otorgo la nota de 4 para este criterio.

- Precisión de los estados: El micro-motor es capaz de mantener dos estados bien definidos, teniendo transiciones limpias y definidas entre estos estados, es por este análisis que se le otorgo la nota de 5 para este criterio.

- Seguridad de los componentes: Al ser un componente comercial el cual sigue una serie de criterios de seguridad para ser comercializado se le dio una nota de 5 para este criterio.

- Factores comerciales: Se identificaron distintos micro-motores en el mercado, los cuales variaban considerablemente en costo y tiempo de entrega, esta variedad permite elegir la mejor opción dentro del mercado, aun así al no conocer aun las especificaciones de funcionamiento para el componente se definió darle una nota de 4 para este criterio debido a esta incertidumbre.

El resultado de esta evaluación de detalla en la tabla 3.4, a partir de esta evaluación la propuesta de solución del micro-motor como elección de actuador es ACEPTADA.



Figura 3.3: Imagen micro-motores en dos posiciones distintas definidas.

Tabla 3.4: Evaluación del micro-motor

Criterio de Selección	**Porcentaje (%)**	**Nota (1-5)**	**Puntaje Ponderado**
Reducción del diseño	40 %	4	1.6
Precisión de estados	30 %	5	1.5
Seguridad de componentes	20 %	5	1
Factores comerciales	10 %	4	0.5
TOTAL	**100 %**		**4.6**

3.2. Elección de la transmisión

Una vez definidos que actuadores cumplen con los requerimientos del diseño, se debe evaluar como se va a realizar la transmisión dentro del sistema. Esta función se define como la encargada de transmitir el movimiento desde el eje de transmisión hasta el tensor de salida del sistema, es por esto que la elección de este componente es vital para el correcto desempeño del diseño. La elección de los componentes va a estar regida por lo planteado en el capitulo 2.6 para de esta forma obtener el componente encargado de la transmisión. Esta evaluación tendré en consideración un único punto de liberación en vez de los tres requeridos del sistema.

3.2.1. Leva

Se propone el uso de una leva que rota solidariamente con el eje gracias al uso de una chaveta/cuña. Esta leva se desplaza libremente a lo largo del eje. Este desplazamiento se realizara gracias al uso de los actuadores previamente descritos. En la figura 3.4 se visualiza el primero de los estados donde estaría la leva, en este estado no transmitiría el torque hacia la polea donde estaría el tensor para generar movimiento hacia el exterior.

Una vez se acciona el actuador este transmite su movimiento a la leva, la cual se desplaza a lo largo del eje pasando al segundo estado como se muestra en la figura 3.5.

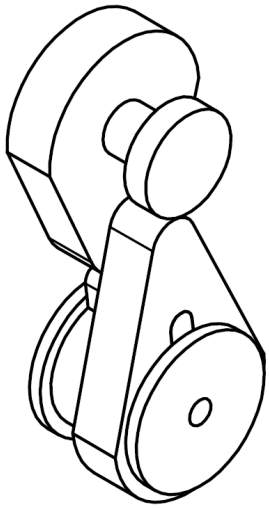


Figura 3.4: Vista diagonal configuración de funcionamiento para leva en su estado de descanso.

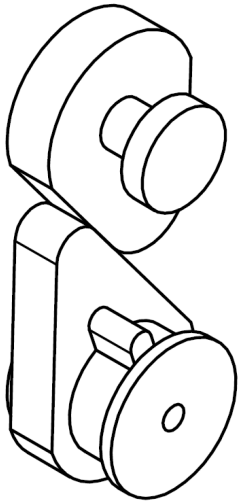


Figura 3.5: Vista diagonal configuración de funcionamiento para leva en su estado de transmisión.

En este estado la leva es capaz de transmitirle rotación a la polea la cual gracias a un tensor unido a la polea transmite el movimiento.

Esta propuesta de solución será evaluada siguiendo los criterios descritos en la sección 2.6. Para esta evaluación se considero lo siguiente:

- Reducción del diseño: Al analizar la naturaleza de la leva se identifico una serie de levas de distintos tamaños los cuales podrían cumplir con el requerimiento de tamaño del diseño, aun así al no cuantificar la carga a la que estarían sometidos se genera una incertidumbre respecto a si es reducible, es por esta incertidumbre que se le dio una nota de 4 para este criterio.

- Direccionalidad de la fuerza: La leva no es capaz de direccionar la fuerza, siendo desplazado tanto por el eje de transmisión como por el exterior en caso de aplicarse una fuerza externa, es por este nulo cumplimiento que se le dio una nota de 1 para este criterio.

- Seguridad de los componentes: Este componente tiene la capacidad de ser fabricado en múltiples materiales lo que permite que soporte altas cargas al ser reducible, aun así al igual que para el caso de la reducción no se tiene certeza de la seguridad del componente, es por esta incertidumbre que se le otorga una nota de 4 para este criterio.

- Factores comerciales: Hay una gran variedad de levas en el mercado, y aun así es un componente con una alta simpleza lo que lo permite la posibilidad de fabricarlo a la medida en caso de ser necesario, es por esta versatilidad que se le da una nota de 5 para este criterio.

El resultado de esta evaluación de detalla en la tabla 3.5, a partir de esta evaluación la propuesta de solución de la leva como elección de la transmisión es RECHAZADA.

Tabla 3.5: Evaluación de la leva

Criterio de Selección	**Porcentaje (%)**	**Nota (1-5)**	**Puntaje Ponderado**
Reducción del diseño	40 %	4	1.6
Direccionalidad de la fuerza	30 %	1	0.3
Seguridad de componentes	20 %	4	0.8
Factores comerciales	10 %	5	0.5
TOTAL	**100 %**		**3.2**

3.2.2. Engranaje

El funcionamiento del engranaje se explica de la siguiente forma. El engranaje por medio de una chaveta se encuentra asociado al eje de transmisión donde rotan en conjunto. Esto se puede observar en las figuras 3.6 3.8, siendo este el estado inicial del sistema.

Al enviarse la señal hacia el actuador este se desplazaría, transmitiendo ese desplazamiento hacia el engranaje produciendo que este se acople. Algo relevante respecto a este cambio de estado es que para realizarlo el eje de transmisión debe estar en reposo, para que de esta forma los dientes del engranaje se acoplen correctamente, una vez realizado el acople se puede transmitir la rotación del eje hacia el componente encargado de convertir esta rotación en tensión mediante el tensor que se plantea posicionar en su costado, como se ve en las figuras 3.7 3.9, de esta forma se genera el movimiento hacia el exterior.

Esta propuesta de solución será evaluada siguiendo los criterios descritos en la sección 2.6. Para esta evaluación se considero lo siguiente:

- Reducción del diseño: Al analizar la naturaleza del engranaje se identifico una serie de engranajes de distintos tamaños los cuales podrían cumplir con el requerimiento de tamaño del diseño, aun así al no cuantificar la carga a la que estarían sometidos se genera una incertidumbre respecto a si es reducible, es por esta incertidumbre que se le dio una nota de 4 para este criterio.

- Direccionalidad de la fuerza: El engranaje no es capaz de direccionar la fuerza, siendo desplazado tanto por el eje de transmisión como por el exterior en caso de aplicarse una fuerza externa, es por este nulo cumplimiento que se le dio una nota de 1 para este criterio.

- Seguridad de los componentes: Este componente tiene la capacidad de ser fabricado en múltiples materiales lo que permite que soporte altas cargas al ser reducible, aun así al igual que para el caso de la reducción no se tiene certeza de la seguridad del componente, es por esta incertidumbre que se le otorga una nota de 4 para este criterio.

- Factores comerciales: Hay una gran variedad de engranajes en el mercado, y aun así es un componente con una alta simpleza lo que lo permite la posibilidad de

fabricarlo a la medida en caso de ser necesario, es por esta versatilidad que se le da una nota de 5 para este criterio.

El resultado de esta evaluación de detalla en la tabla 3.6. A partir de esta evaluación la propuesta de solución del engranaje como elección de la transmisión es RECHAZADA.

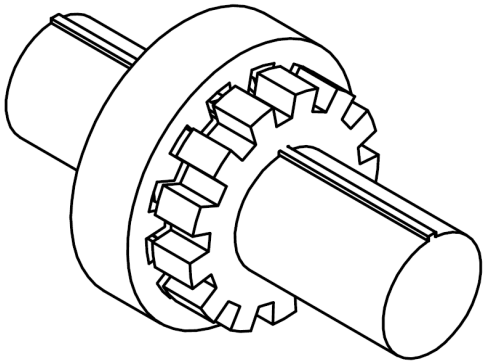


Figura 3.6: Vista diagonal de propuesta de engranaje como solución a la transmisión previo a la activación del actuador.

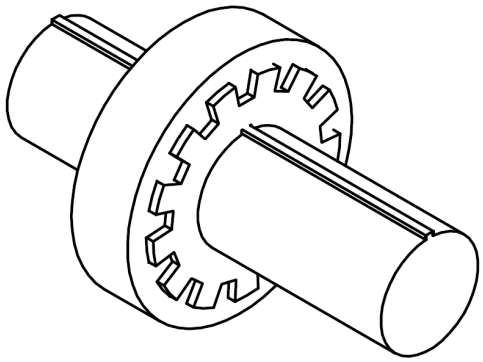


Figura 3.7: Vista diagonal de propuesta de engranaje como solución a la transmisión posterior a la activación del actuador.

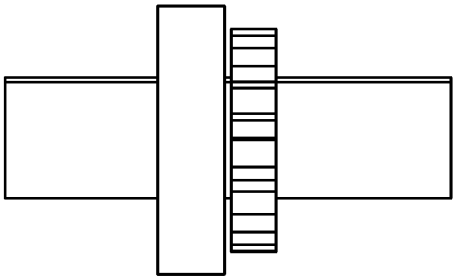


Figura 3.8: Vista lateral de propuesta de engranaje como solución a la transmisión previo a la activación del actuador.

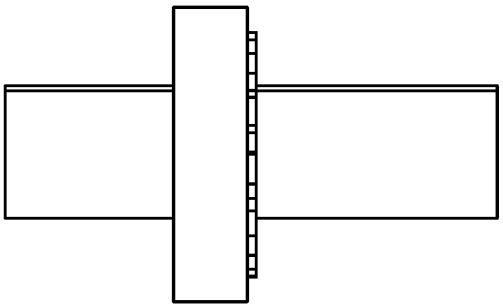


Figura 3.9: Vista lateral de propuesta de engranaje como solución a la transmisión posterior a la activación del actuador.

Tabla 3.6: Evaluación del engranaje

Criterio de Selección	**Porcentaje (%)**	**Nota (1-5)**	**Puntaje Ponderado**
Reducción del diseño	40 %	4	1.6
Direccionalidad de la fuerza	30 %	1	0.3
Seguridad de componentes	20 %	4	0.8
Factores comerciales	10 %	5	0.5
TOTAL	**100 %**		**3.2**

3.2.3. Tornillo sinfín

Como última propuesta de transmisión se plantea el uso de un tornillo sinfín el cual junto a una corona lograría transmitir el torque del eje de transmisión hasta la corona, la cual teniendo el tensor unido a ella logra generar movimiento hacia el exterior. En las figuras 3.10 y 3.12 se visualiza la configuración inicial del sistema, en las imágenes se visualiza un componente el cual fue denominado como soporte, este componente es el encargado de producir la transmisión entre el eje de transmisión y el tornillo sinfín.

Cuando se quiere pasar al estado de transmisión el actuador trabaja sobre el soporte desplazándolo a través del eje llevándolo al segundo estado al estado de transmisión, es importante mencionar que este cambio de estado se puede realizar sin detener el eje de transmisión, lo que plantea una ventaja a la hora de realizar las transiciones, como se puede ver en las figuras 3.11 y 3.13. De esta forma al girar el tornillo sinfín solidariamente con el eje se transmite esta rotación hacia la corona la cual es la encargada de mediante el tensor generar el movimiento hacia el exterior.

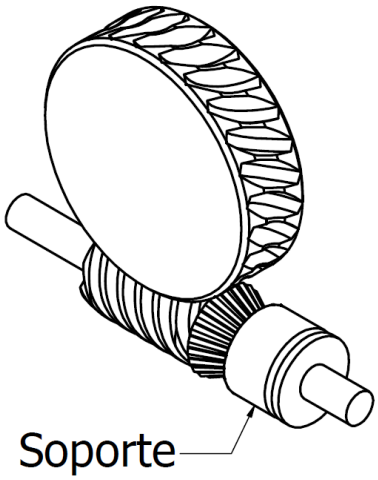


Figura 3.10: Vista diagonal de propuesta de tornillo sinfín como solución a la transmisión previo a la activación del actuador.

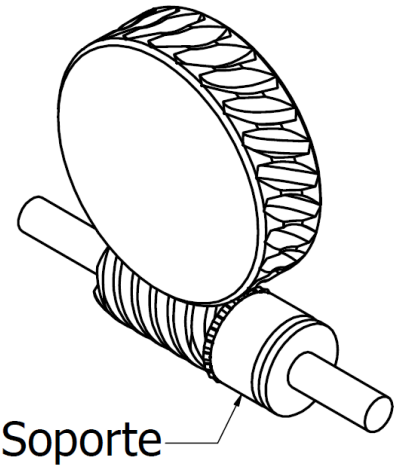


Figura 3.11: Vista diagonal de propuesta de tornillo sinfín como solución a la transmisión posterior a la activación del actuador.

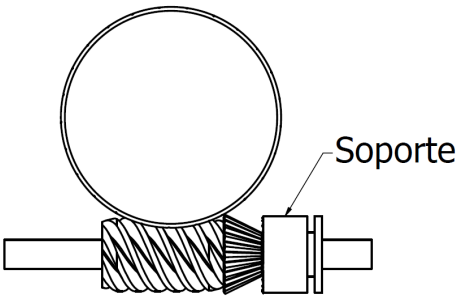


Figura 3.12: Vista lateral de propuesta de tornillo sinfín como solución a la transmisión previo a la activación del actuador.

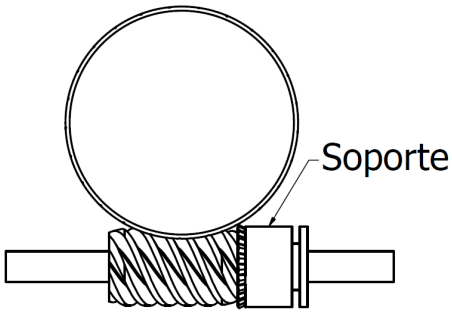


Figura 3.13: Vista lateral de propuesta de tornillo sinfín como solución a la transmisión posterior a la activación del actuador.

Esta propuesta de solución será evaluada siguiendo los criterios descritos en la sección 2.6. Para esta evaluación se considero lo siguiente:

- Reducción del diseño: Al analizar la naturaleza del componente se identifico una serie de tornillos sinfín de distintos tamaños los cuales podrían cumplir con el requerimiento de tamaño del diseño, aun así al no cuantificar la carga a la que estarían sometidos se genera una incertidumbre respecto a si es reducible, es por esta incertidumbre que se le dio una nota de 4 para este criterio.

- Direccionalidad de la fuerza: El tornillo sinfín es el único componente que cumple totalmente con este criterio, ya que al ser autotrabante la fuerza exterior no lo desplaza permitiendo que la fuerza vaya desde el sistema al exterior y no al inverso, es por esto que se le da una nota de 5 para este criterio.

- Seguridad de los componentes: Este componente tiene la capacidad de ser fabricado en múltiples materiales lo que permite que soporte altas cargas al ser reducible, aun así al igual que para el caso de la reducción no se tiene certeza de la seguridad del componente, es por esta incertidumbre que se le otorga una nota de 4 para este criterio.

- Factores comerciales: Hay una gran variedad de tornillos sinfín en el mercado, este componente a diferencia de los anteriores presenta una mayor dificultad a la hora de fabricarlo debido a la complejidad de su forma, es por esto que se le da una nota de 3 para este criterio.

El resultado de esta evaluación de detalla en la tabla 3.7. A partir de esta evaluación la propuesta de solución del tornillo sinfín como elección de la transmisión es ACEPTADA, considerando una futura evaluación debido a su reductibilidad.

Tabla 3.7: Evaluación del tornillo sinfín

Criterio de Selección	**Porcentaje (%)**	**Nota (1-5)**	**Puntaje Ponderado**
Reducción del diseño	40 %	4	1.6
Direccionalidad de la fuerza	30 %	5	1.5
Seguridad de componentes	20 %	4	0.8
Factores comerciales	10 %	3	0.3
TOTAL	**100 %**		**4.2**

3.3. Elección del acople

El acople de la transmisión juega un papel fundamental debido a que unirá el eje de transmisión con el tornillo sinfín, esta sección del diseño debe cumplir con dos condiciones principales para garantizar su correcto funcionamiento. La primera de estas condiciones es asegurar que el acople permita transiciones suaves entre las posiciones de acople y desacople, evitando golpes o fricciones innecesarias que puedan afectar la eficiencia del sistema o provocar que se produzcan posiciones intermedias que eviten la transmisión. La segunda condición clave es la tracción de cada acople, logrando una transmisión correcta.

El diseño propuesto para el acople busca cumplir con ambas condiciones, priorizando inicialmente la suavidad de las transiciones, y en segundo lugar, propone mantener una alta tracción para el sistema. Se decidió utilizar un embrague cónico dentado por sobre otras opciones debido al cumplimiento de estas opciones y a su mejor ajuste a los objetivos y restricciones del diseño.

Se describirán las variables que afectan el acople, considerando las restricciones de diseño y las condiciones que se evaluarán para elegir la pieza más adecuada. Estas decisiones se basarán en los requerimientos definidos previamente en el diseño del sistema.

3.3.1. Cono y soporte

Para el sistema de acople entre el eje de transmisión y el tornillo sinfín, se han definido dos componentes principales: el cono y el soporte. Estas piezas al acoplarse son las encargadas de transmitir la rotación teniendo como función mantener una tracción constante entre los componentes para evitar pérdidas en el movimiento. En cuanto al diseño de estas piezas, se ha propuesto una configuración base que incluye una serie de variables las que generan una diferencia geométrica entre los componentes. Estos se imprimirán en 3D con distinto largos que van de 5[mm] a 15[mm] y la altura de los dientes que variara entre 0,25 [mm] y los 0,5[mm], al generar una combinatoria se obtendrá una serie de conos y soportes. Esta variación de largos se realizó para evaluar los distintos ángulos del acople, partiendo por un ángulo amplio de 45 grados y finalizando con un ángulo estrecho de 18 grados, esto debido a que el ángulo del cono es una de las variables al analizar en acoples dentados cónico. Estos serán evaluados para determinar cuál de las configuraciones ofrece el mejor acople para el diseño.

El análisis de estas variables será fundamental para garantizar que las piezas cumplan con los definido para el sistema. Las pruebas y comparaciones entre las distintas variables permitirán identificar cuál es la opción óptima, teniendo en cuenta las condiciones de acople definidas previamente. A continuación, se presenta un plano donde se describen las piezas y las cotas que se someterán a variación durante este proceso de evaluación.

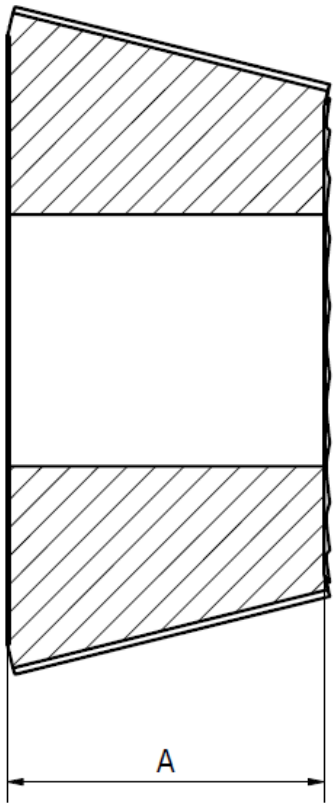


Figura 3.14: Vista lateral cono.

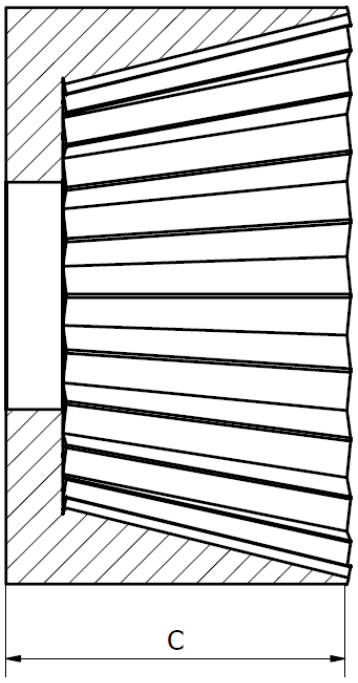


Figura 3.15: Vista lateral soporte.

En las figuras 3.14 y 3.15 se identifican las cotas A y C con A=C. Para A/C se evaluaron tres dimensiones, optimizando el compromiso entre reducibilidad estructural y la tracción entre los componentes. Paralelamente, realizan variaciones en la altura del diente del engranaje cónico, para altura de diente se denominan las medidas B/D, verificando su compatibilidad con las soluciones de A/C. La selección final consideró la capacidad de transmisión entre el cono y el soporte manteniendo un acople preciso entre sus partes.

Una vez establecidos los requisitos críticos para el acople, se fijaron los valores de las cotas B y D, correspondientes a la longitud del dentado. Esta dimensión se determinó con el fin de garantizar una transmisión correcta entre los componentes, siendo estos capaces de mantener esta tracción durante el tiempo. Al mantener B y D constantes, el estudio se centra en analizar el efecto de la variación de otras cotas, aislando así su influencia en el desempeño del sistema.

Para las cotas A y C se definieron tres valores distintos, generando seis configu-

raciones posibles al combinarlas con los valores fijos de B y D. Cada configuración será evaluada mediante la fabricación de estos componentes mediante la impresión en 3D esto para validar su capacidad de transmisión de potencia. Los datos a evaluar se detallan en la tabla 3.8. En las figuras 3.16 y 3.17 se visualiza el tamaño mínimo para la cota A/C y su tamaño máximo.

Tabla 3.8: Tabla de variaciones de cota para A, B, C y D y sus respectivos ángulos.

A/C	B/D	Angulo del cono
5[mm]	0,25[mm]	45°
10[mm]	0,25[mm]	27°
15[mm]	0,25[mm]	18°
5[mm]	0,5[mm]	45°
10[mm]	0,5[mm]	27°
15[mm]	0,5[mm]	18°

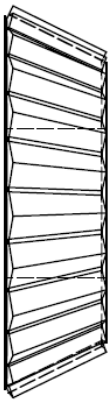


Figura 3.16: Cono con valor A/C=5[mm].

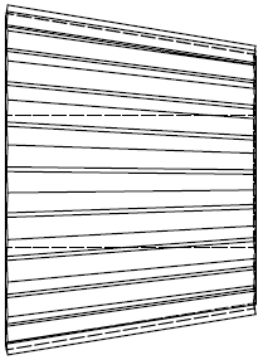


Figura 3.17: Cono con valor A/C=15[mm].

El análisis de los componentes se dividió en dos etapas. La primera consistió en la impresión 3D de la pieza y su posterior inspección visual, enfocada en evaluar la precisión geométrica del dentado del cono. La segunda etapa involucró el ensamblaje manual controlado entre el cono y el soporte, verificando la capacidad de transición entre los componentes sin fuerzas excesivas,la ausencia de juego mecánico y la transmisión de tracción constante bajo carga axial.

Lo anterior, permitió descartar las variantes que incumplieron los criterios establecidos en cada etapa. En la primera fase, se eliminaron todas las piezas con cota B/D

= 0.25 mm, ya que la impresión 3D no logró reproducir el dentado con la calidad necesaria eliminando esta configuración. Problemas similares afectaron a la variante con cota A/C = 5 mm y altura de diente = 0.5 mm, la cual fue rechazada por su baja tracción entre los componentes. Tras este filtrado, la quinta configuración se seleccionó como óptima al presentar el menor volumen entre las opciones viables, cumpliendo simultáneamente con los requisitos de funcionalidad y compactabilidad. En la siguiente tabla 3.9 se detallan sus parámetros geométricos y tanto en la figura 3.18 como en la figura 3.19 se puede ver el modelo diseñado del como y soporte elegidos.

Tabla 3.9: Ángulos acople definidos.

A/C	B/D	Ángulo de cono
10	0,5	27°

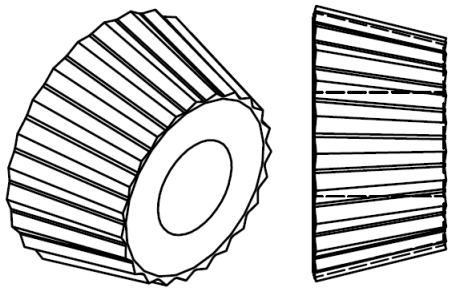


Figura 3.18: Modelo representativo del cono elegido

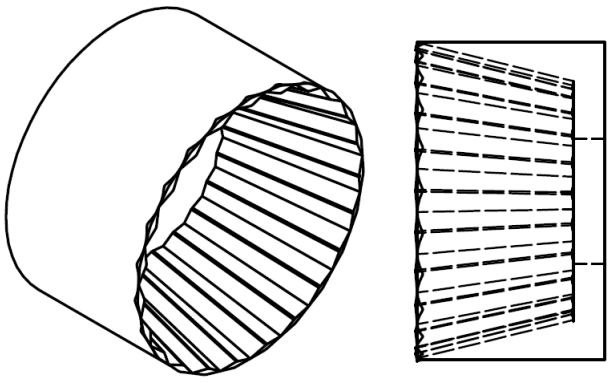


Figura 3.19: Modelo representativo del soporte elegido

Capítulo 4

Fabricación de prototipo

Una vez definidos los componentes claves del diseño, se procede con la fabricación de un prototipo funcional con el fin de evaluar su funcionamiento respecto a las necesidades de esta memoria. Para este proceso se utilizara impresión en 3D para fabricar los componentes. Se fabricara un prototipo inicial con el fin de ver el funcionamiento de los componentes desarrollados en el capitulo 3, posteriormente a este prototipo se le realizaran mejoras de diseño, puliendo el diseño y de esta forma obteniendo un diseño final funcional.

La decisión de utilizar micro-motor o solenoide para el diseño final esta ligada la restricción de las condiciones del mercado descrito en la sección 2.6.

4.1. Diseño del prototipo

Descrita ya la funcionalidad del diseño y elegidos los componentes del diseño se fabrico un primer prototipo enfocado en el funcionamiento del sistema, en este se busco la presencia de dos estados bien definidos (transmisión y no transmisión) y que permita transmitir correctamente desde el eje de transmisión hacia el tornillo sinfín. Este primer diseño funcional se ve en la figura 4.1.

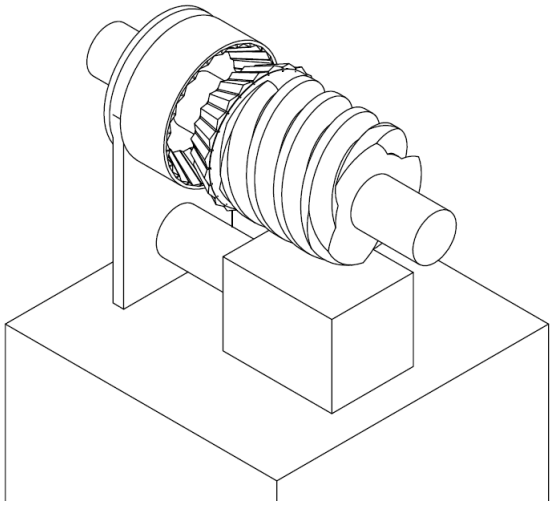


Figura 4.1: Primer diseño propuesto de prototipo

Este diseño utiliza un solenoide por sobre un micro-motor debido a los plazos de entrega al momento de ensamblar el prototipo, sumado a esto se integra un componente de conexión el cual tiene como función la transmisión entre el solenoide y el soporte, para de esta forma lograr transmitir el movimiento desde el actuador hacia el soporte generando el movimiento.

Este conector está en contacto directo con la pieza de transmisión, permitiendo que, al extenderse el solenoide se desplace el soporte de manera controlada en un único eje de desplazamiento, esto debido a su conexión con el conector. Este diseño asegura que el desplazamiento sea preciso y lineal, manteniendo la estabilidad del sistema durante la transición entre los estados de acople y desacople.

Además, el soporte tiene la ventaja de permitir el desplazamiento transversal del solenoide sin interferir con la rotación del soporte. Esto garantiza que el soporte pueda continuar rotando libremente mientras es desplazado, preservando su funcionalidad y adaptabilidad en el sistema. Esta interacción y el comportamiento del soporte se ilustran de manera detallada en las figuras 4.2 y 4.3.

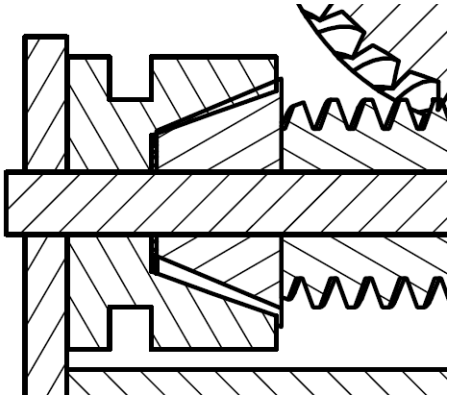


Figura 4.2: Posición de acople.

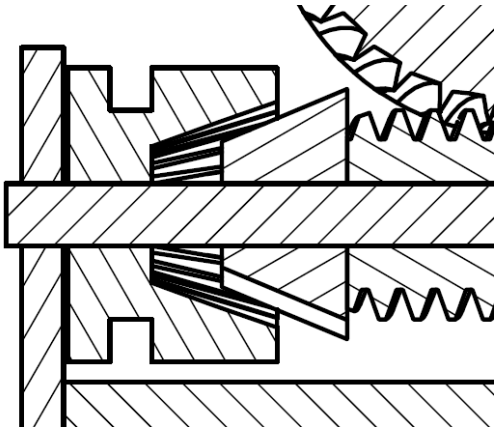


Figura 4.3: Posición de desacople.

En las figuras 4.2 y 4.3 se muestran los dos estados principales del sistema: acople y desacople, los cuales dependen directamente de la extensión o contracción del solenoide. Además la figura ilustra los movimientos asociados a cada uno de los componentes del sistema, así como las interacciones entre estos y los actuadores. Esta representación permite visualizar claramente cómo se logra la transición de los estados en el diseño.

También se destaca la posición del solenoide, ubicado en la parte inferior del tornillo sinfín. Este posicionamiento aprovecha eficientemente el espacio disponible en la sección inferior del sistema, utilizando el largo del tornillo y del mecanismo de acople sin incrementar el tamaño transversal del prototipo. Como resultado, se obtiene un diseño más compacto y cuadrado, que se espera reducir aún más en pasos posteriores de optimización. Cabe señalar que, tanto en el caso del solenoide como del micro-motor, el posicionamiento será idéntico.

4.2. Ensamblaje del prototipo

Una vez fabricados todos los componentes, se procedió al ensamblaje del prototipo. El diseño fue desarrollado con la intención de que todos los componentes encajaran correctamente durante el ensamblaje. Sin embargo las piezas fabricadas mediante impresión 3D pueden presentar variaciones dimensionales debido a las limitaciones del proceso. Por este motivo, durante el ensamblaje se identificaron una serie de problemas que se considerarán como inherentes al proceso de fabricación y no al diseño en sí. Estos problemas de fabricación no se consideraran como críticos para la evaluación del prototipo, ya que se espera que se resuelvan para el prototipo final, ya sea mejo-

rando la impresión 3D o cambiando el método de fabricación de algunos componentes específicos, para de esta forma obtener un ensamblaje más preciso del prototipo.

El ensamblaje comenzó con la unión del tornillo sinfín y el cono, componentes que trabajan de manera conjunta y que, al ensamblarse, forman una unidad funcional. Esta nueva pieza fue montada en el eje principal, ya que ambas deben girar libremente alrededor del mismo. Posteriormente, se ensambló el soporte en el eje, completando así el núcleo del prototipo.

A continuación, se posiciono el transmisor y el solenoide, que será el encargado de desplazar la pieza. Durante este proceso, se encontraron algunos problemas relacionados con la precisión piezas impresas en 3D, lo que llevó a la incorporación de ejes metálicos de 1 mm de diámetro para estabilizar el prototipo. Estos ejes, aunque fueron una solución efectiva en esta etapa, no se considerarán en el diseño final, ya que se asociaron exclusivamente a las limitaciones del proceso de fabricación actual.

Con estos ajustes completados y los componentes ensamblados, se dio por finalizado el ensamblaje del prototipo. El sistema quedó configurado de acuerdo con los requisitos del diseño, y se encuentra listo para proceder con los ensayos correspondientes.

4.3. Pruebas del prototipo

El objetivo de este prototipo es evaluar el funcionamiento del acople y el desacople, para esto se realizaron dos pruebas:

La primera prueba busco evaluar si el solenoide era capaz de desplazar el soporte para permitir la transición del estado de transmisión al de no transmisión. Durante este ensayo, se energizó el solenoide, lo que provocó el desplazamiento derivando en en el desacople del sistema de transmisión. Al des-energizar el sistema, las piezas volvieron a acoplarse, retornando al estado de transmisión. Este ensayo se consideró satisfactorio, aunque se identificaron algunos problemas asociados a la fabricación 3D, los cuales no afectaron significativamente el desempeño general.

La segunda prueba fue el de acople y desacople con transmisión. En este caso, al energizar el solenoide, este se extendió y produjo el desacople del sistema. Posteriormente, al des-energizar, el cono y el soporte volvieron a acoplarse. Una vez en estado de acople, se hizo rotar el eje central para observar si el solenoide cumple con mantener el acople mientras funciona el eje de transmisión. En este ensayo al igual que

en el anterior se evidenciaron ciertas falencias de la impresión 3D las que afectaron al desempeño del sistema.

4.4. Mejoras del diseño

Ya evaluado el funcionamiento del prototipo se procedió a adicionar y mejorar componentes al diseño, los cuales generen una mejoría en el desempeño del primer prototipo funcional, obteniendo así un diseño final.

4.4.1. Adiciones al diseño

Como componente adicionado al sistema se definió el agregar la corona, esta corona se acoplara con el tornillo como se ve en la figura 4.4.

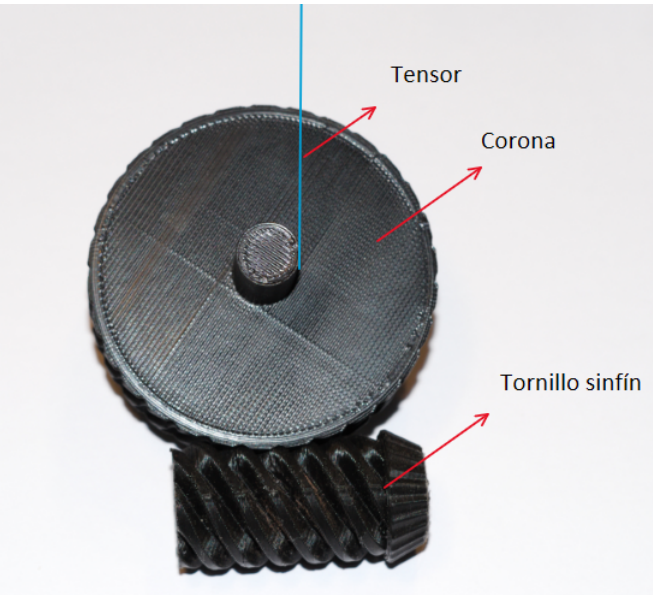


Figura 4.4: Diseño propuesto de prototipo

La corona tiene la función de transmitir hacia a la salida del sistema, esto mediante a un cable el cual se fijara a la corona como se ve en la figura 4.4, este cable se tensara a medida que la corona rote logrando de esta forma tener un eje de liberación para nuestro sistema cumpliendo con la finalidad de este trabajo.

4.4.2. Mejoras al diseño

Las mejoras que se consideraron como necesarias corresponden al eje de transmisión de sistema el cual se vio que debe tener un ajuste preciso respecto a los componentes internos del sistema y también se vio necesario el aplicar mejoras a la estructura, esto para poder mantener a todos los componentes en su lugar y no haya movimientos no voluntarios dentro del sistema, estas mejoras serán descritas a continuación:

- Estructura: Las mejoras para le estructura están enfocadas en evitar movimientos involuntarios al interior del sistema, para esto se mejoro todo lo que es la estructura obteniendo una especie de módulo donde al interior se encuentran todos los componentes de transmisión del sistema, sumado a esto se adiciono una serie de topes para mantener piezas en su lugar, específicamente dos topes, el primero encargado de evitar que el tornillo sinfín se desplace a lo largo del eje de transmisión, y el segundo de los topes el cual se tiene como objetivo el mantener la corona en posición para restringir su movimiento a unicamente rotación, como se mencionó inicialmente se adiciono una mejoría total a la estructura para obtener un bloque el cual rodea toda la estructura interna, toda la estructura ya mejorada se puede visualizar en la siguiente figura 4.5.

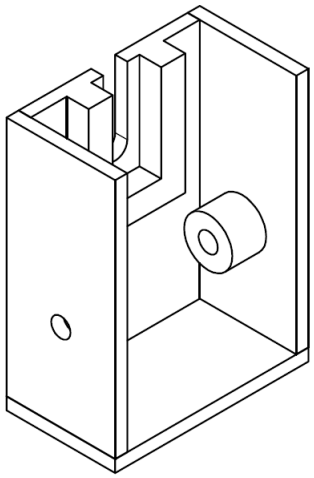


Figura 4.5: Diseño propuesto de prototipo

- Eje de transmisión: Como mejora principal para este componente se decidió cambiar el método de fabricación, se dejo de lado la impresión en 3D por fabricar un eje de madera de espino (Acacia caven) el cual se moldeará mediante un torno, esto con el fin de ajustar el diámetro del eje a los diámetros internos tanto del tornillo sinfín como del soporte, de esta forma se obtiene un eje que se ajusta de mejor manera a los componentes, evitando el juego y permitiendo un mejor funcionamiento, logrando de esta forma una mejoría considerable a la hora de realizar los movimientos internos del sistema, el resultado final del eje se puede ver en la figura 4.6



Figura 4.6: Eje de madera fabricado a medida para el prototipo

4.5. Prototipo final

Luego de identificadas las adiciones y mejoras al diseño, se procedió a fabricar el prototipo final. A este se le realizará una serie de ensayos, con el objetivo de evaluar su funcionamiento y determinar su viabilidad. El prototipo fabricado se puede en las siguientes figuras 4.7, 4.8 y 4.9.

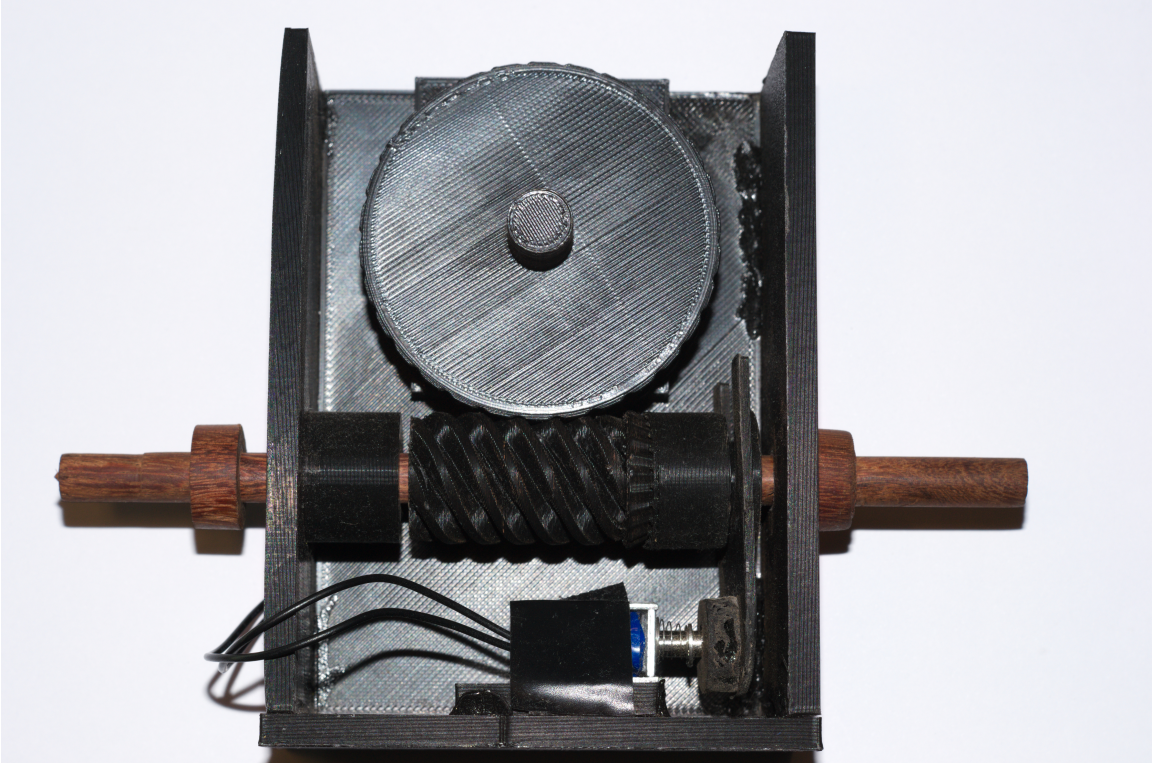


Figura 4.7: Vista frontal prototipo fabricado

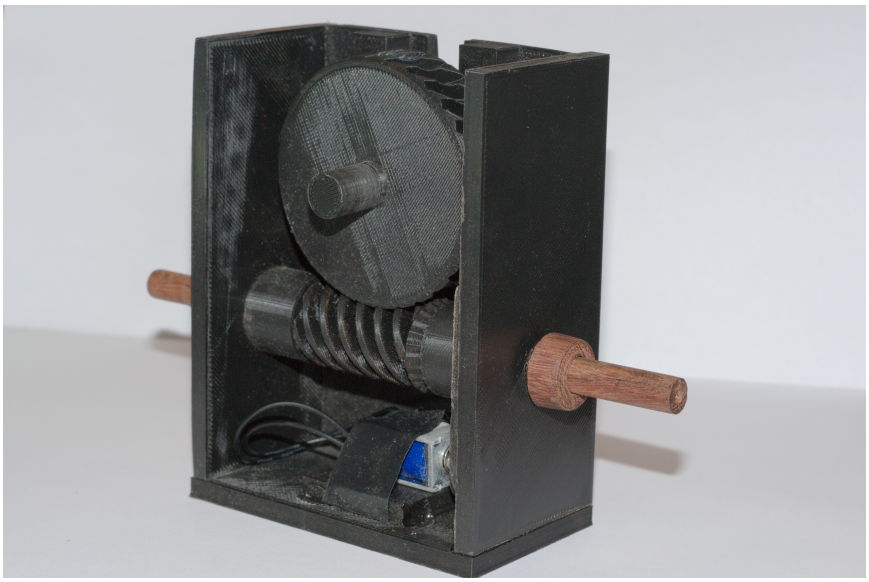


Figura 4.8: Vista lateral prototipo fabricado



Figura 4.9: Vista lateral prototipo fabricado

4.5.1. Evaluación de funcionalidad

Con el prototipo ensamblado, se procedió a realizar ensayos orientados a evaluar su funcionalidad. Los primeros ensayos se enfocaron en la movilidad de las partes, verificando el desplazamiento adecuado de los componentes con movilidad según lo establecido en el diseño. Estos ensayos proporcionaron los siguientes resultados:

- Tornillo sinfín: Fue evaluado para garantizar que pudiera rotar libremente en torno al eje de transmisión sin desplazarse a lo largo de este. El ensayo se realizó de forma manual, aplicando una fuerza de rotación al tornillo y observando su comportamiento. Se verificó que no hubiera roces ni tracción significativa entre el tornillo y el eje, confirmando un desplazamiento adecuado con un juego mínimo respecto al eje.

  Aunque el desempeño fue satisfactorio y se cumplieron las expectativas de diseño, se identificó que el componente, al estar impreso en 3D, podría presentar fallas menores en su fabricación, lo que podría afectar ligeramente la precisión del ensayo. A pesar de ello, el resultado obtenido es aceptable y el ensayo de desplazamiento del tornillo sinfín se considera aprobado para este prototipo.

- Soporte: Debe cumplir con dos movimientos específicos: desplazarse libremente a lo largo del eje, lo que permite generar los cambios de estado, y rotar junto con el eje, siguiendo su movimiento de rotación. Este ensayo es de especial importancia, ya que asegura la funcionalidad esencial del prototipo al posibilitar las transiciones entre estados.

  La evaluación del soporte se realizó de forma manual, verificando que ambos movimientos se ejecutaran sin restricciones significativas. Aunque, al igual que en el caso del tornillo sinfín, la fabricación mediante impresión 3D puede introducir ligeras imperfecciones en el componente, los resultados obtenidos fueron satisfactorios. El soporte cumplió correctamente con los requisitos de movilidad, por lo que este ensayo se consideró aprobado para el prototipo.

- Solenoide: Debe ser capaz de ejecutar los cambios de estado del prototipo de manera correcta dentro del sistema.

  El solenoide demostró un desempeño positivo, asegurando que los cambios de estado se realizaran conforme a lo esperado, lo que valida su contribución al correcto funcionamiento del prototipo. Con este resultado satisfactorio, se concluyen los ensayos relacionados con los desplazamientos de los componentes.

4.5.2. Ensayos de transmisión y tracción

Tras la fabricación del prototipo, se ejecutaron dos ensayos para evaluar su correcto funcionamiento.

- El primer ensayo evaluó la transición óptima entre los diferentes estados operacionales del sistema.
- El segundo analizó las características de tracción, con el objetivo de analizar la aplicación de esta durante el uso del prototipo.

Ensayo de transmisión

Este ensayo tuvo como objetivo verificar el correcto funcionamiento del solenoide y su transmisión de movimiento al soporte. Para ello, una vez ensamblado el prototipo, se posicionó el solenoide en su ubicación designada, una vez posicionado se procedió a su accionamiento para visualizar su funcionamiento. Dentro de los ámbitos que fueron considerados en este ensayo fue la suavidad y precisión en la transición entre estados y que el acople entre componentes sea satisfactorio, asegurando que tanto el cono como el soporte mantuvieran una interacción mecánica óptima para la transmisión de fuerza sin pérdidas significativas como que el soporte pueda desplazarse correctamente a lo largo del eje, el desplazamiento buscado queda representado en las siguientes figuras 4.10 y 4.11.



Figura 4.10: Prototipo fabricado en posición de no acople.

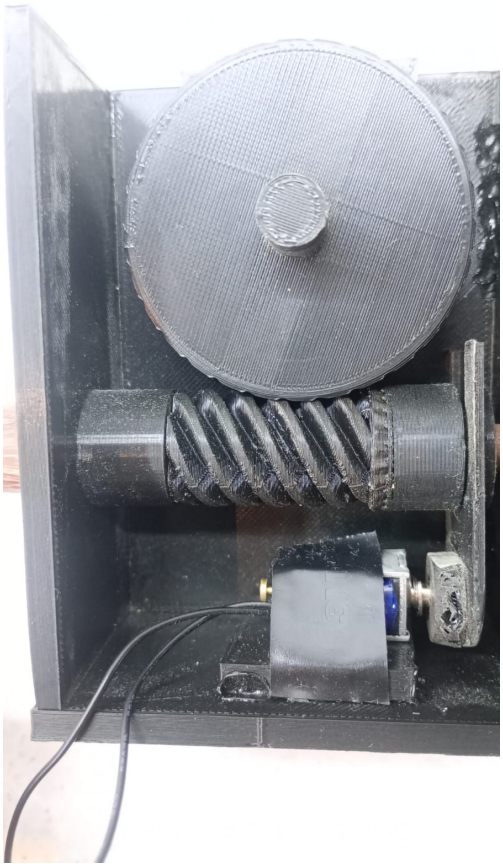


Figura 4.11: Prototipo fabricado en posición de acople.

Ensayo de tracción

Para este ensayo se ensambló completamente el prototipo y se fijó un cable en el extremo de la corona. Al accionar el eje de rotación, el sistema transmitió la fuerza hacia el exterior, permitiendo medir su capacidad mediante un peso de 150 gramos colocado en el extremo opuesto de la cuerda, el cual fue levantado satisfactoriamente. Si bien este valor puede considerarse moderado, los resultados demostraron que la tracción se mantiene constante durante todo el proceso y que el funcionamiento del prototipo coincide con lo previsto en el diseño inicial, validando así la efectividad del mecanismo de transmisión de fuerza, la evaluación detallada de la fuerza máxima del diseño será evaluada al reducir el prototipo. En la figura 4.5.2 visualiza el posicionamiento del tensor en el sistema junto a la corona.

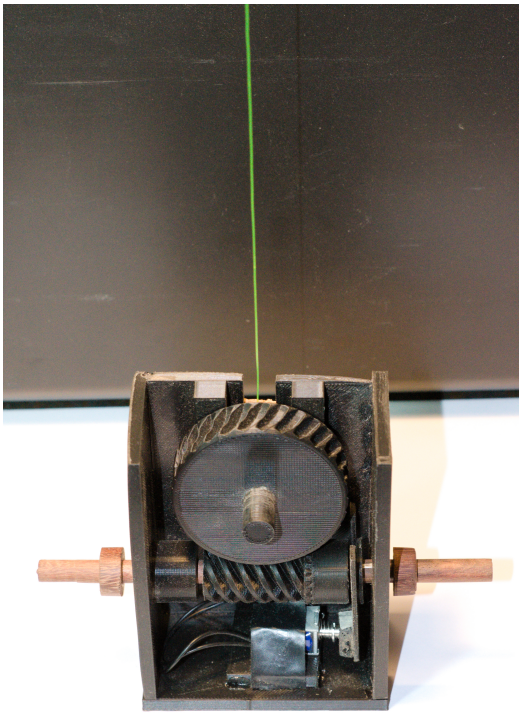


Figura 4.12: Prototipo fabricado con tensor de salida

4.5.3. Descripción general del sistema

A partir del prototipo final fabricado se llego al diseño final del sistema, el cual en la figura 4.5.3, para este diseño se tomo el prototipo y se triplico de forma que se tienen tres puntos de liberación, representado por las coronas desde donde salen los tensores, manteniendo un único eje.

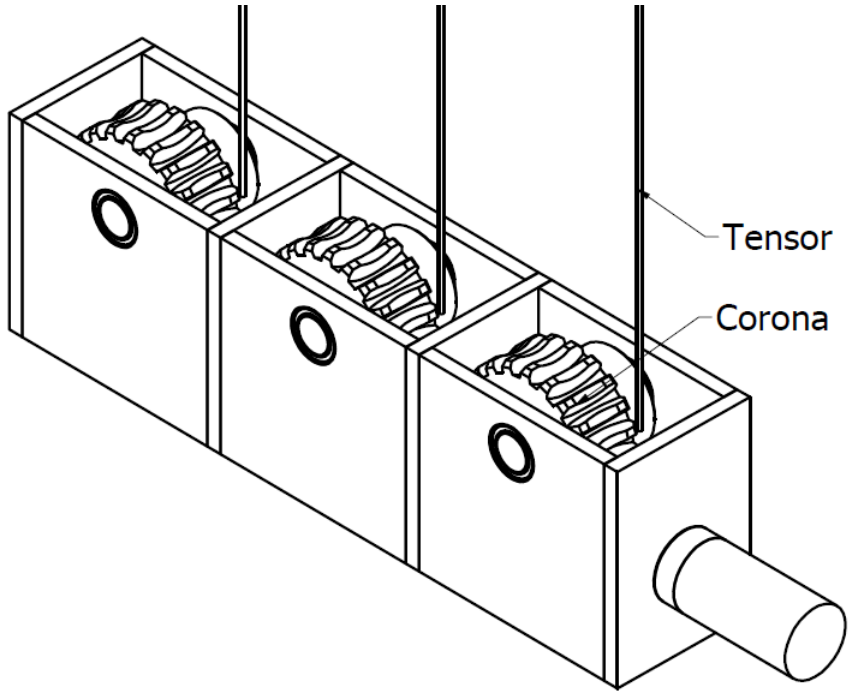


Figura 4.13: Diseño final reducido

En la figura 4.5.3 se muestra el despiece del diseño mostrado en la figura 4.5.3, donde se identifican los componentes internos del sistema. Este despiece constituye la base para el análisis posterior, en el cual se describen los componentes que conforman el diseño, junto con una breve explicación de su funcionamiento.

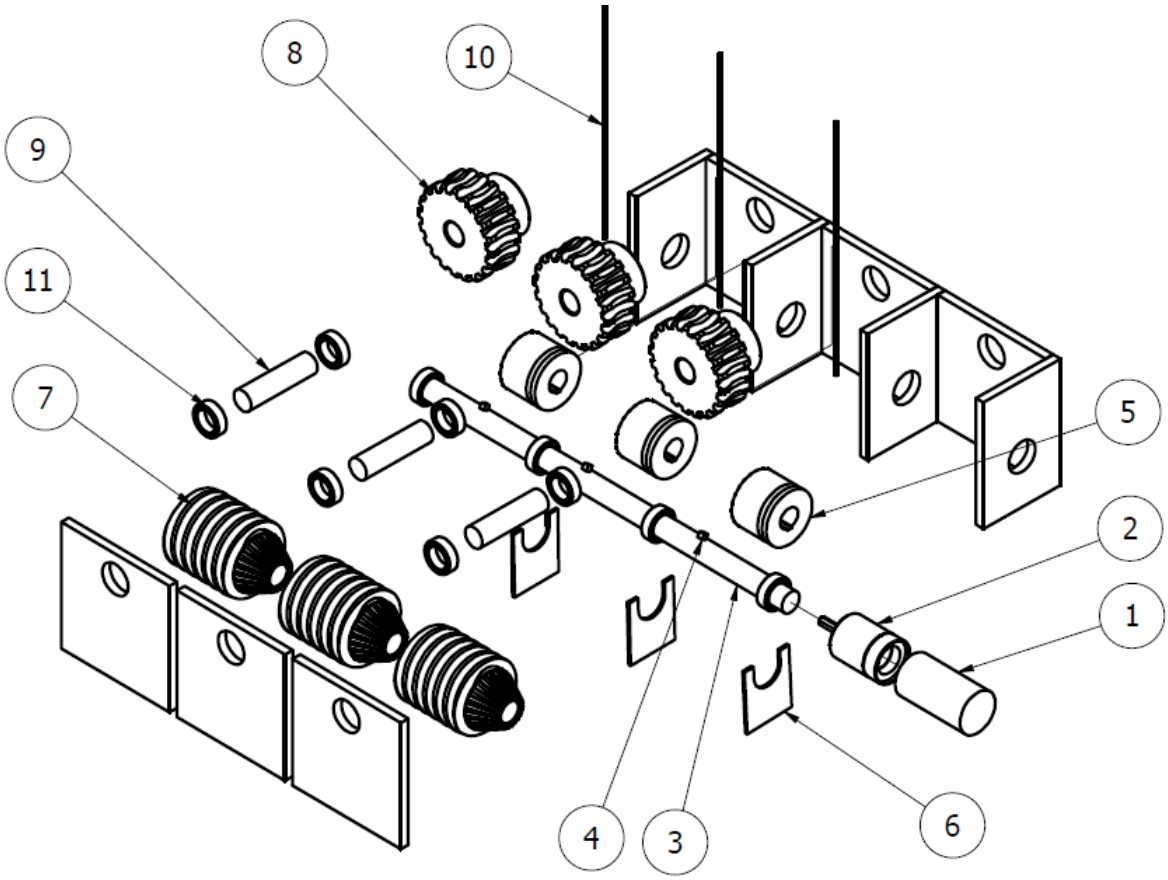


Figura 4.14: Despiece del diseño final

1. Motor: Componente encargado de suministrar la potencia al sistema, generando el movimiento rotacional inicial necesario para el accionamiento del conjunto.

2. Reductor: Dispositivo cuya función es disminuir la velocidad de rotación (RPM) entregada por el motor, aumentando en consecuencia el par transmitido al sistema.

3. Eje de transmisión: Elemento responsable de transferir la potencia desde el reductor hacia los distintos puntos de salida, asegurando el acoplamiento mediante chavetas.

4. Chaveta: Elemento responsable de conectar el eje de transmisión con el soporte.

5. Soporte: Pieza que actúa como mecanismo de embrague, desplazándose a lo largo del eje para acoplarse con el tornillo sinfín, habilitando o interrumpiendo la transmisión de movimiento.

6. Transmisor: Elemento que conecta el actuador con el soporte, posibilitando la libre rotación de este último y, a la vez, asegurando la transmisión del desplazamiento impartido por el actuador.

7. Tornillo sinfín: Elemento que transmite el movimiento rotacional del eje de transmisión a la corona. Cumple además la función de evitar el retroceso de la corona.

8. Corona: Componente destinado a recibir la rotación desde el tornillo sinfín y transformarla en movimiento útil hacia el exterior. La unión al tensor se realiza mediante un perno M4, convirtiendo la rotación en tensión de salida.

9. Eje de corona: Componente encargado de soportar la corona permitiendo su libre rotación.

10. Cable: Componente encargado de transmitir la rotación de la corona al exterior en forma de tensión de salida del sistema.

11. Rodamientos: Elementos de apoyo que disminuyen la fricción y mantienen la alineación del eje dentro del conjunto, asegurando un movimiento estable y eficiente.

4.5.4. Conclusiones de los ensayos

Una vez realizados los ensayos correspondientes y descrito el diseño final. Se concluye que el prototipo cumple con el funcionamiento esperado para las características previamente descritas. Por lo anterior se puede continuar con el último de los objetivos del diseño, la capacidad de reducción del diseño y la evaluación de su viabilidad.

4.6. Reducción de diseño

Luego de comprobar el funcionamiento del prototipo, se procedió a evaluar la capacidad de reducción del diseño seleccionado y su funcionamiento. Para ello, se verificó que el sistema cumpliera con los requerimientos de operación, definidos en la sección 2.7. La validación se realizó analizando distintas características fundamentales, tales como: geometría, materiales, diagramas de cuerpo libre y esfuerzos mecánicos. Este estudio se enfocará en la condición crítica de funcionamiento del sistema, la que está dada por un único punto de liberación.

4.6.1. Condiciones de operación

Es necesario verificar el cumplimiento tanto de las especificaciones geométricas definidas en la sección 2.7.1, como del desempeño del sistema frente a los requerimientos de operación establecidos en la sección 2.7.2, como la seguridad del sistema establecido en la sección 2.7.3. Estos parámetros, planteados al inicio de la memoria, constituyen la base sobre la cual se desarrolla la validación del diseño reducido.

Con el fin de satisfacer estas condiciones de operación, se seleccionó en el mercado un motor sin núcleo L1630N5M (pieza 1 de la figura 4.5.3) de 6 W, con velocidad nominal de 12000 RPM, detallado en la tabla 4.1, mientras que sus especificaciones técnicas completas se detallan en el anexo C.2.

Tabla 4.1: Detalles del motor sin núcleo L1630N5M

Parámetro	Valor	Unidad
Potencia	6	W
Torque (T_{motor})	0,0048	Nm
Velocidad (RPM_{motor})	12000	RPM
Diámetro	16	mm
Largo	30	mm

A este se acopló un reductor 16GPS-2N-21 (pieza 2 de la figura 4.5.3) con una relación de transmisión de 28:1 el cual tiene una velocidad máxima de 14000 RPM siendo capaz de soportar la velocidad del motor. Sus principales características se presentan en la tabla 4.2, mientras que sus especificaciones técnicas completas se detallan en el anexo C.3.

Tabla 4.2: Detalles del reductor

Parámetro	Valor	Unidad
Relación de reducción ($R_{reductor}$)	28:1	
Eficiencia ($\eta_{reductorr}$)	80	%
Torque máximo	0,25	Nm
Velocidad máximo	14000	RPM
Diámetro	16	mm
Largo	20,7	mm

Para unir estos componentes al eje de transmisión (pieza 3 de la figura 4.5.3), se definió usar un acople flexible de aluminio, el cual permite acoplar el eje de transmisión con el reductor, dichas características de detallan en la tabla 4.3, mientras que el detalle técnico del acople se detalla en el anexo C.4.

Tabla 4.3: Detalles del acople

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro 1	3	mm
Diámetro 2	8	mm
Diámetro externo	19	mm
Largo	25	mm

El último de los componentes externos que se definieron para satisfacer la operación fue el uso de tres actuadores lineales LSA14 (Pieza 8 de la figura 4.5.3) los cuales están encargados de realizar el acople y desacople de sus respectivos embragues, las características generales de estos actuadores se detalla en la tabla 4.4 mientras que todo el detalle del componente se encuentra en el anexo C.8.

Tabla 4.4: Detalles del actuador

Parámetro	Valor	Unidad
Fuerza lineal	14,7	N
Longitud del motor	14	mm
Velocidad	2	mm/s

Estas condiciones de operación definen las condiciones de entrada para el sistema, las que fueron calculadas en el anexo D. Estas condiciones quedan detalladas en la tabla 4.5.

Tabla 4.5: Condiciones de entrada definidas para el sistema

Parámetro	Valor	Unidad
Torque de entrada ($T_{entrada}$)	0,107	Nm
Velocidad entrada ($RPM_{entrada}$)	428,57	RPM

4.6.2. Descripción de componentes

Eje de transmisión: Pieza 3 del despiece reducido 4.5.3

El eje de transmisión constituye el elemento responsable de transferir el par de entrada hacia los tres puntos de liberación. La transmisión del par se efectúa mediante chavetas ubicadas en los puntos D, M y N de la figura 4.15. Bajo condiciones normales, el par es capaz de distribuirse entre las tres chavetas; sin embargo, para efectos de validación se considera un caso crítico en el cual la totalidad del par es soportada por una única chaveta, específicamente la ubicada en el punto D de la figura 4.15.

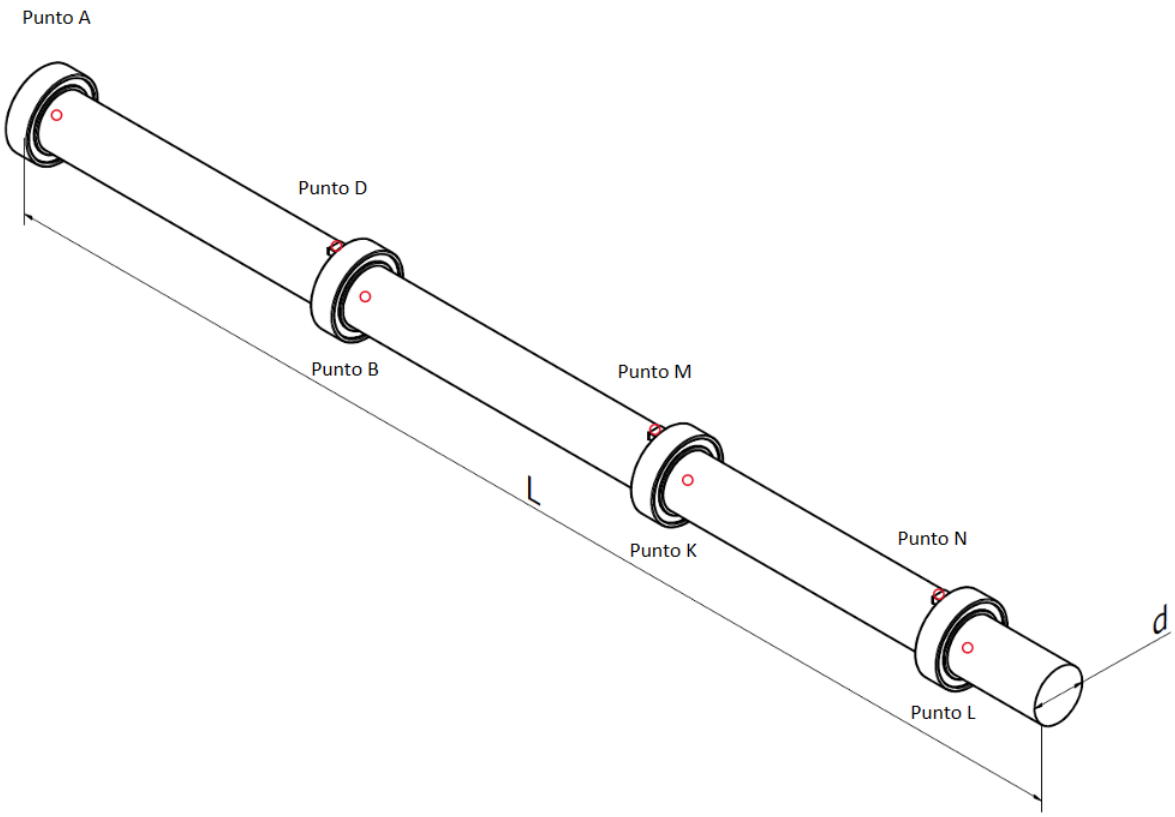


Figura 4.15: Geometría del eje de transmisión

El eje de transmisión de la figura 4.15 posee un diámetro nominal de 8 mm y una longitud de 90 mm. En la sección correspondiente a la chaveta presenta un entallado de 1,2 mm de profundidad y 2 mm de ancho, cuyo efecto se considera mediante los factores de concentración K_t y K_{ts}. Como material se seleccionó acero AISI 1045, al ser un material común para este tipo de ejes, adoptando un valor conservador de límite de fluencia de 310 Mpa. Los detalles del eje se presentan en la tabla 4.6.

Tabla 4.6: Datos geométricos del eje de transmisión

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro ($d_{transmision}$)	8	mm
Radio (r)	4	mm
Largo ($L_{transmision}$)	90	mm
Momento de inercia	201	mm4
Momento de inercia polar	402	mm4
K_t	1,6	-
K_{ts}	1,8	-
Límite de fluencia	310	Mpa

El eje está sometido al par de entrada ($T_{entrada}$ en la figura 4.17) transmitido desde el reductor (Pieza 2 de la figura 4.5.3). Para el caso crítico descrito en la sección 4.6 se consideran únicamente las reacciones en los apoyos A y B de la figura 4.17, descartando los otros dos apoyos con el fin de simplificar el modelo. Adicionalmente, el eje se encuentra bajo las cargas del tornillo sinfín (aplicadas en el punto C de la figura 4.17) y del soporte durante el acoplamiento con el sinfín (punto D de la figura 4.17). La distribución de estas cargas simplificadas se muestra la figura 4.17, mientras que las magnitudes de las cargas así como las distancias entre las cargas correspondientes y el origen que se denominó así al punto A se detallan en la tabla 4.7.

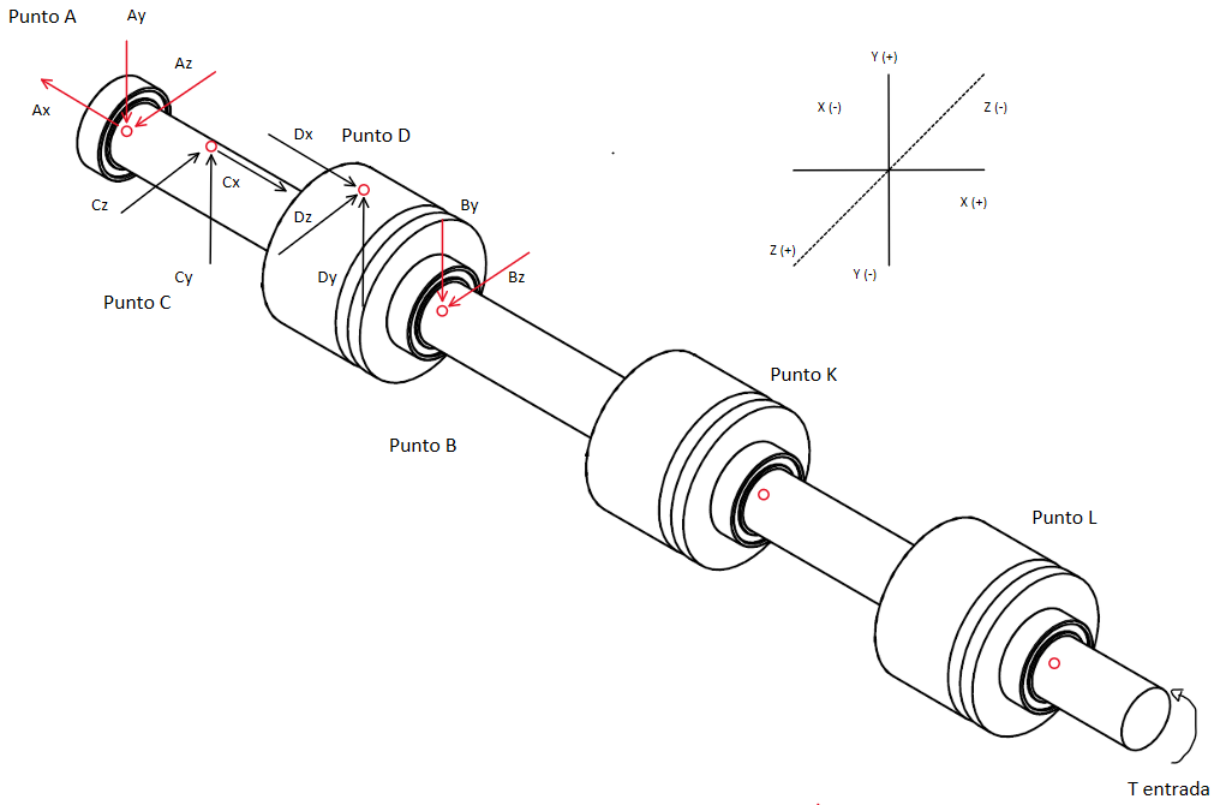


Figura 4.16: Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión

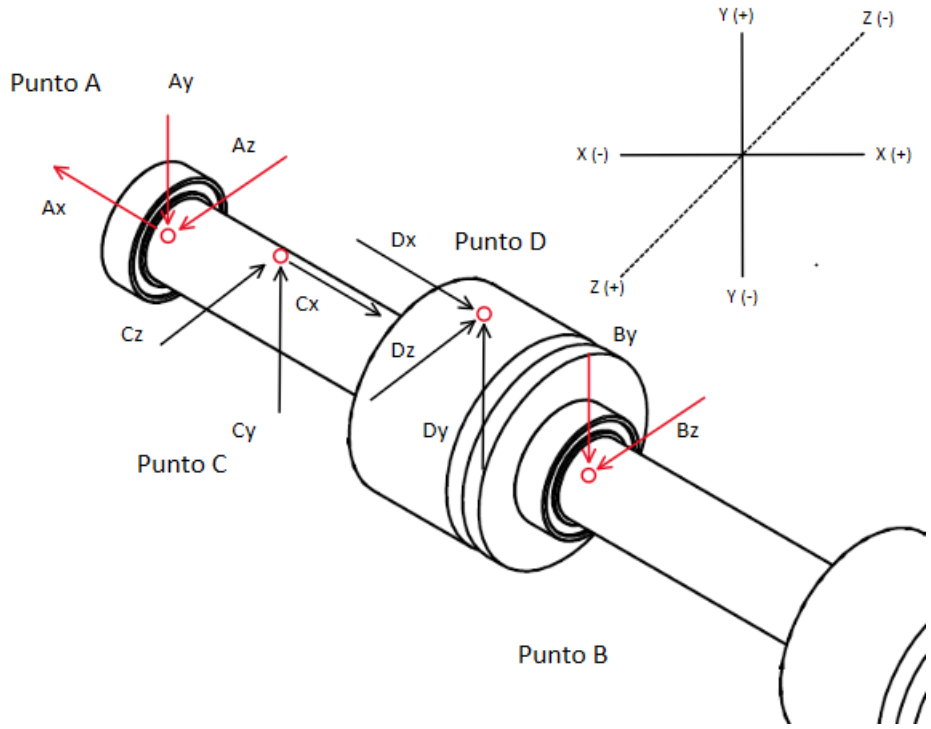


Figura 4.17: Acercamiento a las cargas del DCL de la figura 4.17

Tabla 4.7: Cargas aplicadas al eje de transmisión, correspondiente a la figura 4.17

Cargas aplicadas			Distancia desde A	Unidad
A_y	10,98	N	0	mm
A_z	3,29	N		
A_x	55,38	N		
C_y	18,60	N	14,2	mm
C_z	2,71	N		
C_x	57,43	N		
D_y	3,54	N	25	mm
D_z	11,23	N		
D_x	2,04	N		
B_y	10,51	N	30	mm
B_z	10,65	N		

El análisis se enfocó en dos secciones potencialmente críticas: el punto C, donde se concentran los mayores momentos flectores debido al sinfín, y el punto D, donde se produce el debilitamiento asociado al chavetero. En ambas secciones se calcularon los esfuerzos de flexión, torsión y el esfuerzo equivalente de Von Mises, considerando

además la influencia del factor de concentración en D. Los resultados se presentan en la Tabla 4.8. Todos los cálculos correspondientes al análisis del eje de transmisión se detallan en el anexo E.

Tabla 4.8: Resultados de esfuerzos en los puntos C y D del eje

Cálculos de esfuerzo			
	Punto C	Punto D	Unidad
Momento combinado	163,79	92,19	Nmm
Flexión	3,26	2,93	Mpa
Torsión	1,06	1,92	Mpa
Von mises	3,74	4,43	Mpa

De acuerdo con los valores obtenidos y el criterio de Von Mises, se determina que el punto D es el punto crítico dentro del eje de transmisión. Obteniendo un factor de seguridad de 70. Este resultado muestra que el eje de transmisión cumple con este requerimiento de diseño. Se concluye, por tanto, que el eje es capaz de resistir adecuadamente las cargas para la condición crítica de funcionamiento lo que se plasma en la tabla 4.9.

Tabla 4.9: Cumplimiento factor de seguridad eje de transmisión

Factor de seguridad		
Mínimo	Obtenido	Conclusión
2	70	Cumple

Chaveta: Pieza 4 del despiece reducido 4.5.3

La chaveta asegura la unión entre el eje de transmisión (Pieza 3 de la figura 4.5.3) y el soporte (Pieza 5 de la figura 4.5.3), permitiendo que el par transmitido por el eje de transmisión se transfiera de manera confiable al componente acoplado. Durante la transmisión del torque de entrada ($T_{entrada}$ en la figura 4.17), la chaveta se ve sometida principalmente por dos modos de esfuerzo, el esfuerzo cortante (tendencia de la chaveta a deslizarse en su plano transversal bajo la acción del torque), y el esfuerzo por aplastamiento (presión de contacto entre sus caras y las paredes de la ranura del eje de transmisión y del soporte).

Para este diseño reducido se seleccionó una chaveta normalizada de 2×2 mm para un eje de diámetro de 8 mm, con una longitud de $L_{chaveta} = 2\ \mathrm{mm}$. Tanto la chaveta como el soporte se consideran fabricados en acero AISI 1045, cuyo límite de fluencia

adoptado para los cálculos es $\sigma_y = 310\ \mathrm{MPa}$. La geometría de la chaveta, así como las propiedades mecánicas del material, se presentan en la Tabla 4.10.

Tabla 4.10: Datos geométricos de la chaveta

Parámetro	Valor	Unidad
Ancho chaveta $h_{chaveta}$	2	mm
Altura chaveta $L_{chaveta}$	2	mm
Longitud chaveta $b_{chaveta}$	2	mm
Profundidad	1,2	mm
Diámetro del eje $d_{transmision}$	8	mm
Kt	1,6	-
Kts	1,8	-

La verificación se realizó bajo el caso crítico, en el que la totalidad del par de transmisión se concentra en la chaveta ubicada en el punto D, tal como fue detallado en la sección 4.6. El par de diseño considerado fue de $T = 0,107\ \mathrm{N{\cdot}m}$. Los esfuerzos en la chaveta se calcularon mediante las expresiones estándar de diseño detalladas en el Anexo F, obteniéndose un esfuerzo cortante de 6,7 Mpa y un esfuerzo de aplastamiento de 13,4 Mpa. Para la comparación con el material, se adoptaron esfuerzos admisibles derivados del límite de fluencia, aplicando un coeficiente de reducción de $0,577\,\sigma_y$ de acuerdo con la teoría de la energía de distorsión mencionada en el libro Shigley correspondiente a la cita [4]. De esta forma, los factores de seguridad calculados se resumen en la Tabla 4.11.

Tabla 4.11: Verificación estática de la chaveta en punto E

Esfuerzo	**Calculado (Mpa)**	**Admisible (Mpa)**	**FS**	**Resultado**
Cortante	6,7	185	27	Cumple
Aplastamiento	13,4	279	14	Cumple

Los resultados muestran factores de seguridad que cumplen con el requerimiento de diseño (FS ≥ 2) definido en la sección 2.7.3, por lo que la chaveta seleccionada cumple holgadamente con las condiciones de operación del diseño reducido.

Soporte y transmisor: Piezas 5 y 6 del despiece reducido 4.5.3

El soporte (Pieza 5 del despiece 4.5.3) constituye el mecanismo encargado de transmitir la rotación desde el eje de transmisión hacia el tornillo sinfín (pieza 7 del despiece 4.5.3), funcionando como un embrague, la transición del acoplar y desacoplar el soporte con el tornillo la realiza la transmisión (pieza 6 del despiece 4.5.3). Su función principal es permitir dos estados de operación. El primero, cuando el soporte se encuentra acoplado, y el segundo cuando el soporte se desacopla. Para lograrlo, el soporte cuenta con una superficie dentada, que entra en contacto con el cono dentado que posee el tornillo sinfín. El transmisor (pieza 6 del despiece 4.5.3), es una lámina metálica delgada que conecta el actuador (detallado en el anexo C.8), con el soporte y se encarga de aplicar la fuerza axial necesaria para desplazar el soporte a lo largo del eje logrando acoplar o desacoplar el soporte, en la figura 4.18 se observan las cargas que se aplican en el punto D, las que se producen en el soporte al acoplarse con tornillo sinfín, sumado a esto se presenta en la figura la carga axial que aplica el actuador en el punto J.

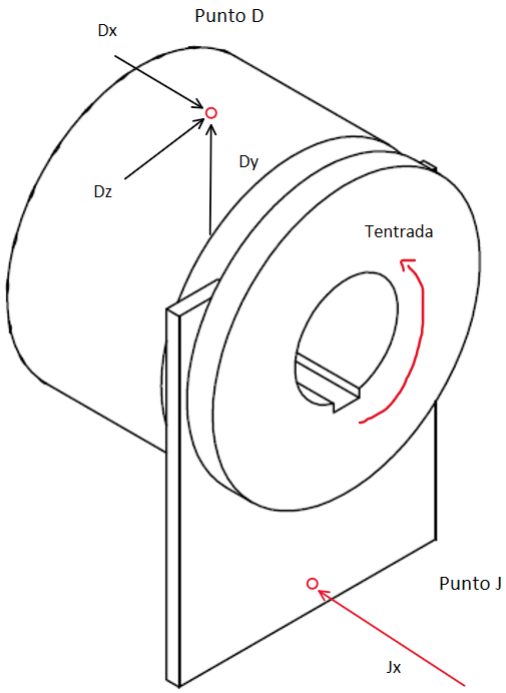


Figura 4.18: Cargas aplicadas al soporte y al transmisor

Para la geometría del soporte se considero un radio medio $R_{soporte} = 9{,}5$ mm, un ancho de diente $b_{soporte} = 0{,}7$ mm y el número total de dientes es $n_{soporte} = 23$. El ángulo de paso se definió como $\phi_{soporte} = 30°$, mientras que la cara de trabajo es plana ($\beta = 0°$). El contacto se considera no lubricado, con un coeficiente de fricción $f_{soporte} = 0,085$. Tanto el embrague como el transmisor se fabrican en acero AISI 1045, con límite de fluencia $\sigma_y = 310$ Mpa. Los parámetros geométricos se resumen en la Tabla 4.12.

Tabla 4.12: Datos geométricos del soporte

Parámetro	Valor	Unidad
Radio medio $R_{soporte}$	9,5	mm
Ancho de diente $b_{soporte}$	7	mm
Número de dientes z	23	-
Ángulo de paso $\phi_{soporte}$	30	Grados
Ángulo de presión $\upsilon_{soporte}$	20	Grados
Coeficiente fricción $f_{soporte}$	0,0,85	-
Limite de fluencia σ_y	310	Mpa

Para la geometría del transmisor se considero una lámina de acero AISI 1045 con dimensiones $L = 10$ mm, $b = 20$ mm y $t = 1$ mm. La lámina se somete a una carga de $J_y = 14,7$ N aplicada de manera perpendicular a su plano, a 8 mm del apoyo en el punto J de la figura 4.18. Se modela como viga en voladizo, los datos geométricos de la lámina detallan en la tabla 4.13:

Tabla 4.13: Datos geométricos transmisor

Parámetro	Valor	Unidad
Largo (L_t)	10	mm
Ancho (b_t)	20	mm
Espesor (c_t)r	1	mm
Distancia entre apoyo y carga (d_{apoyo})	8	mm
Carga aplicada (J_y)	14,7	N

El análisis se enfocó en evaluar las solicitaciones mecánicas sobre los dientes del soporte, validar la capacidad operativa del actuador durante los ciclos de acople y desacople, y examinar el comportamiento del transmisor. Específicamente, para los dientes del soporte se determinaron las tensiones de flexión y de contacto frente a sus límites admisibles. Respecto al sistema de actuación, se calcularon las fuerzas de retención y liberación necesarias. Por último, se analizó la resistencia del transmisor ante cargas de

flexión y cortante. Los resultados se resumen en las Tablas 4.14, 4.15 y 4.16, mientras que el desarrollo detallado de los cálculos se encuentra en el Anexo G.

Tabla 4.14: Resultados de verificación en el diente del embrague

Modo de falla	Esfuerzo calculado	Esfuerzo admisible	FS	Veredicto
Desgaste ($\sigma_{desgastee}$)	210 MPa	500 MPa	2,4	Cumple
Contacto ($\sigma_{flexion}$)	4,1 MPa	37,5 MPa	9	Cumple

Tabla 4.15: Fuerza axial requerida en el embrague

Condición	Valor calculado (N)	Entregado (N)	Veredicto
Acople	13,64	14,7	Cumple

Tabla 4.16: Verificación del transmisor

Modo	Valor calculado	Admisible	FS	Veredicto
Flexión	36 MPa	310 MPa	8	Cumple
Cortante	0,75 MPa	180 MPa	206	Cumple

De acuerdo con los factores de seguridad obtenidos (FS $\geq$ 2), se concluye que el soporte y transmisor cumple con el requerimiento de diseño definido en la sección 2.7.3.

Tornillo sinfín: Pieza 7 del despiece reducido 4.5.3

El tornillo sinfín es el componente encargado de transmitir el par de entrada ($T_{entrada}$ en la figura 4.17) desde el eje de transmisión hacia la corona gracias al soporte. Su diseño corresponde a un tornillo de un hilo, con diámetro exterior de 18 mm, con una distancia entre centros con la corona de 15,5 mm, un diámetro primitivo de 15,3 mm, una longitud total de 20 mm y un ángulo de presión de 20 grados. El material seleccionado es acero AISI 1045, con un límite de fluencia de referencia de 310 MPa. Las dimensiones geométricas y propiedades del material se detallan en la Tabla 4.17.

Tabla 4.17: Datos geométricos y de material del tornillo sinfín

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro exterior	18	mm
N entradas (z_1)	1	-
Distancia centros (D_a)	15,5	mm
Diámetro primitivo ($dp_{tornillo}$)	15,3	mm
Longitud total	20	mm
Ángulo de presión (ϕ_n)	20	grados
Limite de fluencia	310	Mpa

El tornillo se encuentra sometido al par de entrada $T = 0,107$ N·m, el cual es transmitido a la corona en el punto E del DCL mostrado en la figura 4.19,este par se transforma en fuerzas tangenciales, radiales y axiales determinadas por el ángulo de avance de la hélice, que es un dato geométrico, que fue detallado en la tabla 4.17. Para el presente análisis se considera el caso crítico de máxima transmisión de par aplicado en un único tornillo sinfín. El diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 4.19.

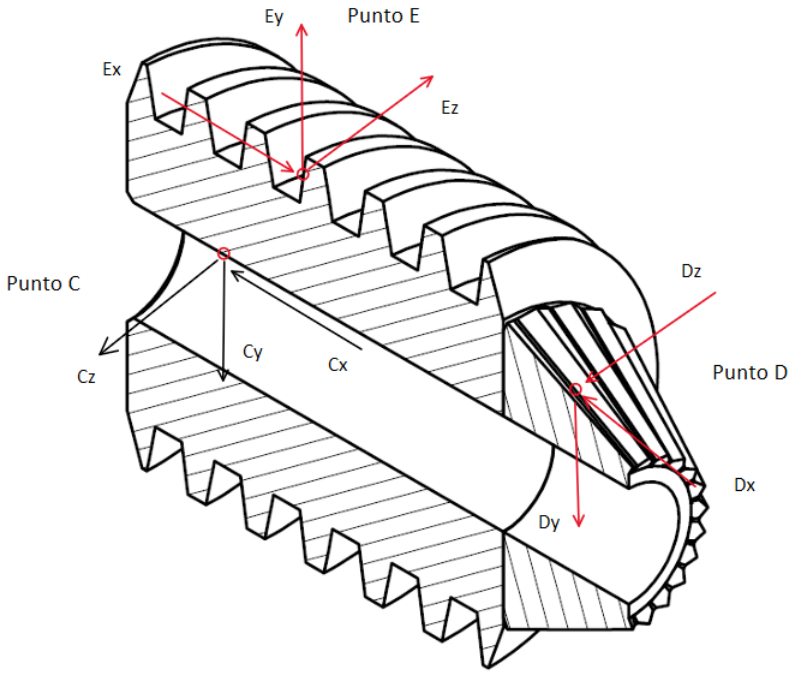


Figura 4.19: DCL tornillo sinfín

Los cálculos para determinar las cargas descritas en el diagrama se detallan en el anexo H.4. Es a partir de estas cargas que fue calculada, la fuerza máxima permisible y el factor de seguridad del tornillo sinfín.

La verificación de funcionamiento del tornillo sinfín consistió en calcular la fuerza tangencial permisible, esta fuerza fue calculada a partir del factor de material $C_s = 272$, el factor de corrección de relación $C_m = 0,81$, el factor de velocidad $C_v = 1,04$, el diámetro primitivo de la corona $dp_{corona} = 15,3mm$ y el ancho de la cara de la corona $b = 10mm$, todos estos se datos se detallan en la tabla 4.18.

Tabla 4.18: Factores cálculo de la fuerza tangencial permisible

Parámetro	Valor	Unidad
C_s	272	-
C_m	0,81	-
C_v	1,04	-
dp_{corona}	15,3	mm
b	10	mm

Con estos datos es posible calcular la fuerza tangencial permisible y compararla con la fuerza tangencial calculada para el tornillo sinfín, la comparación de las fuerzas tangenciales se detalla en la tabla 4.19.

Tabla 4.19: Verificación de fuerza tangencial

Modo	Valor calculado	Admisible	FS	Veredicto
Fuerza tangencial	13,94 N	264 N	18	Cumple

De acuerdo con los factores de seguridad obtenidos (FS ≥ 2), se concluye que el tornillo sinfín cumple con el requerimiento de diseño definido en la sección 2.7.3.

Corona: Pieza 8 del despiece reducido 4.5.3

La corona constituye el componente encargado de recibir el par transmitido por el tornillo sinfín y transformarlo en una tensión de salida útil a través del cable. La unión con el cable se realiza mediante un perno M4 roscado directamente en el cuerpo de la corona, los detalles técnicos del perno se encuentran en el anexo C.6. En este análisis se considera únicamente el estado estático, dejando fuera el efecto de fatiga. Cabe destacar que la corona se soporta de manera libre sobre su eje, sin transmitirle rotación, actuando únicamente como apoyo para la corona.

La geometría principal de la corona se presenta en la Tabla 4.20. Se definió $z_2 = 15$ dientes, acoplado al tornillo sinfín de una entrada, con un diámetro primitivo de $dp_{corona} = 15,3$ mm y ancho de cara $b_{corona} = 10$ mm. El ángulo de presión es de $\phi_n = 20°$, mientras que el ángulo de avance del sinfín corresponde a $\lambda_n = 8°$. El material seleccionado para la corona es latón, adoptando un límite elástico de $\sigma_{laton} = 140$ Mpa.

Tabla 4.20: Datos geométricos de la corona

Parámetro	**Valor**	**Unidad**
Número de dientes (z_2)	15	-
Diámetro primitivo (dp_{corona})	15,3	mm
Ancho de cara (b_{corona})	10	mm
Ángulo de presión (ϕ_n)	20	Grados
Ángulo de avance (λ_n)	8	Grados

El par transmitido por la corona corresponde a $T_{corona} = 0,97$ N·m, con una velocidad de giro de $RPM_{corona} = 428$ RPM, calculados a partir de la relación de transmisión

y de la eficiencia del conjunto sinfín–corona, que fue calculada en $\eta = 60\,\%$ considerando un coeficiente de roce $f = 0,085$ obtenido a partir de la velocidad de paso. El detalle de estos cálculos se encuentra en el anexo H.3.

La descomposición de fuerzas que actúan sobre la corona se presentan en el diagrama de cuerpo libre de la figura 4.20. En ella se aprecian las cargas aplicadas tanto desde el tornillo sinfín en el punto E, como la del tensor de salida del sistema en el punto G. Al realizar el equilibrio de fuerzas y momentos sobre la corona, se encuentra la reacción que aplica el eje de la corona sobre la corona en al punto F de la figura 4.20. Las cargas obtenidas se detallan en la tabla 4.21.

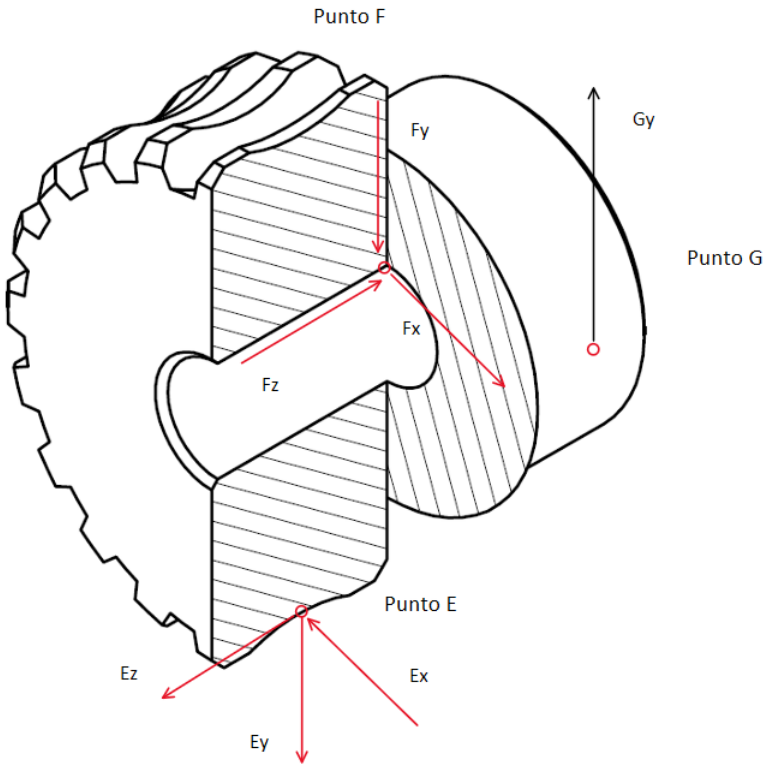


Figura 4.20: Diagrama de cuerpo libre de la corona

Tabla 4.21: Resultados del equilibrio de fuerzas sobre la corona

Parámetro	Valor	Unidad
E_x	59,47	N
E_y	22,14	N
E_z	13,94	N
F_x	13,94	N
F_y	125,86	N
F_z	13,94	N
G_y	148	N

El análisis se enfoco en verificar el esfuerzo de flexión sobre el diente de la corona producido por el tornillo sinfín y en verificar los esfuerzos producto de la unión del perno M4.

Para la verificación del esfuerzo de flexión sobre el diente se calculó este esfuerzo para la corona mediante el factor de Lewis y fue comparado con el esfuerzo de flexión permisible, el detalle de los cálculos se encuentra en el anexo H.5 mientras que los resultados se detallan en la tabla 4.22.

Tabla 4.22: Verificación de esfuerzo de flexión

Modo	Valor calculado	Admisible	FS	Veredicto
Esfuerzo de flexión	3,09 MPa	58,44 MPa	18	Cumple

Para la verificación de la unión con el tensor, se verificó el perno M4 en condiciones de cortante y aplastamiento, considerando la rosca en el cuerpo de la corona.

Los cálculos se encuentran en el anexo H.6 mientras que los resultados se presentan en la Tabla 4.23, donde se comparan los esfuerzos calculados con los esfuerzos admisibles del material, junto con los factores de seguridad obtenidos.

Tabla 4.23: Verificación estática de la corona y su unión con el tensor

Modo	**Valor calculado**	**Admisible**	**FS**	**Veredicto**
Cortante perno M4	29,6	259	8	Cumple

De acuerdo con los factores de seguridad obtenidos (FS $\geq$ 2), se concluye que la corona cumple con los criterios de resistencia establecidos para el diseño reducido, asegurando un funcionamiento confiable en las condiciones de operación consideradas.

Eje de la corona: Pieza 9 del despiece reducido 4.5.3

El eje de la corona cumple la función de soporte fijo de la corona la que gira sobre el eje, sin transmitirle rotación (no existe unión del tipo chaveta/cuña entre corona y eje). En consecuencia, el eje debe resistir las cargas provenientes del contacto con la corona, manteniendo la alineación del sistema.

El eje de la corona posee un diámetro nominal de 8 mm y una longitud de 20 mm. Se considera que el eje es cilíndrico macizo y sin cambios en el diámetro, es decir ($K_t = K_{ts} = 1$), como material se seleccionó acero AISI 1045, al ser un material común para este tipo de ejes, adoptando un valor conservador de límite de fluencia de 310 MPa. Los detalles del eje se presentan en la Tablas 4.24.

Tabla 4.24: Geometría y material del eje de la corona

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro (d_c)	8	mm
Longitud total ($L_ejecorona$)	20	mm
Material	Acero 1045	—
Límite de fluencia σ_y	310	MPa

El eje se apoya en dos rodamientos (apoyos H e I) separados 20 mm entre si. Las cargas provenientes de la corona se aplican en el punto F (centro del eje), a 10 mm del apoyo H y 10 mm del apoyo I. El diagrama de cuerpo libre se presenta en la Fig. 4.21, mientras que las magnitudes de las cargas así como las distancias entre las cargas correspondientes y el origen que se denomino así al punto H se detallan en la tabla 4.25.

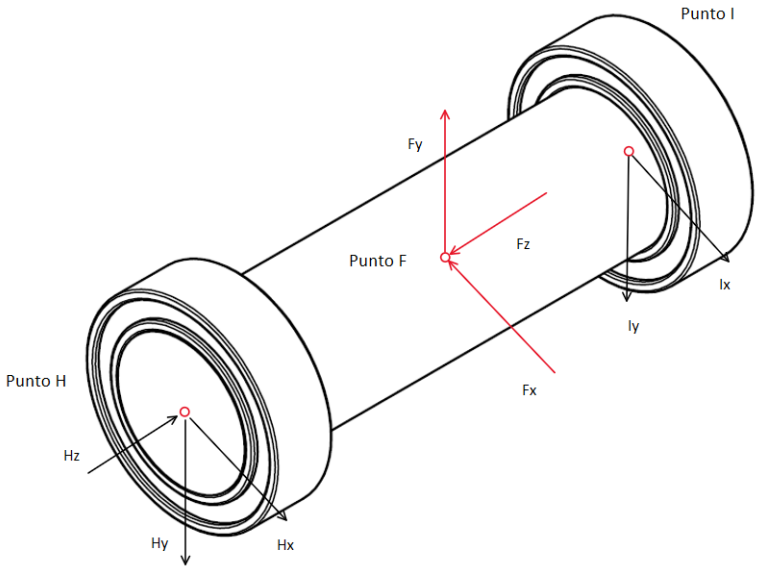


Figura 4.21: Diagrama de cuerpo libre del eje de la corona .

Tabla 4.25: Cargas aplicadas y reacciones en el eje de la corona.

Cargas aplicadas			Distancia desde H	Unidad
H_y	73,68	N	0	mm
H_z	29,73	N		mm
H_x	13,94	N		mm
F_y	126,34	N	10	mm
F_z	59,47	N		mm
F_x	13,94	N		mm
I_y	52,66	N	20	mm
I_z	29,73	N		mm
I_x	0	N		mm

El análisis se enfocó en el punto F al ser el punto potencialmente crítico. En este punto se calculo el esfuerzo de flexión, torsión y el esfuerzo equivalente de Von Mises. Los resultados se presentan en la Tabla 4.26. Todos los cálculos correspondientes al análisis del eje de transmisión se detallan en el anexo I.

Tabla 4.26: Resultados del análisis de esfuerzos para el punto F

Parámetro	Valor	Unidad
Momento combinado	794,5	Nmm
Flector	37	Mpa
Torsor	0	Mpa
Von Mises	37	Mpa
Factor de seguridad	8	-

Para el material AISI 1045 cuyo limite de fluencia fue detallado en la tabla 4.24, los resultados muestran que el eje cumple con el criterio de diseño (FS $\geq$ 2). Se concluye, por tanto, que el eje de la corona es capaz de resistir adecuadamente las cargas para la condición crítica de funcionamiento.

Cable: Pieza 10 del despiece reducido 4.5.3

El cable es el encargado de transformar el torque de la corona en una tensión útil de salida. El cable elegido es un hilo de pesca detallado en el anexo C.7, a partir de la información extraída del anexo se puede comparar la tensión máxima que es capaz de soportar el hilo con la tensión de salida para el sistema, lo que es la fuerza G_y de la figura 4.20. El valor de esta fuerza se encuentra en la tabla 4.21, la que al compararse con la tensión máxima de salida permite el calcular el factor de seguridad para el tensor lo que queda detallado en la tabla 4.27.

Tabla 4.27: Verificación tensor

Resultados de evaluación del hilo de pesca		
Tensión de salida (G_y)	148	N
Tensión máxima	355	N
FS	2,39	-

El tensor cumple con el requerimiento de diseño (FS $\geq$ 2), definido en la sección 2.7.3. Se concluye, por tanto, que el tensor es capaz de resistir adecuadamente las cargas para la condición crítica de funcionamiento.

Rodamientos: Pieza 11 del despiece reducido 4.5.3

El sistema cuenta con rodamientos de bolas de ranura profunda tipo $\mathrm{MR128ZZ}$ detallados en el anexo C.5. La razón de elegir rodamientos en específicos este modelo esta ligado a la disponibilidad comercial para las características de tamaño y carga

obtenidas en esta evaluación. Estos rodamientos fueron empleados en todos los puntos de apoyo de los ejes, tanto de la transmisión como de la corona. Su función principal es reducir la fricción, permitiendo la libre rotación de los ejes y soportar las cargas axiales generadas durante la operación del diseño.

La verificación de los rodamientos se realizó comparando el apoyo de las cargas máximas con la carga estática que es capaz de soportar el rodamiento, dato que fue extraído del anexo C.5, para determinar el apoyo en el que se aplican las cargas máximas. Se debe obtener la carga combinada para cada uno de los apoyos, en la tabla 4.28 se detallan las cargas para cada punto. Los cálculos se detallan en el anexo J.

Tabla 4.28: Cargas combinadas aplicadas a los rodamientos

Cargas en los apoyos	
Punto	Carga combinada
A	11,46
B	15,43
H	79,45
I	60,47

A partir de la tabla 4.28 se puede determinar al punto H como el punto crítico que será evaluado siendo el con mayor carga. Para la evaluación es necesario comparar la carga combinada máxima con el límite para el rodamiento obteniendo de esta forma su factor de seguridad, los resultados de esta verificación se detallan en la tabla 4.29.

Tabla 4.29: Evaluación de rodamiento punto H

Comparación de cargas		Unidad
Carga combinada H	79,45	N
Carga admisible	275	N
FS	3	-

Para los rodamientos MR128ZZ seleccionados, los resultados muestran que el rodamiento cumple con el criterio de diseño (FS $\geq$ 2). Se concluye, por tanto, que los rodamientos MR128ZZ son capaces de resistir adecuadamente las cargas para la condición crítica de funcionamiento lo que se plasma en la tabla 4.29.

4.6.3. Análisis de resultados

Ya realizada la verificación de todos los componentes del diseño es necesario identificar cual es el componente crítico dentro del diseño, para esto se compararon todos los factores de seguridad previamente calculados en la sección 4.6.2, obteniendo así que el componente con menor factor de seguridad dentro del diseño es el soporte, específicamente el diente del soporte. Este factor de seguridad quedan detallados en la tabla 4.30 y es extraído de la tabla 4.14.

Tabla 4.30: Identificación de componentes críticos dentro del sistema

Factores de seguridad críticos			
FS	Calculado	Mínimo	Resultado
FS soporte (σ_b)	2,4	2	Cumple

Identificado ya el componente crítico y verificando su seguridad según el requerimiento de seguridad definido en la sección 2.7.3, se debe evaluar el desempeño del diseño reducido con los requerimientos de desempeño planteados en la sección 2.7.2. Dentro de las especificaciones de desempeño se encuentra la fuerza mínima que debe ser capaz de entregar el sistema la que es comparada con la tensión del cable de salida, dato que es extraído de la tabla 4.27. Dentro de los requerimientos de desempeño son relevantes es el tiempo máximo de ejecución y la distancia mínima que debe desplazarse el tensor, estos valores se extraen de los cálculos del subconjunto tornillo sinfín-corona detallados en el anexo H cuyos datos se extraen de la tabla H.3. La evaluación del desempeño del sistema se detalla en la tabla 4.31 donde se comparan los resultados de desempeño del sistema con los requerimientos objetivo del sistema.

Tabla 4.31: Evaluación de los requerimientos de desempeño obtenidos para el sistema

Requerimiento	Obtenido	Objetivo	Resultado
Fuerza (N)	148	460	No cumple
Tiempo (seg)	1,5	2	Cumple
Distancia (mm)	30	30	Cumple

La tabla 4.31 muestra el no cumplimiento de la fuerza de salida del sistema, siendo este sistema capaz de transmitir únicamente un 32 % de la fuerza mínima requerida para el sistema.

El no cumplimiento de los requerimientos de desempeño están los requerimientos geométricos detallados en la sección 2.7.1, en esta sección se detalla un tamaño máximo que debe tener el diseño (largo, ancho y alto). Para comparar el tamaño del diseño final con las especificaciones geométricas es necesario considerar tanto las dimensiones del sistema como las dimensiones que aportan los distintos componentes del mercado (motor de transmisión y reductor). Considerando todos estos en la tabla 4.32 se detalla el aporte de cada componente a las dimensiones finales.

Tabla 4.32: Aportes dimensionales de cada componente

Dimensión	Componente	Medida	Unidad	Fuente
Largo	Eje	90	mm	Tabla 4.15
	Motor	30	mm	Anexo C.2
	Reducto	20,7	mm	Anexo C.3
Ancho	Actuador	12	mm	Anexo C.8
	Tornillo sinfín- corona	33	mm	-
Alto	Corona	20	mm	-

A partir de la tabla 4.32 se realiza la evaluación geométrica del sistema la cual se detalla en la tabla 4.33.

Tabla 4.33: Evaluación cumplimiento requerimientos geométricos para el sistema

Dimensión	Objetivo	Calculada	Resultado
Ancho	89,6	140,7	No cumple
Alto	81,8	45	Cumple
Espesor	19,1	20	Cumple

4.6.4. Conclusiones del diseño

A partir de lo detallado en la sección 4.6.3 se puede concluir que el diseño planteado cumple con los requerimientos de seguridad definidos para esta memoria, esto a partir de la tabla 4.30. Respecto a el requerimiento de desempeño la fuerza que es capaz de aplicar el sistema es muy inferior a la mínima definida detallado en la tabla 4.31. El último de los requerimientos evaluados es el geométrico, tampoco cumple respecto a las dimensiones mínimas, superando 50 mm el largo máximo definido, lo que se detalla en la tabla 4.33. En virtud de lo anterior, el diseño reducido resulta inviable bajo los requerimientos de diseño planteados.

Capítulo 5

Conclusiones

En esta memoria, se diseñó y fabricó un sistema de transmisión de energía mecánica con capacidad de liberación en múltiples ejes, con el objetivo de desarrollar un mecanismo que permita un acople y desacople eficiente, utilizando un único motor de transmisión, optimizando la simplicidad del ensamblaje y evaluando la reducibilidad del prototipo.

Se exploraron y analizaron diversas soluciones de transmisión, incluyendo engranajes, levas, electro-imanes y solenoides; evaluando sus ventajas y desventajas en función de los requerimientos del diseño. La selección de un sistema basado en tornillos sinfín y coronas, combinado con múltiples solenoides para el accionamiento de cada punto de liberación, demostró ser una solución adecuada para lograr un equilibrio entre eficiencia, viabilidad y capacidad de reducción.

El prototipo fabricado mediante impresión 3D permitió validar la viabilidad del diseño, entregando un modelo tangible que facilitó la visualización de su funcionamiento real. Gracias a esto, fue posible identificar puntos de mejora y optimizar el diseño hasta cumplir con todos los requerimientos establecidos. Además, al trabajar con un modelo a escala reducida, se pudo evaluar no solo su desempeño, sino también su capacidad de reducción dentro del mismo diseño.

Si bien el prototipo demostró ser funcional, se identificaron limitaciones propias de la impresión 3D. La capacidad de reducir el prototipo debido los detalles generados en la impresión, limitan la fabricación de los componentes en las dimensiones requeridas por el diseño, así como la resistencia a los esfuerzos a los que estará sometido el sistema. Debido a esto, se analizó la reducción del diseño mediante otros componentes.

El análisis realizado al evaluar la reducción del diseño reveló que el diseño no es

capaz de cumplir con los requerimientos de desempeño y geometría definidos para la palma de una mano. Este no cumplimiento se asocia a las limitaciones tecnológicas de los componentes elegidos para el diseño.

Aún así, pese al no cumplimiento de los requerimientos definidos para el sistema, esta memoria entrega una arquitectura funcional para transmisión multieje con un único motor, un procedimiento de verificación estructural replicable y una línea base de integración con límites claros para su optimización. Asimismo, se documenta una metodología de evaluación de reductibilidad que vincula desempeño mecánico.

Se identifico que la principal limitante son los paramentos de entrada del sistema y las restricciones geométricas del alojamiento. La fabricación introduce tolerancias y fricciones adicionales, las cuales empeorarían los resultados obtenidos. El análisis se realizó bajo supuestos los cuales generan un grado de incertidumbre.

El diseño valida el funcionamiento del prototipo y establece una arquitectura prometedora. No obstante, el diseño reducido no cumple con la fuerza mínima ni con el largo máximo fijados, por lo que no es viable bajo los requisitos actuales. Se recomienda una segunda iteración centrada en aumento de par útil y compactación del conjunto.

Trabajo futuro

1. Reforzar par útil: selección de motor/reductor y/o relación de transmisión que garanticen $\geq 530\,\mathrm{N}$; evaluación de eficiencia bajo carga real del subconjunto tornillo sinfín–corona.

2. Integración a la mano: Integrar el sistema de transmisión a la palma de la mano robótica con el fin de evaluar su real desempeño dentro del sistema de la Universidad.

3. Rediseño de la configuración espacial del sistema de transmisión: Se propone abandonar la disposición coaxial actual (en serie) para explorar distribuciones en ejes paralelos o configuraciones modulares en 'U'. El objetivo específico es reducir la longitud total del conjunto por debajo de los 89.6 mm (largo de la palma) mediante el uso de engranajes de transferencia, manteniendo la lógica de selección ya validada.

Bibliografía

[1] F. Andrés, J. Pérez, and J. M. Sabater. Comparison of grasping performance of two transmission systems in electric powered low cost hand prostheses. In International Conference on NeuroRehabilitation, pages 1015–1019. Springer, 2019.

[2] British Stainless Steel Association. Stainless steel fasteners to BS EN ISO 3506: Grades a1, a2 (a3) & a4 (a5). Information Sheet No. 2.31 Issue 05, Stainless Steel Advisory Service (SSAS), 09 2007. Tabla 2: clases 50/70/80; para A2-70: $R_{p0,2} = 450$ MPa.

[3] Álvaro Basoalto Calvanese. Desarrollo de prótesis de mano con sistema de agarre adaptativo para uso general en amputaciones a nivel de desarticulación de muñeca. Memoria de titulación, Universidad Técnica Federico Santa María, Santiago, Chile, 2018.

[4] Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. McGraw-Hill Interamericana, México, novena edición edition, 2012.

[5] Richard M. Dodds, Holly E. Syddall, Rachel Cooper, Michaela Benzeval, Ian J. Deary, Elaine M. Dennison, Geoff Der, Catharine R. Gale, Hazel M. Inskip, Carol Jagger, Thomas B. Kirkwood, Debbie A. Lawlor, Sian M. Robinson, John M. Starr, Andrew Steptoe, Kate Tilling, Diana Kuh, Cyrus Cooper, and Avan Aihie Sayer. Grip strength across the life course: normative data from twelve british studies. PLOS ONE, 9(12):e113637, 2014.

[6] A García, Derlis Hernández Lara, and Gerardo Valencia. Obtención del rango de movilidad de los dedos índice, medio, anular y meñique. 09 2017.

[7] A. J. Besa Gonzálvez and F. J. Valero Chuliá. Diseño de máquinas. Editorial Universitat Politècnica de València, Valencia, España, 2016.

[8] Bernard J. Hamrock, Steven R. Schmid, and Bo O. Jacobson. Fundamentals of Machine Elements. 2nd edition, 2005.

[9] Robert L. Mott. Elementos de Máquinas. 4ª edición edition, 2006.

[10] C. Niño and J. Mahecha. Dispositivo mecatrónico para aplicación de ectrodactilia. Tesis de grado, Universidad Militar Nueva Granada, Bogotá, Colombia, 2017.

[11] Robert L. Norton. Diseño de Maquinaria. 4ª edición edition, 2011.

[12] Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, and Richard G. Budynas. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 9ª edición edition, 2011.

[13] Patrick Slade, Aadeel Akhtar, My Nguyen, and Steven H. Collins. A review of the performance of extrinsically powered prosthetic hands. IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering, 29:1391–1401, 2021.

[14] M. F. Spotts. Elementos de máquinas. Prentice-Hall, 1999.

[15] Kanghyun Tcho, Hyoung Il Kim, and Sang-Rok Oh. On differential mechanisms for underactuated, lightweight, adaptive prosthetic hands. Frontiers in Neurorobotics, 15:636307, 2021.

[16] P. Weiner, J. Starke, F. Hundhausen, J. Beil, and T. Asfour. The kit prosthetic hand: Design and control. In 2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), pages 3328–3334. IEEE, 2018.

[17] M. Zapata, J. Londoño, and M. Valderrama. Anthropomorphic robotic hands: a review. Ingeniería y Desarrollo, 32(2):279–313, 2014.

Anexos

Anexo A

Planos Detallados del Prototipo Final

A.1. Introducción a los Planos Técnicos

En este anexo se presentan los planos técnicos detallados de los principales componentes diseñados y fabricados para el prototipo final del sistema de acumulación de energía con liberación en múltiples ejes. Cada plano incluye las dimensiones, vistas necesarias para su comprensión y potencial fabricación.

A.2. Plano del componente: tornillo sinfín, cono integrado y soporte.

Figura A.1: Vista lateral sinfín-soporte

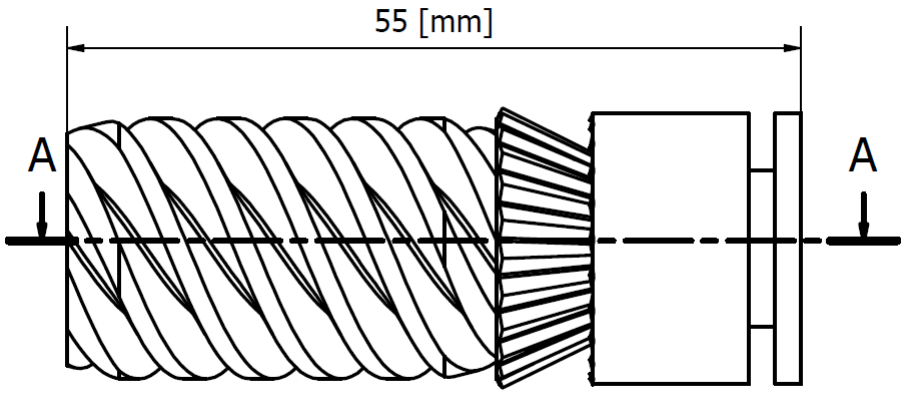


Figura A.2: Vista frontal sinfín-soporte

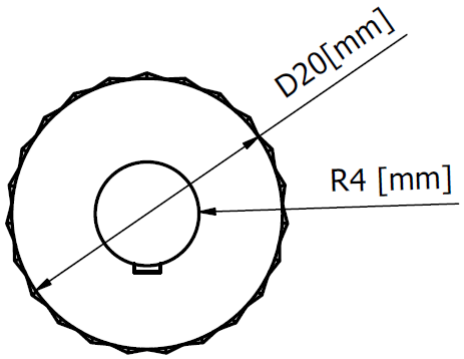
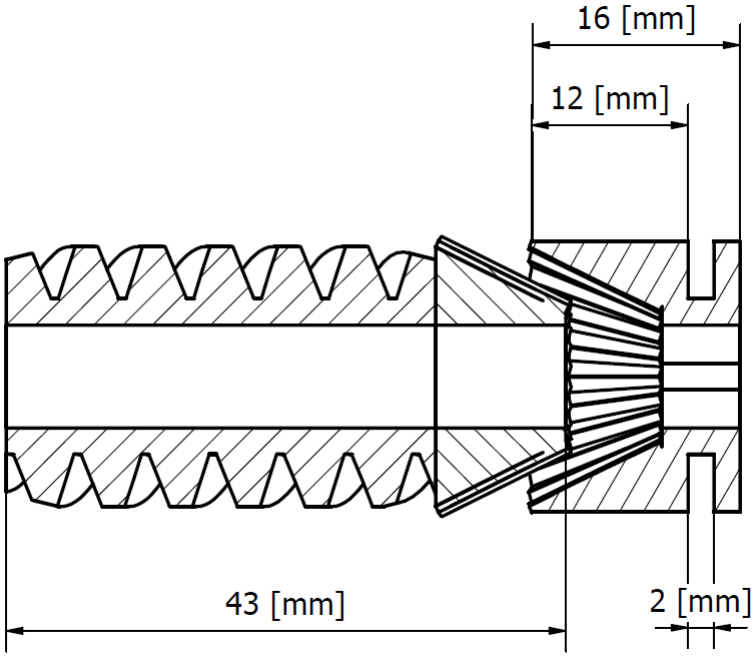


Figura A.3: Vista de corte sinfín-soporte



A.3. Plano del componente: corona

Figura A.4: Vista diagonal corona

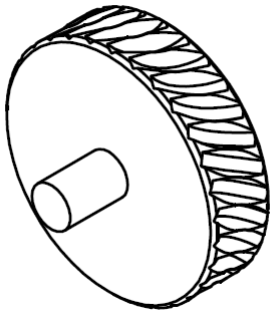


Figura A.5: Vista lateral corona

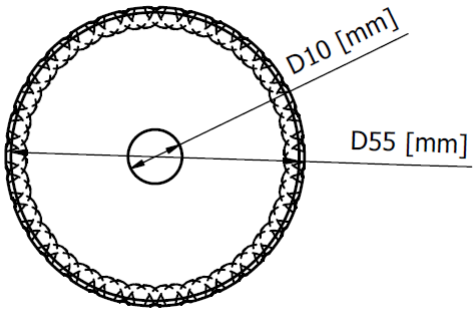
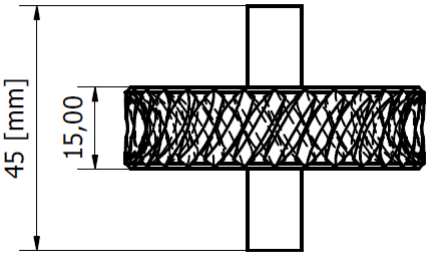


Figura A.6: Vista superior corona



A.4. Plano del componente: estructura (Parte 1 y 2)

Figura A.7: Vista diagonal estructura 1

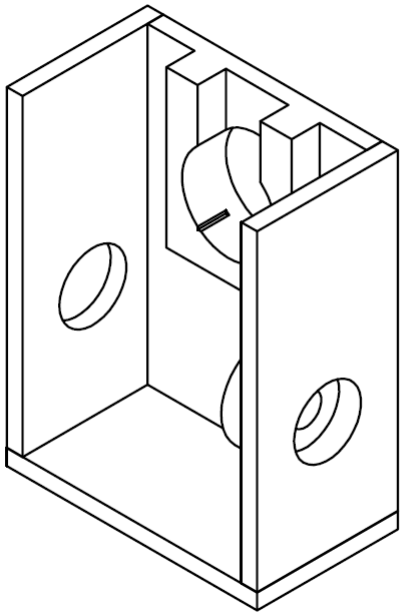


Figura A.8: Vista frontal estructura 1

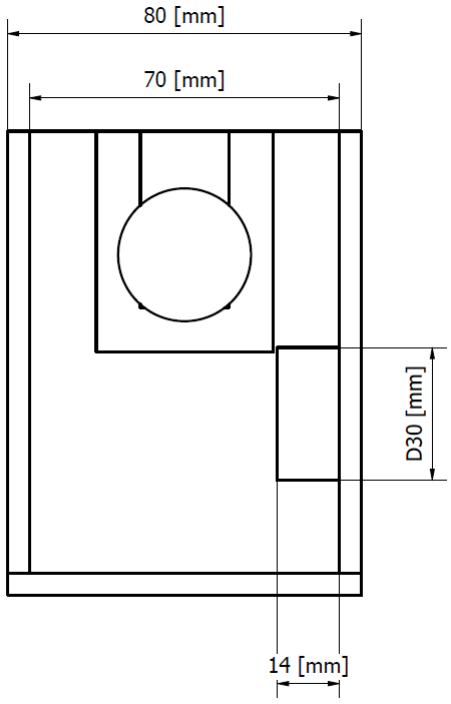


Figura A.9: Vista superior estructura 1

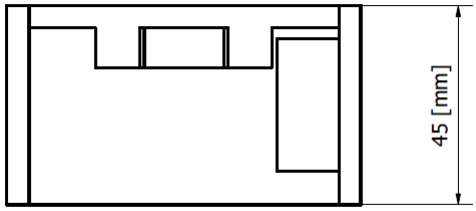


Figura A.10: Vista diagonal estructura 2

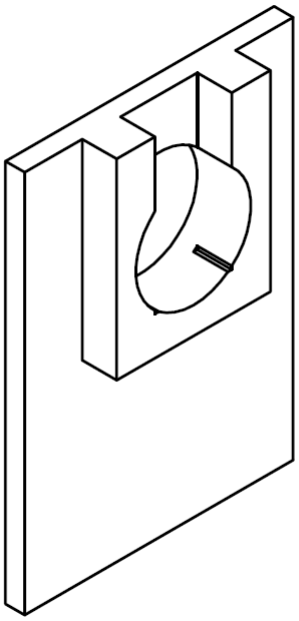


Figura A.11: Vista frontal estructura 2

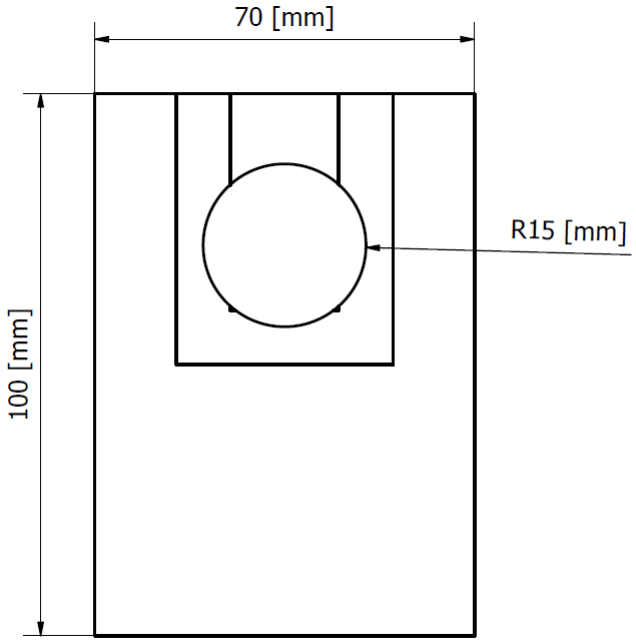


Figura A.12: Vista lateral estructura 2

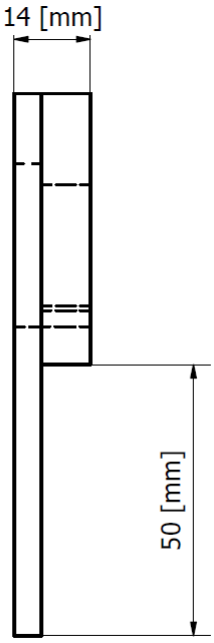
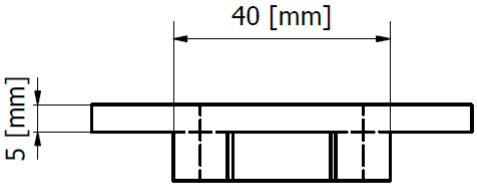


Figura A.13: Vista superior estructura 2



A.5. Plano del componente: transmisor

Figura A.14: Vista frontal transmisor

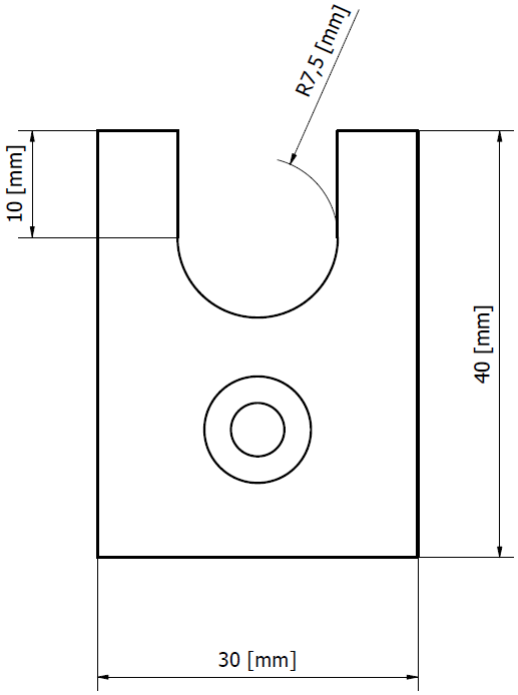
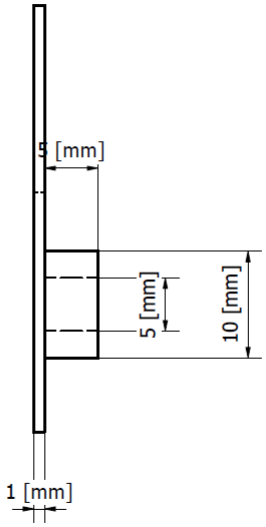


Figura A.15: Vista lateral transmisor



Anexo B

Desarrollo opción electro-imán

En este anexo se describirá todo el proceso de evaluación de la opción del electro-imán como actuador dentro del diseño, describiendo la evaluación de su posición dentro del sistema con sus distintas variables evaluadas, así como un prototipo el cual utilizaba el electro-imán como actuador que fue fabricado para evaluar esta posible solución.

B.0.1. Posicionamiento de los Electro-imanes

La selección de las posiciones de los electro-imanes dentro del sistema de acople es fundamental para analizar la transición entre los estados de transmisión y no transmisión de fuerza. Este planteamiento busca identificar si variar la posición de los electro-imanes y los imanes de neodimio puede mejorar la eficiencia en el acople y desacople de las piezas, impactando factores como el área de contacto y la precisión en el ajuste. Debido a que el uso de electro-imanes debe complementarse con configuraciones de imanes de neodimio con polaridades fijas, la disposición espacial de ambos influirá en las dimensiones y el diseño final de las piezas de acople, adaptándose a los requisitos de tamaño reducido y a las configuraciones previamente elegidas detalladas en la tabla 3.9.

A continuación, se evaluarán las distintas ubicaciones posibles de los electro-imanes, teniendo en cuenta su influencia en el comportamiento del sistema de acople y los efectos sobre las piezas de transmisión en términos de dimensiones, área de contacto, y capacidad de desacople preciso.

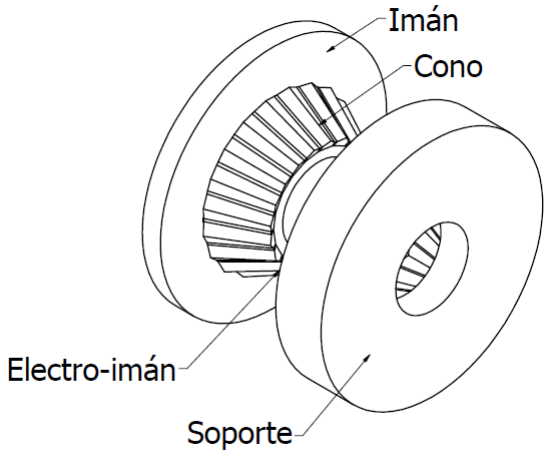
Posicionamiento exterior

En esta configuración, se optó por posicionar el imán de neodimio en la parte exterior del cono. Esta decisión fue tomada con el objetivo de aumentar el área de contacto del imán con el electro-imán, mejorando de este modo la fuerza de atracción entre ambos elementos. Al situar el imán en el exterior del cono, se espera una mayor interacción magnética, lo que podría facilitar un acople más eficiente entre el electro-imán y el sistema.

En esta configuración, el imán se posiciona al exterior del cono, aumentando el área de los imanes y en contraparte reduciendo el área de contacto entre el cono y el soporte. Esta reducción podría afectar la estabilidad del acople, ya que una menor área de contacto puede traducirse en una disminución en la tracción entre los componentes, provocando que las piezas se separen accidentalmente.

En la figura B.1 se muestra el modelo del cono y el soporte para esta configuración, en el que se puede observar cómo la posición del imán afecta la disposición de los elementos en la pieza.

Figura B.1: Modelo de posicionamiento exterior para el imán en el cono



Una vez realizadas las impresiones 3D de las piezas, se observó de manera inmediata una considerable reducción en las áreas de contacto entre el cono y el soporte, lo cual es una consecuencia directa de la ubicación del imán de neodimio al exterior del cono. Este posicionamiento del imán permitió ampliar la zona de interacción entre el electro-imán y el imán, lo que teóricamente mejoraría la fuerza de atracción. Sin embargo, la reducción del área de contacto entre el cono y el soporte disminuye la capacidad

de mantener el acople entre las piezas a la hora de aplicar torque al sistema, lo que se evidenció al aplicar tracción manualmente. La tracción entre las piezas disminuyó de forma considerable, lo que provocó que el acople se soltara continuamente durante la aplicación de la tracción, un comportamiento no deseado en el diseño inicial.

Al proceder con la colocación del imán y el electro-imán en sus respectivas posiciones, se observó que ambos elementos entraban en contacto directo en el momento del acople. Aunque en un principio esto no parecía ser un inconveniente, se señala como un aspecto que podría generar problemas a largo plazo, especialmente si se consideran posibles desgastes o interferencias derivadas de este contacto directo. Este punto debe ser monitorizado en el futuro, ya que podría impactar la durabilidad de las piezas o afectar la suavidad del acople y desacople con el tiempo. Sin embargo, en las pruebas realizadas, no se observaron fallos inmediatos en este sentido.

En relación con las pruebas del electro-imán, los resultados fueron bastante prometedores. Se pudo comprobar que, al aumentar el área de contacto entre el imán de neodimio y el electro-imán, la fuerza de atracción aumentaba considerablemente, aunque este aumento de fuerza no fue suficiente para suplir la menor tracción que surgió entre los componentes debido a la reducción de las áreas.

No obstante, uno de los desafíos observados fue el ensamblaje de las piezas, que resultó ser más complejo de lo esperado. La zona donde se posicionaron los imanes no resultó conveniente como se había anticipado. Esto dificultó la correcta instalación de los imanes en sus posiciones. Este aspecto es un área que podría mejorarse significativamente en el diseño, tal vez optimizando la geometría del soporte para facilitar una mejor alineación y colocación de los imanes.

En conclusión, para esta configuración se observó que el aumento del área de los imanes produjo un incremento significativo en la fuerza de atracción entre los componentes. Sin embargo, esta mayor fuerza no fue suficiente para compensar la reducción del área de contacto y mantener un ensamblaje adecuado de las piezas.

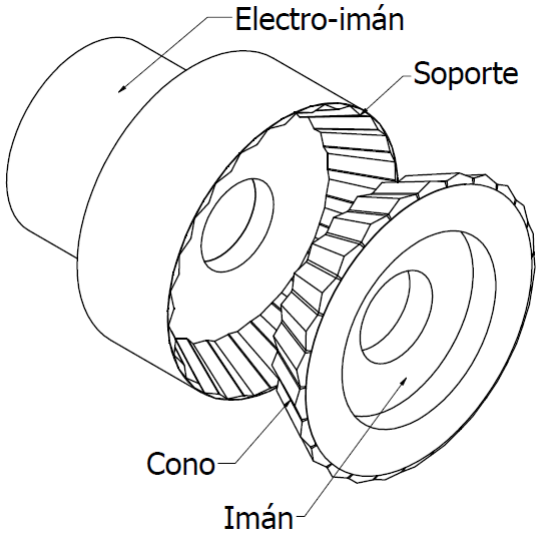
Como alternativa, podría considerarse un mayor aumento del área de contacto entre los imanes para evaluar si se logra mantener la tracción requerida. No obstante, en su estado actual, esta configuración demuestra ser deficiente para los fines planteados.

Posicionamiento posterior

En esta segunda configuración, el imán de neodimio se posiciona en la parte trasera del cono, mientras que el electro-imán se ubica también en la parte posterior del soporte como se ve en la figura B.2. A diferencia de la configuración exterior, este diseño prioriza la conservación de una superficie de contacto más amplia entre el cono y el soporte, lo que permite mantener una tracción adecuada entre ambas piezas sin depender tanto de la atracción magnética. Sin embargo, esta configuración aumenta la distancia entre los imanes, lo cual limita la intensidad de la fuerza de acople.

Otro aspecto importante de esta disposición es que el imán y el electro-imán no están en contacto directo; de hecho, se encuentran separados por la máxima distancia posible dentro del diseño, ya que el soporte y el cono actúan como barreras físicas entre ambos.

Figura B.2: Modelo de posicionamiento posterior para el imán en el cono



De acuerdo a la teoría, la fuerza de atracción entre el imán y el electro-imán será menor a la configuración exterior, detallada en la sección B.0.1. Esto se debería compensar, ya que la tracción proporcionada por el contacto entre el cono y el soporte será mayor. Dado que el área de contacto entre ambas piezas es considerable, se prevé que esta fricción contribuya de manera significativa a la estabilidad manteniendo el acople durante el funcionamiento.

Además, esta configuración presenta ciertas ventajas prácticas en términos de manufactura y ensamblaje. La separación entre el imán y el electro-imán simplifica la

disposición interna de los componentes, permitiendo una instalación más sencilla y reduciendo el riesgo de contacto directo no deseado entre los imanes. Este diseño menos complejo podría facilitar el proceso de ensamblaje y reducir la cantidad de ajustes necesarios en comparación con otras configuraciones. Al imprimir las piezas en 3D, se observa que el área de contacto entre el cono y el soporte es significativamente mayor que en la configuración con los imanes posicionados en el exterior. Esta mayor superficie de contacto permite mantener una tracción estable y minimiza el riesgo de desacople involuntario entre las piezas. Al aplicar fuerza de tracción de manera manual, se verifica una buena adherencia entre el cono y el soporte, con muy pocos momentos en los que el acople se ve comprometido. Este comportamiento sugiere que la fuerza del electro-imán debería ser suficiente para mantener las piezas acopladas en esta configuración.

Sin embargo, en esta prueba se omitió el uso del tornillo sinfín, y el imán de neodimio se posicionó directamente en el espacio donde usualmente iría el sinfín. Esta modificación en la prueba facilitó el ensamblaje, pero se deberá considerar en el futuro cómo podría afectar la instalación final con el sinfín integrado.

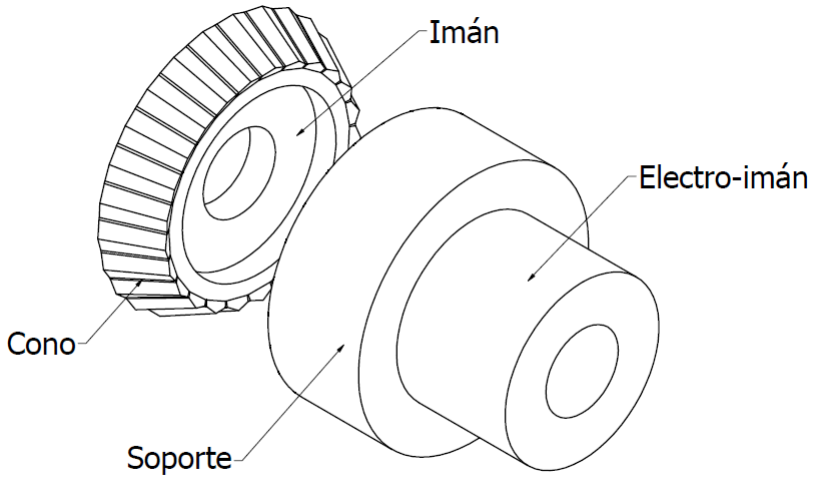
Una vez ensambladas todas las piezas, se probó el electro-imán para verificar su fuerza de acople. Aunque la distancia entre el imán y el electro-imán es mayor en esta configuración, se observó que el sistema fue capaz de mantener el acople de manera efectiva. Sin embargo, en ciertos momentos se presentó un leve desplazamiento en el acople, el cual se corregía y volvía a su posición original debido a la tracción generada por la fricción entre el cono y el soporte. Esto indica que mantener una amplia área de contacto, como en esta configuración, puede compensar una menor superficie de imanes en términos de estabilidad y continuidad en el acople.

En conclusión, esta configuración resultó satisfactoria, cumpliendo con los requerimientos de tracción y facilidad de ensamblaje. Aunque se observó una posible limitación en el montaje futuro al integrar el tornillo sinfín, esta disposición sigue siendo una opción viable y eficaz. Esta configuración se considera funcional y factible. La evaluación continuará con las configuraciones restantes para decidir cuál de todas se adaptará mejor al diseño final del sistema de acople.

Posicionamiento anterior

En esta última configuración, el imán de neodimio se sitúa en la parte anterior del cono, reduciendo así la distancia entre el imán y el electro-imán. Este ajuste se plantea con el fin de maximizar la fuerza de atracción magnética entre ambos elementos, lo cual es crucial para lograr un acople firme y consistente. En cuanto al electro-imán, se ha decidido mantener su ubicación en la parte posterior del soporte debido a la complejidad técnica que implica colocarlo en la parte anterior del soporte. En la figura B.3 se puede ver la disposición del imán respecto al cono.

Figura B.3: Modelo de posicionamiento frontal para el imán en el cono



Desde una perspectiva teórica, esta configuración debería ofrecer una fuerza de atracción mayor que la configuración posterior debido a la reducción en la distancia entre los imanes. Esta proximidad incrementa la intensidad del campo magnético, lo que se espera que mejore la eficacia en el acople de las piezas. Además, se conserva la superficie de contacto entre el cono y el soporte, asegurando una tracción adecuada y estable. Este aspecto es fundamental para garantizar que las piezas permanezcan acopladas en todo momento, y permite prever un desempeño satisfactorio en condiciones de tracción manual y funcionamiento práctico.

En cuanto al proceso de ensamblaje, será relevante observar si la ubicación anterior del imán facilita o complica el montaje en comparación con la configuración posterior, la cual presenta similitudes estructurales. Dado que ambas configuraciones mantienen un área de contacto amplia, cualquier ventaja en la facilidad de ensamblaje o en la estabilidad del acople podría ser determinante al momento de escoger la configuración

óptima para el diseño final del sistema. Uno de los aspectos más notables en esta disposición fue la mayor cercanía entre el imán y el electro-imán en comparación con la configuración posterior, lo cual incrementa la interacción magnética entre ambos. Esta proximidad sugiere una mejora potencial en la fuerza de atracción magnética, ya que la menor distancia facilita que los imanes respondan más efectivamente al campo generado por el electro-imán.

En las pruebas de tracción manual, la configuración mostró una adherencia consistente entre las piezas, manteniendo la tracción de manera aceptable, en línea con los resultados observados en la configuración posterior. Esta estabilidad es un buen indicador de que el sistema podría funcionar bien bajo las condiciones de operación previstas.

Durante el ensamblaje de las piezas, se evidenció que la posición del imán en la cara anterior del cono facilitaba considerablemente el proceso de armado en comparación con la configuración posterior. La accesibilidad del imán en esta ubicación resultó ventajosa, simplificando el montaje sin comprometer el rendimiento estructural.

Con base en los resultados obtenidos, se concluye que esta configuración ofrece una solución adecuada para el diseño final del sistema de acople. La mejora en la facilidad de ensamblaje, junto con la proximidad aumentada entre los imanes que potencia la atracción magnética, convierten a esta configuración en una opción aceptable y optima.

Elección de posicionamiento de electro-imán

Para determinar la posición óptima del imán de neodimio y el electro imán en el sistema, se plantearon y analizaron tres configuraciones distintas. Cada una de estas configuraciones fue evaluada mediante un análisis teórico inicial, seguido de una evaluación visual utilizando piezas impresas en 3D, y posteriormente, a través del análisis de la tracción de forma manual simulando el funcionamiento real del sistema. Este enfoque progresivo permitió observar de manera precisa el comportamiento de cada configuración en condiciones cercanas a las de operación real.

Los resultados obtenidos en cada una de las configuraciones fueron satisfactorios en términos generales. Cada posición propuesta presentaba alguna ventaja específica: algunas configuraciones destacaron en los resultados de tracción, mientras que otras ofrecieron mejores resultados en la fuerza entre los componentes. Estas diferencias indicaron que todas las configuraciones podían representar soluciones viables para el posicionamiento de los imanes, aunque cada una con características particulares. Sin embargo, para definir una configuración final, se tuvo en cuenta que cambiar la posición de los imanes influiría directamente en el diseño general del sistema de transmisión, afectando potencialmente su funcionalidad y facilidad de montaje.

Por esta razón, se tomó la decisión de continuar con la configuración que ofrecía la mayor facilidad de ensamblaje y de posicionamiento, sin comprometer la tracción necesaria para el funcionamiento del sistema. Esta elección recayó en la posición anterior de los electro-imanes, debido a las ventajas que esta disposición aporta tanto en términos de ensamblaje como en la capacidad de mantener una tracción consistente a lo largo del tiempo.

B.1. Prototipo método electro-imán

Para la fabricación del prototipo utilizando el método del electro-imán, es fundamental, en primer lugar, describir el diseño específico de este prototipo. Esto incluye detallar las características principales del electro-imán y su integración en el sistema de transmisión, destacando cómo se adapta a los objetivos planteados en el diseño inicial.

Posteriormente, se abordará el proceso de fabricación de los componentes individuales. En esta sección, se analizarán los aspectos técnicos clave de su construcción, incluyendo las especificaciones del material, los parámetros de diseño y los desafíos enfrentados durante su fabricación. Además, se describirán las soluciones implementadas

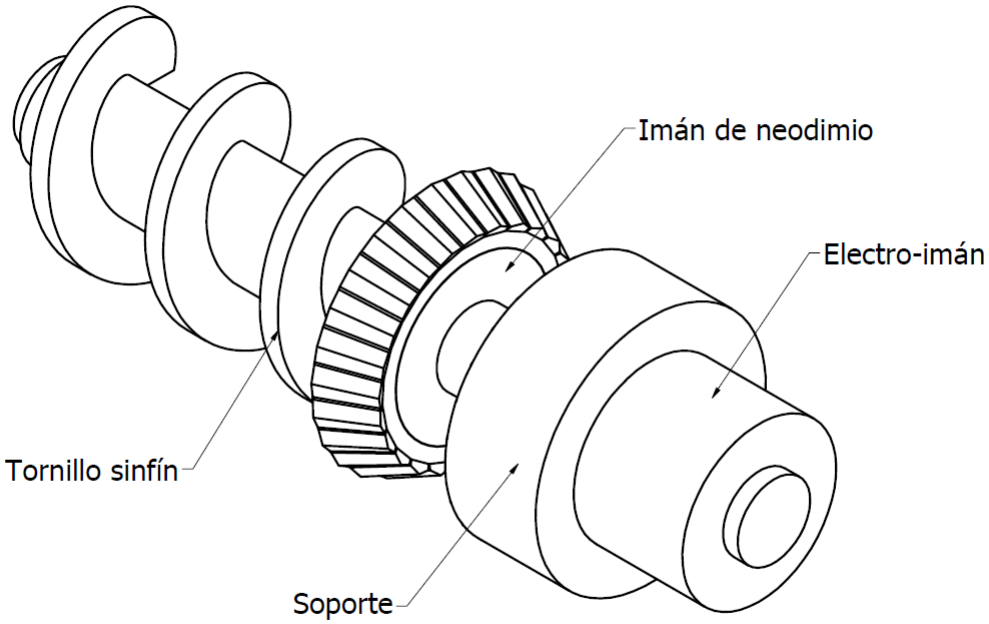
para optimizar su desempeño dentro del prototipo.

Finalmente, se presentarán las conclusiones obtenidas tras el análisis práctico del prototipo con electro-imán. En esta etapa se evaluará su rendimiento en base a los criterios de diseño, tales como suavidad en el acople y desacople, precisión y eficiencia general. Estas conclusiones permitirán determinar la viabilidad del electro-imán como solución propuesta para el sistema de transmisión.

B.1.1. Diseño del prototipo

Como se ha mencionado previamente, el diseño del prototipo para la opción del electro-imán consta de una serie de diferencias respecto a su similar el solenoide/micro-motor aun así gran parte del diseño es similar en general, este diseño se muestra en la figura B.4.

Figura B.4: Modelo de prototipo electro-imán



En el diseño se incluye el electro-imán, que está conectado directamente al soporte detallado en la figura B.4. Esta conexión permite una libre rotación entre ambos componentes, pero restringe su movimiento de traslación de manera conjunta. Esto implica que, si uno de ellos se desplaza a lo largo del eje, el otro seguirá su movimiento. Sin embargo, si el soporte rota, el electro-imán permanecerá estático. Esta característica se debe a que el electro-imán, al contener componentes eléctricos asociados, no puede rotar sin comprometer su integridad, mientras que el soporte debe rotar de manera continua para cumplir con su función en el sistema de transmisión.

Otro aspecto clave del diseño es la disposición de los imanes en el sector del cono. Estos imanes actúan como contraparte del electro-imán y son fundamentales para garantizar el funcionamiento adecuado del sistema. Su posicionamiento estratégico permite la interacción magnética necesaria para realizar el acople y desacople, siguiendo el principio de operación descrito previamente en esta memoria.

B.1.2. Fabricación de componentes

Una vez descrito el diseño del prototipo, se procedió a la fabricación de los componentes, con el propósito de evaluar su comportamiento y analizar las diferencias entre el rendimiento teórico y el real. Las primeras piezas fabricadas fueron aquellas que se mantendrán constantes en ambos prototipos, es decir, el tornillo sinfín y las piezas de acople (soporte y cono). Estas piezas fueron elaboradas mediante impresión 3D. Este enfoque permitió obtener componentes precisos y funcionales para su integración en el sistema.

En el caso del electro-imán, el proceso de fabricación presentó una serie de desafíos que afectaron significativamente su funcionamiento. Inicialmente, se utilizó un núcleo ferroso con el objetivo de maximizar la potencia del electro-imán, logrando valores dentro de los parámetros esperados. Sin embargo, se identificó un problema crítico, los imanes situados en el cono tendían a adherirse al núcleo ferroso debido a la fuerza magnética de atracción generada, la cual resultó ser mayor que la fuerza de repulsión aplicada por el electro-imán. Esta interacción impedía que el imán se separase del núcleo ferroso, esto ocurría aún cuando se activaba el electro-imán con el polo opuesto del imán para generar la repulsión comprometiendo así su funcionamiento.

Para abordar este problema, se exploraron diversas soluciones, pero ninguna logró resolverlo de manera satisfactoria. Dentro de estas soluciones se encuentra la reducción de potencia del electro-imán y la variación del embobinado. Como resultado, se tomó la decisión de modificar el diseño y fabricar un electro-imán sin núcleo ferroso. Aunque esta modificación redujo la potencia del electro-imán de forma considerable, se consideró que la fuerza generada sería suficiente para cumplir con los requisitos del diseño siempre y cuando logre desplazar los componentes a lo largo del eje. El nuevo núcleo se fabricó utilizando impresión 3D, permitiendo un rápido ajuste la bobina fabricada con este nuevo núcleo se ve en las figuras B.5 y B.6 .

Al nuevo núcleo del electro-imán se le aplicó un embobinado de cobre esmaltado con un diámetro de 0,3 [mm]. Una vez completado el embobinado, se realizaron pruebas iniciales para evaluar su comportamiento y analizar aspectos técnicos relevantes, como la temperatura en la bobina y su impacto en la pieza plástica. Para estas pruebas, se utilizó inicialmente una pila de ion-litio de 3.7 [V], y posteriormente, dos de estas pilas, con el objetivo de comparar el rendimiento en diferentes condiciones.

Figura B.5: Bobina fabricada vista lateral

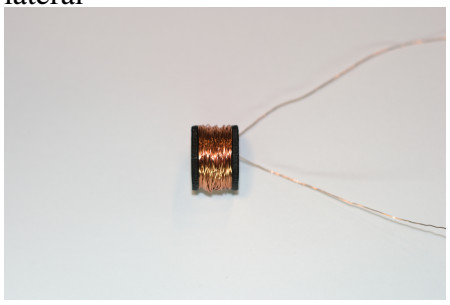
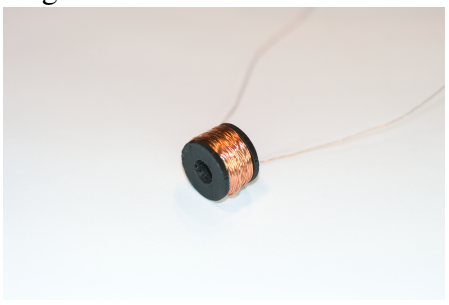


Figura B.6: Bobina fabricada vista diagonal



Los resultados iniciales fueron satisfactorios, ya que el electro-imán logró atraer y repeler los imanes del cono de manera efectiva, cumpliendo con la función de acople y desacople requerida. Además, se observó que el uso de dos pilas generaba un campo magnético significativamente más fuerte que el obtenido con una sola pila, lo que mejoraba el desempeño en términos de fuerza de interacción. Sin embargo, como se anticipaba, el uso de dos pilas provocó un aumento térmico considerable en el electro-imán. Este calentamiento representaba un riesgo potencial, ya que podía comprometer la integridad de la pieza plástica del núcleo, lo que llevó a descartar esta configuración de dos pilas como viable.

Con esto en mente, el electro-imán se posicionó en el eje junto al soporte, tal como se describe en el diseño planteado. No obstante, durante las pruebas, se identificó un problema crítico el peso adicional generado por el embobinado del electro-imán impedía que este se desplazara adecuadamente a lo largo del eje. Este inconveniente era insalvable, ya que la reducción del cobre esmaltado para disminuir el peso también reducía significativamente la fuerza magnética, haciendo que el electro-imán no pudiera interactuar correctamente con los imanes del cono.

Se llevaron a cabo diversos ajustes en el diseño para intentar resolver este problema, incluyendo la reducción del peso del electro-imán y la re introducción del uso de dos pilas. Sin embargo, ninguno de estos cambios produjo mejoras significativas; por el contrario, algunos introdujeron nuevos riesgos, como un mayor calentamiento del núcleo o una disminución de la estabilidad del prototipo.

Finalmente, tras evaluar los resultados y los riesgos asociados, se concluyó que el electro-imán no es una solución viable para el problema planteado. Su incapacidad para desplazarse adecuadamente y los riesgos derivados de su calentamiento y peso adicional hacen inviable su uso en el diseño final del prototipo.

Anexo C

Componentes comerciales

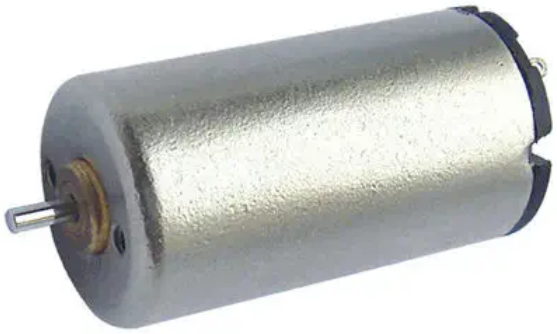
C.1. Introducción a los componentes comerciales

Este anexo recopila las hojas de datos proporcionadas por los fabricantes para los componentes comerciales clave, utilizados en el desarrollo del diseño. Estas anexo contienen especificaciones técnicas detalladas, características de rendimiento y dimensiones. Se adjuntaran tablas con los datos más relevantes para los cálculos realizados.

C.2. Motor sin núcleo L1630N5M

El motor seleccionado corresponde al modelo L1630N5M, que se ve en la figura C.1.

Figura C.1: Imagen motor sin núcleo L1630N5M



La elección tuvo como consideración la potencia, la velocidad y dimensiones requeridas para el diseño. El motor sin núcleo L1630N5M fue extraído de la página Direct Industry (https://www.directindustry.es/prod/constar-motion-co-ltd/product-188398-2442571.html).

En la figura C.2 se muestra las características entregadas por el fabricante.

Figura C.2: Características motor sin núcleo L1630N5M

CARACTERÍSTICAS

Tipo	síncrono, DC
Voltaje	6 V, 5 V, 3 V
Configuración	sin núcleo, compacto, micro
Aplicaciones	para electrodoméstico
Potencia	0 W, 2 W, 6 W (0 hp, 0 hp, 0 hp)
Intensidad	Máx.: 4.290 mA Mín.: 15 mA
Par	Máx.: 0,0202 Nm (0,0149 ft.lb) Mín.: 0,0005 Nm (0,00037 ft.lb)
Velocidad de rotación	Máx.: 12.000 rpm (75.398,22 rad.min-1) Mín.: 1.940 rpm (12.189,38 rad.min-1)
Diámetro	16 mm (0,63 in)

Figura C.3: Descripción motor sin núcleo L1630N5M

DESCRIPCIÓN

L1630N5M
motor sin núcleo de 16mm 3V Micro DC

Diámetro：16mm Longitud : 30mm Voltaje：3V、5V 、6V Max. Potencia de salida ： 2.0W Velocidad：2500-12000rpm

Aplicaciones
Mini UAV, productos de control remoto para aficionados, pequeños electrodomésticos, etc.

Opciones
Longitud de los cables, longitud del eje, bobinas especiales, cabezas de engranaje

Precio por unidad
Precio a petición

A partir de los datos extraídos de las características del motor que se detallan en la figura C.2 y de la descripción del motor que se detalla en la figura C.3 se genera la tabla C.1 que resume los datos que serán utilizados en los cálculos de esta memoria.

Tabla C.1: Datos extraídos del motor sin núcleo L1630N5M

Parámetro	Valor	Unidad
Potencia	6	W
w	1256	rad/seg
Torque	0,0048	Nm
RPM	12000	-
Diametro	16	mm
Largo	30	mm

C.3. Reductor 16GPS-2N-28

El reductor seleccionado corresponde al modelo 16GPS-2N-28 que se aprecia en la figura C.4. La elección considero la relación de reducción, dimensiones, torque máximo y RPM máximas del reductor.

Figura C.4: Imagen reductor 16GPS-2N-28

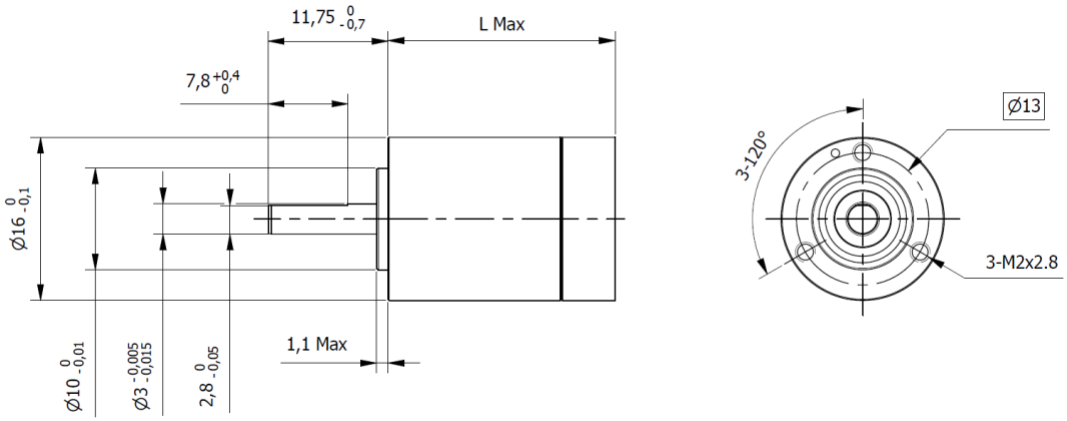


En la figura C.5 y C.6 se muestra las características y dimensiones entregadas por el fabricante, extraídas de la página Delta Line (https://www.delta-line.com/a.pag/16gps-2n-28-pzk3401kzczk389.html).

Figura C.5: Características reductor 16GPS-2N-28

Series	GPS	**Size**	16 mm
Length (L)	20.7 mm	**Stages**	2
Reduction Ratio	28:1	**Nominal Output Torque**	0.25 Nm
Max. Input Speed	17500 rpm	**Recommended Input Speed**	14000 rpm
Max. Output Torque	0.35 Nm	**Efficiency**	80 %
Average Backlash No-load	1.2 °	**Max. Axial load**	20 N
Max. Radial Force (5mm from flange)	45 N	**Weight**	25 g
Operating Temperature	-40 / +100°C	**Bearing output**	Ball Bearings

Figura C.6: Dimensiones reductor 16GPS-2N-28



Basado en los datos de la figura C.5 y C.6 se genera la tabla C.2 que resume los datos que serán utilizados en los cálculos de esta memoria.

Tabla C.2: Datos extraídos del reductor 16GPS-2N-28

Parámetro	Valor	Unidad
Relación de reducción	28:1	-
Eficiencia	80	%
Longitud	20,7	mm
Diámetro	16	mm
RPM max	14000	-
Torque max	0,25	Nm

C.4. Acople flexible de aluminio Shaft Coupling

La elección del acople flexible de aluminio Shaft Coupling detallado en la figura C.7. Se consideraron los diámetros de agujero y el diámetro exterior.

Figura C.7: Imagen acople flexible de aluminio Shaft Coupling



En la figura C.8 se detallan las características entregadas por el fabricante extraído de la página FLYROBO (https://www.flyrobo.in/3mm-x-8mm-aluminum-flexible-shaft-coupling).

Figura C.8: Características acople flexible de aluminio Shaft Coupling



TECHNICAL	
Bore Diameter (D1)	3 mm
Bore Diameter (D2)	8 mm
Color	Silver Tone
Outer diameter	19 mm
Material	Aluminum
Length	25 mm

A partir de los datos extraídos de las características del acople flexible que se detallan en la figura C.8 se genera la tabla C.3 que resume los datos que serán utilizados en los cálculos de esta memoria.

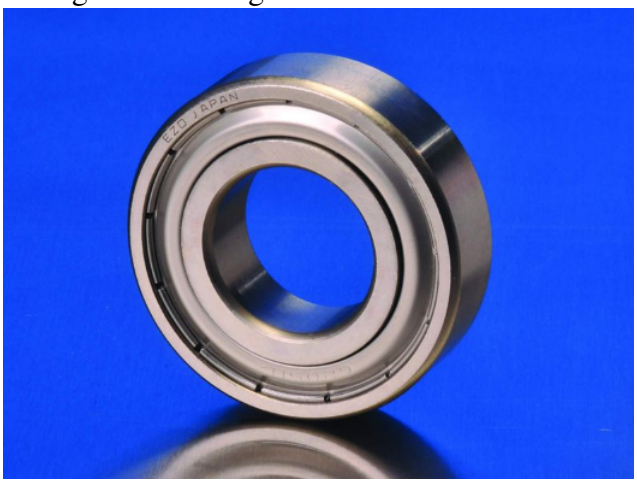
Tabla C.3: Datos extraídos del acople flexible de aluminio Shaft Coupling

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro menor	3	mm
Diámetro mayor	8	mm
Diámetro externo	19	mm
Largo	25	mm

C.5. Rodamiento MR128ZZ

El rodamiento seleccionado corresponde al modelo MR128ZZ que se visualiza en la figura C.9.

Figura C.9: Imagen rodamiento MR128ZZ



La elección considero su diámetro interior, su diámetro exterior, su grosor y carga estática radial máxima. En la figura C.11 se muestra las características entregadas por el fabricante. El rodamiento MR128ZZ fue extraído de la página Precision Ball Bearings (https://catalog.ezo-usa.com/item/metric-series-bearings/shielded-metric-ball-bearings/mr128zz).

Figura C.10: Dimensiones rodamiento MR128ZZ

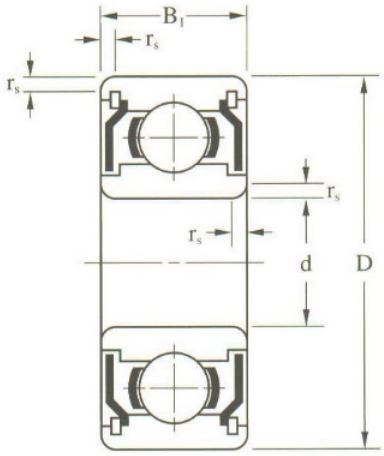


Figura C.11: Características rodamiento MR128ZZ

Specifications	
Bearing Type	Metric Bearing
Bore Diameter (d)	8.0 mm 0.3150 in
Outer Diameter (D)	12.0 mm 0.4724 in
Flange Diameter (D_f)	13.6 mm 0.5354 in
Min. Radius (r_s)	0.10 mm 0.0039 in
Width (B_1)	3.5 mm 0.1378 in
Load Rating (Cr)	544 N
Load Rating (Cor)	275 N
Max. Speed (Grease) x 1000[1]	46 rpm
Max. Speed (Oil) x 1000[2]	54 rpm

A partir de los datos extraídos de las características del rodamiento que se detallan en la figura C.11 y con el apoyo de la figura C.10 se genera la tabla C.4 que resume los datos que serán utilizados en los cálculos de esta memoria.

Tabla C.4: Datos extraídos del rodamiento MR128ZZ

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro interior	8	mm
Diámetro exterior	12	mm
Ancho	3,5	mm
Carga dinámica radial	544	N
Carga estática radial	275	N
Velocidad máxima	46000	RPM

C.6. Perno M4

El perno M4 fue seleccionado en base a el requerimiento de la rosca de la corona elegida la cual se encuentra en el anexo **??**. En la figura C.12 se muestra las dimensiones entregadas por la pagina Ebay (https://www.ebay.com/itm/316132736232), de donde fue extraído el perno M4.

Figura C.12: Dimensiones perno M4



Figura C.13: Características perno M4

Características del artículo

Estado	Nuevo: Un artículo totalmente nuevo, sin usar, sin abrir y sin días, en su envase original (en los ... Más información	Estado del artículo	Nuevo
Marca	Sin marca	Estilo de conducción	Llave hexagonal
EAN	No se aplica	Estilo de la cabeza	Cabeza de tapa de enchufe
Material	Acero inoxidable	Modelo	DIN912
MPN	No se aplica	Tamaño del tornillo	M4
Sistema de medición	Métrico	Tamaño del hilo	3mm-6mm
Tipo	Tornillos de enchufe	UPC	No se aplica
Categoría	Negocios e Industriales › Sujetadores y herrajes indus... › Tornillos y pernos industriales		

A partir de los datos extraídos de las características del perno M4 que se detallan en las figuras C.12 y C.13 se genera la tabla C.5 que resume los datos que serán utilizados en los cálculos de esta memoria.

Tabla C.5: Datos extraídos del perno M4

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro nominal	4	mm
Paso de rosca	0,7	mm
Largo del hilo	4	mm
Material	Acero inoxidable	-
Limite de fluencia	450	Mpa
Área de tracción	8,78	mm^2

De el materiales detallados para el perno M4 se extrae el limite de fluencia el que sera utilizado en los cálculos, en la tabla C.6 se detallan los valores y su fuente.

Tabla C.6: Limites de fluencia para el perno M4

Parámetro	Valor	Unidad	
Material	Valor	Unidad	Fuente
Acero inoxidable	450	Mpa	[2]

C.7. Hilo de pesca de 12 hebras

El componente seleccionado corresponde a un cable de pesca de 12 hebras.La elección considero la tensión máxima que es capaz de soportar. En la figura C.15 se muestra las características entregadas por el fabricante extraida de la página AliExpress (https://es.aliexpress.com/item/1005006095356130.html).

Figura C.14: Imagen hilo de pesca de 12 hebras numero 5



Figura C.15: Características hilo de pesca de 12 hebras

NO.(#)	0.4	0.6	0.8	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
Dia:(MM)	---	---	0.14	0.16	0.23	0.28	0.32	0.37	0.42	0.50
LB	---	---	25	30	45	55	65	80	100	120
KG	---	---	11.33	13.6	20.4	24.9	29.4	36.2	45.3	54.4

Note:Data is tested by professional equipment laboratory



A partir de los datos extraídos de las características del hilo de pesca que se detallan en la figura C.15 se genera la tabla C.7 que resume los datos que serán utilizados en los cálculos de esta memoria.

Tabla C.7: Datos extraídos del hilo de pesca de 12 hebras

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro del hilo	0,37	mm
Tensión máxima	355	N

C.8. Actuador lineal LSA14

El actuador lineal seleccionado corresponde al modelo LSA14. La elección considero la fuerza lineal y la longitud del motor. En la figura C.17 se muestra las características entregadas por el fabricante. El actuador lineal LSA14 fue extraído de la página Nanotec (https://www.nanotec.com/us/en/products/10891-nema-6-linear-actuator-14-mm).

Figura C.16: Imagen actuador lineal LSA14

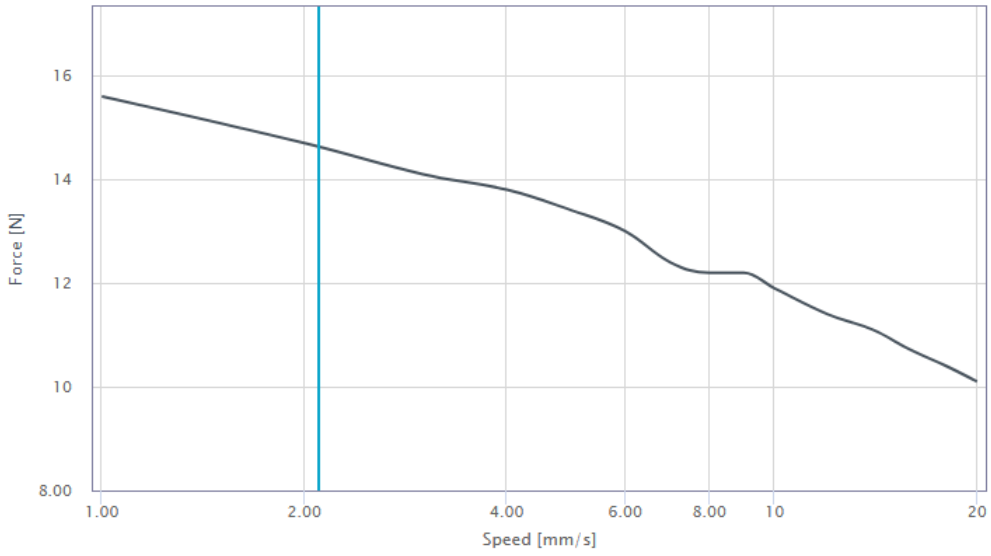


Figura C.17: Características actuador lineal LSA14

TECHNICAL DATA

Size	0.55 in	**NEMA**	
Shaft end	Single	**Peak Force**	
Speed	20 mm/s	**Current per Winding**	
Thread Diameter	0.1378 in	**Thread Lead**	
Resolution	5 µm/step	**Resistance per Winding**	
Inductance per Winding	3.8 mH	**Max. Axial Play**	
Screw Length "L"	4 in	**Length "A"**	
Weight	0.066 lb	**Screw Coating**	

Figura C.18: Gráfico de fuerza lineal vs velocidad angular actuador lineal LSA14



A partir de los datos extraídos de las características del actuador lineal que se detallan en la figura C.17 y con el apoyo de la figura C.18 se genera la tabla C.8 que resume los datos que serán utilizados en los cálculos de esta memoria.

Tabla C.8: Datos extraídos del actuador lineal LSA14

Parámetro	Valor	Unidad
Fuerza lineal	14,7	N
Longitud del motor	14	mm
Alto del motor	12	mm
Velocidad	2	mm/s

Anexo D

Cálculos del entrada del sistema

D.1. Introducción

En este anexo se presentan los cálculos detallados correspondientes a la entrada del sistema de transmisión, encargado de transferir el movimiento y el torque sistema.

El análisis se centra en calcular los datos los efectos del reductor sobre el motor, obteniendo así los parámetros de entrada del sistema.

Los resultados obtenidos permiten determinar la velocidad de entrada del sistema y su torque.

D.2. Datos de entrada

Los datos utilizados para los cálculos de entrada del sistema se resumen en la tabla D.1, estos datos son extraídos del anexo C.2 y C.3.

Tabla D.1: Datos utilizados los cálculos de entrada del sistema

Datos motor de transmisión y reductor		
Torque (T_{motor})	0,0048	Nm
Velocidad (RPM_{motor})	12000	RPM
Relación de reducción ($R_{reductor}$)	28:1	-
Eficiencia $\eta_{reductor}$	80	%

D.2.1. Torque de entrada

El torque de entrada del sistema se calcula como:

$$T_{\text{entrada}} = T_{motor} \cdot R_{reductor} \cdot \eta_{reductor} \tag{D.1}$$

donde:

- T_{entrada} es el torque de entrada del sistema.
- T_{motor} es el torque del motor sin núcleo L1630N5M extraído de la tabla D.1.
- $R_{reductor}$ es la relación de transmisión del reductor extraída de la tabla D.1.
- $\eta_{reductor}$ es la eficiencia del reductor, extraída de la tabla D.1.

D.2.2. Velocidad de salida

La velocidad de salida se calcula como:

$$RPM_{entrada} = \frac{RPM_{motor}}{R_{reductor}} \tag{D.2}$$

donde:

- $RPM_{entrada}$ son las revoluciones por minuto de entrada del sistema.
- RPM_{motor} son las RPM proporcionadas por el motor sin núcleo L1630N5M extraído de la tabla D.1.
- $R_{reductor}$ es la relación de transmisión del reductor extaída de la tabla D.1.

D.2.3. Resultados de los cálculos

Los valores obtenidos para el torque de entrada y las RPM de entrada se detallan en la tabla D.2.

Tabla D.2: Condiciones de entrada definidas para el sistema

Parámetro	Valor	Unidad
Torque de entrada ($T_{entrada}$)	0,107	Nm
Velocidad entrada ($RPM_{entrada}$)	428,57	RPM

A partir de la tabla D.2 se determina el torque de entrada para el sistema y las RPM de entrada del sistema (El torque se entrada se trabajara como Nmm en los cálculos posteriores).

Anexo E

Cálculos del eje de transmisión

E.1. Introducción

En este anexo se presentan los cálculos detallados correspondientes al eje de transmisión, componente encargado de transferir el movimiento y el torque al conjunto tornillo sinfín–corona.

El análisis se centra en verificar la resistencia del eje frente a la flexión y torsión generadas por el funcionamiento del sistema.

Los resultados obtenidos permiten determinar los esfuerzos máximos en los puntos críticos y calcular los factores de seguridad asociados, evaluando la viabilidad del eje de transmisión.

E.2. Datos de entrada

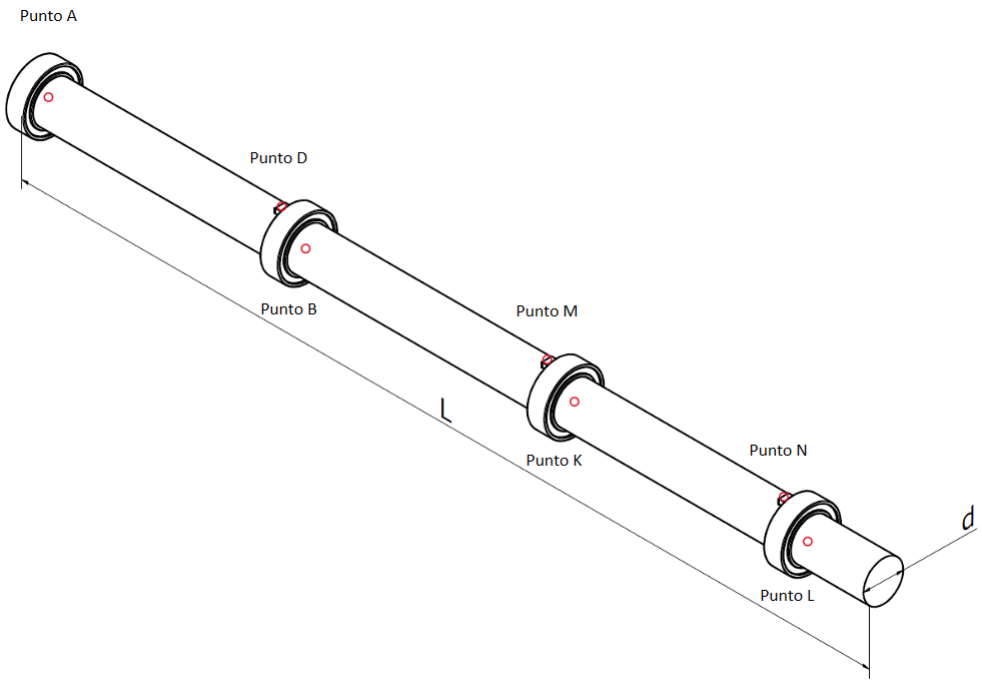


Figura E.1: Geometría del eje de transmisión

Los parámetros geométricos y propiedades del material adoptados para el eje de transmisión en la figura E.1 se resumen en la Tabla E.1. Estos valores corresponden a las dimensiones de diseño y a las propiedades mecánicas del acero AISI 1045, en esta tabla adicionalmente se detallan dos supuestos los cuales serán requeridos para el análisis del eje, los cuales son el factor de concentración, tanto de flexión como de torsión.

Tabla E.1: Parámetros geométricos y propiedades del eje de transmisión.

Parámetro	**Valor**	**Unidad**
Diámetro ($d_{\text{transmisión}}$)	8	mm
Longitud ($L_{\text{transmisión}}$)	90	mm
Factor de concentración (flexión) (K_t)	1,6	-
Factor de concentración (torsión) (K_{ts})	1,8	-

E.3. Modelo de cargas

E.3.1. Diagrama de cuerpo libre

El eje de transmisión se encuentra sometido a las fuerzas generadas por el tornillo sinfín (punto C) y por el soporte (punto D). Para representar la distribución de cargas, se elaboró el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura E.2.

En este modelo se asumió:

- El apoyo A se considera fijo, capaz de transmitir reacciones en las tres direcciones.
- El apoyo B se modela como apoyo móvil en el eje x, de manera que no transmite carga axial.
- Las cargas en C y D corresponden a las interacciones con el tornillo sinfín y al soporte, obtenidas en los anexos H.4 y G.4.

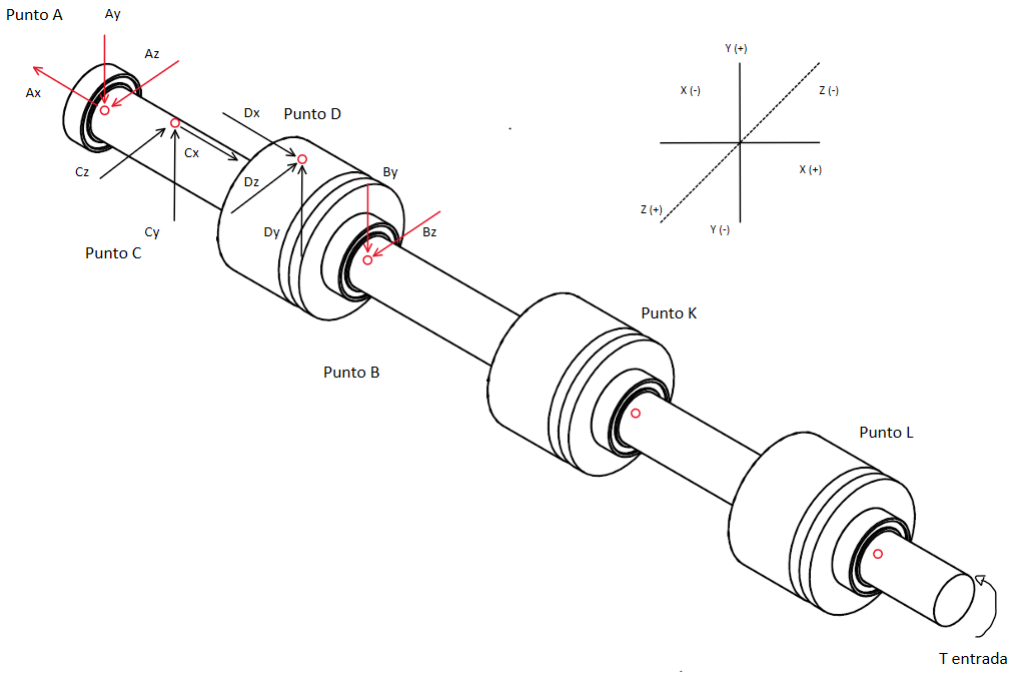


Figura E.2: Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión.

E.3.2. Reacciones en apoyos y cargas aplicadas

Las reacciones obtenidas a partir de las ecuaciones de equilibrio estático, junto con las fuerzas transmitidas por el tornillo sinfín y el soporte, se resumen en la Tabla H.5. Se incluyen además la ubicación relativa desde el apoyo A y la referencia de origen para cada valor. Los puntos donde se aplican estas cargas, así como los sentidos de estas se encuentran en el DCL del eje detallado en la figura E.2

Tabla E.2: Cargas aplicadas al eje de transmisión, correspondiente a la figura 4.17

Cargas aplicadas			Distancia desde A	Unidad
A_y	10,98	N	0	mm
A_z	3,29	N		
A_x	55,38	N		
C_y	18,60	N	14,2	mm
C_z	2,71	N		
C_x	57,43	N		
D_y	3,54	N	25	mm
D_z	11,23	N		
D_x	2,04	N		
B_y	10,51	N	30	mm
B_z	10,65	N		

E.3.3. Diagramas de corte y momento

Con las cargas anteriores y sus distancias al punto A se construyeron los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector en los planos xy y xz. En la figura E.3 se detalla el plano xy con su respectivo diagrama de corte y diagrama de momento para este plano. En la figura E.4 se detalla el plano xz y su respectivo diagrama de corte y diagrama de momento para este plano. Estos diagramas permiten identificar las secciones críticas del eje, particularmente en los puntos C y D, donde se evaluarán los esfuerzos en la sección siguiente.

Figura E.3: Vista XY de eje de transmisión correspondiente a la figura E.2. Magnitudes correspondientes a la tabla H.5.

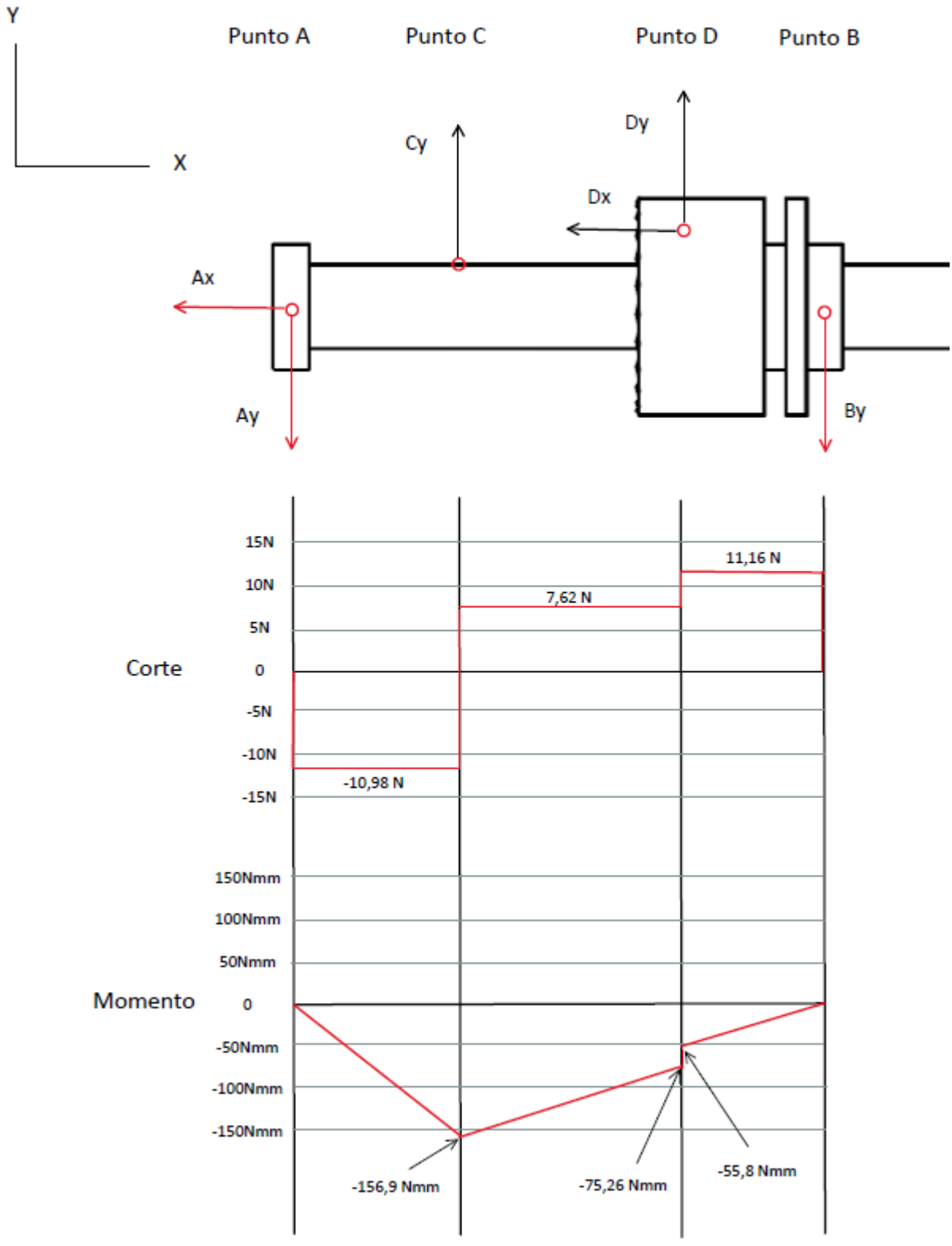
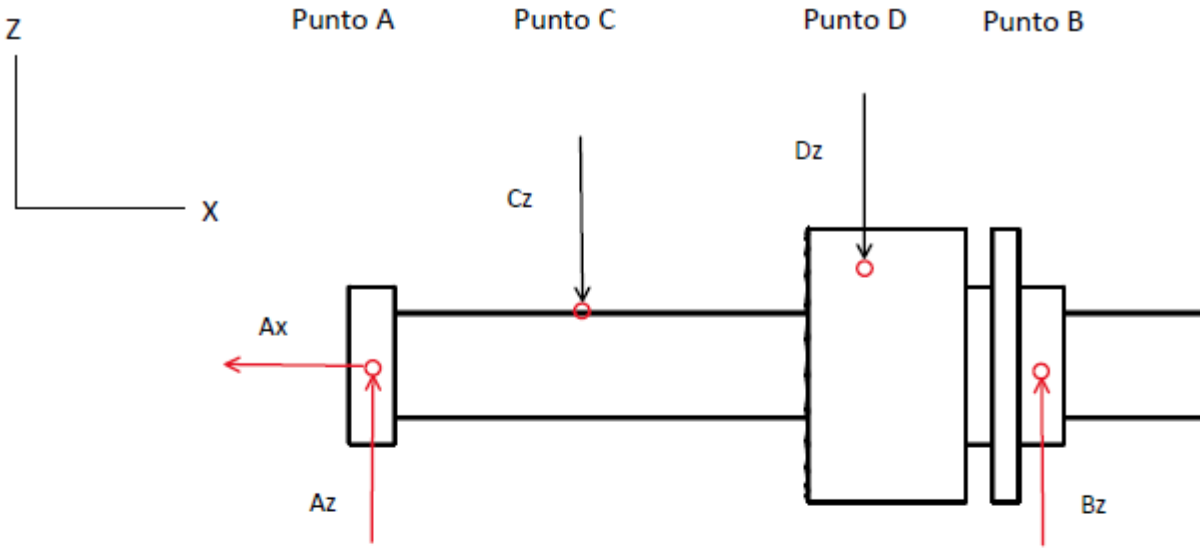
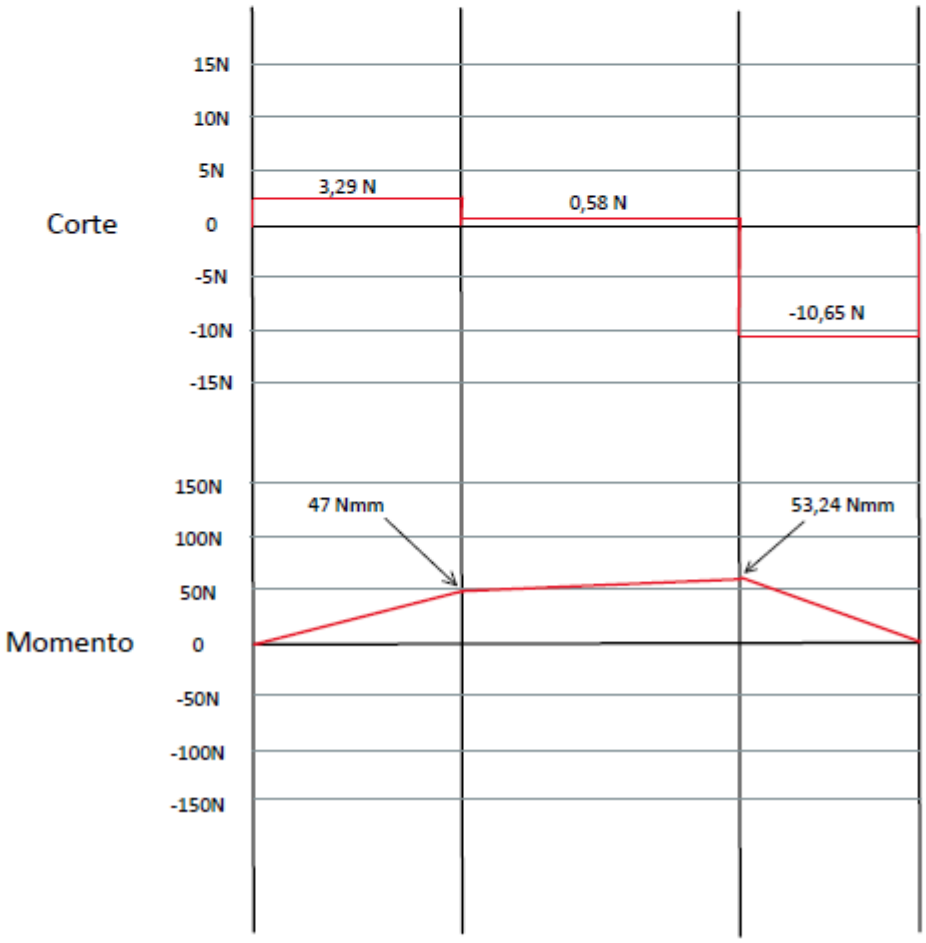


Figura E.4: Vista XZ de eje de transmisión correspondiente a la figura E.2. Magnitudes correspondientes a la tabla H.5.





E.4. Análisis de esfuerzos

E.4.1. Momentos combinados

Los momentos combinados para los puntos C y D se calcularon a partir de los momentos determinados en los diagramas de corte y diagrama de momento para el plano xy detallado en la figura E.3 y xz detallado en la figura E.4. El momento combinado se obtiene como:

$$M_{\text{combinado transmisión}} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \tag{E.1}$$

donde:

- $M_{\text{combinado transmisión}}$ es el momento flector combinado en el punto analizado [N·mm] calculado en la sección E.4.1,
- M_{xy} es el momento flector para el plano xy el cual se extrae del diagrama E.3.
- M_{xz} es el momento flector para el plano xz el cual se extrae del diagrama E.4.

E.4.2. Esfuerzo de flexión

El esfuerzo normal por flexión se calculó mediante:

$$\sigma_{\text{transmisión}} = K_t \cdot \frac{M_{\text{combinado transmisión}} \cdot r_{transmision}}{I_{transmision}} \tag{E.2}$$

- $M_{\text{combinado transmisión}}$ es el momento flector en la sección analizada [N·mm] calculado en la sección E.4.1,
- K_t es el factor de concentración para flexión extraído de la tabla E.1, este factor solo aplica en el punto D del DCL descrito en la figura E.2,
- $r_{transmision} = d_{transmision}/2$ es el radio del eje en [mm] extraído de la tabla E.1,
- $I_{transmision} = \frac{\pi d_{transmision}^4}{64}$ es el momento de inercia [mm^4] calculado a partir de la tabla E.1.

E.4.3. Esfuerzo de torsión

El esfuerzo cortante debido al torque transmitido se calculó como:

$$\tau_{transmision} = K_{ts} \cdot \frac{T_{entrada} \cdot r_{transmision}}{J_{transmision}} \tag{E.3}$$

- $T_{entrada}$ es el torque transmitido por el eje [N·mm] extraído de la tabla D.2.
- K_{ts} es el factor de concentración para torsión extraído de la tabla E.1 este factor solo aplica en el punto D del DCL descrito en la figura E.2,
- $r_{tranmision} = d_{\text{eje transmisión}}/2$ es el radio del eje [mm] extraído de la tabla E.1,
- $J_{transmision} = \frac{\pi d_{transmision}^4}{32}$ es el momento polar de inercia [mm^4] calculado a partir de la tabla E.1.

E.4.4. Esfuerzo de Von Mises

El esfuerzo combinado se determinó mediante el criterio de Von Mises, la carga axial no fue considerada en los cálculos debido a su baja magnitud:

$$\sigma_{VM_{transmision}} = \sqrt{\sigma_{transmision}^2 + 3\tau_{transmision}^2} \tag{E.4}$$

- $\sigma_{transmision}$ es el esfuerzo de flexión calculado en la el punto E.4.2,
- $\tau_{transmision}$ es el esfuerzo de torsión calculado en el punto E.4.3

E.4.5. Factor de seguridad

El factor de seguridad se determino mediante la siguiente ecuación:

$$FS_{transmisiom} = \frac{\sigma_{acero1045}}{\sigma_{VM_{transmision}}} \tag{E.5}$$

donde:

- $FS_{transmision}$ es el factor de seguridad para el eje de transmisión.
- $\sigma_{VM_{transmision}}$ es el esfuerzo equivalente de Von Mises calculado en el punto. E.4.4.

E.4.6. Resultados de los cálculos

Los valores obtenidos para el punto C y D se detallan en la tabla E.3.

Tabla E.3: Resultados del análisis de esfuerzos para el punto C y D

Cálculos de esfuerzo			
	Punto C	Punto D	Unidad
Momento combinado	163,79	92,19	Nmm
Flexion	3,26	2,93	Mpa
Torsion	1,06	1,92	Mpa
Von mises	3,74	4,43	Mpa
Factor de seguridad	82	70	-

A partir de la tabla E.3 se determina el punto D como el punto crítico. El factor de seguridad en este punto es comparado con el criterio de seguridad detallado en la sección 2.7.3, esta comparación se detalla en la tabla E.4.

Tabla E.4: Evaluación factor de seguridad del eje de transmisión

Factor de seguridad		
Punto D	Mínimo	Conclusión
70	2	Cumple

E.5. Conclusión del calculo

Los cálculos demuestran que el eje de transmisión cumple con los criterios definidos en la sección 2.7.2 detallado en la tabla E.4.

Anexo F

Cálculos de la chaveta

F.1. Introducción

En este anexo se presentan los cálculos de verificación estática de la chaveta que asegura la transmisión de par entre el eje de transmisión y el soporte. Los resultados obtenidos permitirán determinar los esfuerzos máximos a los que estará sometida la chaveta y su factor de seguridad asociado. Constatando si el diseño cumple con los criterios definidos en la sección 2.7.3.

F.2. Datos de entrada

La geometría y el material de la chaveta se resumen en la Tabla F.1. Estos valores corresponden a las dimensiones de diseño de la chaveta y a las propiedades mecánicas del acero AISI 1045. Este punto corresponde al punto D de la figura E.1. Los puntos M y N no se evaluaran debido a la condición crítica definida en la sección 4.6.

Tabla F.1: Parámetros geométricos y definidos para la chaveta

Parámetro	**Valor**	**Unidad**
Ancho ($b_{chaveta}$)	2	mm
Altura ($h_{chaveta}$)	2	mm
Longitud ($L_{chaveta}$)	2	mm
Diámetro del eje ($d_{transmision}$)	8	mm

F.3. Análisis de esfuerzos

La chaveta se ve sometida al torque de entrada proporcionado por el eje de transmisión cuya magnitud se detalla en la tabla F.1, este torque provoca tanto un esfuerzo cortante como un esfuerzo de aplastamiento sobre la chaveta.

F.3.1. Esfuerzo cortante en la chaveta

El esfuerzo cortante se calcula como:

$$\tau_{\text{chaveta}} = \frac{2\,T_{entrada}}{d_{transmision} \cdot b_{chaveta} \cdot L_{chaveta}} \tag{F.1}$$

Donde:

- $T_{entrada}$ es el torque transmitido por el eje [N·m] extraído de la tabla D.2.
- $d_{transmision}$ es el diámetro del eje de transmisión extraído de la tabla F.1,
- $b_{chaveta}$ es el ancho de la chaveta extraído de la tabla F.1,,
- $L_{chaveta}$ es la longitud de la chaveta extraído de la tabla F.1,.

F.3.2. Esfuerzo por aplastamiento

La tensión de contacto se calcula como:

$$\sigma_{\text{chaveta}} = \frac{4 \cdot T_{entrada}}{d_{transmision} \cdot h_{chaveta} \cdot L_{chaveta}} \tag{F.2}$$

Donde:

- $T_{entrada}$ es el torque transmitido por el eje [N·mm] extraído de la tabla D.2.
- $d_{transmision}$ es el diámetro del eje de transmisión extraído de la tabla F.1,
- $h_{chaveta}$ es la altura de la chaveta extraído de la tabla F.1.
- $L_{chaveta}$ es la longitud de la chaveta extraído de la tabla F.1.

F.3.3. Factor de seguridad

Para el esfuerzo cortante, se adopta el criterio de energía de distorsión para materiales dúctiles, de modo que el esfuerzo cortante de fluencia se estima como

$$\tau_{adm} \;=\; \frac{\sigma_{\text{acero 104}}}{\sqrt{3}} \;\approx\; 0{,}577\,\sigma_{adm}$$

Así, el factor de seguridad en cortante es:

$$FS_{\text{cortante chaveta}} \;=\; \frac{\tau_{adm}}{\tau_{\text{chaveta}}} \tag{F.3}$$

Donde:

- τ_{adm} es el esfuerzo cortante de fluencia admisible, calculado a partir de la tabla F.1 y el criterio de energía de distorsión,
- τ_{chaveta} es el esfuerzo cortante sobre la chaveta, calculado en el punto F.3.1,

El factor de seguridad por aplastamiento es:

$$FS_{\text{aplastamiento chaveta}} \;=\; \frac{\sigma_{\text{adm}}}{\sigma_{\text{chaveta}}} \tag{F.4}$$

Donde:

- σ_{adm} es el limite de fluencia extraído de la tabla F.1.
- τ_{chaveta} es el esfuerzo cortante sobre la chaveta, calculado en el punto F.3.2.

F.3.4. Resumen de esfuerzos

Los valores obtenidos para la chaveta se detallan en la tabla F.2

Tabla F.2: Resultados de esfuerzo cortante y por aplastamiento sobre la chaveta.

Parámetro	Valor	Unidad
τ_{chaveta}	6,69	Mpa
σ_{chaveta}	13,38	Mpa

A partir de la tabla F.2 obtienen los factores de seguridad para la chaveta. Esto permite comprarlos con el criterio de seguridad detallado en la sección 2.7.3, esta comparación se detalla en la tabla F.3.

Tabla F.3: Evaluación de factores de seguridad en la chaveta

Factor de seguridad chaveta			
	Obtenido	Mínimo	Resultado
FScortante chaveta	27	2	Cumple
FSaplastamiento chaveta	14	2	Cumple

F.4. Conclusiones del cálculo

Los cálculos demuestran que la chaveta cumple con los criterios definidos en la sección 2.7.2 detallado en la tabla F.3.

Anexo G

Cálculos del soporte y transmisor

G.1. Introducción

En este anexo se presentan los cálculos de verificación del soporte y el transmisor, que aseguran la transmisión del par entre el eje de transmisión y el tornillo sinfín. Los resultados obtenidos permitirán determinar los esfuerzos máximos a los que estará sometido el soporte y el transmisor asi como su factor de seguridad asociado. Constatando si el diseño cumple con los criterios definidos en la sección 2.7.3.

G.2. Datos de entrada

Los parámetros geométricos definidos por diseño para el soporte se resumen en la tabla G.1.

Tabla G.1: Datos geométricos definidos por diseño para el soporte

Parámetro	**Valor**	**Unidad**
Radio medio ($r_{soporte}$)	9,5	mm
Ángulo de presión ($\upsilon_{soporte}$)	20	grados
Ángulo de paso ($\phi_{soporte}$)	30	grados
Número de dientes ($n_{soporte}$)	23	-
Diámetro promedio ($dp_{soporte}$)	19	mm
Paso diametral ($Pd_{soporte}$)	0,66	diente/mm
Ancho de cara del diente ($b_{soporte}$)	7	mm
Coeficiente de fricción ($f_{soporte}$)	0,085	-

Mientras que para el transmisor sus parámetros geométricos definidos por diseño

se resumen en la tabla G.2.

Tabla G.2: Datos geométricos definidos por diseño para el transmisor

Parámetro	**Valor**	**Unidad**
Longitud (L_t)	10	mm
Ancho (b_t)	15	mm
Espesor (c_t)	1	mm
Distancia entre apoyo y carga (d_{apoyos})	8	mm

G.3. Diagrama de cuerpo libre soporte-transmisor

En la figura G.1 se presenta el diagrama de cuerpo libre del soporte-transmisor donde se identifica el torque de entrada extraído de la tabla G.1, se identifican las fuerzas de reacción con el tornillo sinfín aplicadas en el punto D y se identifica la carga aplicada por el actuador en el punto J.

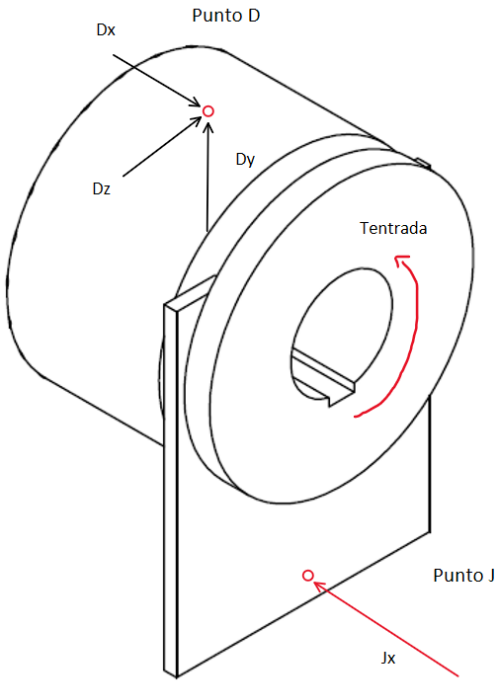


Figura G.1: DCL del diente del embrague cónico dentado

G.4. Modelo de cargas soporte

Cálculo de fuerza tangencial

Esta es la fuerza D_z perteneciente a el DCL detallado en la figura G.1 y se calcula como:

$$D_z = \frac{T_{entrada}}{r_{soporte}} \tag{G.1}$$

Donde:

- $T_{entrada}$ es el torque transmitido por el eje de transmisión [N·mm] extraído de la tabla D.2,
- $r_{soporte}$ es el radio medio del soporte extraído de la tabla G.1,

Cálculo de fuerza radial

Esta es la fuerza D_z perteneciente a el DCL detallado en la figura G.1 y se calcula como:

$$D_x = D_z \cdot \tan(\upsilon_{soporte}) \cdot \sin(\phi_{soporte}) \tag{G.2}$$

Donde:

- D_z es la fuerza tangencial extraída de la ecuación G.1,
- $\upsilon_{soporte}$ es el ángulo de presión del soporte extraído de la tabla G.1,
- $\phi_{soporte}$ es el ángulo de paso del soporte extraído de la tabla G.1,

Cálculo de fuerza axial

Esta es la fuerza D_z perteneciente a el DCL detallado en la figura G.1 y se calcula como:

$$D_y = D_z \cdot \tan(\upsilon_{soporte}) \cdot \cos(\phi_{soporte}) \tag{G.3}$$

Donde:

- D_z es la fuerza tangencial extraída de la ecuación G.1,

- $\upsilon_{soporte}$ es el ángulo de presión del soporte extraído de la tabla G.1,
- $\phi_{soporte}$ es el ángulo de paso del soporte extraído de la tabla G.1,

Resultados cargas

En la tabla G.3 se detallan los resultados para las tres cargas aplicadas en el punto D.

Tabla G.3: Fuerzas aplicadas al punto D

Carga	Valor	Unidad
D_z	11,23	N
D_x	3,54	N
D_y	2,04	N

G.4.1. Esfuerzo por contacto

El esfuerzo por contacto se calculó estableciendo supuestos, los cuales se detallan en la tabla G.4. La información utilizada para establecer los supuestos fue extraída del libro [4]

Tabla G.4: Términos que fueron supuestos para el calculo de esfuerzo por contacto

Parámetro	Valor	Unidad
Cp	2290	-
I	0,056	-
Ko	1,35	-
Kv	1,01	-
Cs	0,5	-
Cxs	1,5	-
Km	1,0000	-

A partir de estos supuestos se puede calcular el esfuerzo por contacto como:

$$\sigma_{contacto} = C_p \left[\frac{D_Z}{F\, d_p\, I}\, K_o\, K_v\, K_m\, C_s\, C_{xc} \right]^{1/2} \tag{G.4}$$

D_z Fuerza tangencial del soporte extraída de la ecuación G.1.

$b_{soporte}$ Ancho de cara del diente extraído de la tabla

C_p Coeficiente elástico de contacto de Hertz extraído de la tabla G.4.

D_z Fuerza tangencial del soporte extraída de la ecuación G.1.

$b_{soporte}$ Ancho de cara del diente extraído de la tabla G.1.

$dp_{soporte}$ Diámetro promedio del soporte extraído de la tabla G.1.

I Factor geométrico para resistencia a picadura extraído de la tabla G.4.

K_o Factor de sobrecarga extraído de la tabla G.4.

K_v Factor dinámico extraído de la tabla G.4.

K_m Factor de distribución de carga en el ancho de cara extraído de la tabla G.4.

C_s Factor de tamaño extraído de la tabla G.4.

C_{xc} Factor de condición superficial extraído de la tabla G.4.

G.4.2. Resistencia al desgaste

La resistencia al desgaste se calculó estableciendo supuestos, los cuales se detallan en la tabla G.5. La información utilizada para establecer los supuestos fue extraída del libro [4]

Tabla G.5: Términos que fueron supuestos para el cálculo de la resistencia al desgaste

Supuestos cálculo esfuerzo permisible de desgaste		
Sac	680	Mpa
Cl	2	-
Ch	1,1	-
Sh	3	-
Kt	1	-
Cr	1	-

A partir de estos supuestos se puede calcular la resistencia al desgaste como:

$$(\sigma_{contacto})_{\text{perm}} = \frac{s_{ac}\, C_L\, C_H}{S_H\, K_T\, C_R} \tag{G.5}$$

s_{ac} Número base de esfuerzo de contacto permisible del material extraído de la tabla G.5.

C_L Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura extraído de la tabla G.5.

C_H Factor por relación de durezas extraído de la tabla G.5.

S_H Factor de confiabilidad extraído de la tabla G.5.

K_T Factor de temperatura de operación extraído de la tabla G.5.

C_R Factor de condición/superficie extraído de la tabla G.5.

G.4.3. Resultados análisis de esfuerzo por contacto y resistencia al desgaste

La ecuación G.4 permite calcular el esfuerzo de contacto para los dientes del soporte, mientras que la ecuación G.5 permite calcular la resistencia al desgaste. Gracias a estas dos ecuaciones es posible calcular el factor de seguridad por desgaste. Los resultados se detallan en la tabla G.6.

Tabla G.6: Resultados análisis esfuerzo por contacto

Cálculo de esfuerzo de desgaste		
$\sigma_{contacto}$	210	Mpa
$(\sigma_{contacto})_{perm}$	500	Mpa
$FS_{desgaste}$	2,4	-
$FS_{\text{mínimo}}$	2	-
Resultado	Cumple	-

G.4.4. Esfuerzo de flexión

El esfuerzo de flexión se calculó estableciendo supuestos, los cuales se detallan en la tabla G.7. La información utilizada para establecer los supuestos fue extraída del libro [4]

Tabla G.7: Términos que fueron supuestos para el cálculo de esfuerzo de flexión

Supuestos cálculo esfuerzo de flexión		
Ko	1,35	-
Kv	1,01	-
Km	1,0003	-
Kx	1	-
J	0,175	-
Ks	0,5	-

A partir de estos supuestos se puede calcular el esfuerzo de desgaste se calcula como:

$$\sigma_{flexion} = \left(\frac{D_z}{b_{soporte}}\right) P_d \, K_o \, K_v \, \frac{K_s \, K_m}{K_x \, J} \tag{G.6}$$

D_z Fuerza tangencial del soporte extraída de la ecuación G.1.

$b_{soporte}$ Ancho de cara del diente extraído de la tabla G.1.

$Pd_{soporte}$ Paso diametral extraído de la tabla G.1.

K_o Factor de sobrecarga extraído de la tabla G.7.

K_v Factor dinámico por velocidad extraído de la tabla G.7.

K_s Factor de tamaño extraído de la tabla G.7.

K_m Factor de distribución de carga en el ancho de cara extraído de la tabla G.7.

K_x Factor de espesor extraído de la tabla G.7.

J Factor geométrico de resistencia a flexión extraído de la tabla G.7.

G.4.5. Resistencia a la flexión

La resistencia a la flexión se calculó estableciendo supuestos, los cuales se detallan en la tabla G.8. La información utilizada para establecer los supuestos fue extraída del libro [4]

Tabla G.8: Términos que fueron supuestos para el cálculo de la resistencia a la flexión

Supuestos cálculo esfuerzo permisible de flexión		
Kr	1	-
Kt	1	-
Kl	2,9	-
Sat	155	Mpa
Sf	12	-

A partir de estos supuestos se puede calcular el esfuerzo de desgaste se calcula como:

$$(\sigma_{flecion})_{perm} = \frac{s_{at}\, K_L}{S_F\, K_T\, K_R} \tag{G.7}$$

s_{at} Número base de esfuerzo a flexión permisible del material a vida estándar extraído de la tabla G.8.

K_L Factor de vida a flexión extraído de la tabla G.8.

S_F Factor de confiabilidad extraído de la tabla G.8.

K_T Factor de temperatura de operación extraído de la tabla G.8.

K_R Factor de condición superficial para flexión extraído de la tabla G.8.

G.4.6. Resultados análisis de esfuerzo de flexión y resistencia a la flexión

La ecuación G.6 permite calcular el esfuerzo de flexión para los dientes del soporte mientras que la ecuación G.7 permite calcular la resistencia a la flexión, gracias a estas dos ecuaciones es posible calcular el factor de seguridad por flexión. Los resultados se detallan en la tabla G.9.

Tabla G.9: Resultados análisis esfuerzo por contacto

Cálculo de esfuerzo de flexión		
$\sigma_{flecion}$	4,1	Mpa
$(\sigma_{flecion})_{perm}$	37,5	Mpa
$FS_{flexion}$	9	-
$FS_{\text{mínimo}}$	2	-
Resultado	Cumple	-

G.4.7. Fuerza de acoplamiento

La fuerza axial requerida para acoplar y desacoplar el soporte con el tornillo sinfín se calcula como:

$$F_{acople} = D_z \cdot \frac{\cos(\arctan(f))}{\cos\left(\phi_s + \arctan(f)\right)} \tag{G.8}$$

Donde:

- D_z Fuerza tangencial del soporte extraída de la ecuación G.1.
- $\phi_{soporte}$ es el ángulo de paso del soporte extraído de la tabla G.1,
- $f_{soporte}$ es el coeficiente de fricción del soporte extraído de la tabla G.1.

Esta fuerza axial para acoplar o desacoplar el soporte es la que será comparada con la fuerza lineal que aplica el actuador, esto con el fin de determinar si el actuador es capaz de realizar el acople y desacoplar. Esta comparación se detalla en la tabla G.10. La fuerza lineal del actuador se extrae del anexo C.8, mientras que la fuerza de acople se calculó mediante la ecuación G.8.

Tabla G.10: Verificación factor del actuador lineal LSA14 frente al acople

Verificación actuador lineal		
F_{acople}	13,64	N
Fuerza actuador lineal	14,7	N
FS_{acople}	1,08	-
$FS_{\text{mínimo}}$	2	-
Resultado	No cumple	-

G.5. Modelo de cargas transmisor

El transmisor se modela como una viga en voladizo de sección rectangular, sometida a una carga puntual $J_x = 14,7$ N, extraído de la tabla G.2. La carga se aplica en el punto J de la figura G.1.

G.5.1. Esfuerzo de flexión

El esfuerzo de flexión sobre el transmisor se calcula como:

$$\sigma_t = \frac{M_t \cdot h_t}{I_t}$$

Donde:

- M_t $J_x \cdot d_{apoyos}$ Momento aplicado al transmisor, el cual es calculado usando la distancia entre apoyo y carga extraído de la tabla G.2 y la carga aplicada extraída del anexo C.8.
- h_t = $\frac{c_t}{2}$ es la distancia del extremo del transmisor al centro extraído de la tabla G.2,
- I_t = $\frac{b_t \cdot c_t^3}{12}$ es la inercia del transmisor extraída de la tabla G.2,

G.5.2. Esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante sobre el transmisor se calcula como:

$$\tau_t = \frac{3 \cdot J_x}{2 \cdot A_t}$$

Donde:

- J_x Es la carga puntual aplicada al transmisor, extraído de la tabla C.8.
- A_t Es el área del transmisor, la que se calcula a partir de los datos extraídos de la tablaG.2,

G.5.3. Resumen de esfuerzos

Los valores obtenidos del calculo de los esfuerzos sobre el transmisor se detallan en la tabla G.11.

Tabla G.11: Resultados de esfuerzo sobre el transmisor.

Cálculos de esfuerzo		
Momento	117,6	Nmm
Flexion	47,04	Mpa
Cortante	0,98	Mpa

A partir de la tabla G.11 obtiene los factores de seguridad para el transmisor. Esto permite comprarlo con el criterio de seguridad detallado en la sección 2.7.3, esta comparación se detalla en la tabla G.12.

Tabla G.12: Evaluación cumplimiento transmisor

FS mínimo	FS obtenido	Resultado
2	18	Cumple

G.6. Conclusiones del cálculo

Los cálculos demuestran que el soporte-transmisor no cumplen con los criterios definidos en la sección 2.7.2. Esto debido a que el factor de seguridad de la fuerza de acoplamiento es inferior al mínimo requerido esto se detalla en la tabla G.12.

Anexo H

Conjunto tornillo sinfín – corona

H.1. Introducción

En este anexo se presentan los cálculos detallados correspondientes al subconjunto tornillo sinfín-corona. Primero se aborda el desempeño global del subconjunto (relación de transmisión, geometría, eficiencia, fuerzas resultantes y tiempo de trabajo). Posteriormente se verifican separadamente los componentes permitiendo determinar la fuerza máxima y los esfuerzos máximos en el subconjunto y calcular los factores de seguridad asociados, constatando que el diseño cumple con los criterios definidos en la sección 2.7.2.

H.2. Datos de entrada del conjunto

Los parámetros geométricos y propiedades del material adoptados para el subconjunto tornillo sinfín-corona se resumen en la tabla H.1.

Tabla H.1: Parámetros del conjunto sinfín–corona.

Parámetro	**Valor**	**Unidad**
Nº entradas del sinfín (z_1)	1	–
Nº dientes de la corona (z_2)	15	–
Distancia entre centros (D_a)	15,3	mm
Ancho de cara corona (b_{corona})	10	mm
Material sinfín	Acero 1045	–
Material corona	Latón	–

Los datos entregados por el proveedor no son suficientes para realizar los cálculos del subconjunto, por lo que se tuvieron que plantear supuestos, los cuales se detallan en la tabla H.2.

Tabla H.2: Parámetros supuestos para el conjunto sinfín–corona.

Parámetro	**Valor**	**Unidad**
Ángulo de avance (λ_n)	8	deg
Ángulo de presión (ϕ_n)	20	deg
Diámetro primitivo tornillo ($dp_{tornillo}$)	15,3	mm
Diámetro primitivo corona (dp_{corona})	15,3	mm
Paso circular normal corona (pn)	15,49	mm
Coeficiente de fricción (f)	0,085	–

H.3. Análisis subconjunto

H.3.1. Relación de transmisión

La relación de transmisión del subconjunto sinfín–corona se define como el cociente entre la velocidad de entrada y la de salida, reduciendo la velocidad en el eje conducido y aumentando proporcionalmente el par. La relación de transmisión se calcula como:

$$R_{subconjunto} = \frac{z_2}{z_1} \tag{H.1}$$

donde:

- $R_{subconjunto}$ es la relación de transmisión del subconjunto tornillo-corona
- z_1 El número de entradas del tornillo se extrae de H.1
- z_2 El número de dientes de la corona se extrae de H.1

H.3.2. Eficiencia del conjunto

La eficiencia del conjunto se calcula como:

$$\eta = \frac{\cos\phi_n - f\tan\lambda_n}{\cos\phi_n + f\cot\lambda_n} \tag{H.2}$$

donde:

- $\eta_{subconjunto}$ es la eficiencia del sistema tornillo-corona
- ϕ_n es el ángulo de presión normal extraído de la tabla H.1
- f es el coeficiente de fricción extraído de la tabla H.1
- λ_n es el ángulo de avance del tornillo extraído de la tabla H.1

H.3.3. Torque de salida

El torque de salida se calcula como:

$$T_{\text{corona}} = T_{entrada} \cdot R_{subconjunto} \cdot \eta_{\text{subconjunto}} \tag{H.3}$$

donde:

- T_{corona} es el torque en la corona
- $T_{entrada}$ es el torque de entrada extraído de la tabla D.2
- $R_{subconjunto}$ es la relación de transmisión calculado en la ecuación H.1
- $\eta_{subconjunto}$ es la eficiencia del sistema tornillo-corona calculado en la ecuación H.2

H.3.4. Velocidad de salida

La velocidad de salida se calcula como:

$$\text{RPM}_{\text{corona}} = \frac{RPM_{entrada}}{R_{subconjunto}} \tag{H.4}$$

donde:

- $\text{RPM}_{\text{corona}}$ son las revoluciones por minuto de la corona
- $RPM_{entrada}$ es la velocidad de entrada al subconjunto extraída de la tabla D.2
- $R_{subconjunto}$ es la relación de transmisión calculado en la ecuación H.1

H.3.5. Tiempo de trabajo

El tiempo de trabajo se calcula como:

$$t_{trabajo} = \frac{60 \cdot D_{minima}}{\mathrm{RPM}_{\mathrm{corona}} \cdot \pi \cdot d_{\mathrm{libre\ corona}}} \tag{H.5}$$

Donde:

- D_{minima} Es la distancia mínima que debe recorrer el sistema, extraído como requerimiento de desempeño en de la sección 2.7.2.
- RPM_{corona} Es la velocidad de salida del sistema calculado en el punto H.3.4
- $d_{\mathrm{libre\ corona}}$ Es el diámetro de la corona donde el hilo de pesca se enrolla, extraído de la tabla H.1

H.3.6. Resultados subconjunto

Los valores obtenidos del cálculo del subconjunto se detallan en la tabla H.3.

Tabla H.3: Resultados del análisis del subconjunto tornillo sinfín-corona

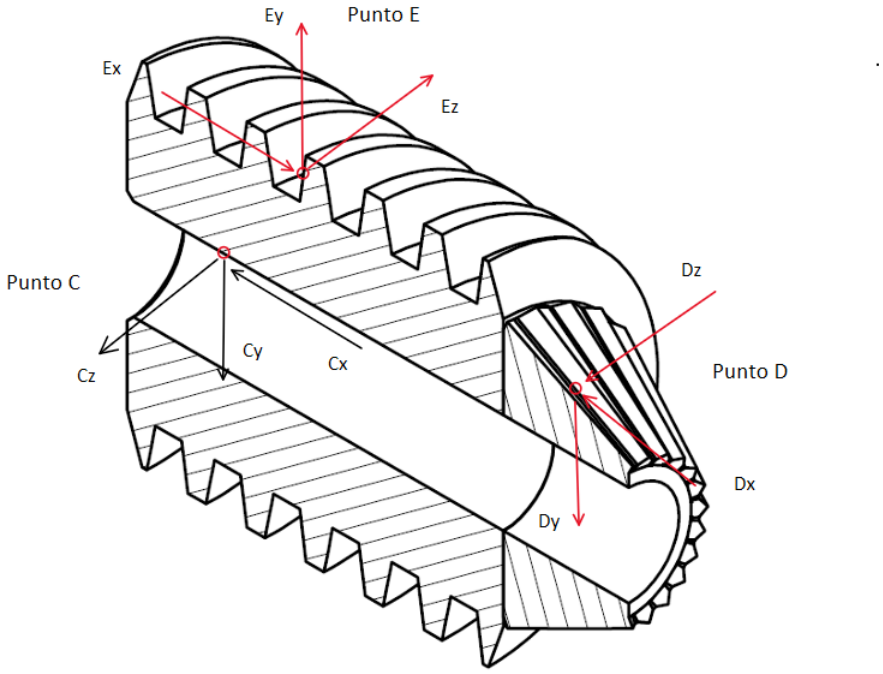
Resultados de desempeño del sistema		
$R_{transmision}$	15	-
$\eta_{subconjunto}$	60	%
T_{corona}	0,97	Nm
RPM_{corona}	28,5	RPM
$t_{trabajo}$	1,5	Segundos

H.4. Verificación del tornillo sinfín

H.4.1. Modelo de cargas y DCL

En la figura H.1 se presenta el diagrama de cuerpo libre del tornillo sinfín, donde se identifican las fuerzas aplicadas por el soporte en el punto D, así como las fuerzas aplicadas en el punto E, que es el punto de contacto entre el tornillo sinfín y la corona. Por último se pueden ver en el punto C las fuerzas que aplica el eje de transmisión al tornillo sinfín.

Figura H.1: Diagrama de cuerpo libre del tornillo sinfín



Con el fin de calcular el equilibrio de fuerzas en el tornillo sinfín se deben calcular primero las fuerzas aplicadas en el punto E.

Cálculo de fuerza tangencial

Esta es la fuerza E_z perteneciente a el DCL detallado en la figura H.1 y se calcula como:

$$E_z = \frac{T_{entrada}}{dp_{tornillo}} \tag{H.6}$$

donde:

- E_z: Fuerza tangencial
- $T_{entrada}$: Es el torque de entrada extraído de la tabla D.2
- $dp_{tornillo}$: Es el diámetro primitivo de el tornillo sinfín extraído de la tabla H.1

Cálculo de fuerza normal

Esta es la fuerza resultante al combinar las fuerzas E_z, E_y y E_x, y se calcula como:

$$F_E = \frac{E_z}{\cos\phi_n \sin\lambda_n + f_n \cos\lambda_n} \tag{H.7}$$

donde:

- F_E: Fuerza normal resultante aplicada en el punto E
- E_z: Es la fuerza tangencial del tornillo sinfín calculada en la ecuación H.6
- ϕ_n: Ángulo de presión normal extraído de la tabla H.1
- λ: Ángulo de avance del tornillo extraído de la tabla H.1
- f: Coeficiente de fricción extraído de la tabla H.1

Cálculo de fuerza radial

Esta es la fuerza E_y perteneciente a el DCL detallado en la figura H.1 y se calcula como:

$$E_y = F_E \cdot \sin \phi_n \tag{H.8}$$

Donde:

- E_y: Fuerza radial aplicada en el punto E.
- F_E: Fuerza normal resultante aplicada en el punto E calculada en la ecuación H.7.
- ϕ_n: Ángulo de presión normal extraído de la tabla H.1

Cálculo de fuerza axial

Esta es la fuerza E_x perteneciente a el DCL detallado en la figura H.1 y se calcula como:

$$E_x = F_E \cdot (\cos \phi_n \cos \lambda_n - f_n \sin \lambda_n) \tag{H.9}$$

- E_x: Fuerza axial aplicada en el punto E
- F_E: Fuerza normal resultante aplicada en el punto E calculada en la ecuación H.7.
- ϕ_n: Ángulo de presión normal extraído de la tabla H.1
- λ_n: Ángulo de avance del tornillo extraído de la tabla H.1
- f_n: Coeficiente de fricción extraído de la tabla H.1

Resultados cargas punto E de la figura H.1

Los valores obtenidos del calculo de las fuerzas aplicadas en el punto E de la figura H.1 se detallan en la tabla H.4.

Tabla H.4: Resultados cargas aplicadas en el punto E de la figura H.1

Carga aplicada		
E_z	2,71	N
E_y	18,6	N
E_x	57,43	N

Equilibro del sistema

Mediante la sumatoria de fuerzas y de momentos del tornillo sinfín es que se pueden obtener las cargas aplicadas en el punto C de la figura H.1. En la tabla H.5 se detallan todas las cargas obtenidas así como la distancia entre ellas.

Tabla H.5: Cargas aplicadas al eje de transmisión

Cargas aplicadas			Distancia desde C	Unidad
C_y	11,63	N	0	mm
C_z	3,29	N		
C_x	55,38	N		
E_y	18,60	N	1,7	mm
E_z	2,71	N		
E_x	57,43	N		
D_y	3,54	N	10,7	mm
D_z	11,23	N		
D_x	2,04	N		

H.4.2. Fuerza tangencial permisible

Para calcular la fuerza tangencial permisible para el tornillo sinfín y compararla con la fuerza tangencial del sistema, es necesario calcular una serie de factores, los cuales son el factor de material, el factor de velocidad y el factor de relación de transmisión, los cuales son calculados a continuación.

Factor de material tornillo sinfín.

El factor de material del tornillo sinfín se calcula como:

$$C_s = 270 + 10{,}37 \cdot (D_{centros})^3 \tag{H.10}$$

donde:

- C_s es la factor de materiales.
- $D_{centros}$ es la distancia entre centros extraída de la tabla H.1.

Factor de velocidad tornillo sinfín.

Para el cálculo de factor de velocidad es necesario calcular la velocidad de deslizamiento del tornillo sinfín. La velocidad de deslizamiento y el factor de velocidad se calculan a continuación:

$$V_s = \frac{\pi \cdot RPM_{entrada} \cdot dp_{tornillo}}{12 \cos \lambda_n} \tag{H.11}$$

donde:

- V_s es la velocidad de deslizamiento del tornillo sinfín
- $RPM_{entrada}$ es la velocidad de entrada del tornillo extraída de la tabla D.2
- $dp_{tornillo}$ es el diámetro primitivo del tornillo extraído de la tabla H.1
- λ_n es el ángulo de avance del tornillo extraído de la tabla H.1

El factor de velocidad del tornillo sinfín se calcula como:

$$C_v = 0{,}659 \exp(-0{,}0011 V_s)$$

(H.12)

donde:

- C_v es el factor de velocidad
- V_s es la velocidad de deslizamiento calculada en la ecuación H.11

Factor de relación de transmisión tornillo sinfín.

El factor de relación del tornillo sinfín se calcula como:

$$C_m = 0{,}02\left(\sqrt{-(R_{subconjunto})^2 + 40R_{subconjunto} - 76}\right) + 0{,}46 \qquad \text{(H.13)}$$

donde:

- C_m es el factor de corrección de relación
- $R_{subconjunto}$ es la relación de transmisión calculada en la ecuación H.1
- La fórmula es válida para $3 \leq R_{subconjunto} \leq 20$

Calculo fuerza tangencial permisible tornillo sinfín.

$$(E_z)_{\text{perm}} = C_s dp_{corona}^{0,8} b C_m C_v \qquad \text{(H.14)}$$

donde:

- $(E_z)_{\text{perm}}$ es la fuerza tangencial permisible en el tornillo sinfín.
- C_s es el factor de materiales calculado en la ecuación H.10
- dp_{corona} es el diámetro primitivo de la corona extraído de la tabla H.1
- b_{corona} es el ancho de cara de la corona extraído de la tabla H.1
- C_m es el factor de corrección de relación calculado en la ecuación H.13
- C_v es el factor de velocidad calculado en la ecuación H.4.2

Resultados fuerza tangencial permisible tornillo sinfín

Los valores obtenidos del cálculo de la fuerza tangencial permisible para el tornillo sinfín se detallan en la tabla H.6.

Tabla H.6: Resultados de los cálculos de fuerza tangencial sobre el tornillo sinfín

Modo	Valor calculado	Unidad
C_s	272	-
C_v	0,81	-
C_m	1,04	-
E_z	13,94	N
$(E_z)_{\text{perm}}$	264	N

A partir de la tabla H.6 obtiene los factores de seguridad para el tornillo sinfín. Esto permite compararlo con el criterio de seguridad detallado en la sección 2.7.3, esta comparación se detalla en la tabla H.7.

Tabla H.7: Evaluación cumplimiento para tornillo sinfín

FS mínimo	FS obtenido	Resultado
2	18	Cumple

H.5. Verificación de la corona

H.5.1. Modelo de cargas y DCL

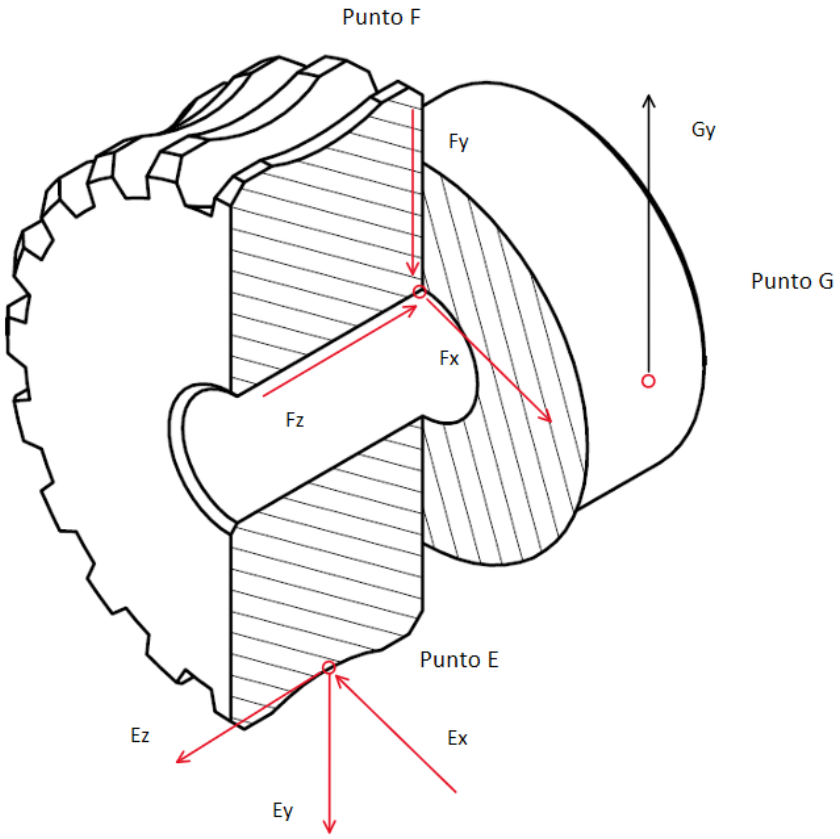


Figura H.2: Diagrama de cuerpo libre de la corona.

En la figura H.2 se presenta el diagrama de cuerpo libre de la corona, donde se identifican las fuerzas aplicadas por el tornillo sinfín en el punto E. En el punto F se aplican las fuerzas del eje de la corona hacia la corona. Por último en el punto G se aplica la fuerza del tensor hacia la corona, el que se encuentra unido a la corona por un tornillo M4.

H.5.2. Equilibrio del sistema

Mediante la sumatoria de fuerzas y de momentos de la corona se pueden obtener las cargas aplicadas en el punto F de la figura H.2 y la tensión de salida del sistema en el punto G de la figura H.2. En la tabla H.8 se detallan todas las cargas obtenidas.

Tabla H.8: Cargas aplicadas y reacciones en la corona.

Carga	Valor	Unidad
E_y	22,14	N
E_z	13,94	N
E_x	59,47	N
F_y	126,34	N
F_z	59,47	N
F_x	13,94	N
G_y	148	N

H.5.3. Esfuerzo de flexión sobre el diente

Esfuerzo de flexión sobre el diente

El esfuerzo de flexión sobre el diente de la corona se calcula como:

$$\sigma_{corona} = \frac{E_x}{b_{corona} \cdot pn \cdot Y_J} \tag{H.15}$$

Donde:

- E_x Es la fuerza tangencial a la corona transmitida por el tornillo sinfín calculada en la ecuación H.9
- b_{corona} Ancho de cara del diente extraído de la tabla H.1
- pn Paso circular normal extraído de la tabla H.1
- Y_J Factor geométrico de Lewis, valor supuesto como 0,125 a partir del ángulo de presión ϕ_n extraído de la tabla H.2.

Esfuerzo permisible de flexión sobre el diente

El esfuerzo de flexión permisible sobre el diente de la corona se calcula como:

$$(\sigma_{corona})_{perm} = \frac{E_x\text{perm}}{b \cdot pn \cdot Y_J} \tag{H.16}$$

Donde:

- $E_x\text{perm}$ Es la fuerza tangencial permisible a la corona transmitida por el tornillo sinfín calculada mediante la ecuación H.9
- b_{corona} Ancho de cara del diente extraído de la tabla H.1
- pn Paso circular normal extraído de la tabla H.1
- Y_J Factor geométrico de Lewis, valor supuesto como 0,125 a partir del ángulo de presión ϕ_n extraído de la tabla H.2.

Resultados esfuerzo de flexión sobre el diente de la corona

Los valores obtenidos del cálculo del esfuerzo de flexión sobre el diente de la corona se detallan en la tabla H.9.

Tabla H.9: Resultados de los cálculos de esfuerzo de flexión sobre el diente de la corona

Modo	Valor calculado	Unidad
σ_{corona}	3,09 MPa	Mpa
$(\sigma_{corona})_{perm}$	58,44	Mpa

A partir de la tabla H.9 se obtiene los factores de seguridad para la corona. Esto permite comprarlo con el criterio de seguridad detallado en la sección 2.7.3, esta comparación se detalla en la tabla H.10.

Tabla H.10: Evaluación cumplimiento para la corona

FS mínimo	FS obtenido	Resultado
2	18	Cumple

H.6. Verificación perno M4

H.6.1. Modelo de cargas

El perno M4 es el encargado de unir el tensor de salida del sistema con la corona. Esto lo realiza apernándose a la corona fijando así el tensor de salida. En la tabla H.11 se detallan los valores geométricos que se utilizaran para la verificación del perno M4.

Tabla H.11: Datos geométricos de material del perno M4

Datos perno M4		
Diámetro del perno (d_{perno})	4	mm
Paso de rosca (p_{perno})	0,7	mm
Material	Acero inoxidable	-
Limite de fluencia	450	Mpa

Se considera que el perno esta sometido únicamente a la carga aplicada por el tensor, es por esto que se analizará únicamente el esfuerzo cortante sobre el perno. Este esfuerzo se calcula como:

$$\tau_{\text{perno M4}} = \frac{G_y}{A_{traccion}}$$

donde:

- G_y Es la fuerza aplicada en el punto Gy de la figura H.2. Este valor es extraído de la tabla H.8.
- $A_{traccion} = \frac{\pi}{4}\left(d_{perno} - 0{,}9382\, p_{perno}\right)^2$ Es el área de tracción del perno calculada a partir de los datos de la tabla H.11

H.6.2. Esfuerzo de Von Mises

Calculado el esfuerzo cortante, se debe calcular el esfuerzo combinado mediante el criterio de Von Mises. Para este caso del perno $\sigma_{\text{perno M4}}$ es igual a 0. El esfuerzo de Von Mises se calcula como:

$$(\sigma_{\text{VM}})_{\text{perno M4}} = \sqrt{\sigma^2_{\text{perno M4}} + 3\,\tau^2_{\text{perno M4}}} \tag{H.17}$$

donde:

- $\sigma_{\text{perno M4}}$ Es el esfuerzo de flexión determinado como 0 al no considera momento sobre el perno.
- $\tau_{\text{perno M4}}$ Es el esfuerzo cortante sobre el perno, calculado en el punto H.6.1.

H.6.3. Resultados esfuerzo de Von Mises sobre el perno M4

Los valores obtenidos del cálculo del esfuerzo de Von Mises sobre el perno M4 se detallan en la tabla H.12.

Tabla H.12: Resultados de esfuerzo cortante y de flexión sobre el perno M4.

Cálculos de esfuerzo		
$M_{\text{perno M4}}$	0	Nmm
$\sigma_{\text{perno M4}}$	0	Mpa
$\tau_{\text{perno M4}}$	16,8	Mpa
$(\sigma_{\text{VM}})_{\text{perno M4}}$	29,2	Mpa

A partir de la tabla H.12 se obtiene los factores de seguridad para el perno M4. Esto permite comprarlo con el criterio de seguridad detallado en la sección 2.7.3, esta comparación se detalla en la tabla H.13.

Tabla H.13: Evaluación cumplimiento para el perno M4

FS mínimo	FS obtenido	Resultado
2	8	Cumple

H.7. Conclusiones del cálculo

Los cálculos demuestran que el subconjunto tornillo sinfín-corona cumplen con los criterios definidos en la sección 2.7.2.

Anexo I

Cálculos del eje de la corona

I.1. Introducción

En este anexo se presentan los cálculos detallados correspondientes al eje de la corona. Este componente esta encargado de soportar a la corona permitiendo su libre rotación.

El análisis se centra en verificar la resistencia del eje frente a la flexión y torsión generadas por las cargas entregadas por la corona.

Los resultados obtenidos permiten determinar los esfuerzos máximos en el eje de la corona y calcular los factores de seguridad, constatando que el diseño cumple con los criterios definidos en la sección 2.7.2.

I.2. Datos de entrada

Los parámetros geométricos y propiedades del material adoptados para el eje de la corona se resumen en la Tabla I.1. Estos valores corresponden a las dimensiones de diseño y a las propiedades mecánicas del acero AISI 1045.

Tabla I.1: Parámetros geométricos y propiedades del eje de la corona.

Parámetro	**Valor**	**Unidad**
Diámetro del eje (d_c)	8	mm
Longitud total ($L_{ejecorona}$)	20	mm
Límite de fluencia (σ_y)	310	MPa
Factor de concentración (flexión) (K_t)	1	-
Factor de concentración (torsión) (K_{ts})	1	-

I.3. Modelo de cargas

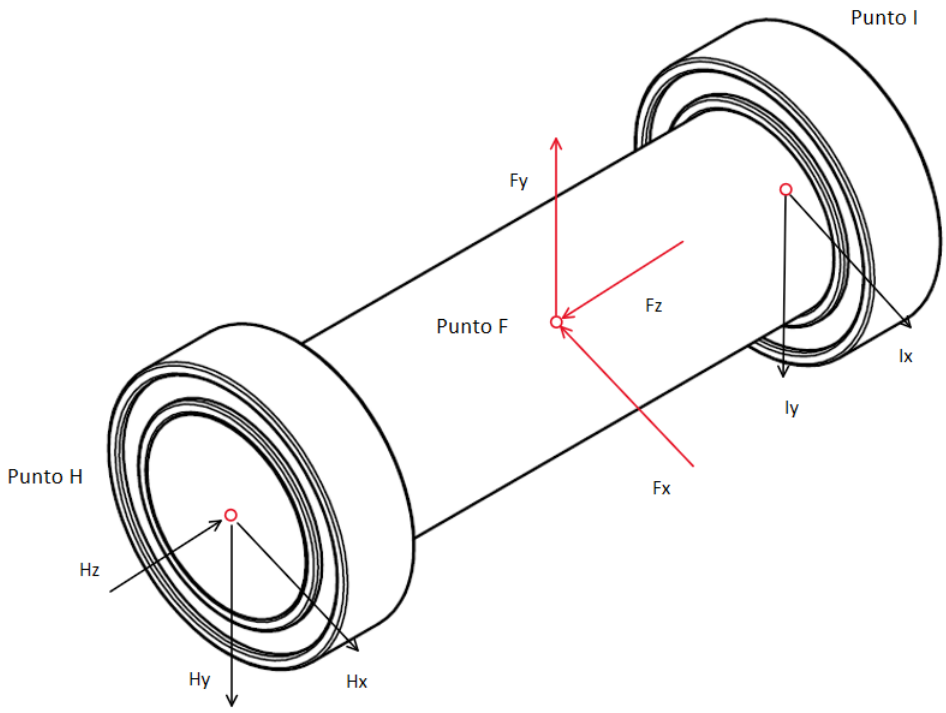
I.3.1. Diagrama de cuerpo libre

El eje de la corona se encuentra sometido a las fuerzas generadas por la corona (punto F). Para representar la distribución de cargas, se elaboró el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura I.1.

En este modelo se asumió:

- El apoyo H se considera fijo, capaz de transmitir reacciones en las tres direcciones.
- El apoyo I se modela como apoyo móvil en el eje x, de manera que no transmite carga axial.
- Las cargas en F corresponde a las interacciones la corona, obtenidas en la sección H.4.1.

Figura I.1: Diagrama de cuerpo libre del eje de la corona.



I.3.2. Equilibrio del sistema

Mediante la sumatoria de fuerzas y de momentos del eje de la corona se pueden obtener las cargas aplicadas en los puntos H e I de la figura I.1. En la tabla I.2, se detallan todas las cargas obtenidas.

Tabla I.2: Cargas aplicadas y reacciones en el eje de la corona.

Cargas aplicadas			Distancia desde H	Unidad
H_y	73,68	N	0	mm
H_z	29,73	N		mm
H_x	13,94	N		mm
F_y	126,34	N	10	mm
F_z	59,47	N		mm
F_x	13,94	N		mm
I_y	52,66	N	20	mm
I_z	29,73	N		mm
I_x	0	N		mm

I.3.3. Diagramas de corte y momento

Con las cargas anteriores y sus distancias al punto H se construyeron los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector en los planos xy y xz. En la figura I.2 se detalla el plano xy y su respectivo diagrama de corte y momento para este plano. En la figura I.3 se detalla el plano xz y su respectivo diagrama de corte y momento para este plano. Estos diagramas permiten identificar las secciones críticas del eje, particularmente en el punto H, donde se evaluarán los esfuerzos en la sección siguiente.

Figura I.2: Vista YZ de eje de la corona correspondiente a la figura I.1. Magnitudes correspondientes a la tabla I.2.

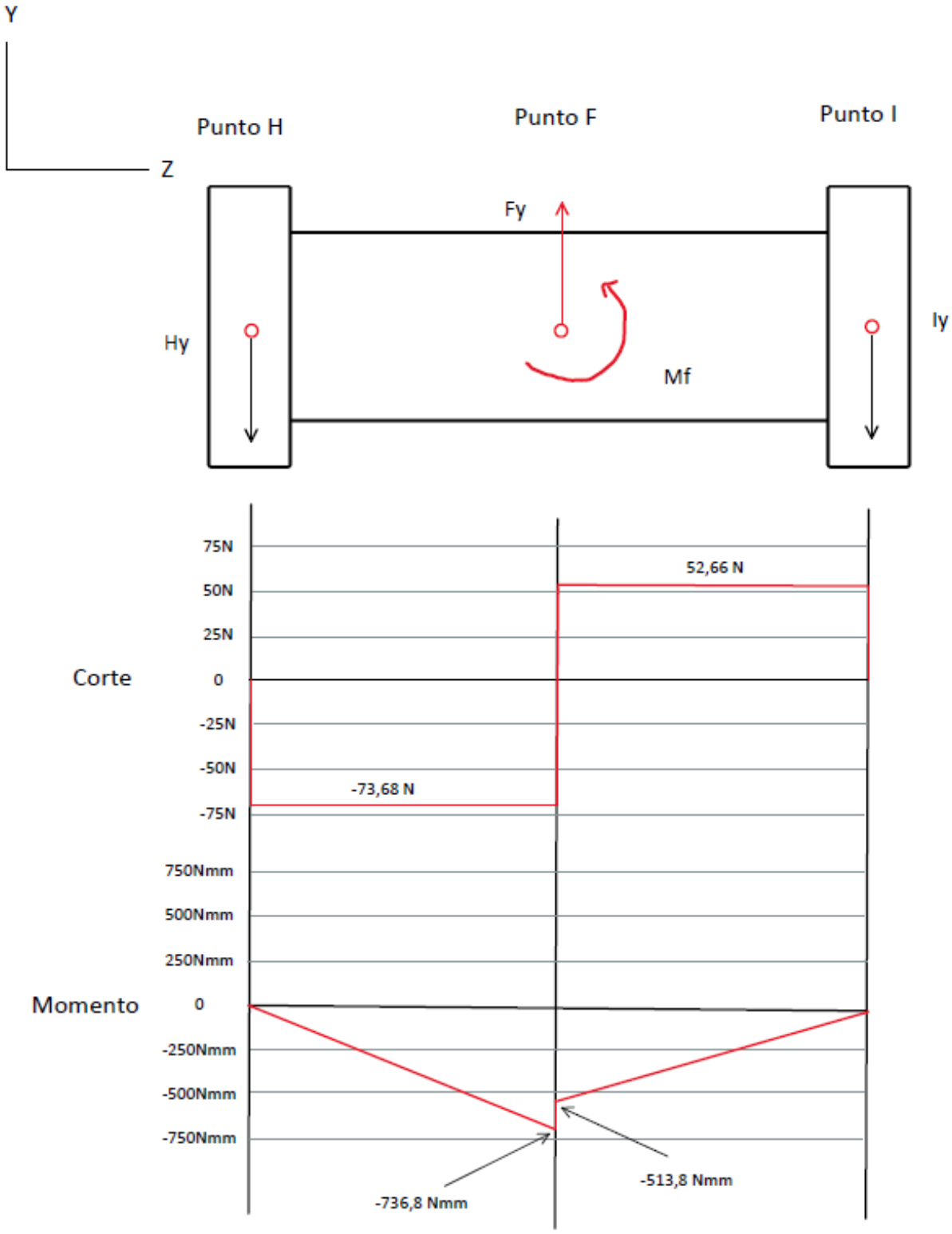
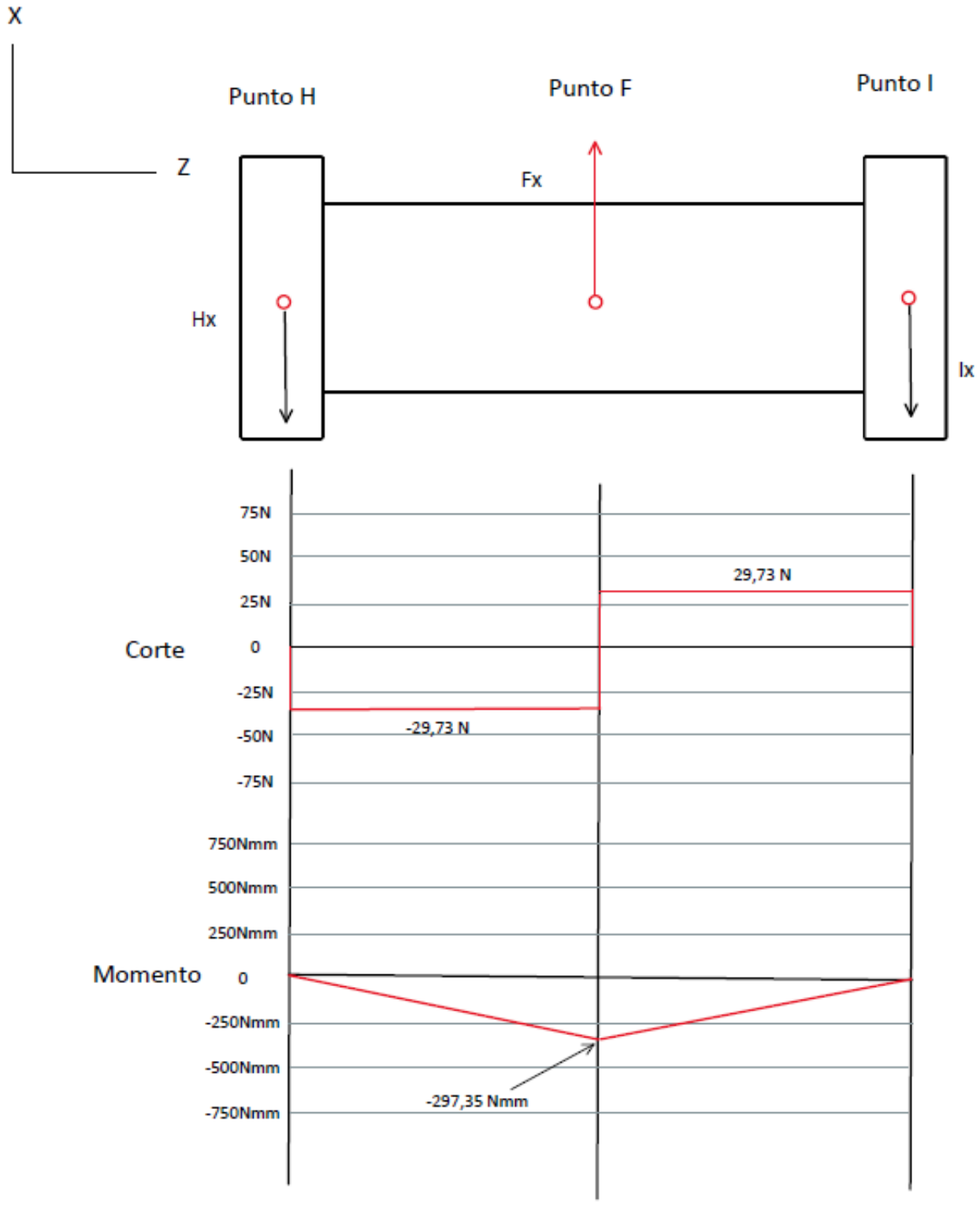


Figura I.3: Vista XZ de eje de la corona correspondiente a la figura I.1. Magnitudes correspondientes a la tabla I.2.



I.4. Análisis de esfuerzos

I.4.1. Momentos combinados

El momento combinado para el punto H se calculo a partir de los momentos determinados en los diagramas de corte y momento para el plano zy detallado en la figura I.2 y zx detallado en la figura I.3. El momento combinado se obtiene como:

$$M_{\text{combinado eje corona}} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \tag{I.1}$$

Donde:

- $M_{\text{combinado eje corona}}$ es el momento flector combinado en el punto analizada [N·mm] calculado en la sección I.4.1,
- M_{zy} es el momento flector para el plano zy el cual se extrae del diagrama I.2.
- M_{zx} es el momento flector para el plano zx el cual se extrae del diagrama I.3.

I.4.2. Esfuerzo de flexión

El esfuerzo normal por flexión se calculó mediante:

$$\sigma_{\text{eje corona}} = K_t \cdot \frac{M_{\text{combinado eje corona}} \cdot r_c}{I_{\text{eje corona}}} \tag{I.2}$$

- $M_{\text{eje corona}}$ es el momento flector en la sección analizada [N·mm] calculado en la sección I.4.1,
- K_t es el factor de concentración para flexión extraído de la tabla I.1.
- $r_c = d_c/2$ es el radio del eje en [mm] extraído de la tabla I.1,
- $I_{\text{eje corona}} = \frac{\pi d_c^4}{64}$ es el momento de inercia [mm^4] calculado a partir de la tabla I.1.

I.4.3. Esfuerzo de torsión

El esfuerzo de torsión se calculó como:

$$\tau_{\text{eje corona}} = K_{ts} \cdot \frac{T \cdot r}{J_{\text{eje corona}}} \tag{I.3}$$

- T_{corona} es el torque transmitido por el eje de la corona [N·mm] extraído de la tabla H.3.
- K_{ts} es el factor de concentración para torsión extraído de la tabla I.1.
- $r_c = d_c/2$ es el radio del eje [mm] extraído de la tabla I.1.
- $J_{\text{eje corona}} = \frac{\pi d^4}{32}$ es el momento polar de inercia [mm^4] calculado a partir de la tabla I.1.

Como el eje de la corona no transmite torque, el esfuerzo de torsión es de 0, por lo tanto para los cálculos posteriores no se considerara.

I.4.4. Esfuerzo de Von Mises

El esfuerzo combinado se determinó mediante el criterio de Von Mises, la carga axial no fue considerada en los cálculos debido a su baja magnitud. El esfuerzo de Von Mises se calcula como:

$$(\sigma_{VM})_{\text{eje corona}} = \sqrt{\sigma^2_{\text{eje corona}}} \tag{I.4}$$

- $\sigma_{\text{eje corona}}$ es el esfuerzo de flexión sobre el eje de la corona, calculado en el punto I.4.2.

Resultados esfuerzo sobre el eje de la corona

Los valores obtenidos del cálculo del esfuerzo de Von Mises sobre el eje de la corona se detallan en la tabla I.3.

Tabla I.3: Resultados del análisis de esfuerzos para el punto F

Cálculos de esfuerzos		
$M_{\text{combinado eje corona}}$	794,5	Nmm
$\sigma_{\text{eje corona}}$	37	Mpa
$\tau_{\text{eje corona}}$	0	Mpa

A partir de la tabla I.3 se obtiene los factores de seguridad para el eje de la corona. Esto permite comprarlo con el criterio de seguridad detallado en la sección 2.7.3, esta comparación se detalla en la tabla I.4.

Tabla I.4: Evaluación de cumplimiento para el eje de la corona

FS mínimo	FS obtenido	Resultado
2	8	Cumple

I.5. Conclusiones del cálculo

Los cálculos demuestran que el eje de la corona cumple con los criterios definidos en la sección 2.7.3.

Anexo J

Cálculos rodamiento

J.1. Introducción

En este anexo se presentan los cálculos de verificación de los rodamiento MR128ZZ. Los resultados obtenidos permitirán determinar la carga a los que estará sometido el rodamiento y su factor de seguridad asociado, validando que el diseño cumple con los criterios definidos en la sección 2.7.3.

J.2. Carga máxima aplicada

Tanto el eje de transmisión como el eje que soporta la corona presenta los rodamiento MR128ZZ, estos ejes aplican cargas hacia los rodamientos, se debe evaluar cada rodamiento con el fin de determinar el rodamiento que esta sometido a mayor carga, dicha carga será comparada con la carga máxima que es capaz de soportar el rodamiento, valor extraído del anexo C.5. Las cargas aplicadas se detallan en la tabla J.1.

Tabla J.1: Cargas aplicadas a los rodamientos

Cargas en los apoyos		
Punto	Fuerza en Y	Fuerza en Z
A	10,98	3,29
B	11,16	10,65
H	73,68	29,73
I	52,66	29,73

Donde los puntos A y B pertenecen a la figura E.2 y los puntos H y I pertenecen a la figura I.1.

A partir de estas cargas es que se puede obtener la carga combinada para cada punto, esta carga se calcula como:

$$F_{combinada} = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \tag{J.1}$$

Donde:

- F_y es la fuerza aplicada en el eje Y la cual extraída de la tabla J.1,
- F_z es la fuerza aplicada en el eje Z la cual extraída de la tabla J.1,

A partir de esta ecuación se calculan las cargas combinadas para los cuatro puntos, estas cargas se detallan en la tabla J.2.

Tabla J.2: Resultados cargas combinadas puntos de apoyo rodamiento MR128ZZ

Cargas en los apoyos	
Punto	Carga combinada
A	11,46
B	15,43
H	79,45
I	60,47

Donde los puntos A y B pertenecen a la figura E.2 y los puntos H y I pertenecen a la figura I.1.

Gracias a la tabla J.2 se puede determinar al punto H como el punto crítico, siendo la carga combinada aplicada en este punto la que se comparara con la carga máxima que es capaz de soportar el rodamiento MR128ZZ, esta comparación y su respectivo factor de seguridad se detalla en la tabla J.3.

Tabla J.3: Cargas combinadas aplicadas a los rodamientos

Comparación de cargas		Unidad
Carga combinada H	79,45	N
Carga admisible	275	N
FS	3	-

J.3. Conclusiones del cálculo

Los cálculos demuestran que el rodamiento MR128ZZ cumple con los criterios los criterios definidos en la sección 2.7.3.