



UNIVERSIDAD TÉCNICA AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE MECÁNICA

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DIDÁCTICO PARA LA
EVALUACIÓN DE EJES PORTADORES DE ENGRANES RECTOS Y
POLEAS”**

AUTORES: Oscar Javier Altamirano Palma

Jhosue Alexander Robalino Tapia

TUTOR: Ing. César Hernán Arroba Arroba. Mg

AMBATO - ECUADOR

Febrero - 2024

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de Tutor del Proyecto Técnico, previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, con el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DIDÁCTICO PARA LA EVALUACIÓN DE EJES PORTADORES DE ENGRANES RECTOS Y POLEAS”**, elaborado por los señores Oscar Javier Altamirano Palma, portador de la cédula de la ciudadanía C.I. 180515471-1 y Alexander Jhosue Robalino Tapia portador de la cédula de la ciudadanía C.I. 160087016-4 estudiantes de la Carrera de Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

- Que el presente proyecto técnico es original de sus autores.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes.
- Esta concluido en su totalidad.

Ambato, febrero 2024



Ing. César Hernán Arroba Arroba, Mg.

TUTOR

AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Oscar Javier Altamirano Palma, con C.I. 180515471-1 y Alexander Jhosue Robalino Tapia, con C.I. 160087016-4, declaramos que todas las actividades y contenidos expuestos en el presente Trabajo Experimental con el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DIDÁCTICO PARA LA EVALUACIÓN DE EJES PORTADORES DE ENGRANES RECTOS Y POLEAS”**, así como también los gráficos, conclusiones y recomendaciones, son de nuestra exclusiva responsabilidad como autores del proyecto, a excepción de las referencias citadas en el mismo.

Ambato, febrero 2024



Oscar Javier Altamirano Palma

C.I. 1805154711

AUTOR



Jhosue Alexander Robalino Tapia

C.I. 1600870164

AUTOR

DERECHOS DE AUTOR

Autorizamos a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación, según las normas de la Institución.

Cedemos los derechos en línea patrimoniales de nuestro Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además aprobamos la reproducción de este documento, dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando nuestros derechos de autor.

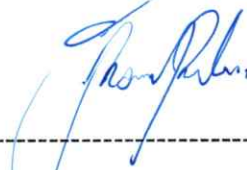
Ambato, febrero 2024



Oscar Javier Altamirano Palma

C.I: 1805154711

AUTOR



Jhosue Alexander Robalino Tapia

C.I: 1600870164

AUTOR

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del tribunal de grado aprueban el informe del Proyecto Técnico, realizado por los estudiantes Oscar Javier Altamirano Palma y Alexander Jhosue Robalino Tapia, de la Carrera de Mecánica bajo el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DIDÁCTICO PARA LA EVALUACIÓN DE EJES PORTADORES DE ENGRANES RECTOS Y POLEAS”**.

Ambato, febrero 2024

Para constancia firman:



Ing. Wilson Henry Vaca Ortega Mg.
MIEMBRO CALIFICADOR



Ing. Gonzalo Eduardo López Villacis Mg.
MIEMBRO CALIFICADOR

DEDICATORIA

Deseo dedicar este trabajo de grado a las personas que formaron parte mi camino en este viaje. A mis padres Oscar Altamirano y Valeria Palma que con su trabajo, esfuerzo y constancia me apoyaron para poder llegar hasta el final de este camino. A mi hermano Andrés David que a su manera de ser trato de hacerme entender que rendirse no es una opción y que, aunque este solo y con todas en mi contra no es excusa para no seguir adelante; a mi hermana Melada Beatriz por enseñarme a pelear por las cosas que deseo y a que no me importe lo que diga la gente de mí, porque lo único que importa es sentirse bien con uno mismo. También a mis mejores amigos Santiago, Valeria, Jonathan y a Jessica mi Hiyori que a su manera me hicieron entender que, aunque no sea fácil, siempre habrá tiempo para compartir una sonrisa entre las personas que queremos.

Altamirano Palma Oscar Javier

DEDICATORIA

Para mí es un placer inmenso dedicar el presente trabajo de grado a varias personas quienes fueron parte importante y un gran ejemplo a seguir durante esta larga e importante etapa de mi vida

A Dios padre por haberme concedido la vida, salud y capacidad para seguir adelante con mis objetivos, por ser el dador de mis cualidades e iluminar mi camino hacia el éxito.

A mis amados padres, Edgar Robalino y Julia Tapia, por ser los propulsores de tan anhelado sueño, quienes han sido los pilares inquebrantables en este arduo viaje académico. Su apoyo incondicional, sabiduría y amor han sido la fuerza impulsora detrás de cada página escrita.

A mi querida abuelita Gloria Carrillo, cuyas bendiciones y sabias palabras han iluminado mi camino. A mi hermana Kerly Robalino, por ser mi compañera de alegrías y desafíos. A mi tío Claudio Tapia, cuya inspiración y orientación han sido invaluable.

A la familia Lisintuña Robalino, agradezco profundamente su respaldo constante y comprensión. Este logro no solo es mío, sino también de cada uno de ustedes que han contribuido con su amor y apoyo.

Con gratitud eterna:

Robalino Tapia Alexander Jhosue

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mis maestros que con su experiencia supieron dar a entender que este camino no es fácil y que si hay algo que queramos debemos buscarlo, investigarlo y cuestionarlo. Porque nada está dicho y lo único que queda es aguantar.

Agradezco a mis padres Oscar y Valeria porque gracias a su trabajo estoy aquí, y gracias a su amor me mantengo firme, gracias a mis hermanos Melida y Andrés que me dieron las primeras lecciones de competencia, por ser mi familia y por quererme como soy.

Altamirano Palma Oscar Javier

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios, fuente de fortaleza y guía en cada paso de este viaje académico. A mis padres, Edgar Robalino y Julia Tapia, pilares invaluable de mi vida, les debo un agradecimiento especial por su amor incondicional, apoyo constante y sabiduría que han sido la fuerza detrás de este logro.

Agradezco de todo corazón a mi abuelita Gloria Carrillo, mi tío Claudio Tapia, la familia Lisintuña Robalino, quienes son fuente de inspiración, cuyas bendiciones y amor incondicional han sido mi luz en los momentos más desafiantes. A mi hermana Kerly Robalino, mi cómplice y amiga, gracias por tu aliento y alegría compartida.

También quiero expresar mi agradecimiento a mi tutor, Ing. Cesar Arroba, gracias por su paciencia, orientación y dedicación. Sus consejos y conocimientos impartidos han sido esenciales en el desarrollo de este trabajo. Agradezco sus valiosas enseñanzas y por haberme brindado la oportunidad de recurrir a su capacidad y conocimiento técnico, así también por tener toda la predisposición para ser una guía en este proyecto de grado.

Finalmente quiero extender un agradecimiento total a mi universidad, por brindarme la oportunidad de crecer académicamente, gracias a todas las personas que fueron partícipes de este proceso, ya sea de manera directa o indirecta, gracias a todos ustedes, fueron los responsables de realizar su pequeño aporte, que el día de hoy se ve reflejado en la culminación de mi paso por tan prestigiosa universidad.

Este momento reviste una singular importancia que confío perdure en la memoria no solo de aquellos a quienes expresé mi gratitud, sino también de quienes dedicaron su tiempo para examinar detenidamente mi proyecto de tesis. A estos últimos, les expreso mi agradecimiento profundo y sincero.

Robalino Tapia Alexander Jhosue

ÍNDICE GENERAL

APROBACIÓN DEL TUTOR.....	ii
AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	iii
DERECHOS DE AUTOR.....	iv
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	v
DEDICATORIA	vi
DEDICATORIA	vii
AGRADECIMIENTO.....	viii
AGRADECIMIENTO.....	ix
ÍNDICE GENERAL.....	x
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiii
ÍNDICE DE TABLAS	xviii
RESUMEN EJECUTIVO	xxii
ABSTRACT.....	xxiii
CAPÍTULO I.....	1
MARCO TEÓRICO.....	1
CAPÍTULO II	14
METODOLOGÍA	14
2.2.1 Investigación bibliográfica y aplicada.....	17
2.2.2 Recursos Institucionales.....	18
2.2.3 Recursos materiales.....	19
2.2.4 Software	19
2.3 Diseño de componentes mecánicos.....	21
2.3.2 Datos iniciales	21
2.3.3 Disposición entre componentes y ejes.	22
2.3.4 Diseño de engranes rectos y poleas.....	22
2.3.4.1 Diseño de polea y selección de bandas.	22

2.3.4.2	Diseño del primer tren de engranes.....	29
2.3.4.3	Selección de bandas y poleas síncronas	34
2.3.4.4	Diseño del segundo tren de engranes.....	39
2.3.6	Cálculo y selección de rodamientos	84
2.3.7	Concentradores de esfuerzos, factor de reducción de resistencia a la fatiga kf (flexión) y Kfs (torsión).	109
2.3.8	Factor de seguridad.	125
2.3.9	Sistemas de fijación cubo-eje y métodos de localización axial	135
CAPÍTULO III.....		155
3.1	Análisis y discusión de resultados.....	155
3.1.7.1	Análisis de momentos y par torsor en el eje 1.....	166
3.1.7.2	Deflexión total.....	167
3.1.7.3	Deflexión direccional	168
3.1.7.4	Esfuerzo equivalente de Von Mises	168
3.1.7.5	Factor de seguridad	169
3.1.8.1	Análisis de momentos y par torsor en el eje 2.....	171
3.1.8.2	Deflexión total.....	172
3.1.8.3	Deflexión direccional	172
3.1.8.4	Esfuerzo equivalente de Von Mises	173
3.1.8.5	Factor de seguridad en el eje 2	174
3.1.9.1	Análisis de momentos y par torsor en el eje 3.....	176
3.1.9.2	Deflexión total.....	177
3.1.9.3	Deflexión direccional	178
3.1.9.4	Esfuerzo equivalente de Von Mises	178
3.1.9.5	Factor de seguridad en el eje 3	179
3.1.10.1	Análisis de momentos y par torsor en el eje 4 en cada sección.	181
3.1.10.2	Deflexión total.....	182

3.1.10.3	Deflexión direccional	182
3.1.10.4	Esfuerzo equivalente de Von Mises	183
3.1.10.5	Factor de seguridad en el eje 4	184
CAPÍTULO IV		202
REFERENCIAS		205
ANEXOS 209		
Anexo 1.	Manual de montaje	209
Anexo 2.	Instrucciones de seguridad	246
Anexo 4.	Vida útil especificada (horas de funcionamiento)	254
Anexo 5.	Factor de ajuste de la vida útil a1	254
Anexo 6.	Tipo de lubricante de acuerdo con la temperatura de funcionamiento.....	255
Anexo 7.	Factor aSKF para rodamientos de bolas.....	256
Anexo 8.	Nivel de contaminación del lubricante ηc	257
Anexo 9.	Rodamientos rígidos de bolas de una hilera d 35-60 mm parte 1.	258
Anexo 10.	Rodamientos rígidos de bolas de una hilera d 35-60 mm, parte 2.	259
Anexo 11.	Ficha técnica del motor NEMA 34.....	260
Anexo 12.	Dimensiones del perfil de Aluminio T 40x40 E.....	261
Anexo 13.	Planos del prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas.....	262

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Eje portante con diferentes accesorios mecánicos y de sujeción.....	5
Figura 2. Transferencia simple de potencia por banda [8].....	5
Figura 3. Geometría del diente de un engrane [9].....	6
Figura 4. Rodamiento de bolas y sus partes [11]	7
Figura 5. Aplicación de un prisionero en el ensamble de un engrane [6].....	8
Figura 6. Aplicación de los anillos de retención [6]	8
Figura 7. Aplicación de los espaciadores en un ensamble axial de un eje con sus respectivos componentes [6]	9
Figura 8. Tuerca y arandela de sujeción en el montaje de rodamientos [6].....	9
Figura 9. Diagrama de flujo planteado.....	18
Figura 10. Disposición elegida de los ejes y sus componentes.....	22
Figura 11. Selección de correas para correas trapezoidales [7].....	25
Figura 12. Paso de la correa [30].	36
Figura 13. Distancia entre centros [30].....	36
Figura 14. Selección del ancho de la correa [30].....	37
Figura 15. Designación de la correa dentada [30].	37
Figura 16. Diámetros de las poleas [30].	38
Figura 17. Propuesta de diseño eje 1.....	43
Figura 18. Propuesta de diseño eje 2.....	43
Figura 19. Propuesta de diseño eje 3.....	44
Figura 20. Propuesta de diseño eje 4.....	44
Figura 21. Diagrama de cuerpo libre en el primer tren de engranes.	47
Figura 22. Diagrama de cuerpo libre en el par de poleas dentadas [31].....	49
Figura 23. Diagrama de cuerpo libre en el segundo tren de engranes.	50
Figura 24. Diagrama de cuerpo libre general en el eje 1.	52
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 1 plano ZX.....	52

Figura 26. Diagrama de fuerza cortante, plano ZX en el eje 1.....	53
Figura 27. Diagrama de momento flector, plano ZX en el eje 1.....	53
Figura 28. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 1 plano ZY.....	53
Figura 29. Diagrama de fuerza cortante, plano ZY en el eje 1.....	54
Figura 30. Diagrama de momento flector, plano ZY en el eje 1.....	54
Figura 31. Diagrama de momentos resultantes en el eje 1.....	56
Figura 32. Diagrama de par torsor en el eje 1.....	56
Figura 33. Diagrama de cuerpo libre general en el eje 2.....	57
Figura 34. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 2 plano ZX.....	57
Figura 35. Diagrama de fuerza cortante, plano ZX en el eje 2.....	58
Figura 36. Diagrama de momento flector, plano ZX en el eje 2.....	58
Figura 37. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 2 plano ZY.....	59
Figura 38. Diagrama de fuerza cortante, plano ZY en el eje 2.....	60
Figura 39. Diagrama de momento flector, plano ZY en el eje 2.....	60
Figura 40. Diagrama de momentos resultantes en el eje 2.....	61
Figura 41. Diagrama de par torsor en el eje 2.....	61
Figura 42. Diagrama de cuerpo libre general en el eje 3.....	62
Figura 43. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 3 plano ZX.....	62
Figura 44. Diagrama de fuerza cortante, plano ZX en el eje 3.....	63
Figura 45. Diagrama de momento flector, plano ZX en el eje 3.....	63
Figura 46. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 3 plano ZY.....	64
Figura 47. Diagrama de fuerza cortante, plano ZY en el eje 3.....	64
Figura 48. Diagrama de momento flector, plano ZY en el eje 3.....	65
Figura 49. Diagrama de momentos resultantes en el eje 3.....	66
Figura 50. Diagrama de par torsor en el eje 3.....	66
Figura 51. Diagrama de cuerpo libre general en el eje 4.....	67
Figura 52. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 4 plano ZX.....	67

Figura 53. Diagrama de fuerza cortante, plano ZX en el eje 4.	68
Figura 54. Diagrama de momento flector, plano ZX en el eje 4.....	68
Figura 55. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 4 plano ZY.....	68
Figura 56. Diagrama de fuerza cortante, plano ZY en el eje 4.	69
Figura 57. Diagrama de momento flector, plano ZY en el eje 4.....	69
Figura 58. Diagrama de momentos resultantes en el eje 4.....	70
Figura 59. Diagrama de par torsor en el eje 4.....	71
Figura 60. Factor de concentración del esfuerzo teórico K_t [33].....	109
Figura 61. Factor de concentración del esfuerzo teórico K_{ts} [33].....	109
Figura 62. Diámetros corregidos en el eje 1.	111
Figura 63. Diámetros corregidos en el eje 2.	116
Figura 64. Diámetros corregidos en el eje 3.	118
Figura 65. Diámetros corregidos en el eje 4.	122
Figura 66. Vista dimensional de la cuña cuadrada en el eje [38].....	138
Figura 67. Vista dimensional de cuña con talón [37],[40].....	145
Figura 68. Estrías de caras rectas. [16]	150
Figura 69. Dimensionamiento del par de poleas trapezoidales.....	155
Figura 70. Polea para correas trapezoidales clásicas y correas trapezoidales estrechas (DIN 2217) Tomado del catálogo de Mitsubishi.	156
Figura 71. Esquema del primer tren de engranes.....	158
Figura 72. Esquema general del ancho y el paso de la correa en una polea síncrona de tipo 1400 – 14M – 55 [30]	159
Figura 73. Esquema general de polea motriz y polea conducida.....	160
Figura 74. Esquema del segundo tren de engranes.	162
Figura 75. Distribución del par torsional en el eje 1.....	166
Figura 76. Deformación total del eje 1 sometido a los diferentes estados de carga.	167

Figura 77. Deformación direccional del eje 1 sometido a los diferentes estados de carga.	168
Figura 78. Esfuerzo equivalente de VON Mises del eje 1 sometido a los diferentes estados de carga.....	169
Figura 79. Análisis del factor de seguridad en el eje 1.	170
Figura 80. Distribución del par torsional en el eje 2.....	171
Figura 81. Deformación total del eje 2 sometido a los diferentes estados de carga.	172
Figura 82. Deformación direccional del eje 2 sometido a los diferentes estados de carga.	173
Figura 83. Esfuerzo equivalente de VON Mises del eje sometido a los diferentes estados de carga.....	174
Figura 84. Factor de seguridad obtenido en el eje 2	175
Figura 85. Distribución del par torsional en el eje 3.....	176
Figura 86. Deformación total del eje 3 sometido a los diferentes estados de carga.	177
Figura 87. Deformación direccional del eje 3 sometido a los diferentes estados de carga.	178
Figura 88. Esfuerzo equivalente de VON Mises del eje 3 sometido a los diferentes estados de carga.....	179
Figura 89. Factor de seguridad obtenido en el eje 3.	180
Figura 90. Distribución del par torsional en el eje 4.....	181
Figura 91. Deformación total del eje 3 sometido a los diferentes estados de carga.	182
Figura 92. Deformación direccional del eje 4 sometido a los diferentes estados de carga.	183
Figura 93. Esfuerzo equivalente de VON Mises del eje 4 sometido a los diferentes estados de carga.....	183
Figura 94. Factor de seguridad obtenido en el eje 4.	184

Figura 95. Diagrama de flujo para la construcción del banco de ejes.	186
Figura 96. Porcentaje del nivel de conocimiento respecto al tema.....	197
Figura 97. Porcentaje de medición al complementar la teoría con la práctica.....	198
Figura 98. Porcentaje de comprensión respecto al diseño y evaluación de ejes.	198
Figura 99. Porcentaje de cuan favorable encontró los tipos de montaje en cada eje.	199
Figura 100. Porcentaje del nivel de satisfacción al recibir retroalimentación haciendo uso del prototipo didáctico.	199
Figura 101. Porcentaje del aumento en el pensamiento crítico y resolución de problemas.	200
Figura 102. Porcentaje del aumento en el conocimiento sobre el diseño de ejes. ..	200
Figura 103. Porcentaje del cumplimiento del objetivo principal del proyecto.	201

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades del acero AISI 1018 [21].	15
Tabla 2. Equipos utilizados en el desarrollo del prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas.	16
Tabla 3. Factor de corrección de servicio (K_o) [7].....	23
Tabla 4. Factor de corrección de la rueda loca (K_i) [7].....	23
Tabla 5. Factor de corrección del entorno (K_e) [7]	24
Tabla 6. Selección del diámetro de polea [7].	25
Tabla 7. Bandas clásicas tipo V[7].....	26
Tabla 8. Factor por ángulo de contacto [7].	28
Tabla 9. Cálculo de $k\theta$ bajo interpolación.....	28
Tabla 10. Factor de corrección de longitud de correa para correas clásicas[7].	29
Tabla 11. Número de dientes del piñón, para evitar interferencia [29].....	30
Tabla 12. Módulos normalizados [28]	31
Tabla 13. Factores de servicio básicos para máquinas [30].	35
Tabla 14. Designación de la correa y las poleas.	38
Tabla 15. Valores de u para bandas HDT [31].....	39
Tabla 16. Comparativa entre valores calculados y valores del catálogo [30].....	39
Tabla 17. Propiedades mecánicas del material [6].....	43
Tabla 18. Coeficiente del factor de superficie [32].....	72
Tabla 19. Factor de confiabilidad para una desviación estándar del 8% [32].....	75
Tabla 20. Estimaciones de los factores de concentración de esfuerzos [33].	77
Tabla 21. Corrección del diámetro según rodamientos estándar en el eje 1.	87
Tabla 22. Selección de rodamientos en el punto B del eje 1.....	87
Tabla 23. Selección de rodamientos en el punto D del eje 1.	90
Tabla 24. Corrección del diámetro según rodamientos estándar en el eje 2.	92

Tabla 25. Selección de rodamientos en el punto A del eje 2.	93
Tabla 26. Selección de rodamientos en el punto del eje 2.	95
Tabla 27. Corrección del diámetro según rodamientos estándar en el eje 3.	98
Tabla 28. Selección de rodamientos en el punto A del eje 3.	98
Tabla 29. Selección de rodamientos en el punto C del eje 3.	101
Tabla 30. Corrección del diámetro según rodamientos estándar en el eje 4.	103
Tabla 31. Selección de rodamientos en el punto A del eje 4.	103
Tabla 32. Selección de rodamientos en el punto C del eje 4.	106
Tabla 33. Corrección del límite de resistencia a la fatiga Se en el eje 1.	126
Tabla 34. Corrección del límite de resistencia a la fatiga Se en el eje 2.	126
Tabla 35. Corrección del límite de resistencia a la fatiga Se en el eje 3.	127
Tabla 36. Corrección del límite de resistencia a la fatiga Se en el eje 4.	127
Tabla 37. Dimensionamiento de buje tipo QD – SD [36].	136
Tabla 38. Dimensionamiento de polea motriz, buje tipo Táper 2517 [30].	136
Tabla 39. Diámetros de ejes disponibles para cuñas.	137
Tabla 40. Tamaño de la cuña en función del diámetro, cuñas cuadradas [29].	138
Tabla 41. Propiedades mecánicas del material para la cuña.	140
Tabla 42. Tamaño de cuña en función del diámetro, cuñas con talón [37].	145
Tabla 43. Longitudes seleccionadas en mm de las cuñas en cada eje.	145
Tabla 44. Capacidad de torque por pulgada para estrías rectas. [16].	151
Tabla 46. Valores de la altura, ancho de la estría y diámetro interno encada eje. ...	152
Tabla 47. Longitud estandar selccionada para cada estria.	153
Tabla 48. Factores de seguridad en las estrías.	154
Tabla 49. Dimensiones en [mm] para cada tipo de banda.	156
Tabla 50. Número de bandas y ancho de polea b2	156
Tabla 51. Resultados de la selección de bandas y dimensionamiento del par de poleas trapezoidales.	157

Tabla 52. Resultados para el dimensionamiento del primer tren de engranes.	159
Tabla 53. Dimensiones del paso en una correa síncrona.	160
Tabla 54. Resultados del dimensionamiento del par de poleas.	161
Tabla 55. Resultados para el dimensionamiento del segundo tren de engranes.	163
Tabla 56. Dimensionamiento en los rodamientos.	164
Tabla 57. Diámetros mínimos del eje 1.	165
Tabla 58. Diámetros mínimos del eje 2.	165
Tabla 59. Diámetros mínimos del eje 3.	165
Tabla 60. Diámetros mínimos del eje 4.	165
Tabla 61. Momentos y par torsor presentes en el eje 1.	166
Tabla 62. Factor de seguridad en los cambios de sección eje 1.	170
Tabla 63. Momentos y par torsor presentes en el eje 2.	171
Tabla 64. Factor de seguridad en los cambios de sección del eje 2.	174
Tabla 65. Momentos y par torsor presentes en el eje 3.	176
Tabla 66. Factor de seguridad en los cambios de sección del eje 3.	179
Tabla 67. Momentos y par torsor presentes en el eje 4.	181
Tabla 68. Factor de seguridad en los cambios de sección del eje 4.	184
Tabla 69. Montaje eje 1.	185
Tabla 70. Montaje eje 2.	185
Tabla 71. Montaje eje 3.	185
Tabla 72. Montaje eje 4.	185
Tabla 73. Costos de construcción.	195
Tabla 74. Nivel de conocimiento respecto al tema.	197
Tabla 75. Medición al complementar la teoría con la práctica.	198
Tabla 76. Nivel de comprensión respecto al diseño y evaluación de ejes.	198
Tabla 77. Medición de cuan favorable encontró los tipos de montaje en cada eje. .	199

Tabla 78. Nivel de satisfacción al recibir retroalimentación haciendo uso del prototipo didáctico. 199	199
Tabla 79. Nivel de aumento en el pensamiento crítico y resolución de problemas. 200	200
Tabla 80. Nivel de aumento en el conocimiento sobre el diseño de ejes..... 200	200
Tabla 81. Medición del cumplimiento del objetivo principal del proyecto. 201	201

RESUMEN EJECUTIVO

Con el propósito de brindar a los estudiantes la oportunidad de familiarizarse con un prototipo destinado a la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas hemos diseñado un prototipo didáctico que sea capaz de cumplir con las necesidades de conocimiento y aprendizaje.

Para cumplir con los Objetivos Específicos, se llevó a cabo un exhaustivo análisis de las especificaciones de los componentes del prototipo; éste se basó en las características de diseño inherentes a cada elemento, utilizando un ejemplo práctico de eje que incorpora engranes rectos y poleas como medios de transmisión de potencia. La fase de diseño implicó modelar cada componente, lo que permitió su posterior simulación para evaluar su rendimiento.

Los resultados obtenidos en el diseño de ejes, engranajes y poleas fueron positivos y validados mediante el método de elementos finitos. Esta validación aseguró la integridad y eficiencia de los componentes diseñados. Posteriormente, se procedió a la construcción del banco didáctico, incorporando todos los elementos diseñados y seleccionados según las especificaciones derivadas del análisis y diseño previos.

Para evaluar el funcionamiento del prototipo didáctico, se implementó un plan demostrativo que midió el nivel de interacción entre el usuario y el equipo, este enfoque proporcionó información valiosa sobre la usabilidad y la efectividad del prototipo. En resumen, esta investigación culminó con éxito en la creación de un banco didáctico funcional que no solo cumplió con los objetivos establecidos, sino que también proporcionó una herramienta educativa valiosa para el estudio de ejes portadores de engranes rectos y poleas.

Palabras clave: Diseño de ejes, Prototipo didáctico, Engranes, Poleas, Ejes.

ABSTRACT

In order to provide students with the opportunity to become familiar with a prototype for the evaluation of spur gear and pulley bearing shafts, we have designed a didactic prototype that is capable of meeting the knowledge and learning needs.

To meet the Specific Objectives, an exhaustive analysis of the prototype component specifications was carried out; this was based on the design characteristics inherent to each element, using a practical example of a shaft incorporating spur gears and pulleys as means of power transmission. The design phase involved modeling each component, which allowed its subsequent simulation to evaluate its performance.

The results obtained in the design of shafts, gears and pulleys were positive and validated using the finite element method. This validation ensured the integrity and efficiency of the designed components. Subsequently, the didactic bench was built, incorporating all the elements designed and selected according to the specifications derived from the previous analysis and design.

To evaluate the performance of the didactic prototype, a demonstration plan was implemented to measure the level of interaction between the user and the equipment; this approach provided valuable information on the usability and effectiveness of the prototype. In summary, this research successfully culminated in the creation of a functional didactic bench that not only met the established objectives, but also provided a valuable educational tool for the study of spur gear carrier shafts and pulleys.

Keywords: Design of shafts, didactic prototype, gears, pulleys, shafts.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1. Antecedentes investigativos

El diseño y construcción de prototipos didácticos para la evaluación de elementos de máquinas, en particular ejes portadores de engranes rectos y poleas, ha sido objeto de atención en la literatura científica y técnica. Numerosos estudios han abordado la importancia que tiene en la ingeniería mecánica, destacando la necesidad de proporcionar experiencias prácticas que complementen la teoría académica.

Según [1] la concepción y desarrollo de prototipos didácticos para la evaluación de elementos de máquinas y el uso de herramientas educativas interactivas en la formación de estudiantes de ingeniería mecánica ha sido destacada a lo largo del tiempo, subrayando la necesidad de proporcionar experiencias prácticas que complementen la teoría académica.

Es por esto por lo que la integración de prototipos en la enseñanza ha sido asociada con un fortalecimiento de la comprensión conceptual y el desarrollo de habilidades prácticas esenciales, promoviendo una transferencia efectiva de conocimientos teóricos a aplicaciones prácticas. La eficacia de estos recursos en la educación técnica ha sido respaldada por investigaciones que han evidenciado mejoras en la retención de conocimientos y la participación de los estudiantes [2]

La relevancia de enfoques pedagógicos innovadores que vinculen teoría y práctica ha sido subrayada por [3] donde se destaca la utilidad de los prototipos didácticos para lograr este propósito. La experimentación práctica se ha identificado como un catalizador para el desarrollo de habilidades analíticas y resolutivas en estudiantes de ingeniería, contribuyendo a una comprensión más profunda de los conceptos. La integración de simulaciones en la enseñanza ha sido considerada como una herramienta visual y práctica para ilustrar conceptos abstractos.

También se ha enfatizado la importancia de enfoques pedagógicos que fomenten el pensamiento crítico y la resolución de problemas, características inherentes a la utilización de prototipos didácticos. En este contexto, la integración efectiva de prototipos en programas académicos ha sido explorada para mejorar la calidad educativa y preparar a los estudiantes para desafíos prácticos en la ingeniería mecánica [4]

Estos antecedentes resaltan la pertinencia de abordar el diseño y construcción de prototipos didácticos como un medio estratégico para mejorar la educación en ingeniería mecánica, ofreciendo a los estudiantes experiencias prácticas que favorecen la aplicación de conocimientos teóricos en contextos industriales y de diseño.

1.2. Justificación

La presente investigación se justifica por la necesidad de desarrollar un recurso didáctico innovador y efectivo que permita a los estudiantes adquirir conocimientos sólidos en el ámbito de los elementos de máquinas, específicamente en la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas. Este tipo de elementos desempeñan un papel fundamental en la transmisión de potencia en diversas aplicaciones industriales, y comprender su diseño y funcionamiento es esencial para formar profesionales capacitados.

El objetivo general de esta investigación es diseñar y construir un prototipo didáctico que facilite la comprensión y familiarización de los estudiantes con los ejes portadores que incorporan engranes rectos y poleas. Este prototipo proporcionará una experiencia práctica que permitirá a los estudiantes explorar las especificaciones de estos elementos, así como entender cómo interactúan en la transmisión de potencia.

Los objetivos específicos trazados para esta investigación se centran en un enfoque integral. En primer lugar, se llevará a cabo un análisis detallado de las especificaciones de los componentes del prototipo, utilizando un ejemplo práctico de eje que involucre engranes rectos y poleas. Este análisis se realizará con el objetivo de comprender las características de diseño específicas de cada elemento y establecer las bases para el diseño del prototipo.

Posteriormente, se procederá al diseño de los componentes del prototipo, utilizando la información recopilada durante el análisis. Cada elemento será modelado de manera detallada para permitir su simulación y evaluación antes de la construcción física del prototipo. Este enfoque garantizará la eficiencia y la precisión en el funcionamiento del prototipo final.

La fase de construcción del prototipo se llevará a cabo de acuerdo con las especificaciones determinadas durante el análisis y el diseño. Se prestará especial atención a la calidad de la fabricación y la integración de los componentes para garantizar un prototipo robusto y duradero.

Finalmente, se llevará a cabo una evaluación exhaustiva del funcionamiento del prototipo a través de un plan demostrativo. Este plan medirá el nivel de interacción entre el usuario y el equipo, proporcionando datos valiosos sobre la efectividad del prototipo como herramienta didáctica. Los resultados obtenidos contribuirán a la mejora continua del prototipo y a la optimización de su utilidad en entornos educativos.

En resumen, esta investigación busca llenar un vacío en la enseñanza de elementos de máquinas al desarrollar un prototipo didáctico que brinde a los estudiantes la oportunidad de explorar, comprender y aplicar conceptos relacionados con ejes portadores de engranes rectos y poleas. La relevancia de este proyecto radica en su capacidad para mejorar la formación académica y práctica de los estudiantes en este campo específico de la ingeniería mecánica.

1.3.Fundamentación teórica

La concepción y desarrollo de prototipos didácticos para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas en el ámbito de la ingeniería mecánica se fundamenta en la necesidad imperante de proporcionar a los estudiantes experiencias prácticas que complementen la teoría académica. La educación en ingeniería ha experimentado un cambio paradigmático hacia métodos de aprendizaje más interactivos y contextualizados, reconociendo la eficacia de herramientas didácticas que permitan a los estudiantes explorar, comprender y aplicar conceptos en entornos prácticos. En este contexto, la relevancia de los elementos de máquinas, como los ejes portadores de engranes rectos y poleas, como objetos de estudio radica en su ubicuidad en diversas aplicaciones industriales. El diseño y construcción de un prototipo didáctico específico para la evaluación de estos elementos busca proporcionar una plataforma que facilite la comprensión profunda de los principios de diseño y funcionamiento, permitiendo a los estudiantes abordar no solo la teoría, sino también su aplicación práctica en situaciones del mundo real [5].

El análisis detallado de las especificaciones de los componentes del prototipo, basado en características de diseño específicas, se sustenta en la premisa de que el conocimiento teórico se solidifica cuando se contextualiza en ejemplos concretos y prácticos. Al utilizar un ejemplo práctico de eje que incorpora engranes rectos y poleas como medio de transmisión de potencia, se busca proporcionar a los estudiantes una experiencia tangible

que refuerce su comprensión conceptual y les permita aplicar los principios teóricos aprendidos en situaciones de diseño práctico.

El diseño de los componentes del prototipo, a su vez, se enmarca en la necesidad de modelar cada elemento con precisión y rigurosidad. Esta etapa se apoya en la idea de que la visualización y simulación virtual de los componentes contribuyen significativamente a la comprensión y mejora del diseño antes de la construcción física. La simulación se concibe como una herramienta pedagógica que permite a los estudiantes explorar las implicaciones de decisiones de diseño específicas, identificar posibles limitaciones y optimizar el rendimiento de los elementos.

La construcción física del prototipo se basa en las especificaciones derivadas del análisis y diseño previos, representando la culminación de la transferencia del conocimiento teórico a una aplicación tangible. Esta fase se alinea con la idea de que la experiencia práctica de construir los elementos fortalece la comprensión y apreciación de las complejidades involucradas en la materialización de conceptos teóricos.

Finalmente, la evaluación del funcionamiento del prototipo mediante un plan demostrativo, que mide el nivel de interacción entre el usuario y el equipo, se fundamenta en la premisa de que la efectividad del aprendizaje se maximiza cuando se integran experiencias prácticas con la participación del estudiante. La interacción directa con el prototipo proporciona una oportunidad para aplicar conocimientos adquiridos, fomentando la internalización de conceptos y habilidades relacionadas con el diseño de ejes portadores de engranes rectos y poleas.

1.3.1. Ejes

Un eje se define como un componente alargado, comúnmente cilíndrico, diseñado para transmitir torque y soportar cargas de torsión en sistemas mecánicos. Estos elementos desempeñan un papel crucial en la transmisión de fuerzas y movimientos entre diferentes componentes, como engranajes o poleas, facilitando así la funcionalidad de la maquinaria. Los ejes pueden variar en forma y tamaño, adaptándose a las necesidades específicas de carga y peso del sistema, y pueden presentar características particulares, como ranuras, para la fijación de otros elementos mecánicos. En conjunto, los ejes son componentes fundamentales para garantizar la integridad estructural y la eficiencia en la transmisión de potencia en aplicaciones ingenieriles [5].

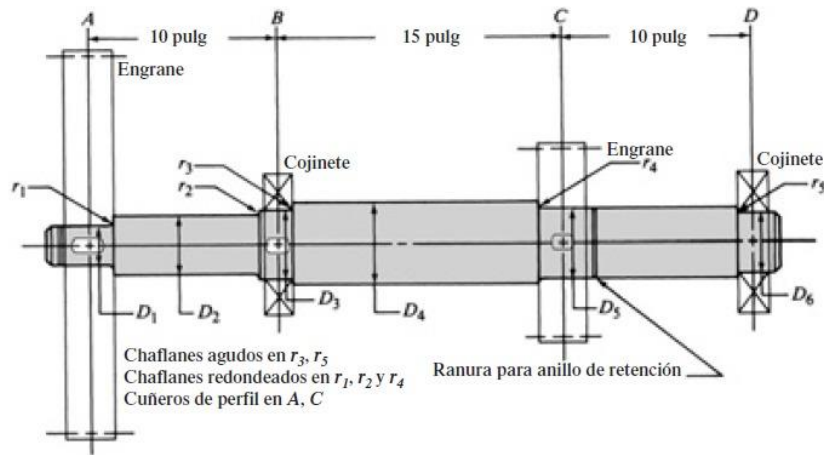


Figura 1. Eje portante con diferentes accesorios mecánicos y de sujeción [6]

1.3.2. Poleas

Una polea se describe como un dispositivo mecánico compuesto por una rueda acanalada y un eje, diseñado para cambiar la dirección y magnitud de la fuerza aplicada a una cuerda, cable o correa. Su función principal consiste en facilitar la transmisión de potencia y movimiento entre dos puntos, ya sea aumentando la fuerza aplicada o modificando la dirección de esta. La rueda acanalada de la polea permite que la cuerda o correa se ajuste en su canal, proporcionando un medio eficiente para la transmisión de torque y movimiento, lo que resulta fundamental en diversas aplicaciones de sistemas mecánicos [7].

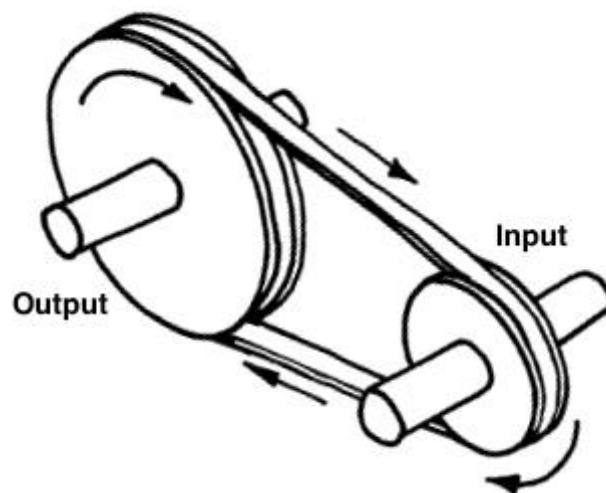


Figura 2. Transferencia simple de potencia por banda [8]

1.3.3. Engranés

La American Gear Manufacturers Association (AGMA) define un engrane como un dispositivo mecánico conformado por ruedas dentadas que interactúan entre sí para transmitir movimiento y potencia entre ejes paralelos o no paralelos. Estas ruedas dentadas, conocidas como engranes, tienen dientes que se entrelazan de manera precisa, lo que permite la transferencia eficiente del movimiento rotacional y la distribución de fuerzas. La definición de AGMA enfatiza la importancia de la geometría y precisión en el diseño y fabricación de engranes para garantizar un rendimiento adecuado y la integridad del sistema en el que están involucrados [9].

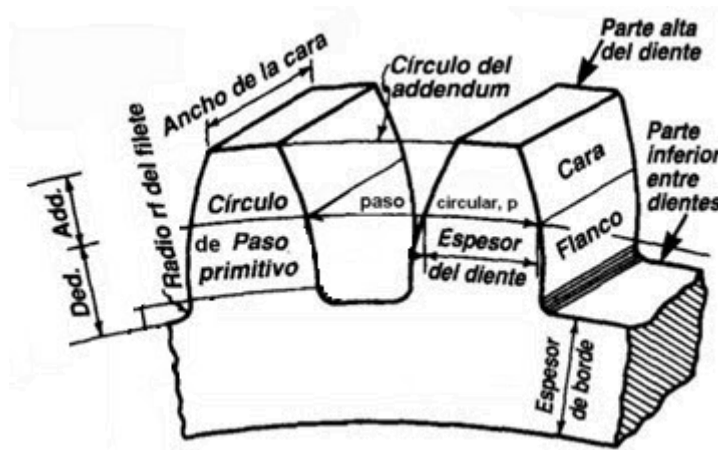


Figura 3. Geometría del diente de un engrane [9].

1.3.4. Rodamientos

Un rodamiento es un componente mecánico diseñado para facilitar el movimiento relativo entre dos partes, generalmente permitiendo la rotación o el desplazamiento lineal. Consiste en una serie de elementos rodantes, como bolas o rodillos, alojados dentro de un anillo exterior e interior.

La función principal del rodamiento es reducir la fricción y minimizar el desgaste entre las superficies en contacto, lo que resulta en una transmisión más eficiente de fuerzas y movimientos. Además de mejorar la eficiencia mecánica, los rodamientos contribuyen a la estabilidad y durabilidad de las máquinas y sistemas en los que se aplican, siendo fundamentales en una amplia gama de aplicaciones industriales y mecánicas [10].

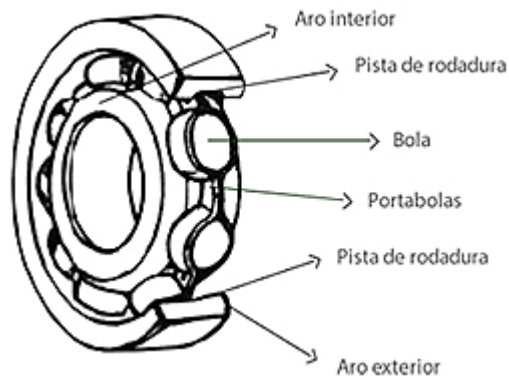


Figura 4. Rodamiento de bolas y sus partes [11]

1.3.5. Elementos de sujeción.

Los elementos de sujeción, como cuñas, anillos de retención y estriados, desempeñan un papel esencial al garantizar la cohesión y estabilidad de componentes en sistemas mecánicos. Las cuñas, mediante su diseño de cuña inclinada, se utilizan para asegurar la unión entre dos superficies, aplicando fuerza en una dirección que evita el desplazamiento no deseado.

Por otro lado, los anillos de retención, también conocidos como circlips, son dispositivos circulares que se instalan en ranuras para mantener elementos en su lugar axialmente, proporcionando una solución eficiente y compacta para asegurar componentes en aplicaciones donde el espacio es limitado. Además, los elementos estriados, como chavetas y ranuras en ejes, ofrecen una conexión segura mediante la transmisión de torque y resistencia a la rotación relativa. Estos elementos desempeñan un papel crucial en la integridad estructural y el rendimiento funcional de maquinaria y sistemas mecánicos, al proporcionar métodos confiables de sujeción y asegurar la coherencia en la transmisión de fuerzas y movimientos [12].

1.3.5.1. Tornillo prisionero

Tornillo de cabeza hueca hexagonal que se ensambla perpendicular al eje sujetando al componente sobre su superficie exterior, por lo general la punta es plana ovalada o cónica, puede funcionar en conjunto con chavetas garantizando su posicionamiento permanente en el ensamble.

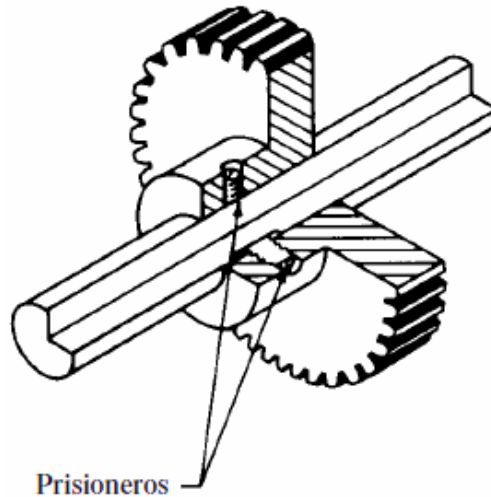


Figura 5. Aplicación de un prisionero en el ensamblaje de un engrane [6]

1.3.5.2. Anillos de retención

Son elementos que se deslizan sobre los ejes y se ensambla de manera conjunta de modo que asegura al eje de manera axial, su uso tiene varias ventajas, entre ellas la capacidad de ser colocado en cualquier lugar en toda la longitud del eje, garantizando su posición y ajuste a la hora de ensamblar los componentes [6].



Figura 6. Aplicación de los anillos de retención [6]

1.3.5.3. Espaciadores

Son elementos que se deslizan sobre los ejes y presionan al componente de la máquina que se va a ubicar, su uso es sin elementos de presión como prisioneros ya que el espaciador únicamente se coloca entre dos componentes con la finalidad de controlar la posición relativa entre estos [6].

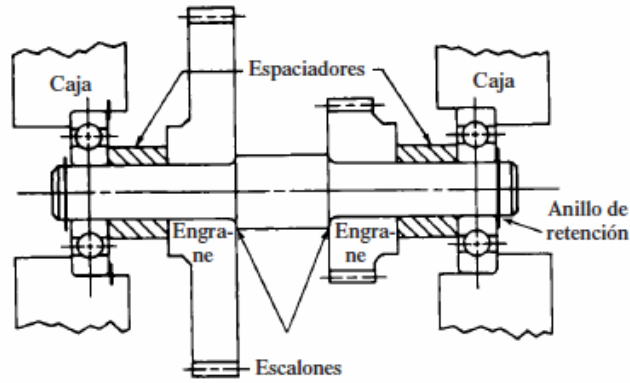


Figura 7. Aplicación de los espaciadores en un ensamble axial de un eje con sus respectivos componentes [6]

1.3.5.4. Contratuerca

Son componentes de sujeción que se aplican en elementos que se ensamblan en los extremos de los ejes, generalmente son artículos de línea que se pueden seleccionar de diversos proveedores, cuenta con muescas que facilitan su apriete en el eje a través de una llave de gancho, para su ensamble es necesario el mecanizado de una rosca de paso grueso en la porción del eje donde va ubicada.

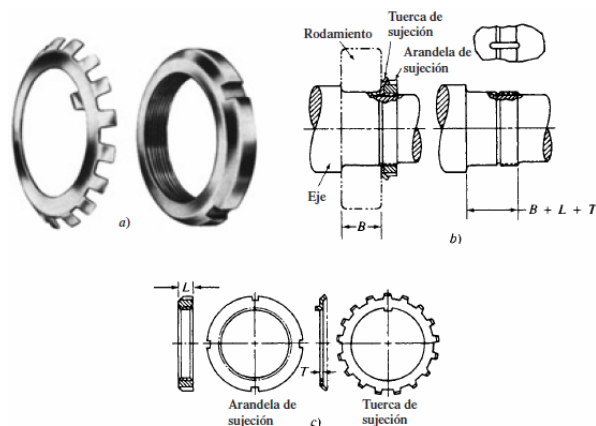


Figura 8. Tuerca y arandela de sujeción en el montaje de rodamientos [6]

1.3.6. Diseño de ejes

El diseño mecánico de un eje implica una serie de pasos que se deben seguir de manera metódica y precisa. A continuación, se detallan los pasos generales para llevar a cabo este proceso [13].

1.2.6.1 Definición de Requisitos y Especificaciones:

Identificar las funciones que el eje debe cumplir.

Determinar los límites y condiciones de operación, como la velocidad angular, la carga aplicada y las restricciones de espacio.

1.2.6.2 Análisis de Cargas

Calcular y analizar las cargas que actuarán sobre el eje, considerando factores como fuerzas externas, momentos torsionales, y cargas radiales y axiales.

1.2.6.3 Selección de Material

Seleccionar un material adecuado basándose en las propiedades mecánicas requeridas y las condiciones ambientales, teniendo en cuenta aspectos como resistencia, durabilidad y peso.

1.2.6.4 Diseño Preliminar

Realizar un diseño inicial del eje considerando las dimensiones generales y la configuración básica.

1.2.6.5 Cálculos de Flexión y Torsión

Calcular los esfuerzos de flexión y torsión utilizando las ecuaciones apropiadas. Asegurarse de que los valores calculados estén dentro de los límites permitidos para el material seleccionado.

1.2.6.6 Factor de Seguridad

Aplicar un factor de seguridad para garantizar que el eje tenga un margen adecuado frente a las condiciones de carga previstas.

1.2.6.7 Optimización del Diseño

Realizar ajustes en el diseño para optimizar las dimensiones y reducir el peso del eje, manteniendo la integridad estructural.

1.2.6.8 Modelado 3D

Utilizar software de diseño asistido por computadora (CAD) para crear un modelo tridimensional del eje, incluyendo detalles como ranuras, chaveteros y roscas.

1.2.6.9 Simulaciones y Verificación

Realizar simulaciones virtuales para verificar el rendimiento del eje bajo diferentes condiciones de carga, utilizando análisis de elementos finitos si es necesario.

1.2.6.10 Verificación de Cumplimiento con Normativas

Asegurarse de que el diseño cumple con las normativas y estándares relevantes de la industria.

1.2.6.11 Documentación del Diseño:

Elaborar documentación técnica que incluya planos detallados, especificaciones y cualquier otra información relevante para la fabricación.

1.2.6.12 Prototipado y Pruebas:

Fabricar un prototipo del eje y realizar pruebas para validar el diseño, identificar posibles mejoras y asegurar su conformidad con los requisitos establecidos.

1.3.7. Diseño de engranajes Metodología AGMA

La metodología de diseño para engranes según las normas de la Asociación de Fabricantes de Engranajes de América (AGMA) se basa en una serie de directrices y estándares establecidos por la organización. En este enfoque, se emplean diversas ecuaciones y procedimientos específicos que abarcan aspectos como la geometría del engrane, los factores de seguridad, las tolerancias dimensionales y la consideración de cargas dinámicas y estáticas [14].

La metodología AGMA implica la aplicación de modelos matemáticos para el cálculo de parámetros críticos, como la resistencia al desgaste, la carga en dientes y la distribución de esfuerzos. Se tiene en cuenta la influencia de factores como la velocidad, el ángulo de presión y la calidad del material utilizado en el proceso de diseño.

Además, la normativa AGMA proporciona tablas y gráficos que facilitan la selección adecuada de dimensiones y especificaciones del engrane, considerando diversas condiciones de operación. Este enfoque riguroso y estandarizado contribuye a garantizar un diseño eficiente y confiable de los engranes, cumpliendo con los requisitos de rendimiento y durabilidad establecidos por la industria [14].

1.3.8. Interferencia en engranes

La interferencia en engranajes es un fenómeno crítico en el diseño de sistemas de transmisión mecánica que involucran engranajes. Se refiere a la situación en la que los dientes de dos engranajes entran en contacto de manera no deseada o anormal, lo que puede dar lugar a tensiones adicionales, desgaste prematuro y pérdida de eficiencia. La

interferencia puede ocurrir cuando el círculo primitivo de un engrane es más grande que el círculo primitivo del engrane con el que está emparejado, lo que resulta en una colisión física entre los dientes. La prevención de la interferencia es crucial para garantizar un funcionamiento suave y eficiente del sistema de transmisión. Los diseñadores utilizan diversas técnicas, como la modificación de perfiles de dientes, la elección adecuada de relaciones de engranajes y la aplicación de compensaciones geométricas, para minimizar o eliminar la interferencia y asegurar un rendimiento confiable y duradero del conjunto de engranajes [15].

1.3.9. Transmisión de potencia

La transmisión de potencia es un aspecto fundamental en la ingeniería mecánica que se refiere a la transferencia de energía mecánica desde una fuente a un receptor. Este proceso es esencial en una amplia gama de aplicaciones industriales y vehiculares, donde se utilizan diversos mecanismos para transmitir y controlar el movimiento. Entre los métodos comunes se encuentran las transmisiones por engranajes, cadenas, correas y poleas, así como sistemas más avanzados como transmisiones automáticas en vehículos. La eficiencia en la transmisión de potencia es crucial para optimizar el rendimiento de las máquinas y sistemas, minimizando pérdidas por fricción y asegurando una entrega efectiva de energía. Además, la selección adecuada de componentes, como engranajes, cojinetes y correas, juega un papel crucial en la transmisión eficiente y confiable de potencia en una variedad de contextos industriales y de transporte [7].

1.3.10. Bandas

La transmisión de potencia por banda es un método eficiente y versátil utilizado en maquinaria y sistemas industriales para transferir energía entre dos ejes. Este sistema se basa en el uso de bandas o correas que conectan poleas, permitiendo la transferencia de movimiento y potencia. Las bandas pueden ser de diferentes materiales, como goma o poliuretano, y están diseñadas para proporcionar una conexión flexible pero resistente. Este método de transmisión es apreciado por su capacidad para absorber choques y vibraciones, así como por su capacidad de ajuste en la transmisión de velocidades variables [8]. La transmisión por banda se utiliza ampliamente en una variedad de aplicaciones, desde sistemas de transmisión de automóviles hasta maquinaria industrial, destacando su eficacia y adaptabilidad en diferentes entornos.

1.3.11. Tipos de montaje de ejes y sus componentes mecánicos

Los tipos de montaje de ejes y sus componentes mecánicos desempeñan un papel crucial en la integridad y funcionalidad de sistemas de transmisión mecánica. Entre estos, los chaveteros y estriados son elementos esenciales para lograr una conexión segura y eficiente entre ejes y componentes asociados. Los chaveteros, comúnmente utilizados, son ranuras longitudinales mecanizadas en el eje y en el componente que se conectará a él, permitiendo la inserción de una chaveta para evitar el deslizamiento relativo. Por otro lado, los estriados son surcos o canales en forma de dientes que se fresan en el eje y en la pieza correspondiente, como poleas o piñones, facilitando una transmisión de potencia más precisa y eficiente. Ambos métodos de montaje ofrecen una alineación precisa, resistencia al torque y la capacidad de transmitir fuerzas significativas, siendo seleccionados según las necesidades específicas de diseño y aplicación [16].

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General

Diseñar y construir un prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas que permita al estudiante familiarizarse con el diseño de este tipo de elementos de máquinas

1.4.2. Objetivos específicos

- Analizar las especificaciones de los componentes del prototipo en base a las características de diseño propias de cada uno utilizando un ejemplo práctico de eje que posea engranes rectos y poleas como medio de transmisión de potencia.
- Diseñar los componentes del prototipo en base al análisis de sus especificaciones, modelando cada uno de los elementos para su posterior simulación.
- Construir los elementos del prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas según las especificaciones determinadas en el análisis y el diseño.
- Evaluar el funcionamiento del prototipo mediante un plan demostrativo que mida el nivel de interacción entre el usuario y el equipo.

CAPÍTULO II

METODOLOGÍA

2.1 Materiales

2.1.1 Filamento PLA

El filamento PLA (ácido poliláctico) para impresión 3D se clasifica como un polímero termoplástico biodegradable derivado de recursos renovables, principalmente almidón de maíz o caña de azúcar. Este material exhibe propiedades mecánicas y térmicas adecuadas para la fabricación de componentes específicos como engranajes y poleas en entornos de baja carga y velocidades moderadas [17].

Su estructura molecular lineal y su capacidad para formar cristales proporcionan una buena rigidez y resistencia al desgaste, características cruciales para la funcionalidad duradera en aplicaciones de transmisión de potencia. Además, el PLA posee una elevada estabilidad dimensional, minimizando deformaciones durante el proceso de impresión y preservando las tolerancias críticas requeridas para la eficiencia de los engranajes y poleas.

Es relevante destacar que, aunque el PLA presenta ciertas limitaciones en términos de resistencia térmica y carga, lo cual podría hacerlo menos idóneo para entornos exigentes, su biodegradabilidad y facilidad de impresión hacen de este material una opción atractiva para aplicaciones específicas, donde la sostenibilidad y la simplicidad de fabricación juegan un papel importante [18].

2.1.2 Acero AISI 1018

La selección adecuada de materiales desempeña un papel crucial en el diseño y construcción de elementos de máquinas, particularmente en el caso de ejes portadores de engranes rectos y poleas. Entre los materiales ampliamente utilizados para este propósito, el acero AISI 1018 emerge como una elección significativa debido a sus propiedades mecánicas, versatilidad y costos accesibles [20].

En el contexto específico de los ejes portadores de engranes rectos y poleas, el acero AISI 1018 se destaca por su capacidad para soportar cargas de torsión y flexión, características fundamentales en la transmisión eficiente de fuerza y movimiento. La conformidad del acero AISI 1018 con normativas de mecanizado y su respuesta favorable a tratamientos

térmicos permiten la fabricación de ejes de geometrías diversas, adecuándose así a las especificaciones particulares de los componentes del prototipo didáctico.

Al incorporar el acero AISI 1018 en la construcción de los ejes, se fomenta una sinergia entre las propiedades mecánicas del material y las exigencias funcionales del prototipo. El proceso de diseño debe tener en cuenta no solo la resistencia estructural del acero, sino también su capacidad para facilitar la manufactura de detalles precisos que caracterizan a los ejes portadores de engranes y poleas [21],[22].

Esta selección de material respalda el logro de los objetivos planteados en el presente proyecto, asegurando que los componentes del prototipo no solo cumplan con las especificaciones técnicas, sino que también proporcionen una plataforma efectiva para la familiarización de los estudiantes con el diseño y funcionamiento de elementos de máquinas clave.

Las propiedades Mecánicas del Acero AISI 1018 se presentan de forma detallada en la Tabla 1.

Tabla 1. Propiedades del acero AISI 1018 [21].

Propiedades físicas	Sistema métrico	Sistema inglés
Densidad	<u>7.87</u> g/cc	<u>0.284</u> lb/in ³
Propiedades mecánicas	Sistema métrico	Sistema inglés
Dureza, Brinell	143	143
Dureza, Knoop	163	163
Dureza, Rockwell B	78	78
Dureza, Vickers	149	149
Resistencia última a la tracción [Sut]	<u>475</u> MPa	<u>68900</u> psi
Resistencia a la fluencia [Sy]	<u>275</u> MPa	<u>39900</u> psi
Porcentaje de elongación	38 %	38 %
Reducción de área	62 %	62 %
Módulo de elasticidad	<u>200</u> GPa	<u>29000</u> ksi
Módulo de Bulk	<u>159</u> GPa	<u>23100</u> ksi
Coefficiente de Poisson	0.29	0.29
Maquinabilidad	52 %	52 %
Módulo de corte	<u>78.0</u> GPa	<u>11300</u> ksi

2.1.3 Equipos

Tabla 2. Equipos utilizados en el desarrollo del prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas.

Equipo y descripción	Imagen de referencia
<p>Computador: Dispositivo portátil de computación que combina pantalla, teclado y touchpad o ratón en una unidad compacta y fácilmente transportable con la capacidad adecuada para realizar cálculos y diseños del prototipo</p>	
<p>Calibrador pie de rey: Un calibrador pie de rey es un instrumento de medición de precisión utilizado para tomar medidas precisas de objetos, utilizando una escala graduada y una mandíbula móvil deslizable.</p>	
<p>Flexómetro: Un flexómetro es una herramienta de medición flexible y enrollable, generalmente hecha de una cinta metálica o de tela, utilizada para tomar medidas lineales con flexibilidad y portabilidad.</p>	
<p>Torno: Máquina herramienta utilizada en procesos de mecanizado para dar forma y crear piezas cilíndricas mediante la rotación de un material y el uso de herramientas de corte.</p>	

Impresora de filamento: Dispositivo que utiliza filamento de ácido poliláctico (PLA), un material biodegradable derivado de fuentes renovables como el maíz, para construir objetos tridimensionales capa por capa mediante la deposición sucesiva del material fundido.



Fresadora: Máquina que utiliza una herramienta giratoria para remover material de una pieza de trabajo colocada verticalmente en la mesa, permitiendo cortes y formas precisas.



Cortadora laser: Máquina que utiliza un láser controlado por computadora para cortar, grabar o marcar materiales con alta precisión.



2.2 Métodos

2.2.1 Investigación bibliográfica y aplicada.

La investigación bibliográfica desempeñará un papel crucial en el desarrollo de un prototipo didáctico para evaluar ejes portadores de engranes rectos y poleas. Desde la conceptualización hasta la implementación y evaluación, se utilizará para comprender el estado actual del conocimiento en el diseño de estos ejes, explorando investigaciones previas, normativas relevantes, avances tecnológicos y mejores prácticas. Además, será esencial en la identificación de componentes y materiales adecuados, explorando estudios sobre resistencia de materiales y propiedades mecánicas de engranes y poleas, facilitando decisiones informadas para garantizar la eficacia y durabilidad del prototipo. Durante la fase de diseño, la investigación bibliográfica se enfocará en identificar metodologías de

enseñanza efectivas en ingeniería mecánica, revisando estudios pedagógicos y estrategias educativas innovadoras.

En la fase de investigación aplicada, se llevará a cabo un análisis detallado de las especificaciones de los componentes del prototipo, considerando las características de diseño inherentes a cada uno. Se examinará un caso práctico de un eje que utilice engranes rectos y poleas como medio de transmisión de potencia, proporcionando una base sólida para el diseño posterior. Luego, se procederá al diseño de los componentes del prototipo, utilizando la información derivada del análisis de especificaciones, asegurando que el diseño sea coherente con las necesidades educativas y técnicas del prototipo.

La construcción del prototipo seguirá las especificaciones determinadas en las fases de análisis y diseño. Se utilizarán técnicas y materiales que reflejen de manera precisa las propiedades mecánicas y estructurales de los ejes portadores de engranes rectos y poleas. La aplicación de la investigación aplicada en esta etapa garantizará que el prototipo sea fiel a las expectativas y funcione de manera óptima.

Finalmente, la evaluación del funcionamiento del prototipo se llevará a cabo mediante un plan demostrativo diseñado para medir el nivel de interacción entre el usuario y el equipo. Este plan demostrativo, basado en principios pedagógicos, permitirá evaluar la efectividad del prototipo como herramienta didáctica. La investigación aplicada contribuirá a la validación y mejora continua del prototipo, asegurando su eficacia en el proceso de aprendizaje sobre ejes portadores de engranes rectos y poleas.

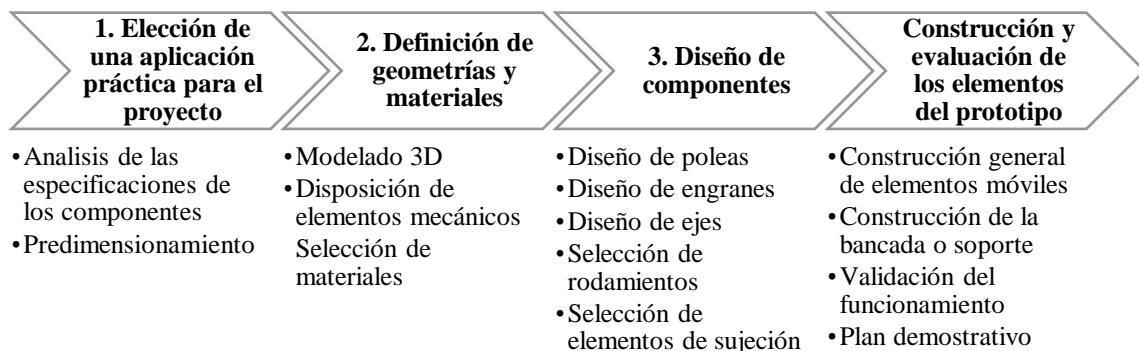


Figura 9. Diagrama de flujo planteado.

2.2.2 Recursos Institucionales

Para tener una perspectiva del tema de estudio en trabajos anteriores con temas afines realizados a nivel nacional y mundial, se hará uso de las múltiples fuentes de información

bibliográfica disponibles en las bases de datos y bibliotecas de la Universidad Técnica de Ambato.

2.2.3 Recursos materiales.

- Computadora
- Libros y bibliografía relacionada con el tema de estudio
- Documentos técnicos y normas
- Instrumentos de medición
- Papel
- Tinta
- Teléfono Inteligente
- Calibrador pie de rey
- Equipo de medición específicos
- Carpetas
- Equipos de protección personal
- Teléfono celular

2.2.4 Software

a) Software CAD

En el ámbito de la ingeniería mecánica y el diseño de prototipos, el empleo de software CAD (Diseño Asistido por Computadora) se presenta como un recurso fundamental para la materialización eficiente de conceptos teóricos en productos tangibles. Dentro del marco del presente trabajo de investigación, cuyo objetivo general implica el diseño y construcción de un prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranajes rectos y poleas, el software CAD emerge como una herramienta instrumental de gran relevancia [23].

El análisis pormenorizado de las especificaciones de los componentes del prototipo se inicia mediante la implementación de un ejemplo práctico de eje que incorpora engranajes rectos y poleas como medio de transmisión de potencia. En este contexto, el software CAD posibilita la representación tridimensional precisa de cada elemento, permitiendo un examen detallado de las características de diseño inherentes. La capacidad del software para modelar virtualmente estos componentes facilita la identificación de posibles

conflictos geométricos y la optimización de las formas, contribuyendo así a un diseño más eficiente y funcional [24].

Una vez completada la fase de análisis, el proceso de diseño de los componentes del prototipo se lleva a cabo en el entorno virtual proporcionado por el software CAD. La modelación detallada de cada elemento, guiada por las especificaciones derivadas del análisis previo, resulta esencial para la creación de representaciones digitales que reflejen con precisión las características estructurales y funcionales del prototipo. La posibilidad de visualizar y modificar iterativamente los diseños en el entorno virtual agiliza el proceso de toma de decisiones, permitiendo ajustes precisos conforme a los requerimientos específicos del proyecto.

Posteriormente, el software CAD desempeña un papel crucial en la fase de simulación. La capacidad de realizar análisis virtuales del comportamiento estructural y dinámico de los componentes modelados contribuye significativamente a la validación y refinamiento del diseño. Este enfoque predictivo reduce la necesidad de correcciones posteriores en la etapa de construcción física, optimizando tanto el tiempo como los recursos involucrados en el proceso. Finalmente, el software CAD facilita la transición del diseño virtual a la realidad mediante la generación de planos detallados y archivos compatibles con sistemas de fabricación asistida por computadora (CAM). Esta integración eficiente entre diseño y fabricación respalda la construcción precisa de los elementos del prototipo, conforme a las especificaciones determinadas en las fases de análisis y diseño [25].

b) Software de elementos finitos

En la etapa de diseño, el software CAE se convierte en una herramienta integral para la modelación de cada elemento del prototipo. La capacidad de representar virtualmente la geometría y propiedades materiales de los componentes facilita la visualización detallada, permitiendo ajustes y refinamientos iterativos. Asimismo, el software CAE posibilita la simulación anticipada de escenarios operativos, permitiendo la identificación proactiva de posibles puntos de fallo o áreas de mejora en la eficiencia del diseño [26]

Una vez establecido el diseño, el software CAE continúa desempeñando un papel clave en la fase de construcción. Mediante simulaciones de manufactura, se evalúa la factibilidad y eficiencia de los procesos de producción, contribuyendo a la optimización del plan de construcción física. Además, el software CAE facilita la generación de datos

y especificaciones para la fabricación asistida por computadora (CAM), asegurando la coherencia entre el diseño virtual y la realidad física del prototipo [27].

En la fase de evaluación del funcionamiento, el software CAE vuelve a ser protagonista al permitir simulaciones interactivas que modelan la interacción entre el usuario y el equipo. Este enfoque virtual de evaluación contribuye a la identificación de posibles mejoras en la usabilidad y eficacia del prototipo, guiando ajustes finales antes de la implementación física.

2.3 Diseño de componentes mecánicos

2.3.1 Teoría de desarrollo.

Esta sección detalla el método, procedimiento, teorías y criterios de fallas utilizados en el cálculo y diseño de los componentes de sistemas de transmisión de potencia, centrándose en el diseño de ejes portadores de poleas y engranajes rectos, así como en el montaje los mismos.

El cálculo de los ejes, engranajes y poleas se llevó a cabo mediante el análisis de catálogos y gráficos de diversos autores, que proporcionaron los valores necesarios para la correcta determinación y diseño de dichos componentes, así como la selección del material correspondiente. No obstante, para la selección de rodamientos, se adoptó un enfoque iterativo, y este documento presenta la solución final, basada en un catálogo reconocido en la industria, específicamente el del fabricante SKF.

Cabe destacar que la velocidad de salida del reductor de velocidades no reviste una relevancia significativa en este contexto, ya que el enfoque del proyecto se centra en el diseño de ejes y sus componentes, excluyendo el diseño integral de la caja de reducción de velocidades. Este caso práctico ilustra claramente la aplicación de componentes fundamentales en el ámbito de este proyecto.

2.3.2 Datos iniciales

Potencia del motor	$P = 10 \text{ hp}$
Velocidad de entrada	$n_0 = 800 \text{ rpm}$
Ángulo de presión	$\theta = 20^\circ$
Número de ejes	4

2.3.3 Disposición entre componentes y ejes.

La disposición elegida es la que se muestra en la Figura 10.

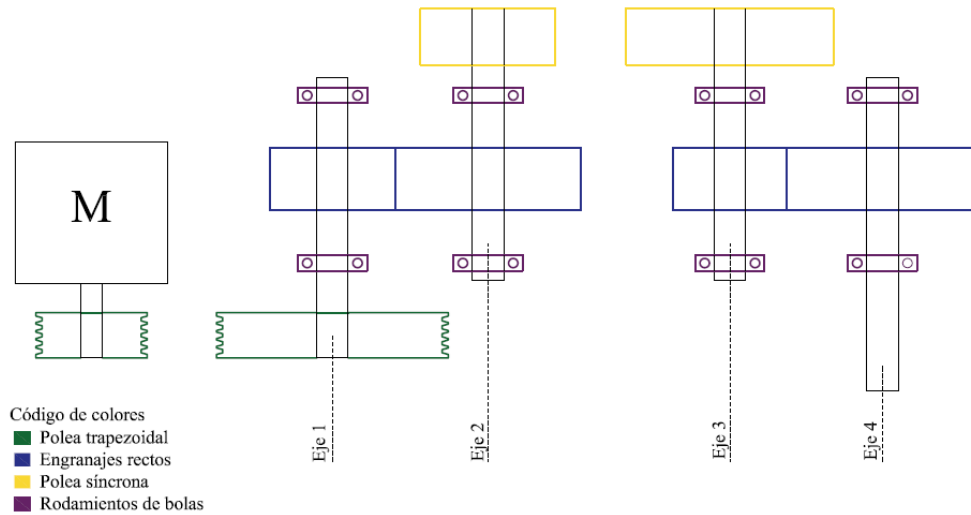


Figura 10. Disposición elegida de los ejes y sus componentes.

2.3.4 Diseño de engranes rectos y poleas.

2.3.4.1 Diseño de polea y selección de bandas.

Los datos de entrada para el diseño y selección de bandas es la velocidad que entrega el motor, 800 rpm y la relación de transmisión $SR = 1.2$, por otra parte, para encontrar la velocidad del eje 1 empleamos la ecuación 1 [28].

$$n_1 = \frac{n_0}{SR} \quad 1$$

Donde:

n_0 : Velocidad del motor [rpm]

n_1 : Velocidad en el eje 1 [rpm]

SR : Relación de velocidad.

Entonces la velocidad en el eje 1 será:

$$n_1 = \frac{800 \text{ rpm}}{1.2} = 666.667 \text{ rpm}$$

Para la selección de bandas en V es recomendable guiarse en el paso a paso dictaminado por el catálogo con el que se esté trabajando. Para este proyecto se usó el catálogo de Mitsuboshi.

2.3.4.1.1 Factor de servicio K_s

Para determinar el factor de servicio se hace uso de la ecuación 2 [7].

$$K_s = K_o + K_i + K_e \quad 2$$

Donde:

K_s : Factor de servicio.

K_o : Factor de corrección de servicio (Tabla 3)

K_i : Factor de corrección de la rueda loca (Tabla 4)

K_e : Factor de corrección del entorno (Tabla 5)

El valor para el factor de corrección de servicio (K_o) es igual a 1.4 teniendo en cuenta que la potencia máxima del motor es < 300% la potencia nominal, para un tiempo de ejecución de entre 8 y 12 horas/día según la Tabla 3.

Tabla 3. Factor de corrección de servicio (K_o) [7]

Driven Machine	Driving unit / Motor					
	Max power \leq 300% of rated power			Max power > 300% of rated power		
	AC motors, single and three-phase with star-delta start. DC shunt-wound motors. Multiple cylinder internal combustion engines.			AC motors, single and three-phase, series wound, slip-ring motors with direct start. DC motors, series and compound wound. Single cylinder internal combustion engines.		
	Running time (hrs./day)			Running time (hrs./day)		
	3 - 5	8 - 12	16 - 24	3 - 5	8 - 12	16 - 24
<ul style="list-style-type: none"> ● Agitator for liquid ● Small centrifugal blower ● Fan up to 7.5 kW ● Light-duty conveyor 	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
<ul style="list-style-type: none"> ● Belt conveyor (for sand, grain, etc.) ● Dough mixer ● Fan over 7.5 kW ● Generator ● Machine tool ● Punching machine ● Pressing machine ● Shearing machine ● Printing machine ● Positive displacement rotary pump ● Vibrating and rotary screen 	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
<ul style="list-style-type: none"> ● Brick-making machinery ● Bucket elevator ● Piston compressor ● Screw conveyor ● Hammer mill ● Hollander ● Piston pump ● Positive displacement blower ● Crusher ● Woodworking machinery ● Textile machinery 	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
<ul style="list-style-type: none"> ● Gyratory and jaw-roll crusher ● Mill (ball/rod) ● Hoist (heavy load) ● Rolling mill, calender etc, for the rubber and plastic industry 	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Para el factor de corrección de la rueda loca (K_i) se toma un valor de 0 (Tabla 4) esto porque posee un lado flojo y la ubicación será dentro de la correa.

Tabla 4. Factor de corrección de la rueda loca (K_i) [7]

Location of Idler	Ki
Belt slack side, inside of belt	0.0
Belt slack side, outside of belt	0.1
Belt tight side, inside of belt	0.1
Belt tight side, outside of belt	0.2

El valor del factor de corrección del entorno es igual a 0.2 (Tabla 5) para arranques y paradas frecuentes de la máquina.

Tabla 5. Factor de corrección del entorno (K_e) [7]

Environmental condition	K_e
Frequent start and stop of machine	0.2
Hard to conduct maintenance checkup	0.2
Dusty environment	0.2
High temperature	0.2
Oil or water splashing	0.2

Por lo tanto, con todos estos valores determinados, procedemos a reemplazarlos en la ecuación 2. Entonces

$$K_s = 1.4 + 0 + 0.2 = 1.6$$

2.3.4.1.2 Potencia de diseño (P_d)

La potencia de diseño resulta del producto entre la potencia del motor en kW y el factor de servicio K_s , ecuación 3.

$$P_d = K_s * P \quad 3$$

Donde:

K_s : Factor de servicio.

P : Potencia del motor [kW]

Aplicando la ecuación 3 tenemos un valor para P_d de:

$$P_d = 1.6 * 7.457 \text{ kW}$$

$$P_d = 11.931 \text{ kW}$$

2.3.4.1.3 Selección del tipo de banda

De la Figura 11 se selecciona el tipo de correa ingresando con los valores de potencia de diseño y la velocidad de giro en la polea más pequeña.

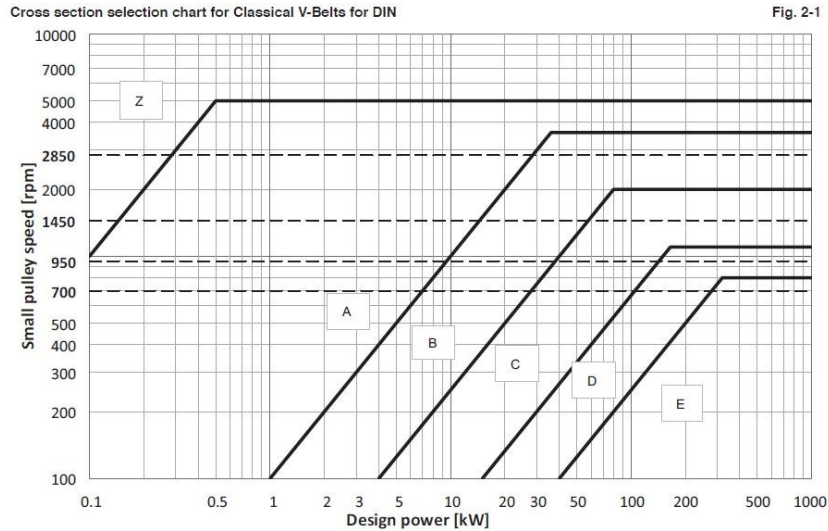


Figura 11. Selección de correas para correas trapezoidales [7].

La banda seleccionada es de tipo B, a continuación, de la Tabla 6 seleccionamos el diámetro de la patea pequeña.

Tabla 6. Selección del diámetro de patea [7].

B/17-Section Power Rating

Table 2-24

small pulley speed n_d (rpm)	Basic power rating for small pulley datum diameter : P_s														Additional power rating for speed ratio (P_a)				
	Small pulley datum diameter dd (mm)														Speed ratio				
	112	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212	224	236	250	280	1.01 to 1.05	1.06 to 1.26	1.27 to 1.57	1.57<
800	1.63	2.16	2.44	2.76	3.16	3.56	3.95	4.33	4.72	5.10	5.55	5.99	6.43	6.94	8.01	0.03	0.21	0.30	0.37

El diámetro de la patea pequeña será de $dd = 150 \text{ mm}$, para el cálculo del diámetro de la patea grande hacemos uso de la ecuación 4[7].

$$DD = dd(SR) \quad 4$$

Entonces el diámetro de la patea grande es.

$$DD = 150(1.2) = 180\text{mm}$$

2.3.4.1.4 Cálculo de la longitud del cinturón

Se deberá determinar la longitud de referencia provisional de la correa utilizando la ecuación 5.

$$L'_d = 2C' + \frac{\pi}{2}(DD + dd) + \frac{(DD - dd)^2}{4C'} \quad 5$$

Donde:

L'_d : Longitud de referencia provisional de la correa [mm]

C' : Distancia entre centros asumida igual a 250 mm.

DD : Diámetro de polea grande [mm].

dd : Diámetro de polea pequeña [mm].

Entonces.

$$L'_d = 2(250 \text{ mm}) + \frac{\pi}{2}(180 \text{ mm} + 150 \text{ mm}) + \frac{(180 \text{ mm} - 150 \text{ mm})^2}{4(250 \text{ mm})}$$

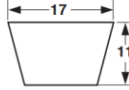
$$L'_d = 1019.263 \text{ mm}$$

Una vez calculado este dato, nos dirigimos a la Tabla 7 para seleccionar el código de la correa en base a la longitud de referencia provisional, seleccionamos la banda con la longitud más próxima a la calculada.

Tabla 7. Bandas clásicas tipo V[7].

Classical V-Belts for DIN 2215 / ISO 4184 Table 1-2

B/17, BX



Belt indication
B 59
 Cross Section: B, Belt Code(inch): 59

B-Section					
Belt Code	Inner length Li (mm)	Datum length Ld (mm)	Belt Code	Inner length Li (mm)	Datum length Ld (mm)
38	965	1008	88	2240	2283
39	991	1034	89	2260	2303

Se selecciona una banda con la designación B39 con una longitud de 1034 mm este es el valor más próximo al calculado, en la ecuación 6 [7], encontramos la distancia entre centros real entre poleas.

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(DD - dd)^2}}{8} \quad 6$$

Donde b se calcula bajo la siguiente expresión:

$$b = 2L_d - \pi(DD + dd) \quad 7$$

Entonces:

$$b = 2(1034) - \pi(180 + 150)$$

$$b = 1031.274 \text{ mm}$$

La distancia entre centros real es:

$$C = \frac{1031.274 + \sqrt{(1031.274)^2 - 8(180 - 150)^2}}{8}$$

$$C = 257.382 \text{ mm}$$

2.3.4.1.5 Cálculo del número correas requerido

Para determinar el número requerido de bandas, nos guiamos de la ecuación 8 [7].

$$n_b = \frac{P_d}{P_c} \quad 8$$

Para encontrar todas las interrogantes se siguió el siguiente camino:

$$P_c = (P_s + P_a) * k_c \quad 9$$

$$k_c = \frac{P_c}{(P_s + P_a)} \quad 10$$

$$k_c = k\theta * k_\ell \quad 11$$

La relación para la obtención del factor por Angulo de contacto $k\theta$ esta descrita en la ecuación 12.

$$\frac{DD - dd}{C} \quad 12$$

Donde:

n_b : Número de bandas requerido

P_d : Potencia de diseño

P_c : Potencia permisible de la banda.

P_s : Potencia nominal por banda, (Tabla 6).

P_a : Potencia adicional para relación de velocidad, (Tabla 6).

k_c : Factor de coerción potencia nominal.

$k\theta$: Factor por ángulo de contacto, (Tabla 8).

C : Distancia entre centros real [mm].

DD : Diámetro de polea grande [mm].

dd : Diámetro de polea pequeña. [mm].

De la Tabla 6 tenemos los valores tanto para la potencia nominal por banda (P_s) como para potencia adicional para relación de velocidad (P_a) [7].

Obtenemos un valor $P_s = 3.16 \text{ kW}$ y $P_a = 0.21 \text{ kW}$

El valor del factor por ángulo de contacto lo obtenemos ingresando en la Tabla 8 con el valor de la ecuación 12, tal como se muestra a continuación:

$$\frac{DD - dd}{C} = \frac{180 - 150}{257.382} = 0.117$$

Tabla 8. Factor por ángulo de contacto [7].

$\frac{Dd-dd}{C}$	Contact angle on small pulley $\theta(^{\circ})$	k_{θ}
0.00	180	1.00
0.10	174	0.99
0.20	169	0.97
0.30	163	0.96
0.40	157	0.94
0.50	151	0.93
0.60	145	0.91
0.70	139	0.89
0.80	133	0.87
0.90	127	0.85
1.00	120	0.82
1.10	113	0.80
1.20	106	0.77
1.30	99	0.73
1.40	91	0.70
1.50	83	0.65

Para encontrar este valor también debemos recurrir a una interpolación.

Tabla 9. Cálculo de k_{θ} bajo interpolación.

$\frac{D - d}{C}$	k_{θ}
0.1	0.99
0.117	X
0.2	0.97

Obtenemos un valor para $k_{\theta} = 0.9867$

Por último, solo resta localizar el valor para k_l , valor que lo encontramos en la tabla 10

Tabla 10. Factor de corrección de longitud de correa para correas clásicas[7].

Length designation					
	A	B	C	D	E
20 ~ 25	0.77	0.72			
26 ~ 30	0.82	0.76			
31 ~ 34	0.85	0.79			
35 ~ 37	0.87	0.81	0.71		
38 ~ 41	0.89	0.83	0.73		
42 ~ 45	0.91	0.85	0.75		
46 ~ 50	0.93	0.87	0.77		
51 ~ 54	0.94	0.89	0.78		
55 ~ 59	0.96	0.91	0.80		
60 ~ 67	0.98	0.93	0.82		
68 ~ 74	1.01	0.95	0.84		
75 ~ 79	1.03	0.97	0.86		
80 ~ 84	1.04	0.98	0.87		
85 ~ 89	1.05	0.99	0.89		
90 ~ 95	1.07	1.01	0.90		

Para una banda de designación B 39 de la tabla obtenemos un valor $k_l = 0.83$

Con la ecuación 10, encontramos el valor para K_c , así:

$$k_c = k\theta * k_\rho$$

$$k_c = 0.9867 * 0.83 = 0.819$$

Con todos los datos ya localizados procedemos a reemplazar cada uno de ellos en las ecuaciones 8 y 9 respectivamente. Entonces.

$$P_c = (3.16 + 0.21) * 0.819$$

$$P_c = 2.76 \text{ kW}$$

$$n_b = \frac{11.931 \text{ kW}}{2.76 \text{ kW}} = 4.3 \approx 4 \text{ bandas}$$

Ya que se trata de un prototipo se optará por reducir el número de bandas a 2 dado que se busca solamente una representación en base a un diseño real y el motor con el que se trabajará será de menores proporciones.

2.3.4.2 Diseño del primer tren de engranes.

Se sabe que el piñón se encuentra montado en el eje 1, mientras que la rueda está ubicada en el eje 2. La relación de velocidades establecida es $m_G = 1.2$, con un ángulo de presión $\theta = 20^\circ$.

En el diseño de engranajes, se intenta evitar la interferencia entre los dientes. Para abordar este aspecto la ecuación 13[29], esta permite estimar el número de dientes mínimo para el piñón con relación de velocidad establecida.

$$N_p = \frac{2 * k}{(1 + 2m_G)sen^2\theta} (m_G + \sqrt{m_G^2 + (1 + 2m_G)sen^2\theta}) \quad 13$$

Donde:

N_p = Número de dientes del piñón.

k = Constante de longitud del diente y es igual a 1 para una profundidad completa y 0.8 en dientes cortos.

θ = Ángulo de presión.

m_G = Relación de velocidad

Aplicando la ecuación 13 tenemos un número de dientes mínimo para el piñón de:

$$N_p = \frac{2 * 1}{(1 + 2(1.2))sen^2(20)} \left(1.2 + \sqrt{(1.2)^2 + (1 + 2(1.2))sen^2(20)} \right)$$

$$N_p = 8.18 \text{ dientes} \approx 9 \text{ dientes}$$

Por lo tanto, el número de dientes mínimo para un piñón con dicha relación de velocidades es de 9.

Una vez con el número de dientes del piñón, nos dirigimos a la Tabla 11 para revisar cual es el número máximo de dientes en la rueda que se podría acoplar al piñón sin que se produzca interferencia.

Tabla 11. Número de dientes del piñón, para evitar interferencia [29].

Para piñón de 20°, profundidad total, engranado con un engrane	
Numero de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
17	1309
16	101
15	45
14	26
13	16

Suponiendo que se escogiese un numero de dientes para el piñón entonces procedemos a hacer el cálculo para verificar la validez de los valores con la ecuación 14 [6].

$$N_G = \frac{N_p^2 sen^2\theta - 4k^2}{4k - 2N_p sen^2\theta} \quad 14$$

Se selecciona un número de dientes para el piñón de $N_p = 15$, entonces tenemos un número de dientes máximo de la rueda de:

$$N_G = \frac{(15)^2 \text{sen}^2(20) - 4(1)^2}{4(1) - 2(15)\text{sen}^2(20)}$$

$$N_{G \text{ max}} = 45 \text{ dientes}$$

Calculamos el número de dientes permitido de la rueda en base a la ecuación 15 [29]. Si este sobrepasa el permitido, se deberá reducir la relación de velocidades u optar por un número de dientes mayor para el piñón.

$$N_G = N_p * m_G \quad 15$$

Por tanto:

$$N_G = 15 * 1.2$$

$$N_G = 18 \text{ dientes}$$

Para este diseño se seleccionó un módulo de 6 mm, de la Tabla 12 se selecciona el paso diametral normalizado para dicho modulo.

Tabla 12. Módulos normalizados [28]

Modulo (mm)	P_d normalizado más cercano (dientes/in)
2	12
2.5	10
3	8
4	6
5	5
6	4

Los engranes rectos serán dimensionados en base al paso diametral normalizado de:

$$P_d = 4 \frac{\text{dientes}}{\text{in}} \left[0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}} \right]$$

2.3.4.2.1 Parámetros para el diseño del primer tren de engranes.

Diámetro de paso: El diámetro de paso (d_p) se calcula dividiendo el número de dientes para el paso diametral normalizado, como se muestra en la ecuación 16 [28].

$$d_p = \frac{N}{P_d} \quad 16$$

Piñón	Rueda
$d_p = \frac{15 \text{ dientes}}{0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}}$	$d_G = \frac{18 \text{ dientes}}{0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}}$
$d_p = 95.25 \text{ mm}$	$d_G = 114.3 \text{ mm}$

Distancia entre centros: La distancia entre centros (C) involucra la sumatoria de los radios del par de engranes (ecuación 17) [28]

$$C = r_p + r_G \tag{17}$$

$$C = \frac{95.25 \text{ mm}}{2} + \frac{114.3 \text{ mm}}{2}$$

$$C = 104.775 \text{ mm}$$

Diámetro exterior por engrane [28]:

$$d_e = \frac{N + 2}{P_d} \tag{18}$$

Piñón	Rueda
$d_{ep} = \frac{N_p + 2}{P_d}$	$d_{eG} = \frac{N_G + 2}{P_d}$
$d_{ep} = \frac{15 \text{dientes} + 2}{0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}}$	$d_{ep} = \frac{18 \text{ dientes} + 2}{0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}}$
$d_{ep} = 107.95 \text{ mm}$	$d_{eG} = 127 \text{ mm}$

Diámetro base[28]:

$$d_b = d_p \cos \theta \tag{19}$$

Piñón	Rueda
$d_{bp} = d_p \cos \theta$	$d_{bG} = d_G \cos \theta$
$d_{bp} = 95.25 \text{ mm} \cos 20$	$d_{bG} = 114.3 \text{ mm} \cos 20$
$d_{bp} = 89.506 \text{ mm}$	$d_{bG} = 107.407 \text{ mm}$

Adendum: El adendum (a) no es nada más que el inverso del paso diametral ecuación 20 [28].

$$a = P_d^{-1} \tag{20}$$

$$a = \frac{1}{0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}}$$

$$a = 6.35 \text{ mm}$$

Dedendum: El dedendum (b) es la relación de 1.25 sobre el paso diametral. (Ecuación 21) [28].

$$b = \frac{1.25}{P_d} \quad 21$$

$$b = \frac{1.25}{0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}}$$

$$b = 7.938 \text{ mm}$$

Profundidad del diente: la profundidad del diente (h_t) es la sumatoria entre el adendum y el dedendum [28].

$$h_t = a + b \quad 22$$

$$h_t = (6.35 + 7.938) \text{ mm}$$

$$h_t = 14.288 \text{ mm}$$

Diámetro de fondo[28]:

$$d_{fp} = d_p - 2b \quad 23$$

Piñón

$$d_{fp} = d_p - 2b$$

$$d_{fp} = 95.25 \text{ mm} - 2(7.938 \text{ mm})$$

$$d_{fp} = 79.375 \text{ mm}$$

Rueda

$$d_{fG} = d_G - 2b$$

$$d_{fG} = 114.3 \text{ mm} - 2(7.938 \text{ mm})$$

$$d_{fG} = 98.425 \text{ mm}$$

Velocidad del piñón: Esta velocidad (n_p) es la misma que la velocidad del eje 1. Por lo tanto $n_p = 666.667 \text{ rpm}$

Velocidad de la rueda: este cálculo resulta de la relación entre la velocidad del piñón para la relación de velocidad, tal como se muestra en la ecuación 1.

$$n_G = \frac{n_p}{SR}$$

$$n_G = \frac{666.667 \text{ rpm}}{1.2}$$

$$n_G = 555.556 \text{ rpm}$$

Velocidad de la línea de paso: Esta velocidad (v_t) es el producto entre el radio del diámetro de paso y la velocidad en el eje 1 en rad/s [29].

$$v_t = \frac{d_p}{2} (\omega_p) \quad 24$$

$$\omega_p = \frac{666.667 \text{ rev}}{\text{min}} \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 69.81 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$v_t = \frac{0.09525 \text{ m}}{2} \left(69.81 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$$

$$v_t = 3.32 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ancho de cara: debe cumplir con la siguiente condición

$$\frac{8}{P_d} < F < \frac{16}{P_d}$$

Tomando un ancho de cara nominal ecuación 25 [6], tenemos que:

$$F = \frac{12}{P_d} \quad 25$$

$$F = \frac{12}{0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}} = 76.2 \text{ mm}$$

2.3.4.3 Selección de bandas y poleas síncronas

Como punto de partida tomamos la velocidad de entrada que nos otorga el eje 2 misma que es igual a 555.556 rpm, con una relación de transmisión $SR = 1.2$, con estos datos ya podemos encontrar la velocidad de salida en el eje 3.

Para el cálculo de la velocidad en el eje 3 se hace uso de la ecuación 1, dicha ecuación se puede aplicar para todas las relaciones de velocidad.

La velocidad de entrada en el eje 3 se calcula de la siguiente manera:

$$n_3 = \frac{n_2}{SR}$$

Entonces, la velocidad para el eje 3 es de:

$$n_3 = \frac{555.556 \text{ rpm}}{1.2} = 462.963 \text{ rpm}$$

La potencia de diseño en la banda síncrona [30], se calcula con la siguiente ecuación:

$$P_d = K_s * P \quad 26$$

Donde:

P_d : Potencia de diseño [hp]

K_s : Factor de servicio (Tabla 13).

P : Potencia del motor [hp].

Tabla 13. Factores de servicio básicos para máquinas [30].

TIPO		FACTOR
Agitadores, batidores (Pala o propulsor)	Líquido	1.6
	Semilíquido	1.7
Maquinaria de panadería	Batidoras de masa	1.6
Maquinaria para ladrillos y barro	Taladros, batidoras y granuladores	1.7
	amasaderas	2.0
Centrifugadoras		1.9
Compresores	Recíprocos	2.2
	centrífugos	1.7
Transportadores	Banda, carga ligera;	1.5
	banda para horno; mineral, carbón,	1.7
	apron cangilón, espiral, helicoidal	1.8
Ventiladores, Sopladores	Centrífugos, propulsor, ventiladores	1.8
	para minas, sopladores positivos	2.0
Generadores y excitadores		1.8
Molinos para de martillos		1.9
Grúas, elevadores		1.8
Maquinaria para lavanderías	General	1.6
	Extractores, lavadoras	1.8
Eje de línea		1.7
Máquinas herramientas	Taladros, tornos	1.6
	máquinas de tornillo, esme-	1.7
	ril fresadoras, cepillos, troque-	1.7
Molinos	Bola, varilla, granulo, etc.	2.2
Maquinaria para papel	Agitadores, calandrias, secadoras,	1.6
	desfibradoras, bombas nash	1.9
Maquinaria para imprentas	Imprentas, periódicos, rotativas, planas, revista; máquinas de linotipo, cortadoras, plegadoras	1.6
Bombas	Centrífugas, engranes rotarios,	1.7
	tubular, recíprocas	2.2
Maquinarias para plantas de hule		1.8
Maquinarias para aserraderos		1.8

Según el tipo de maquina el valor para la potencia de diseño será de $K_s = 1.9$ (asumiendo que es para molinos para de martillos) Entonces.

$$P_d = 1.9 * 10 \text{ hp} = 19 \text{ hp}$$

Con el valor de P_d calculado y la velocidad del motor, nos dirigimos a la Figura 12 para determinar el paso de nuestra correa.

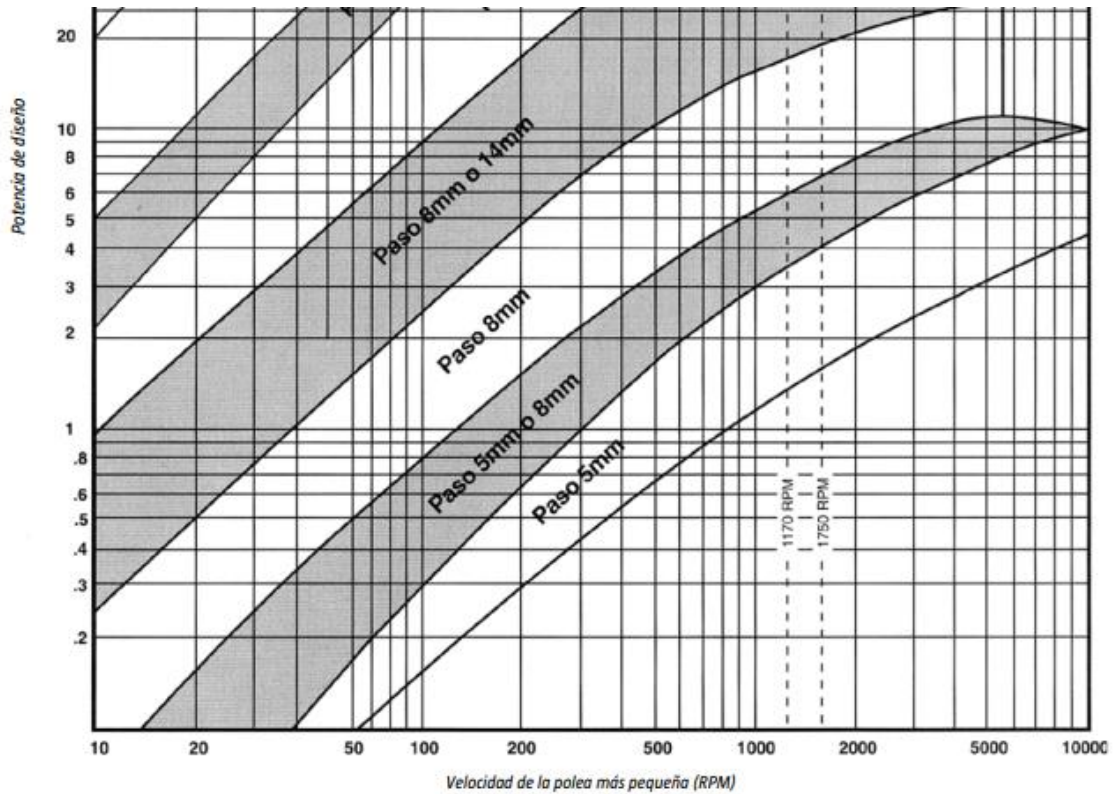


Figura 12. Paso de la correa [30].

El paso de la correa seleccionada se encuentra en el punto de 8 mm o 14 mm, se ha seleccionado un paso de 14 mm, por lo tanto, la designación será 14M.

En la Figura 13 se encuentra la distancia entre centros, para ello se ingresa con la designación del código de la correa (14 M), la relación de velocidad ($SR = 1.2$), y el número de dientes para la polea motriz (40) y la conducida (48).

Combinación de Poleas		Distancias de centros nominales mm/pulg.																						
Relación de velocidades	Motriz No. Dientes	Impulsora No. Dientes	Designación de código de la correa mm/pulg.																					
			966	1190	1400	1610	1778	1890	2100	2310	2450	2590	2900	3150	3360	3500	3850	4326	4578	4956	5320	5740	6100	6860
1.20	60	72	38.03	46.85	55.12	63.39	70.00	74.41	82.68	90.94	98.46	101.97	110.24	124.02	132.28	137.80	151.17	170.31	180.24	195.12	209.45	225.98	242.52	270.08
	40	48	286.4	394.6	498.7	580.7	636.8	741.8	846.8	916.8	986.8	1091.9	1266.9	1371.9	1441.9	1616.9	1854.9	1980.9	2169.9	2352.0	2561.9	2772.0	3122.0	3222.0
	30	36	251.3	363.8	468.3	57	13.9	81.9	923.9	933.9	1083.9	1168.9	1343.9	1449.0	1518.9	1693.9	1932.0	2058.0	2247.0	2420.0	2639.0	2849.0	3199.0	3199.0
			9.91	14.32	18.46	22.60	25.07	28.20	33.34	36.10	38.85	42.99	49.88	54.01	56.77	63.66	73.03	77.99	85.43	92.60	100.86	109.13	122.91	122.91
								8.11	32.24	36.37	39.13	41.89	46.02	52.91	57.05	59.80	66.69	76.06	81.02	88.46	95.63	103.90	112.17	125.95

Figura 13. Distancia entre centros [30].

La distancia entre centros según los criterios antes mencionados es de:

$$C = 391.6 \text{ mm}$$

Se selecciona un ancho de 55 mm de ancho de la correa (Figura 14) debido a que la polea de 40 dientes con dicha holgura transmite alrededor de 27 hp a 555.556 rpm

RANGO DE HP — 55mm (2.17 pulg.) ancho de correa (14M-55)																	
No. de Dientes	28	29	30	32	34	36	38	40	44	48	52	56	60	64	68	72	80
D.P. mm pulg.	124.78 4.912	129.23 5.088	133.69 5.236	142.60 5.614	151.52 5.965	160.43 6.316	169.34 6.667	178.25 7.018	196.08 7.720	213.90 8.421	231.73 9.123	249.55 9.825	267.38 10.527	285.21 11.229	303.30 11.930	320.88 12.632	356.61 14.036
RPM DE LA POLEA MENOR	10	0.35	0.36	0.37	0.40	0.42	0.44	0.46	0.49	0.52	0.55	0.58	0.61	0.64	0.67	0.70	0.74
	20	0.69	0.72	0.74	0.79	0.82	0.85	0.88	0.92	0.96	1.00	1.04	1.08	1.12	1.16	1.20	1.25
	40	1.39	1.44	1.49	1.59	1.68	1.77	1.86	1.95	2.04	2.13	2.22	2.31	2.40	2.49	2.58	2.67
	60	2.08	2.16	2.23	2.38	2.49	2.59	2.69	2.78	2.87	2.96	3.05	3.14	3.23	3.32	3.41	3.50
	100	3.47	3.60	3.72	3.97	4.14	4.31	4.48	4.65	4.82	4.99	5.16	5.33	5.50	5.67	5.84	6.01
	200	6.94	7.19	7.44	7.84	8.28	8.72	9.16	9.60	10.04	10.48	10.92	11.36	11.80	12.24	12.68	13.12
	300	9.53	10.00	10.54	10.93	11.32	11.71	12.10	12.49	12.88	13.27	13.66	14.05	14.44	14.83	15.22	15.61
	400	11.69	12.39	13.14	13.79	14.32	14.85	15.38	15.91	16.44	16.97	17.50	18.03	18.56	19.09	19.62	20.15
	500	13.68	14.60	15.55	16.47	17.32	18.19	19.06	19.93	20.80	21.67	22.54	23.41	24.28	25.15	26.02	26.89
	600	15.54	16.67	17.82	19.00	20.21	21.42	22.63	23.84	25.05	26.26	27.47	28.68	29.89	31.10	32.31	33.52
	700	17.29	18.62	19.96	21.41	22.88	24.35	25.82	27.29	28.76	30.23	31.70	33.17	34.64	36.11	37.58	39.05
	800	18.95	20.47	21.99	23.71	25.42	27.13	28.84	30.55	32.26	33.97	35.68	37.39	39.10	40.81	42.52	44.23
	870	20.07	21.71	23.36	25.26	27.16	29.06	30.96	32.86	34.76	36.66	38.56	40.46	42.36	44.26	46.16	48.06
	1000	22.06	23.93	25.78	28.02	30.19	32.36	34.53	36.70	38.87	41.04	43.21	45.38	47.55	49.72	51.89	54.06
	1160	24.38	26.50	28.58	31.21	33.58	35.95	38.32	40.69	43.06	45.43	47.80	50.17	52.54	54.91	57.28	59.65
	1200	24.95	27.12	29.26	31.97	34.38	36.79	39.20	41.61	44.02	46.43	48.84	51.25	53.66	56.07	58.48	60.89
	1400	27.66	30.07	32.45	35.60	38.55	41.50	44.45	47.40	50.35	53.30	56.25	59.20	62.15	65.10	68.05	71.00
1600	30.22	32.81	35.38	38.92	43.24	47.56	51.88	56.20	60.52	64.84	69.16	73.48	77.80	82.12	86.44	90.76	
1750	32.06	34.75	37.42	41.22	45.54	50.36	55.18	59.99	64.81	69.63	74.45	79.27	84.09	88.91	93.73	98.55	
2000	35.02	37.75	40.53	44.65	49.31	54.37	59.43	64.49	69.55	74.61	79.67	84.73	89.79	94.85	99.91	104.97	
2400	39.63	42.04	44.77	49.15	53.12	57.09	61.06	65.03	69.00	73.97	78.94	83.91	88.88	93.85	98.82	103.79	
2800	44.69	45.89	48.15	52.38	55.85	59.60	63.35	67.10	70.85	74.60	78.35	82.10	85.85	89.60	93.35	97.10	
3200		50.18	51.23	54.28	57.06	59.80	62.54	65.28	68.02	70.76	73.50	76.24	78.98	81.72	84.46	87.20	
3500			53.78	55.34	57.10	58.85	59.76										
4000				57.22	57.30												

Figura 14. Selección del ancho de la correa [30].

De la Figura 14 podemos extraer el diámetro de paso para ambas poleas, como se muestra a continuación:

Diámetro de paso de la polea motriz, con un número de dientes igual a 40:

$$d_{w1} = 178.25 \text{ mm}$$

Diámetro de paso de la polea conducida, con un número de dientes igual a 48:

$$d_{w2} = 213.90 \text{ mm}$$

En la Figura 15 se muestra la designación para la correa dentada aquí encontramos el número de dientes y la longitud total de la correa.

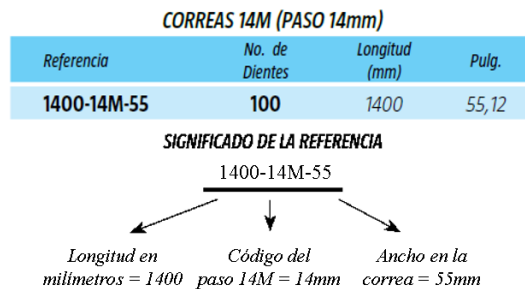


Figura 15. Designación de la correa dentada [30].

En la Tabla 14 se muestra la designación tanto para la polea motriz como para la polea impulsada, en conjunto con de la correa.

Tabla 14. Designación de la correa y las poleas.

Selección	Designación
Polea motriz	40-14M-55
Polea impulsada	48-14M-55
Correa	1400-14M-55

Una vez con las designaciones ya especificadas, nos dirigimos a la Figura 16 para encontrar los diámetros tanto para la polea motriz, así también como para la polea impulsada.

Dientes	Diámetro exterior en milímetros			
	5M Paso 5mm	8M Paso 8mm	14M Paso 14m	20M Paso 20m
40	62,52	100,49	175,49	250,35
48	75,25	120,86	211,11	301,28

Figura 16. Diámetros de las poleas [30].

2.3.4.3.1 Verificación de resultados

Se realizó una comparativa haciendo uso de las ecuaciones presentes en [31] con los valores obtenidos de tablas según el catálogo de Intermec, las ecuaciones se muestran a continuación.

$$l_b = p * z_B \quad 27$$

$$C = \frac{p}{4} * \left[z_B - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(z_B - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - \frac{2}{\pi} * (Z_2 - Z_1)^2} \right] \quad 28$$

$$d_w = \frac{Z_{1-2} * p}{\pi} \quad 29$$

$$d_k = d_w - 2u \quad 30$$

Donde:

l_b : Longitud de la correa [mm].

p : Paso de la correa [mm].

z_B : Número de dientes de la correa.

Z : Número de dientes de la polea motriz.

Z_2 : Número de dientes de la polea conducida.

d_w : Diámetro de paso en la polea[mm].

d_k : Diámetro exterior en la polea [mm]

u : La distancia entre el centro del elemento tensor y la de la correa, Tabla 15.

Tabla 15. Valores de u para bandas HDT [31].

Pitch designation	p_b mm	h_s mm	h_t mm	h_d mm	u mm	Remarks
HTD2 M	2.0	1.5	0.70	–	0.250	–
HTD3 M	3.0	2.4	1.20	3.2	0.380	–
HTD5 M	5.0	3.6	2.10	5.4	0.570	–
HTD8 M	8.0	6.0	3.38	8.1	0.686	ISO 13050
HTD14 M	14.0	10.0	6.02	14.8	1.397	ISO 13050
HTD20 M	20.0	13.2	9.00	–	2.200	–

En la siguiente tabla se muestran los resultados de la comparativa entre valores calculados bajo las ecuaciones descritas anteriormente y los valores del catálogo INTERMEC, como se muestra a continuación:

Tabla 16. Comparativa entre valores calculados y valores del catálogo [30].

	p [mm]	z_B [dientes]	Z_1 [dientes]	Z_2 [dientes]	u [mm]	Valor calculad o [mm]	Valor catálog o [mm]	Error [%]
l_b	14	100	-	-	-	1400	1400	0
C	14	100	40	48	-	391.594	391.6	0.011
d_{w1}	14	-	40	48	-	178.254	178.25	0.002
d_{w2}	14	-	40	48	-	213.90	213.90	0
d_{k1}	-	-	-	-	1.397	175.46	175.49	0.017
d_{k2}	-	-	-	-	1.397	211.11	211.11	0

2.3.4.4 Diseño del segundo tren de engranes.

El análisis para este par de engranes es el mismo que en el primer tren de engranes, básicamente las consideraciones son las mismas al igual que las ecuaciones, una vez aclarado esto, procedemos con los cálculos.

Los datos de entrada para este punto son los siguientes:

$$P = 10 \text{ hp}$$

$$m_g = 1.25$$

$$n_3 = 462.963 \text{ rpm}$$

Para calcular la velocidad de giro en este punto

$$n_4 = \frac{n_3}{m_g}$$

$$n_4 = \frac{462.963 \text{ rpm}}{1.25} = 370.37 \text{ rpm}$$

Calculamos el número de dientes en base a la relación de velocidades seleccionada

$$N_G = N_p * m_G$$

$$N_G = 16 * 1.25$$

$$N_G = 20 \text{ dientes}$$

Al igual que en el primer tren de engranes se optó por seleccionar un módulo de 6 mm cuyo paso diametral normalizado es de 4 dientes/in

$$P_d = 4 \frac{\text{dientes}}{\text{in}} = 0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}$$

2.3.4.4.1 Parámetros para el diseño del segundo tren de engranes.

Diámetro de paso:

$$d_p = \frac{16 \text{ dientes}}{0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}}$$

$$d_p = 101.6 \text{ mm}$$

$$d_G = \frac{20 \text{ dientes}}{0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}}$$

$$d_G = 127 \text{ mm}$$

Distancia entre centros:

$$C = \frac{101.6 \text{ mm}}{2} + \frac{127 \text{ mm}}{2}$$

$$C = 114.3 \text{ mm}$$

Diámetro exterior:

Piñón	Rueda
$d_{ep} = \frac{N_p + 2}{P_d}$	$d_{eG} = \frac{N_G + 2}{P_d}$
$d_{ep} = \frac{16 \text{ dientes} + 2}{0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}}$	$d_{ep} = \frac{20 \text{ dientes} + 2}{0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}}$
$d_{ep} = 114.3 \text{ mm}$	$d_{eG} = 139.7 \text{ mm}$

Diámetro base:

Piñón	Rueda
$d_{bp} = d_p \cos \phi$	$d_{bG} = d_G \cos \phi$
$d_{bp} = 101.6 \text{ mm} \cos 20$	$d_{bG} = 127 \text{ mm} \cos 20$
$d_{bp} = 95.743 \text{ mm}$	$d_{bG} = 119.341 \text{ mm}$

Adendum:

$$a = \frac{1}{0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}}$$
$$a = 6.35 \text{ mm}$$

Dedendum:

$$b = \frac{1.25}{0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}}$$
$$b = 7.938 \text{ mm}$$

Profundidad del diente:

$$h_t = a + b$$
$$h_t = (6.35 + 7.938) \text{ mm}$$
$$h_t = 14.288 \text{ mm}$$

Diámetro de fondo:

Piñón	Rueda
$d_{fp} = d_p - 2b$	$d_{fG} = d_G - 2b$
$d_{fp} = 101.6 \text{ mm} - 2(7.938 \text{ mm})$	$d_{fG} = 127 \text{ mm} - 2(7.938 \text{ mm})$
$d_{fp} = 85.725 \text{ mm}$	$d_{fG} = 111.125 \text{ mm}$

Velocidad del piñón: Esta velocidad (n_p) es la misma que la velocidad del eje 3. Por lo tanto $n_p = 462.936 \text{ rpm}$

Velocidad de la rueda:

$$n_G = \frac{462.936 \text{ rpm}}{1.25}$$

$$n_G = 370.37 \text{ rpm}$$

Velocidad de la línea de paso:

$$\omega_p = \frac{462.936 \text{ rev}}{\text{min}} \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{\text{rev}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 48.48 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$v_t = \frac{d_p}{2} (\omega_p)$$

$$v_t = \frac{0.1016 \text{ m}}{2} \left(48.48 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$$

$$v_t = 2.45 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ancho de cara: debe cumplir con la siguiente condición

$$\frac{8}{P_d} < F < \frac{16}{P_d}$$

Tomando un valor promedio de

$$F = \frac{12}{0.157 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}}} = 76.2 \text{ mm}$$

2.3.5 Diseño de los ejes

Cada uno de los ejes es calculado bajo dos criterios, cada uno de ellos se describen en este apartado, estos criterios son: prevenir el fallo a fatiga y limitar la deflexión lateral. El eje estará sometido a torsión y flexión por lo que este será el factor limitante, ya que existe momento torsional en algunas de las secciones de los ejes. En el estudio por fallo a fatiga se establece un coeficiente de seguridad mínimo $n = 2$ y deflexión lateral consiste en dividir al eje en secciones críticas, sean estas por la presencia de concentradores de tensiones, por un momento máximo o la reacción en los apoyos. Se puede visualizar dichas secciones en la propuesta de diseño de cada eje, mismas que están numeradas para detallar los resultados de en cada sección del eje. En los planos se muestra a detalle el diseño de cada uno de los ejes.

El material seleccionado para los cálculos de diseño de los ejes es un acero AISI 1045 laminado en caliente con las siguientes características:

Tabla 17. Propiedades mecánicas del material [6]

	Sut (MPa)	Sy (MPa)	ϵ (%)	Dureza Brinell
AISI 1045	570	310	16	HB 163

2.3.5.1 Propuesta de diseño de los ejes.

2.3.5.1.1 Eje 1

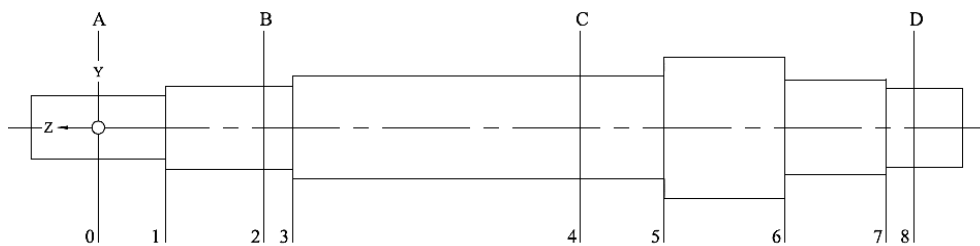


Figura 17. Propuesta de diseño eje 1.

2.3.5.1.2 Eje 2

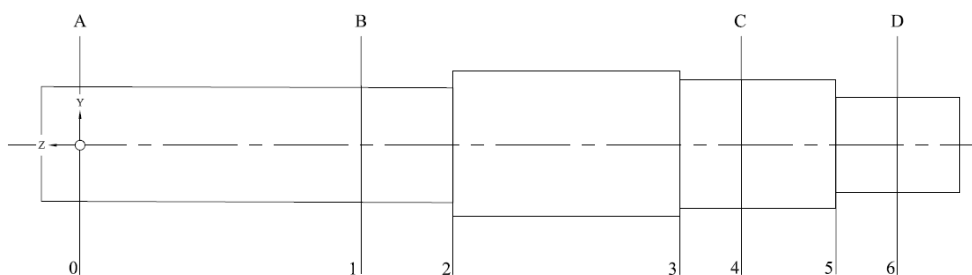


Figura 18. Propuesta de diseño eje 2.

2.3.5.1.3 Eje 3

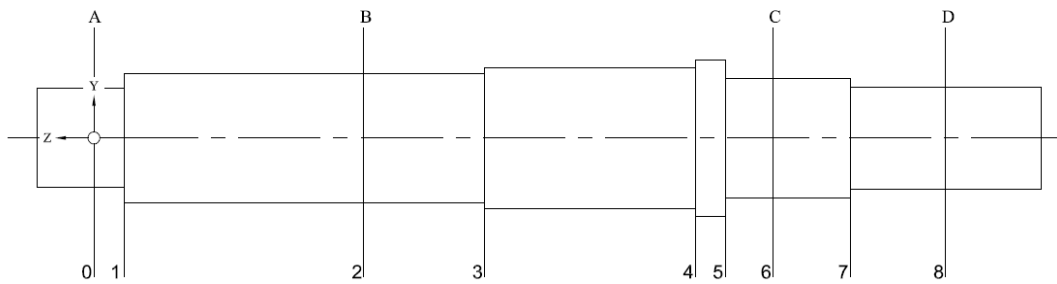


Figura 19. Propuesta de diseño eje 3.

2.3.5.1.4 Eje 4

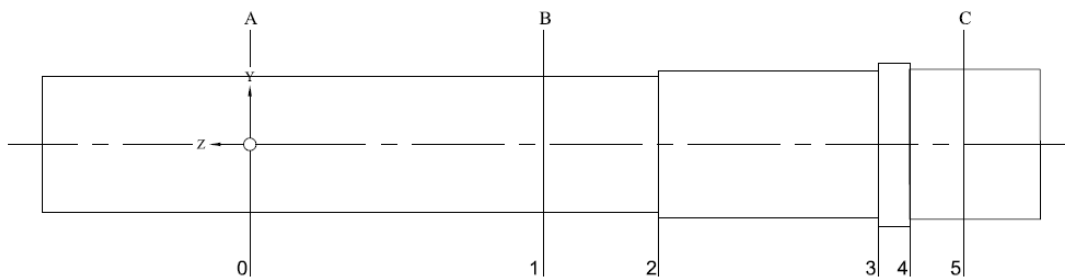


Figura 20. Propuesta de diseño eje 4.

2.3.5.2 Cálculos previos

2.3.5.2.1 Par torsional en cada eje.

Para determinar el par torsional en cada uno de los ejes, se necesita relacionar la potencia entregada por el motor en Watts [W] y la velocidad de giro presente en cada uno de los ejes en revoluciones por minutos [rpm], tal como se muestra en la ecuación [29].

$$T = 9.55 * \frac{P}{n} \quad 31$$

Donde:

T : Par torsional [N.m]

P : Potencia, [W]

n : velocidad en el eje [rpm]

Datos de entrada:

$$P = 7457 \text{ W}$$

$$n_1 = 666.667 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 555.556 \text{ rpm}$$

$$n_3 = 462.963 \text{ rpm}$$

$$n_4 = 370.37 \text{ rpm}$$

Aplicando la ecuación 31 encontramos el par torsional de cada uno de los ejes:

Par torsional en el eje 1:

$$T_1 = 9.55 * \frac{7457 [W]}{666.667 [rpm]}$$

$$T_1 = 106.82 \text{ N.m}$$

Par torsional en el eje 2:

$$T_2 = 9.55 * \frac{7457 [W]}{555.556 [rpm]}$$

$$T_2 = 128.18 \text{ N.m}$$

Par torsional en el eje 3:

$$T_3 = 9.55 * \frac{7457 [W]}{462.963 [rpm]}$$

$$T_3 = 153.823 \text{ N.m}$$

Par torsional en el eje 4:

$$T_4 = 9.55 * \frac{7457 [W]}{370.37 [rpm]}$$

$$T_4 = 192.28 \text{ N.m}$$

2.3.5.2.2 Fuerzas que actúan en la polea trapezoidal.

Las fuerzas que actúan en el motor y el eje 1 se deben a la fuerza ejercida sobre las poleas ubicadas en cada uno de los extremos tanto del motor como del eje 1, las fuerzas actuantes sobre estos son: La fuerza neta (F_N) (ecuación 32) y la fuerza flexionante en el eje (F_{BE}) (ecuación 33) [29].

$$F_N = \frac{T_1}{r} \quad 32$$

$$F_{BE} = 1.5(F_N)$$

33

Donde:

F_N : La fuerza neta [N]

T_1 : Torque en el eje 1 [N.m].

r : Radio de la polea en el eje 1 [mm]

F_{BE} : Fuerza flexionante en el eje [N]

Dichas ecuaciones solamente aplican para el motor y el eje 1, debido a que allí estarán montadas las poleas para bandas trapezoidales.

La fuerza Neta, F_N

$$F_N = \frac{T_1}{r}$$

Donde r es el radio de la polea en la cual se realizará el análisis, este se realizará en la polea conducida (eje 1), por tanto, será necesario el diámetro DD . Entonces:

$$r = \frac{DD}{2} = \frac{180 \text{ mm}}{2} = 90 \text{ mm}$$

Entonces:

$$F_N = \frac{106.82 \text{ N.m}}{\frac{90}{1000} \text{ m}}$$

$$F_N = 1186.889 \text{ N}$$

La Fuerza fluctuante en el eje, F_{BE}

$$F_{BE} = 1.5(F_N)$$

$$F_{BE} = 1.5(1186.889 \text{ N})$$

$$F_{BE} = 1780.33 \text{ N}$$

2.3.5.2.3 Fuerzas que actúan en el primer tren de engranes.

La fuerza actuante se descompone en componentes de tangencial (F_t) y de radial (F_r) en las ecuaciones 34 y 35 [29], respectivamente se muestra el cómo determinar dichas componentes.

$$F_t = \frac{T_1}{\left(\frac{d_1}{2}\right)} = \frac{T_2}{\left(\frac{d_2}{2}\right)} \quad 34$$

$$F_r = F_t \tan \theta \quad 35$$

En la Figura 21 se puede apreciar las direcciones de las fuerzas actuantes sobre cada uno de los ejes, además se visualiza el ángulo de presión sobre los engranes.

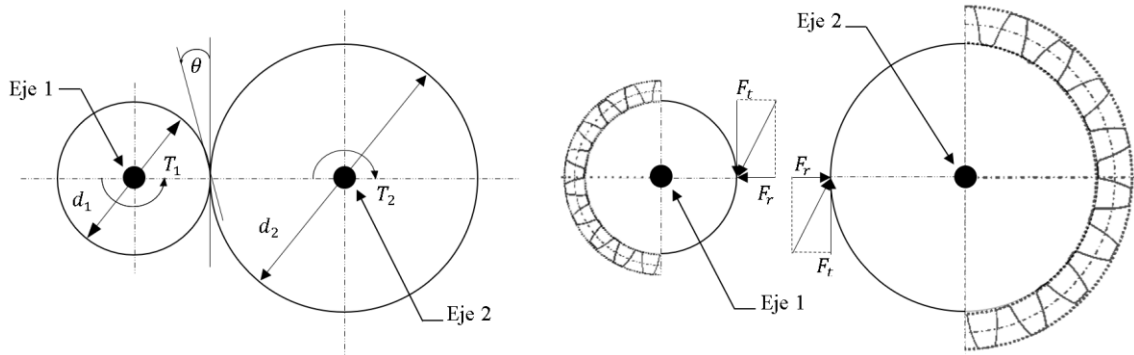


Figura 21. Diagrama de cuerpo libre en el primer tren de engranes.

Sabiendo que el ángulo de presión empleado para el diseño de los engranes es igual a 20° , aplicando las ecuaciones 34 y 35 obtenemos los siguientes valores para las fuerzas actuantes:

Datos de entrada

$$d_p = 95.25 \text{ mm}$$

$$T_1 = 106.82 \text{ N.m}$$

Fuerza tangencial, F_t

$$F_t = \frac{T_1}{\left(\frac{d_p}{2}\right)}$$

Entonces:

$$F_t = \frac{106.82 \text{ N.m}}{\left(\frac{95.25 \text{ mm}}{2}\right)}$$

$$F_t = 2242.94 \text{ N}$$

Fuerza radial, F_r

$$F_r = F_t \tan \theta$$

$$F_r = 22.4294 * \tan 20^\circ$$

$$F_r = 816.363 \text{ N}$$

Es importante mencionar que tanto la fuerza tangencial como la fuerza radial se transmiten del piñón a la rueda, por lo tanto, los valores de cada fuerza son los mismos para la rueda en el eje 2, la única diferencia que las direcciones se invierten para el análisis en el eje 2 tal y como se ilustra en la Figura 21.

2.3.5.2.4 Fuerzas que actúan en las poleas síncronas.

La fuerza actuante en la correa dentada, representada como F_{NC} , se descompone en sus componentes, F_{cx} y F_{cy} , considerando el ángulo de inclinación como α . La determinación de la fuerza en la correa dentada se lleva a cabo mediante la aplicación de la ecuación 36. Las ecuaciones específicas para el cálculo de las componentes mencionadas se detallan a continuación: la ecuación 37 para F_{DCx} y la ecuación 38 para F_{DCy} [31].

$$F_{NC} = \frac{T_2}{d_1} \quad 36$$

$$F_{DCx} = F_{NC} \cos \alpha \quad 37$$

$$F_{DCy} = F_{NC} \sin \alpha \quad 38$$

El ángulo de inclinación está dado por la ecuación 39.

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{p(Z_2 - Z_1)}{2\pi * C}\right) \quad 39$$

Donde:

α : Ángulo de inclinación.

p : Paso de la correa [mm]

Z_1 : Número de dientes en la polea motriz

Z_2 : Número de dientes en la polea conducida

C : Distancia entre centros de las poleas síncronas

F_{NC} : Fuerza normal en la correa [N]

T_2 : Torque en el eje 2 [N.m]

d_{w1} : Diámetro de paso de la polea motriz [mm]

F_{DCx} : Componente de la fuerza normal en la correa en el eje X [N].

F_{DCy} : Componente de la fuerza normal en la correa en el eje Y [N].

En la Figura 22 se aprecian las componentes de la fuerza actuante en la correa dentada y el ángulo de inclinación presente en las componentes.

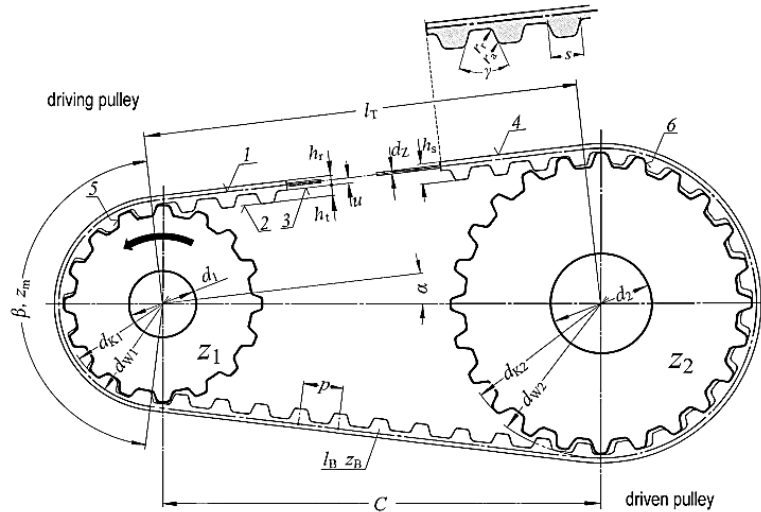


Figura 22. Diagrama de cuerpo libre en el par de poleas dentadas [31].

Datos de entrada:

$$Z_1 = 40 \text{ dientes}$$

$$Z_2 = 48 \text{ dientes}$$

$$C = 391.6 \text{ mm}$$

$$d_{w1} = 178.25 \text{ mm}$$

$$T_2 = 128.18 \text{ N.m}$$

Cálculo del ángulo de inclinación:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{p * (Z_2 - Z_1)}{2\pi * C}\right)$$

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{14 \text{ mm} * (48 - 40)}{2\pi * 391.6 \text{ mm}}\right) = 2.61^\circ$$

Fuerza Neta en la correa (F_{NC})

$$F_{NC} = \frac{T_2}{d_{w1}} = \frac{128.18 \text{ N.m}}{\frac{0.17825 \text{ m}}{2}} = 1438.205 \text{ N}$$

Reacciones en las componentes de la polea síncrona

$$\begin{aligned} F_{DCx} &= F_{NC} \cos \alpha & F_{DCy} &= F_{NC} \sin \alpha \\ F_{DCx} &= 1438.205 \cos 2.61^\circ & F_{DCy} &= 1438.205 \sin 2.61^\circ \\ F_{DCx} &= 1436.714 \text{ N} & F_{DCy} &= 65.466 \text{ N} \end{aligned}$$

2.3.5.2.5 Fuerzas que actúan en el segundo tren de engranes.

En la Figura 23 se puede apreciar las direcciones de las fuerzas actuantes sobre cada uno de los ejes, además se visualiza el ángulo de presión sobre los engranes.

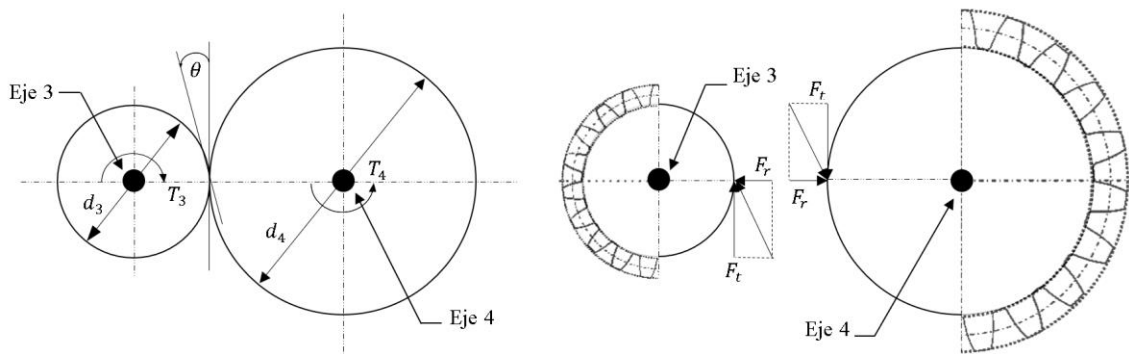


Figura 23. Diagrama de cuerpo libre en el segundo tren de engranes.

Sabiendo que el ángulo de presión empleado para el diseño de los engranes es 20° , aplicando las mismas ecuaciones del primer tren de engranes tenemos:

Datos de entrada

$$d_p = 101.6 \text{ mm}$$

$$T_3 = 153.823 \text{ N.m}$$

Fuerza tangencial, F_t

$$F_t = \frac{T_3}{\left(\frac{d_p}{2}\right)}$$

Entonces:

$$F_t = \frac{153.823 \text{ N.m}}{\left(\frac{101.6 \text{ mm}}{2}\right)}$$

$$F_t = 3028.012 \text{ N}$$

Fuerza radial, F_r

$$F_r = F_t \tan \theta$$

$$F_r = 3028.012 * \tan 20^\circ$$

$$F_r = 1102.106 \text{ N}$$

Es importante mencionar que tanto la fuerza tangencial como la fuerza radial se transmiten del piñón a la rueda, por lo tanto, los valores de cada fuerza son los mismos para la rueda, que se ubica en el eje 4, con el único cambio en sus direcciones las cuales se invierten para el análisis en el eje 4 tal y como se ilustra en la Figura 23.

2.3.5.3 Cálculo de reacciones en los ejes.

En este apartado, se describe de manera detallada el procedimiento realizado y las ecuaciones empleadas para calcular las reacciones generadas sobre los ejes en las secciones significativas. El cálculo de las reacciones en los apoyos de cada eje se realiza de manera común con una sumatoria de momentos y fuerzas, tal y como se describe en la ecuación 40 y 41 respectivamente.

$$\sum M = 0 \quad 40$$

$$\sum F = 0 \quad 41$$

En última instancia, el cálculo de los momentos presentes en los apoyos dependerá de las reacciones en los apoyos (rodamientos) y las fuerzas aplicadas.

2.3.5.3.1 Análisis en el eje 1

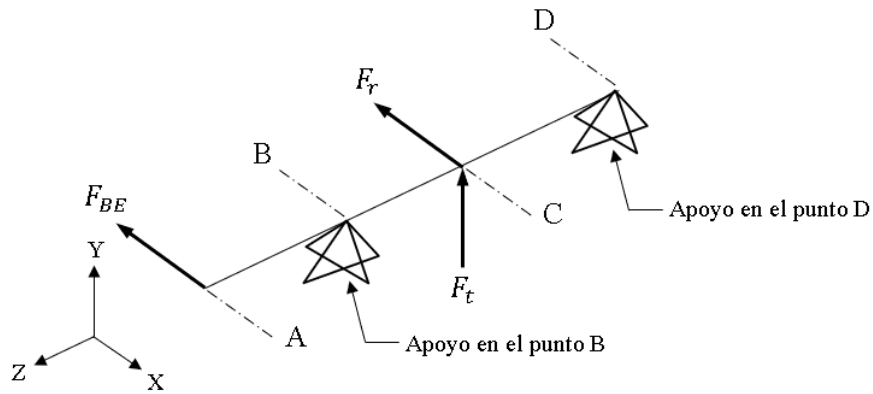


Figura 24. Diagrama de cuerpo libre general en el eje 1.

Plano ZX

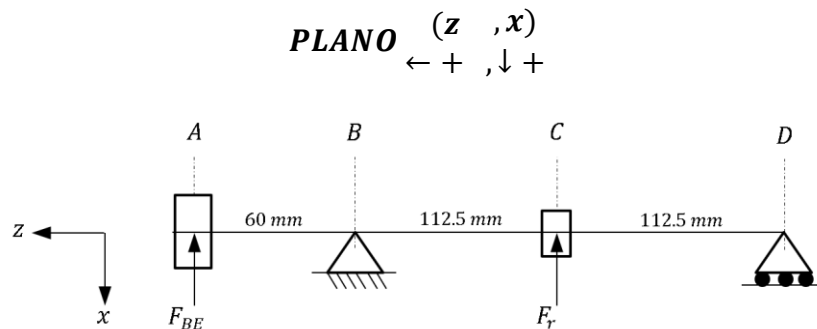


Figura 25. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 1 plano ZX.

$$\uparrow + \sum M_B = 0$$

$$-F_{BE}(0.060m) + F_r(0.1125 m) + R_{Dx}(0.225m) = 0$$

$$-(1780.33 N)(0.060 m) + (816.363 N)(0.1125m) + R_{Dx}(0.225 m) = 0$$

$$R_{Dx} = 66.574 N \uparrow (-x)$$

$$\sum F_x (\downarrow +) = 0$$

$$-F_{BE} + R_{Bx} - F_r - R_{Dx} = 0$$

$$-1780.33 N - 816.363 N + R_{Bx} - 66.574 N = 0$$

$$R_{Bx} = 2663.271 N \downarrow (+x)$$

Resultados:

$$T_1 = 106.82 \text{ N.m}$$

$$F_{BE} = 1780.33 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 2663.271 \text{ N}$$

$$F_r = 816.363 \text{ N}$$

$$R_{Dx} = 66.574 \text{ N}$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano ZX del eje 1.

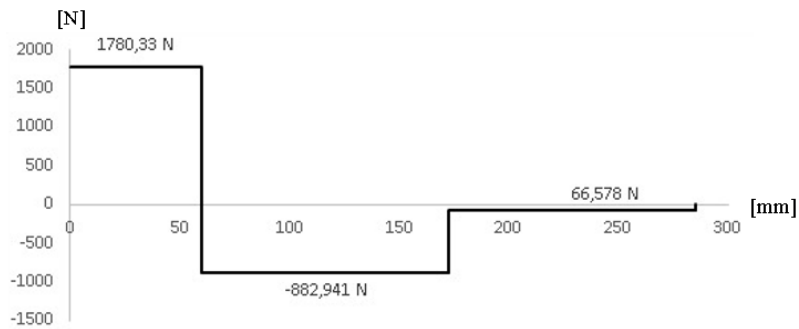


Figura 26. Diagrama de fuerza cortante, plano ZX en el eje 1.

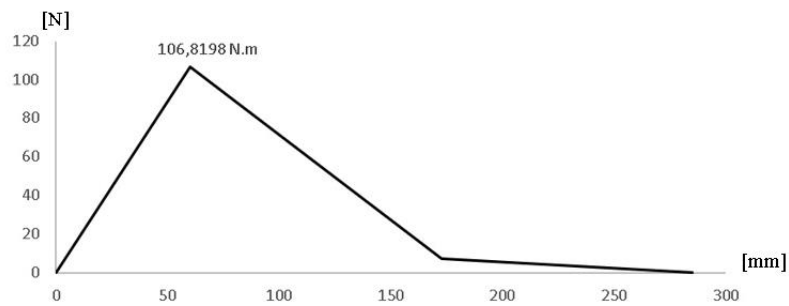


Figura 27. Diagrama de momento flector, plano ZX en el eje 1.

Plano ZY

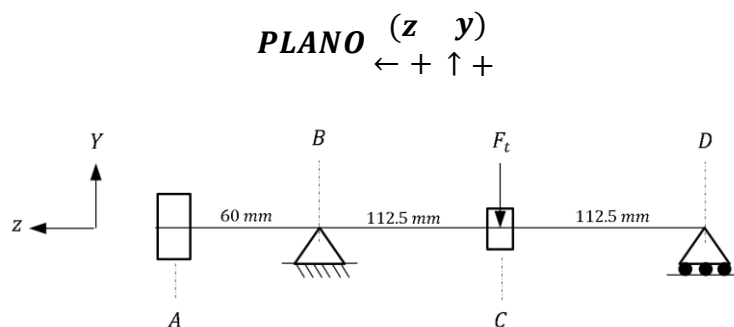


Figura 28. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 1 plano ZY.

$$\uparrow + \sum M_B = 0$$

$$-F_t(0.1125) + R_{Dy}(0.225 \text{ m}) = 0$$

$$-2242.94 \text{ N}(0.1125\text{m}) + R_{Dy}(0.225\text{m}) = 0$$

$$R_{Dy} = 1121.47 \text{ N } \uparrow (+y)$$

$$\sum F_y (\uparrow +) = 0$$

$$R_{By} - F_t + R_{Dy} = 0$$

$$R_{By} - 2242.94 \text{ N} + 1121.47 \text{ N} = 0$$

$$R_{By} = 1121.47 \text{ N } \uparrow (+y)$$

Resultados:

$$R_{By} = 1121.47 \text{ N}$$

$$F_t = 2242.94 \text{ N}$$

$$R_{Dy} = 1121.47 \text{ N}$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano ZY del eje 1.

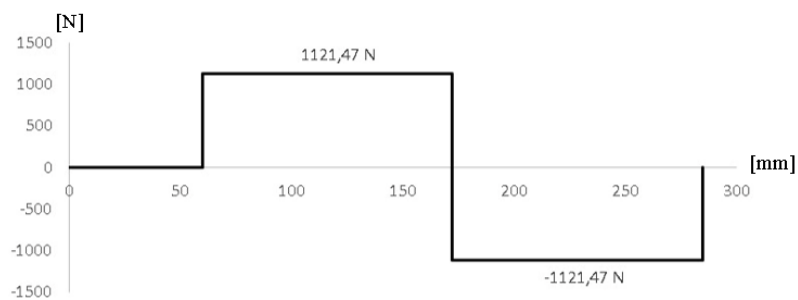


Figura 29. Diagrama de fuerza cortante, plano ZY en el eje 1.

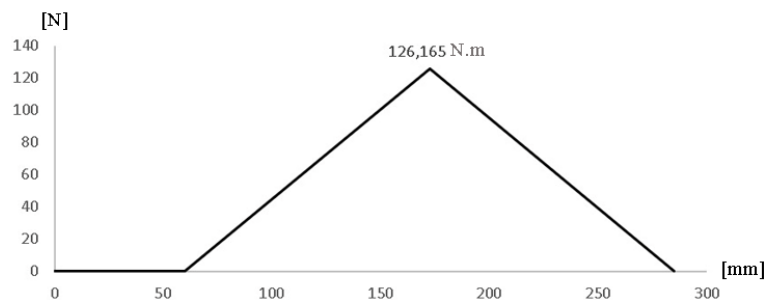


Figura 30. Diagrama de momento flector, plano ZY en el eje 1.

Estados de carga resultantes eje 1

La combinación vectorial de los estados de carga en cada plano se determina haciendo uso de la ecuación propuesta a continuación:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$
$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$
42

Esta ecuación aplica tanto para las fuerzas como para los momentos.

Los puntos de importancia se dan en los apoyos en el punto B y D, por lo tanto, tenemos:

Apoyo en el punto B:

$$R_B = \sqrt{(2663.271 \text{ N})^2 + (1121.47 \text{ N})^2} = 2889.759 \text{ N}$$

Apoyo en el punto D:

$$R_D = \sqrt{(66.574 \text{ N})^2 + (1121.47 \text{ N})^2} = 1123.44 \text{ N}$$

Momentos resultantes en cada cambio de sección:

Momento resultante en el punto 1:

$$M_1 = \sqrt{(39.167 \text{ N.m})^2 + (0 \text{ N.m})^2} = 39.167 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 2:

$$M_2 = M_B = \sqrt{(106.82 \text{ N.m})^2 + (0 \text{ N.m})^2} = 106.82 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 3:

$$M_3 = \sqrt{(99.315 \text{ N.m})^2 + (9.53 \text{ N.m})^2} = 99.77 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 4:

$$M_4 = M_C = \sqrt{(7.49 \text{ N.m})^2 + (126.165 \text{ N.m})^2} = 126.387 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 5:

$$M_5 = \sqrt{(4.953 \text{ N.m})^2 + (83.437 \text{ N.m})^2} = 83.584 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 6:

$$M_6 = \sqrt{(2.96 \text{ N.m})^2 + (49.79 \text{ N.m})^2} = 49.88 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 7:

$$M_7 = \sqrt{(0.3 \text{ N.m})^2 + (5.05 \text{ N.m})^2} = 5.055 \text{ N.m}$$

El par torsional presente en el eje 1, se mantiene constante al recibir el par torsional por parte del motor, hasta la salida, que en este caso es el piñón, donde transmite el torque hacia la rueda del eje 2 como se muestra en la Figura 32.

Diagramas de momentos resultantes y par torsor en el eje 1.

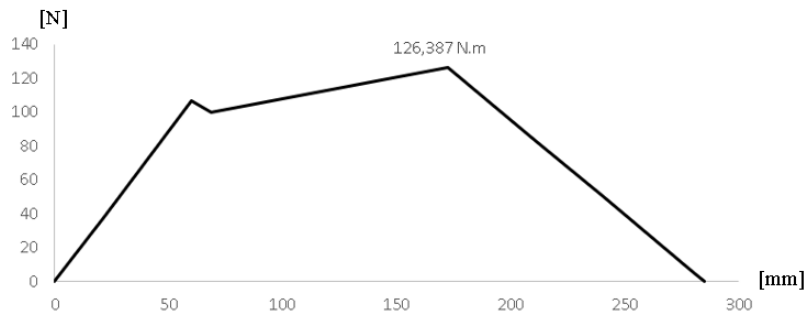


Figura 31. Diagrama de momentos resultantes en el eje 1.

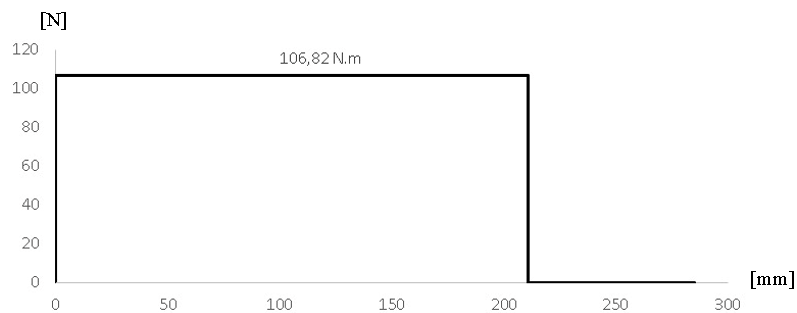


Figura 32. Diagrama de par torsor en el eje 1.

2.3.5.3.2 Análisis en el eje 2

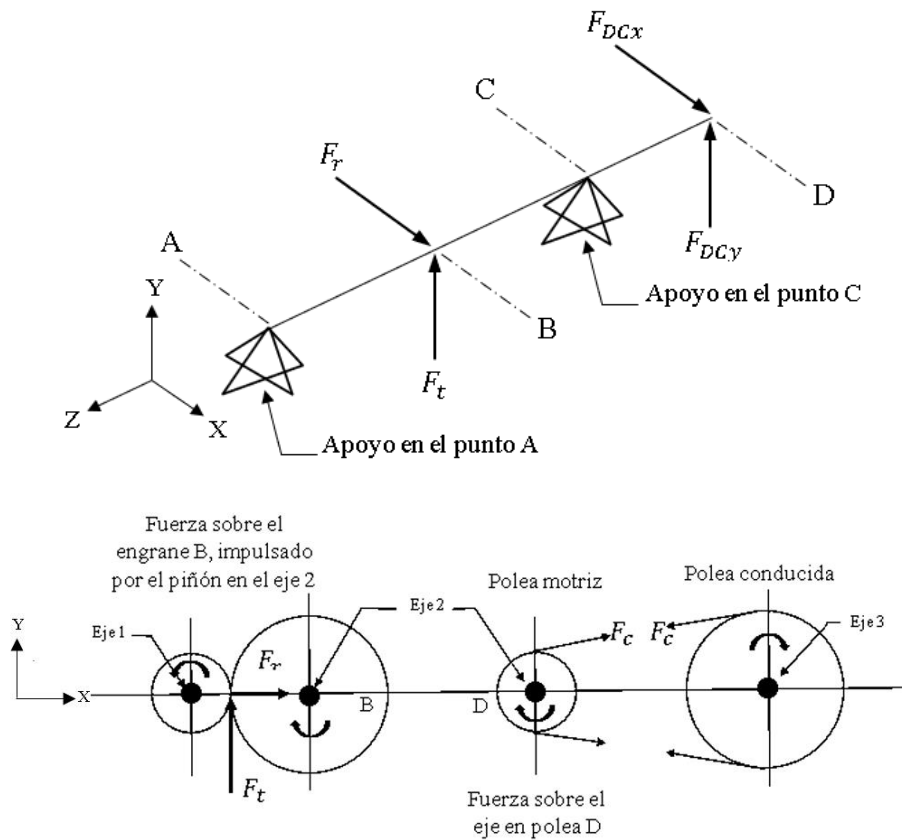


Figura 33. Diagrama de cuerpo libre general en el eje 2.

Plano ZX

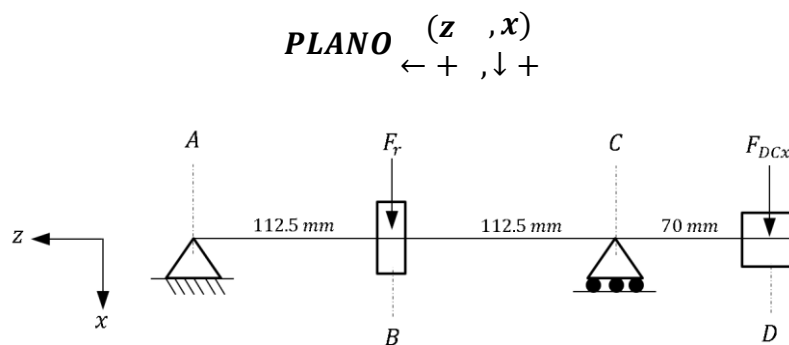


Figura 34. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 2 plano ZX.

$$\uparrow + \sum M_A = 0$$

$$-F_R(0.1125 \text{ m}) + R_{cx}(0.225 \text{ m}) - F_{DCx}(0.295 \text{ m}) = 0$$

$$-(816.338 \text{ N})(0.1125 \text{ m}) + R_{cx}(0.225 \text{ m}) - (1436.714 \text{ N})(0.295 \text{ m}) = 0$$

$$R_{cx} = 2292 \text{ N } \uparrow (-x)$$

$$\sum F_x (\downarrow +) = 0$$

$$R_{Ax} + F_R - R_{cx} + F_{DCx} = 0$$

$$R_{Ax} + 816.338 \text{ N} - 2292 \text{ N} + 1436.714 \text{ N} = 0$$

$$R_{Ax} = 38.809 \downarrow (+x)$$

Resultados:

$$T_2 = 128.18 \text{ N.m}$$

$$R_{Ax} = 38.809 \text{ N}$$

$$F_r = 816.338 \text{ N}$$

$$R_{Cx} = 2292 \text{ N}$$

$$F_{DCx} = 1436.714 \text{ N}$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano ZX del eje 2.

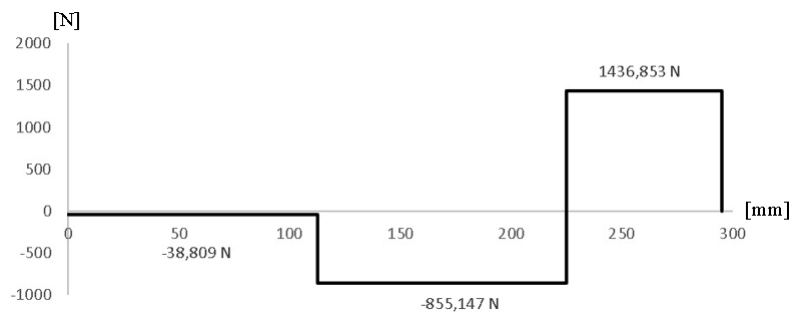


Figura 35. Diagrama de fuerza cortante, plano ZX en el eje 2.

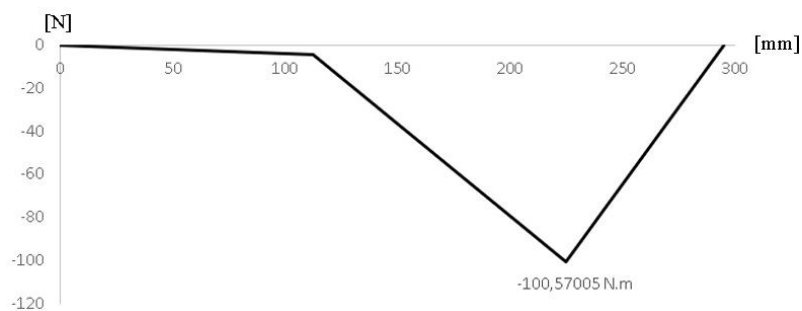


Figura 36. Diagrama de momento flector, plano ZX en el eje 2.

Plano ZY

PLANO (z y)
← + ↑ +

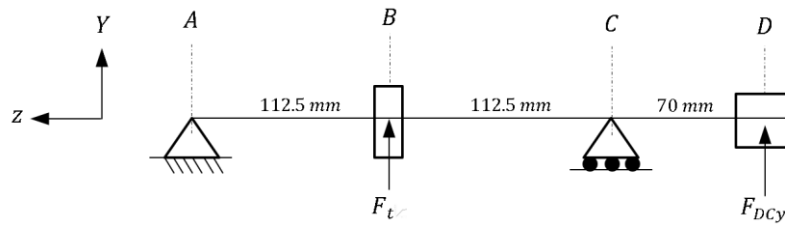


Figura 37. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 2 plano ZY.

$$\curvearrowleft + \sum M_A = 0$$

$$F_t(0.1125 \text{ m}) - R_{Cy}(0.225 \text{ m}) + F_{DCy}(0.295 \text{ m}) = 0$$

$$2242.87 \text{ N}(0.1125 \text{ m}) - R_{Cy}(0.225 \text{ m}) + 65.46 \text{ N}(0.295 \text{ m}) = 0$$

$$R_{Cy} = 1207 \text{ N} \downarrow (-y)$$

$$\sum F_y (\uparrow +) = 0$$

$$-R_{Ay} + F_t - R_{Cy} + F_{DCy} = 0$$

$$2242.87 \text{ N} - 1207 \text{ N} + 65.46 \text{ N} = R_{Ay}$$

$$R_{Ay} = 1101.068 \text{ N} \downarrow (-y)$$

Resultados:

$$R_{Ay} = 1101.068 \text{ N}$$

$$F_t = 2242.87 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = 1207 \text{ N}$$

$$F_{DCy} = 65.46 \text{ N}$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano ZY del eje 2.

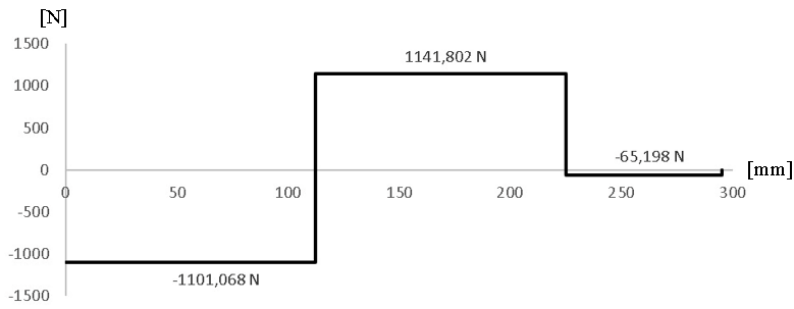


Figura 38. Diagrama de fuerza cortante, plano ZY en el eje 2.

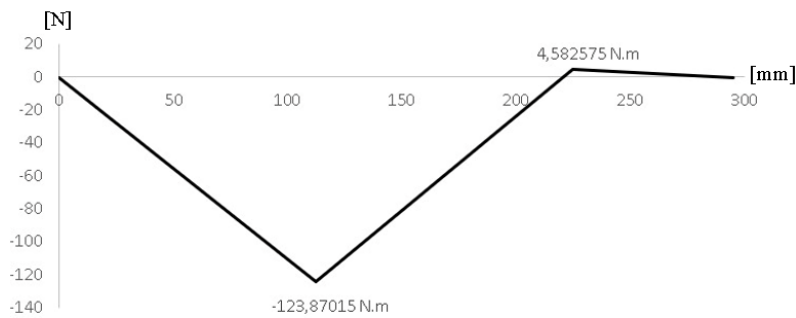


Figura 39. Diagrama de momento flector, plano ZY en el eje 2.

Estados de carga resultantes en el eje 2

Determinamos los estados de carga en base a la ecuación 42.

Entonces.

Apoyo en el punto A:

$$R_A = \sqrt{(38.809 \text{ N})^2 + (1101.068 \text{ N})^2} = 1101.75 \text{ N}$$

Apoyo en el punto C:

$$R_C = \sqrt{(2292 \text{ N})^2 + (1207 \text{ N})^2} = 2590.39 \text{ N}$$

Momentos resultantes en cada cambio de sección:

Momento resultante en el punto 1:

$$M_1 = M_B = \sqrt{(4.366 \text{ N.m})^2 + (123.87 \text{ N.m})^2} = 123.947 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 2:

$$M_2 = \sqrt{(36.947 \text{ N.m})^2 + (80.367 \text{ N.m})^2} = 88.453 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 3:

$$M_3 = \sqrt{(93.729 \text{ N.m})^2 + (4.55 \text{ N.m})^2} = 93.839 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 4:

$$M_4 = M_C = \sqrt{(100.57 \text{ N.m})^2 + (4.583 \text{ N.m})^2} = 100.674 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 5:

$$M_5 = \sqrt{(50.28 \text{ N.m})^2 + (2.29 \text{ N.m})^2} = 50.33 \text{ N.m}$$

El par torsional presente en el eje 2, se mantiene constante al recibir el par torsor por parte del piñón en el eje 1, hasta la salida, que en este caso es la polea motriz de tipo síncrona, donde transmite el par torsional hacia la polea conducida del eje 3 como se muestra en la Figura 41.

Diagramas de momentos resultantes y par torsor en el eje 2.

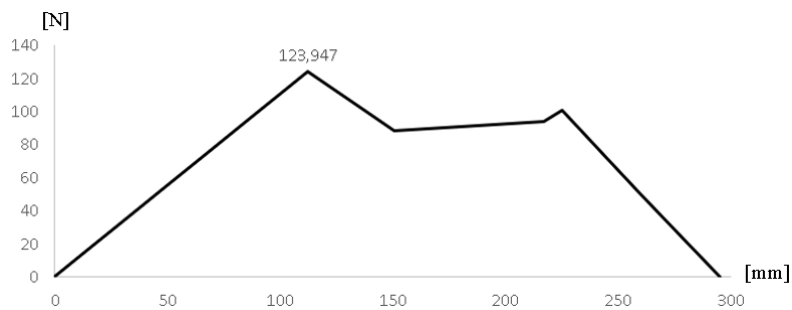


Figura 40. Diagrama de momentos resultantes en el eje 2.

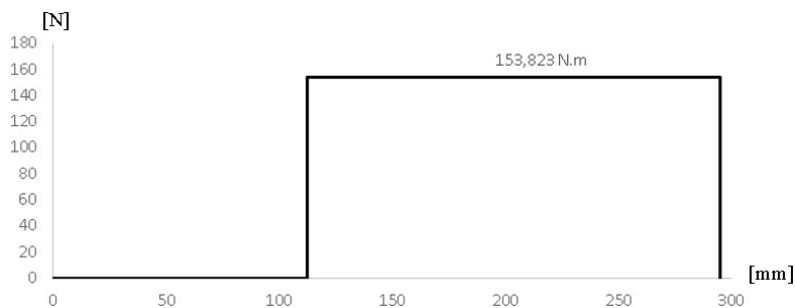


Figura 41. Diagrama de par torsor en el eje 2.

2.3.5.3.3 Análisis en el eje 3.

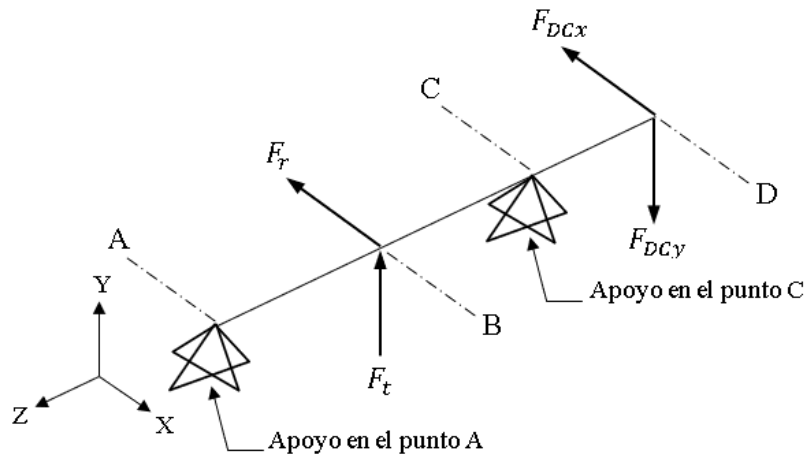


Figura 42. Diagrama de cuerpo libre general en el eje 3.

Plano ZX

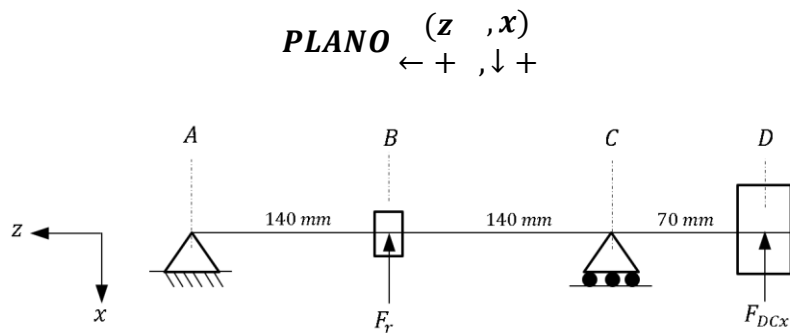


Figura 43. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 3 plano ZX.

$$\uparrow + \sum M_A = 0$$

$$F_r(0.1125 \text{ m}) - R_{cx}(0.225 \text{ m}) + F_{DCx}(0.295 \text{ m}) = 0$$

$$(1102.106 \text{ N})(0.1125 \text{ m}) - R_{cx}(0.225 \text{ m}) + (1436.714)(0.295 \text{ m}) = 0$$

$$R_{cx} = 2434.831 \text{ N} \quad \downarrow (+x)$$

$$\sum F_x (\downarrow +) = 0$$

$$-R_{Ax} - F_r + R_{cx} - F_{DCx} = 0$$

$$-R_{Ax} - 1102.106 \text{ N} + 2434.831 \text{ N} - 1436.714 \text{ N} = 0$$

$$R_{Ax} = 104.055 \text{ N} \quad \uparrow (-x)$$

Resultados:

$$T_3 = 153.823 \text{ N.m}$$

$$R_{Ax} = 104.055 \text{ N}$$

$$F_r = 1102.106 \text{ N}$$

$$R_{Cx} = 2434.831 \text{ N}$$

$$F_{DCx} = 1436.714 \text{ N}$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano ZX del eje 3.

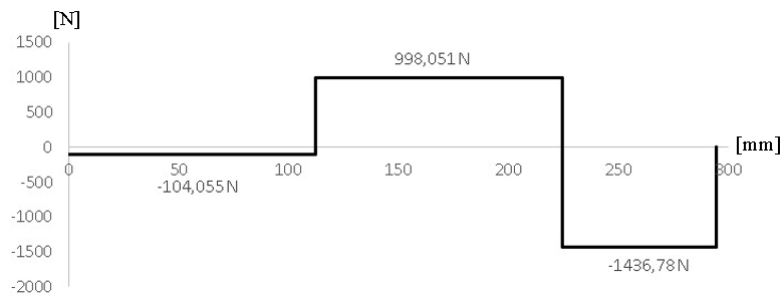


Figura 44. Diagrama de fuerza cortante, plano ZX en el eje 3.

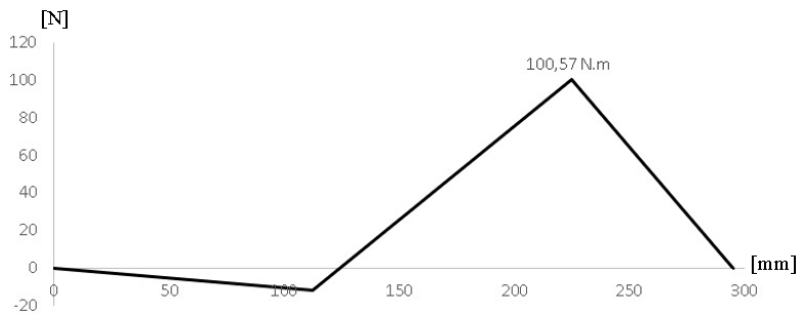


Figura 45. Diagrama de momento flector, plano ZX en el eje 3.

Plano ZY

PLANO (z y)
← + ↑ +

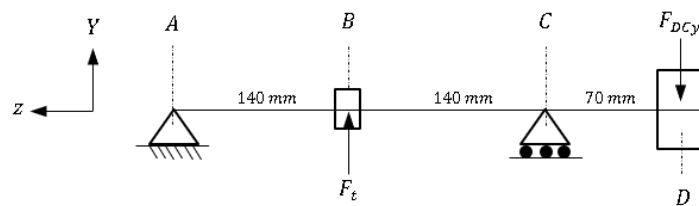


Figura 46. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 3 plano ZY.

$$\uparrow + \sum M_A = 0$$

$$F_t(0.1125 \text{ m}) - R_{CY}(0.225 \text{ m}) - F_{DCY}(0.295) = 0$$

$$(3028.012 \text{ N})(0.1125 \text{ m}) - 65.466(0.295) = R_{CY}(0.225 \text{ m})$$

$$R_{CY} = 1428 \text{ N} \downarrow (-y)$$

$$\sum F_y (\uparrow +) = 0$$

$$-R_{AY} + F_t - R_{Cy} - F_{DCy} = 0$$

$$3028.012 \text{ N} - 3028.012 \text{ N} - 65.466 \text{ N} = R_{AY}$$

$$R_{AY} = 1534.374 \text{ N} \downarrow (-y)$$

Resultados:

$$R_{AY} = 1534.374 \text{ N}$$

$$F_t = 3028.012 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = 1428 \text{ N}$$

$$F_{DCy} = 65.466$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano ZY del eje 3.

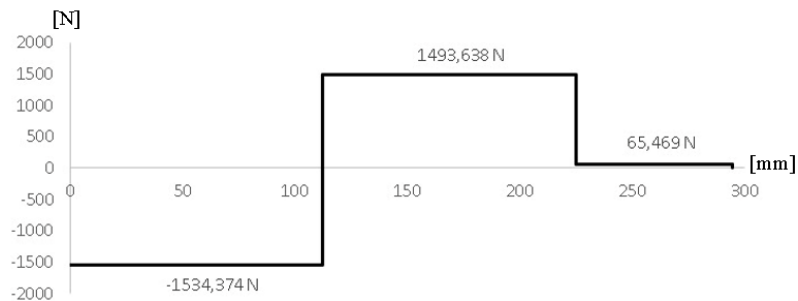


Figura 47. Diagrama de fuerza cortante, plano ZY en el eje 3.

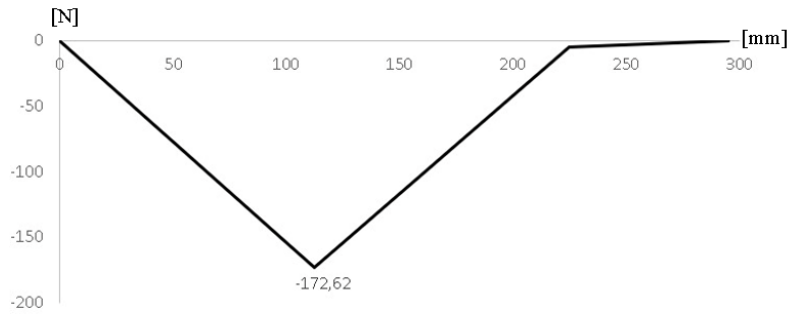


Figura 48. Diagrama de momento flector, plano ZY en el eje 3.

Estados de carga resultantes en el eje 3

Los puntos de importancia se dan en los apoyos en el punto A y C, por lo tanto, tenemos:

Apoyo en el punto A:

$$R_A = \sqrt{(104.55 \text{ N})^2 + (1534.374 \text{ N})^2} = 1537.93 \text{ N}$$

Apoyo en el punto C:

$$R_C = \sqrt{(2434.831 \text{ N})^2 + (1428 \text{ N})^2} = 2822.776 \text{ N}$$

Momentos resultantes en cada cambio de sección:

Momento resultante en el punto 1:

$$M_1 = \sqrt{(0.52 \text{ N.m})^2 + (7.67 \text{ N.m})^2} = 7.68 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 2:

$$M_2 = M_B = \sqrt{(11.706 \text{ N.m})^2 + (172.617 \text{ N.m})^2} = 173.014 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 3:

$$M_3 = \sqrt{(26.32 \text{ N.m})^2 + (115.71 \text{ N.m})^2} = 118.665 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 4:

$$M_4 = \sqrt{(77.619 \text{ N.m})^2 + (38.937 \text{ N.m})^2} = 86.937 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 5:

$$M_5 = \sqrt{(92.59 \text{ N.m})^2 + (16.53 \text{ N.m})^2} = 94.054 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 6:

$$M_6 = M_c = \sqrt{(100.575 \text{ N.m})^2 + (4.58 \text{ N.m})^2} = 100.679 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 7:

$$M_7 = \sqrt{(50.29 \text{ N.m})^2 + (2.29 \text{ N.m})^2} = 50.339 \text{ N.m}$$

El par torsional presente en el eje 3, se mantiene constante al recibir el par torsor por parte de la polea motriz de tipo síncrona, hasta la salida, que en este caso es el piñón, donde transmite el par torsional hacia la rueda del eje 4 como se muestra en la Figura 50.

Diagramas de momentos resultantes y par torsor en el eje 3.

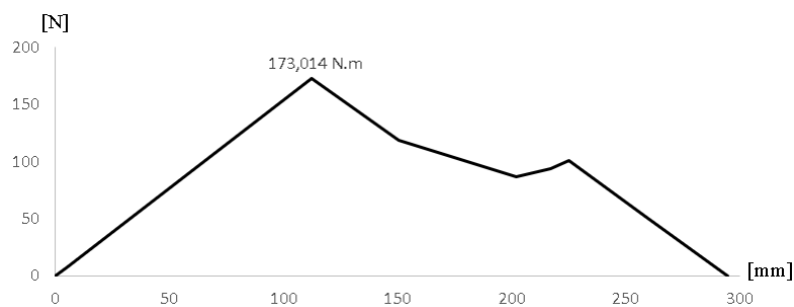


Figura 49. Diagrama de momentos resultantes en el eje 3.

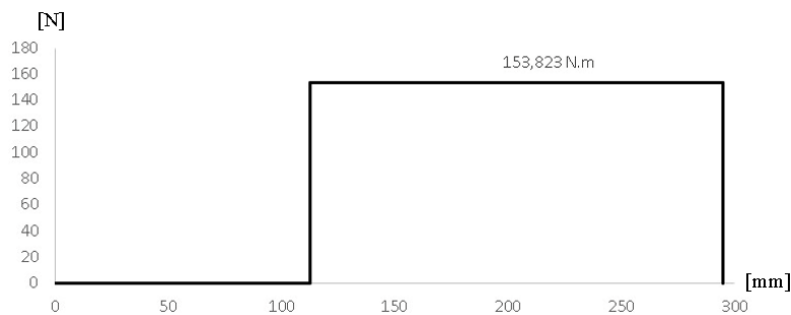


Figura 50. Diagrama de par torsor en el eje 3.

2.3.5.3.4 Análisis en el eje 4.

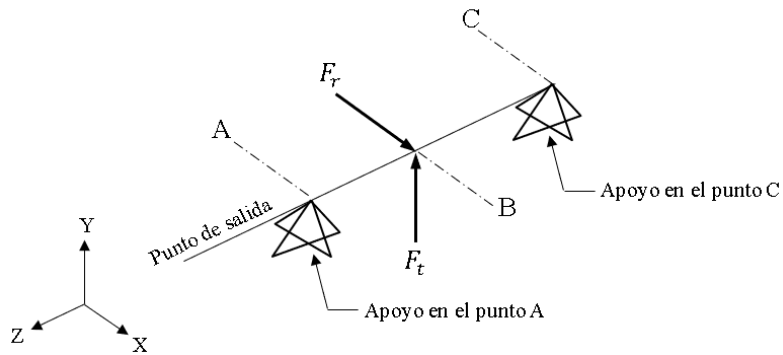


Figura 51. Diagrama de cuerpo libre general en el eje 4.

Plano ZX

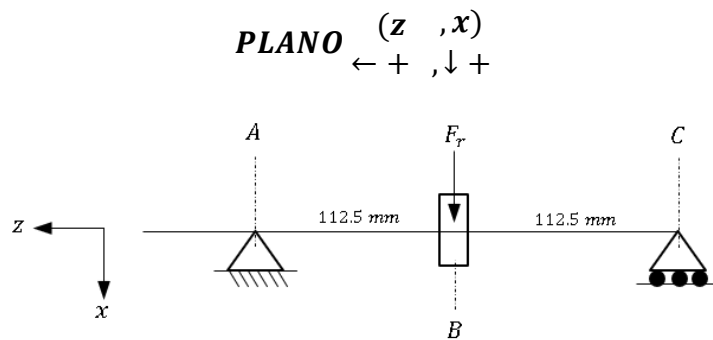


Figura 52. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 4 plano ZX.

$$\uparrow + \sum M_A = 0$$

$$-F_r(0.1125 \text{ m}) + R_{cx}(0.225 \text{ m}) = 0$$

$$-(1102.106 \text{ N})(0.1125 \text{ m}) + R_{cx}(0.225 \text{ m}) = 0$$

$$R_{cx} = 551.057 \text{ N } \uparrow (-x)$$

$$\sum F_x (\downarrow +) = 0$$

$$-R_{Ax} + F_R - R_{cx} = 0$$

$$-R_{Ax} + 1102.106 \text{ N} - 551.057 \text{ N} = 0$$

$$R_{Ax} = 551.057 \text{ N } \uparrow (-x)$$

Resultados:

$$T_4 = 192.28 \text{ N.m}$$

$$R_{Ax} = 551.057 \text{ N}$$

$$F_r = 1102.106 \text{ N}$$

$$R_{Cx} = 551.057 \text{ N}$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano ZX del eje 4.

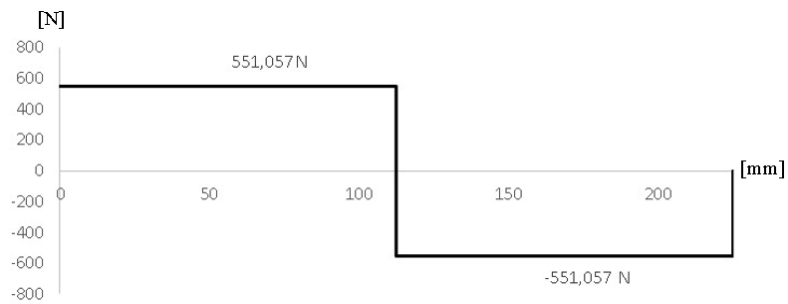


Figura 53. Diagrama de fuerza cortante, plano ZX en el eje 4.

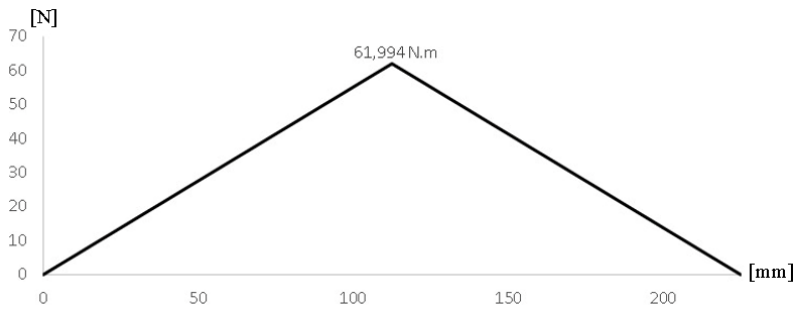


Figura 54. Diagrama de momento flector, plano ZX en el eje 4.

Plano ZY

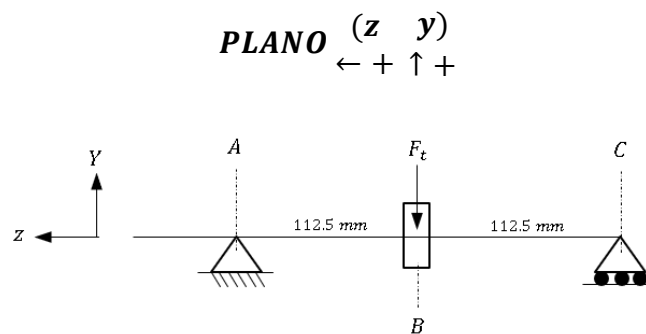


Figura 55. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas actuantes en el eje 4 plano ZY.

$$\uparrow + \sum M_A = 0$$

$$-F_t(0.1125m) + R_{CY}(0.225 m) = 0$$

$$(3028.012 N)(0.1125 m) = R_{CY}(0.225 m)$$

$$R_{CY} = 1514.016 N \uparrow (+y)$$

$$\sum F_y (\uparrow +) = 0$$

$$R_{Ay} - F_t + R_{Cy} = 0$$

$$-3028.012 N + 1514.016 N = -R_{Ay}$$

$$R_{Ay} = 1514.016 N \uparrow (+y)$$

Resultados:

$$R_{Ay} = 1514.016 N$$

$$F_t = 3028.012 N$$

$$R_{Cy} = 1514.016 N$$

Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano ZY del eje 4.

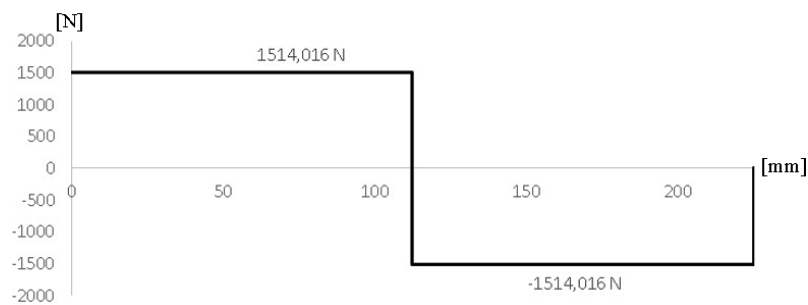


Figura 56. Diagrama de fuerza cortante, plano ZY en el eje 4.

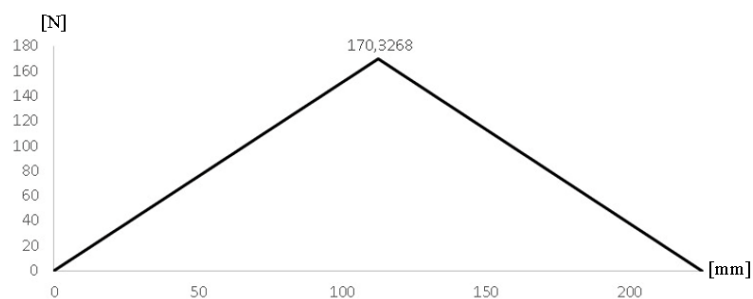


Figura 57. Diagrama de momento flector, plano ZY en el eje 4.

Estados de carga resultantes en el eje 4

Los puntos de importancia se dan en los apoyos en el punto A y C, por lo tanto, tenemos:

Apoyo en el punto A:

$$R_A = \sqrt{(551.057 \text{ N})^2 + (1514.016 \text{ N})^2} = 1611.182 \text{ N}$$

Apoyo en el punto C:

$$R_C = \sqrt{(551.057 \text{ N})^2 + (1514.016 \text{ N})^2} = 1611.182 \text{ N}$$

Momentos resultantes en cada cambio de sección:

Momento resultante en el punto 1:

$$M_1 = M_B = \sqrt{(61.99 \text{ N.m})^2 + (170.327 \text{ N.m})^2} = 181.258 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 2:

$$M_2 = \sqrt{(40.99 \text{ N.m})^2 + (112.64 \text{ N.m})^2} = 119.87 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 3:

$$M_3 = \sqrt{(11.021 \text{ N.m})^2 + (30.28 \text{ N.m})^2} = 32.22 \text{ N.m}$$

Momento resultante en el punto 4:

$$M_4 = \sqrt{(2.75 \text{ N.m})^2 + (7.57 \text{ N.m})^2} = 8.056 \text{ N.m}$$

El par torsional presente en el eje 4, se mantiene constante al recibir el par torsor por parte del piñón del eje 3, hasta la salida, que en este caso es el extremo del eje, donde pudiese transmitir el par torsional a una maquina industrial que requiera reducción de velocidad. En la Figura 59 se muestra el par torsional desde el punto de recepción hasta el punto de salida.

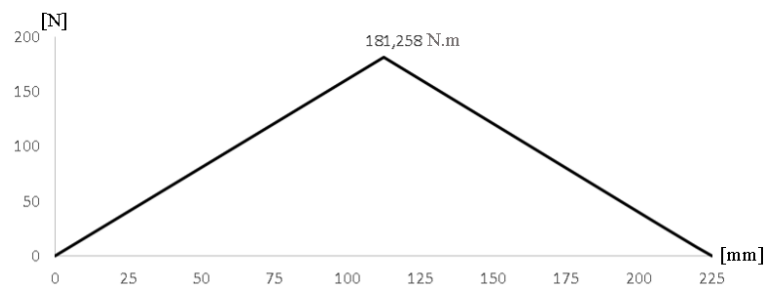


Figura 58. Diagrama de momentos resultantes en el eje 4.

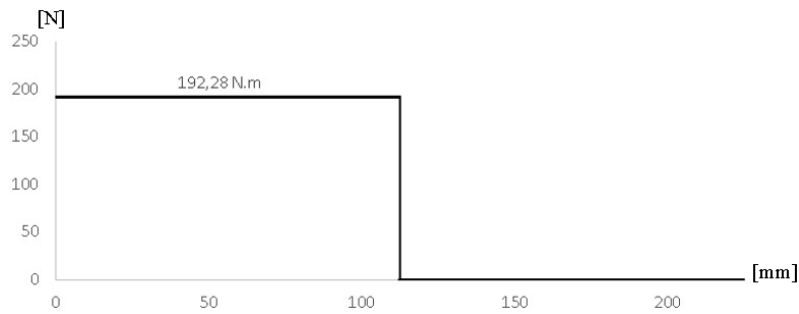


Figura 59. Diagrama de par torsor en el eje 4.

2.3.5.4 Dimensionamiento de los ejes a fatiga.

Es imperativo verificar la presencia de posibles fallos, por esto se requiere establecer un criterio y contrastarlo con el límite correspondiente del material en cuestión. El criterio adoptado es de Ed Goodman, expresado mediante la ecuación 43. Este criterio se caracteriza por considerar un eje giratorio con flexión y torsión constantes, donde el esfuerzo flexionante es completamente reversible, y la torsión se mantiene constante.

$$d = \left[\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right]^{\frac{1}{3}} \quad 43$$

Donde:

n : Factor de diseño.

K_f : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a flexión.

M_a : Momento flexionante alternante.

K_{fs} : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga a torsión.

T_a : Par de torsión alternante.

S_e : Límite a fatiga.

T_m : Momento flexionante medio.

S_{ut} : Resistencia ultima a la tensión

2.3.5.4.1 Factor de corrección para el límite a fatiga S_e

La expresión utilizada para estimar el factor de corrección para el límite a fatiga de un punto concreto es la siguiente:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S_e' \quad 44$$

Donde

k_a : Factor de superficie.

k_b : Factor de tamaño.

k_c : Factor de tipo de carga.

k_d : Factor de temperatura.

k_e : Factor de confiabilidad.

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga.

2.3.5.4.1.1 Factor de superficie, k_a

Ciertos autores plantean una ecuación exponencial, la cual depende del acabado superficial que se seleccione para el material [32]. Entonces.

$$k_a = A(S_{ut})^b \quad 45$$

Donde A y b se pueden identificar en la Tabla 18 respecto al acabado superficial.

Tabla 18. Coeficiente del factor de superficie [32].

Acabado superficial	Para S_{ut} MPa		Para S_{ut} kpsi	
	A	b	A	b
<i>Esmerilado</i>	1.58	-0.085	1.34	-0.085
<i>Maquinado o rolado en frío</i>	4.51	-0.265	2.7	-0.265
<i>Rolado en caliente</i>	57.7	-0.718	14.4	-0.718
<i>Forjado</i>	272	-0.995	39.9	-0.995

Para un acabado superficial rolado en caliente tenemos un valor para $A = 57.7$ y un valor para $b = -0.718$. Entonces el valor para el factor de superficie aplicando la ecuación 45 es:

$$k_a = 57.7(570 \text{ MPa})^{-0.718} = 0.606$$

2.3.5.4.1.2 Factor de tamaño, k_b

Autores como Shigley y Mitchell han propuesto una expresión que, aunque simple, resulta muy conservadora. Esta expresión aborda un factor de tamaño al considerar que las piezas de mayores dimensiones tienden a experimentar fallos con esfuerzos menores [32].

$$\text{Para } d \leq 0.3 \text{ in}(8 \text{ mm}) \quad k_b = 1 \quad 46 \text{ a)}$$

$$\text{Para } 0.3 \text{ in} < d \leq 10 \text{ in:} \quad k_b = 0.869d^{-0.097} \quad 46 \text{ b)}$$

$$\text{Para } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm:} \quad k_b = 1.189d^{-0.097} \quad 46 \text{ c)}$$

Bajo la consideración de un diámetro mayor a 8 mm y menor o igual a 250 mm, aplicamos la ecuación 46 c);

$$k_b = 1.189d^{-0.097}$$

Hemos considerado un diámetro asumido como punto de partida en el eje 1 igual a 40 mm, e ir incrementando 5 mm por cada eje de manera ascendente, como se muestra a continuación:

Factor de tamaño para el eje 1, con un diámetro asumido de $d = 40 \text{ mm}$, tenemos:

$$k_{b1} = 1.189(40 \text{ mm})^{-0.097}$$

$$k_{b1} = 0.831$$

Factor de tamaño para el eje 2, con un diámetro asumido de $d = 45 \text{ mm}$, tenemos:

$$k_{b2} = 1.189(45 \text{ mm})^{-0.097}$$

$$k_{b2} = 0.822$$

Factor de tamaño para el eje 3, con un diámetro asumido de $d = 50 \text{ mm}$, tenemos:

$$k_{b3} = 1.189(50 \text{ mm})^{-0.097}$$

$$k_{b3} = 0.814$$

Factor de tamaño para el eje 4, con un diámetro asumido de $d = 55 \text{ mm}$, tenemos:

$$k_{b4} = 1.189(55 \text{ mm})^{-0.097}$$

$$k_{b4} = 0.806$$

2.3.5.4.1.3 Factor del tipo de carga, k_c

El límite a fatiga es producto de un ensayo a flexión rotativa, su valor debe ser corregido para otro tipo de cargas [32], entonces:

$$k_c = \begin{cases} 0.8 & \text{Carga axial} \\ 1 & \text{Flexión} \\ 0.577 & \text{Cortante} \end{cases} \quad 47$$

Tomamos un valor de 1 para una carga a flexión, escogemos el valor más elevado entre flexión y cortante para asegurar un factor de seguridad más certero, este valor se aplica para todos los ejes en general.

$$k_c = 1$$

2.3.5.4.1.4 Factor de temperatura, k_d

Se han sugerido algunas fórmulas de aproximación, que pueda reducir el límite de resistencia a la fatiga a temperaturas medianamente elevadas, para ello se define un factor de temperatura [32].

$$\text{Para } T \leq 450^\circ\text{C} (840^\circ\text{F}): \quad k_d = 1 \quad 48 \text{ a)}$$

$$\text{Para } 450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C}: \quad k_d = 1 - 0.0058(T - 450) \quad 48 \text{ b)}$$

$$\text{Para } 840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F}: \quad k_d = 1 - 0.0032(T - 840) \quad 48 \text{ c)}$$

Cabe recalcar que estas fórmulas solamente aplican para aceros, mas no para materiales como el aluminio y aleaciones de cobre.

Bajo la consideración de una temperatura inferior a los 450 °C de acuerdo con la ecuación 48 a), tenemos un valor para el factor de temperatura igual a:

$$k_d = 1$$

2.3.5.4.1.5 Factor de confiabilidad, k_e

Haugen y Wisrshing proponen factores de confiabilidad basados en una desviación estándar del 8 %, la Tabla 19 propone factores de confiabilidad de acuerdo con el porcentaje de la misma [32]. En el presente proyecto trabajaremos con una confiabilidad del 90 %, por ende, nuestro factor de confiabilidad es:

$$k_e = 0.897$$

Tabla 19. Factor de confiabilidad para una desviación estándar del 8% [32].

Factores de confiabilidad para $S_d = 0.08 \mu$	
% de confiabilidad	k_e
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

2.3.5.4.1.6 Límite de resistencia a la fatiga, S_e'

Este parámetro se determina a partir de resultados de pruebas de ciclo de carga a flexión y axial invertida, aplicadas sobre muestras pequeñas y pulidas, se puede calcular un valor aproximado de S_e' utilizando la resistencia última a la tensión del material S_{ut} [32]. Entonces.

$$Aceros: \begin{cases} S_e' \cong 0.5 S_{ut} & \text{Para } S_{ut} < \mathbf{1400 MPa} & 49 \text{ a)} \\ S_e' \cong 700 MPa & \text{Para } S_{ut} > 1400 MPa & 49 \text{ b)} \end{cases}$$

El material que hemos empleado es el Acero AISI 1045 para cada uno de los ejes, con un valor de $S_{ut} = 570 MPa$. Cumpliendo con la condición de la ecuación 49 a):

$$S_e' \cong 0.5 S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5 * 570 MPa = 285 MPa$$

Una vez claros todas las consideraciones para determinar los factores para el cálculo del límite a fatiga, aplicamos la ecuación 44 para encontrar el factor de corrección para el límite a fatiga S_e , este factor será diferente uno del otro, debido al factor de tamaño, el cual es diferente en cada eje, como se muestra a continuación:

Factor de corrección para el límite a fatiga S_e en el eje 1:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S_e'$$

$$S_{e1} = 0.606 * 0.831 * 1 * 1 * 0.897 * 285 MPa$$

$$S_{e1} = 128.788 \text{ MPa}$$

Factor de corrección para el límite a fatiga S_e en el eje 2:

$$S_{e2} = 0.606 * 0.822 * 1 * 1 * 0.897 * 285 \text{ MPa}$$

$$S_{e2} = 127.325 \text{ MPa}$$

Factor de corrección para el límite a fatiga S_e en el eje 3:

$$S_{e3} = 0.606 * 0.814 * 1 * 1 * 0.897 * 285 \text{ MPa}$$

$$S_{e3} = 126.105 \text{ MPa}$$

Factor de corrección para el límite a fatiga S_e en el eje 4:

$$S_{e4} = 0.606 * 0.806 * 1 * 1 * 0.897 * 285 \text{ MPa}$$

$$S_{e4} = 124.871 \text{ MPa}$$

2.3.5.5 Cálculo de los diámetros por cada sección en los ejes.

Las consideraciones para tener en cuenta para el dimensionamiento de los ejes consisten en que, para los ejes giratorios con flexión y torsión constantes, el esfuerzo es completamente reversible y la torsión se mantiene constante. Por ende, la ecuación 43 puede reducirse tomando en cuenta que el momento medio (M_m) y el par torsional alternante (T_a), son nulos, por otra parte, el valor de S_{ut} es de 570 MPa para cada eje[33]. Entonces.

$$d = \left[\frac{16n}{\pi} \left(\frac{2k_f M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3(k_{fs} T_m)^2}}{S_{ut}} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

La iteración asumida para este análisis consiste en considerar que $K_t = K_f$ y $K_{ts} = K_{fs}$ y dichos valores los podemos encontrar en la Tabla 20. Donde tomaremos valores solamente para estimar los diámetros en cada una de las secciones, estos valores no pueden ser utilizados cuando ya se cuente con los diámetros reales.

Tabla 20. Estimaciones de los factores de concentración de esfuerzos [33].

	Flexión	Torsión
	K_f	K_{fs}
<i>Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)</i>	2.7	2.2
<i>Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)</i>	1.7	1.5
<i>Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)</i>	2.2	3.0
<i>Cuñero de patín o trapezoidal</i>	1.7	-
<i>Ranura para anillo de retención</i>	5.0	3.0

2.3.5.5.1 Dimensionamiento del eje 1.

Análisis en el punto A

En este punto está montada la polea trapezoidal y debido a que es el punto de inicio no presenta ningún momento, por lo tanto, la ecuación 43 se reduce a:

$$d = \left[\frac{16n}{\pi} \left(\frac{\sqrt{3(k_{fs}T_m)^2}}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}}$$

Datos de entrada:

$$T_1 = T_m = 106.82 \text{ N.m}$$

Filete de hombro agudo $\frac{r}{d} = 0.02$ con un valor de $k_{fs} = 2.2$

$$D_A = \left[\frac{16(2)}{\pi} \left(\frac{\sqrt{3(2.2 * 106.82 \text{ N.m})^2}}{570 \text{ MPa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_A = 19.376 \text{ mm}$$

Análisis punto B

En este punto se montará el rodamiento o apoyo del eje, pues para este punto el eje si cuenta con momento alternante y par torsor.

Datos de entrada:

$$M_B = M_a = 106.82 \text{ N.m}$$

$$T_1 = T_m = 106.82 \text{ N.m}$$

$$S_{e1} = 128.788 \text{ MPa}$$

Filete de hombro agudo $\frac{r}{d} = 0.02$ con un valor de $k_f = 2.7$ y $k_{fs} = 2.2$

$$D_B = \left[\frac{16(2)}{\pi} \left(\frac{2(2.7)(106.82 \text{ N.m})}{128.788 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3((2.2)(106.82 \text{ N.m}))^2}}{570 \text{ MPa}} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_B = 37.538 \text{ mm}$$

Análisis punto C

El piñón está montado en este punto, y presenta los siguientes datos.

Datos de entrada:

$$M_C = M_a = 126.387 \text{ N.m}$$

$$S_{e1} = 128.788 \text{ MPa}$$

Cuñero fresado $\frac{r}{d} = 0.02$ con un valor de $k_f = 2.2$ y $k_{fs} = 3$

$$D_C = \left[\frac{16(2)}{\pi} \left(\frac{2(2.2)(126.387 \text{ N.m})}{128.788 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3((3)(106.82 \text{ N.m}))^2}}{570 \text{ MPa}} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_C = 37.775 \text{ mm}$$

Análisis punto D

Aquí se halla el segundo apoyo o rodamiento y no cuenta con la presencia de momentos torsionales ni flexionantes. Sin embargo presenta fuerzas cortantes. Se calcula un cortante resultante, entonces aplicamos la ecuación 50

$$D = \sqrt{\frac{2.94 K_f * R * n}{S_e}} \quad 50$$

Donde R es la reacción equivalente en uno de los apoyos.

Datos de entrada:

$$R_D = R = 1123.44 \text{ N}$$

Filete de hombro agudo $\frac{r}{d} = 0.02$ con un valor de $k_f = 2.7$

$$D_D = \sqrt{\frac{2.94 (2.7) * (1123.44 N) * (2)}{128.788 MPa}}$$

$$D_D = 11.768 mm$$

2.3.5.5.2 Dimensionamiento del eje 2.

Analisis punto A

En este punto se halla montado el rodamiento y no cuenta con la presencia de momentos torsionales ni flexionantes. Sin embargo presenta fuerzas cortantes y se calcula un valor de cortante resultante, entonces aplicamos la ecuación 50

Datos de entrada:

$$R_A = R = 1101.75 N$$

$$S_{e2} = 127.325 MPa$$

Filete de hombro agudo $\frac{r}{d} = 0.02$ con un valor de $k_f = 2.7$

$$D_A = \sqrt{\frac{2.94 (2.7) * (1101.75N) * (2)}{127.325 MPa}}$$

$$D_A = 11.721 mm$$

Análisis punto B

La rueda está montada en este punto, y presenta los siguientes datos.

Datos de entrada:

$$M_B = M_a = 123.947 N.m$$

$$T_2 = T_m = 128.18 N.m$$

$$S_{e2} = 127.325 MPa$$

Cuñero fresado $\frac{r}{d} = 0.02$ con un valor de $k_f = 2.2$ y $k_{fs} = 3$

$$D_B = \left[\frac{16(2)}{\pi} \left(\frac{2(2.2)(127.947 \text{ N.m})}{127.325 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3((3)(128.18 \text{ N.m}))^2}}{570 \text{ MPa}} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_B = 38.15 \text{ mm}$$

Analisis punto C

El rodamiento se aloja en este punto y cuenta con la presencia de momento alternante y torque medio, como se muestra a continuación:

Datos de entrada:

$$M_C = M_a = 100.674 \text{ N.m}$$

$$T_2 = T_m = 128.18 \text{ N.m}$$

$$S_{e_2} = 127.325 \text{ MPa}$$

Filete de hombro agudo $\frac{r}{d} = 0.02$ con un valor de $k_f = 2.7$ y $k_{fs} = 2.2$

$$D_c = \left[\frac{16(2)}{\pi} \left(\frac{2(2.7)(100.674 \text{ N.m})}{127.325 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3((2.2)(128.18 \text{ N.m}))^2}}{570 \text{ MPa}} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_c = 37.37 \text{ mm}$$

Análisis punto D

Debido a que es el extremo final del eje y así también como en el punto inicial, este no presenta ningún momento, por ende, el análisis del diámetro aquí se presenta haciendo uso de la ecuación 43.

Datos de entrada:

$$T_2 = T_m = 128.18 \text{ N.m}$$

Filete de hombro agudo $\frac{r}{d} = 0.02$ con un valor de $k_{fs} = 2.2$

$$D = \left[\frac{16n}{\pi} \left(\frac{\sqrt{3(k_{fs}T_m)^2}}{S_{ut}} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_D = \left[\frac{16(2)}{\pi} \left(\frac{\sqrt{3((2.2)(128.18 \text{ N.m})^2)}}{570 \text{ MPa}} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_D = 20.58 \text{ mm}$$

2.3.5.5.3 Dimensionamiento del eje 3.

Analisis punto A

En este punto se halla montado el rodamiento y no cuenta con la presencia de momentos torsionales ni flexionantes. Sin embargo presenta fuerzas cortantes y se calcula un valor de cortante resultante, entonces aplicamos la ecuación 50

Datos de entrada:

$$R_A = R = 1537.93 \text{ N}$$

Filete de hombro agudo $\frac{r}{d} = 0.02$ con un valor de $k_f = 2.7$

$$D_A = \sqrt{\frac{2.94 (2.7) * (1537.93 \text{ N}) * (2)}{126.031 \text{ MPa}}}$$

$$D_A = 13.92 \text{ mm}$$

Analisis punto B

El piñón se aloja en este punto, y presenta los siguientes datos.

$$M_B = M_a = 173.014 \text{ N.m}$$

$$T_3 = T_m = 153.823 \text{ N.m}$$

$$S_{e3} = 126.031 \text{ MPa}$$

Cuñero fresado $\frac{r}{d} = 0.02$ con un valor de $k_f = 2.2$ y $k_{fs} = 3$

$$D_B = \left[\frac{16(2)}{\pi} \left(\frac{2(2.2)(173.014 \text{ N.m})}{126.031 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3((3)(153.823 \text{ N.m})^2)}}{570 \text{ MPa}} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_B = 42.323 \text{ mm}$$

Análisis punto C

El segundo punto de apoyo aquí se aloja y además posee momento alternante y torque medio, como se muestra a continuación:

Datos de entrada:

$$M_C = M_a = 100.679 \text{ N.m}$$

$$T_3 = T_m = 153.823 \text{ N.m}$$

$$S_{e3} = 126.031 \text{ MPa}$$

Filete de hombro agudo $\frac{r}{d} = 0.02$ con un valor de $k_f = 2.7$ y $k_{fs} = 2.2$

$$D_c = \left[\frac{16(2)}{\pi} \left(\frac{2(2.7)(100.679 \text{ N.m})}{126.031 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3((2.2)(153.823 \text{ N.m}))^2}}{570 \text{ MPa}} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_c = 37.894 \text{ mm}$$

Análisis punto D

Debido a que es el extremo final del eje y así también como en el punto inicial, este no presenta ningún momento, por lo tanto, el análisis del diámetro aquí se presenta haciendo uso de la ecuación 43.

Datos de entrada:

$$T_3 = T_m = 153.823 \text{ N.m}$$

Filete de hombro agudo $\frac{r}{d} = 0.02$ con un valor de $k_{fs} = 2.2$

$$D_D = \left[\frac{16n}{\pi} \left(\frac{\sqrt{3(k_{fs}T_m)^2}}{S_{ut}} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_D = \left[\frac{16(2)}{\pi} \left(\frac{\sqrt{3((2.2)(153.823 \text{ N.m}))^2}}{570 \text{ MPa}} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_D = 21.88 \text{ mm}$$

2.3.5.5.4 Dimensionamiento del eje 4

Analisis puntos A y C

En ambos puntos se posan los rodamientos correspondientes a cada punto y no existe la presencia de momentos torsionales ni flexionantes. Sin embargo presentan fuerzas cortantes. El calculo de cada una de las reacciones resultantes tanto en el punto A como en el punto C son iguales por lo que al aplicar la ecuación 50 obtenemos un diámetro para cada apoyo:

Datos de entrada:

$$R_A = R_C = R = 1611.182 \text{ N}$$

Filete de hombro agudo $\frac{r}{d} = 0.02$ con un valor de $k_f = 2.7$

$$D_A = D_C = \sqrt{\frac{2.94 (2.7) * (1611.182 \text{ N}) * (2)}{124.871 \text{ MPa}}}$$

$$D_A = D_C = 14.312 \text{ mm}$$

Analisis punto B

La rueda se aloja aquí, y su análisis se muestra a continuación.

Datos de entrada:

$$M_B = M_a = 181.258 \text{ N.m}$$

$$T_4 = T_m = 192.28 \text{ N.m}$$

$$S_{e4} = 124.871 \text{ MPa}$$

Cuñero fresado $\frac{r}{d} = 0.02$ con un valor de $k_f = 2.2$ y $k_{fs} = 3$

$$D_B = \left[\frac{16(2)}{\pi} \left(\frac{2(2.2)(181.258 \text{ N.m})}{124.871 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3((3)(192.28 \text{ N.m}))^2}}{570 \text{ MPa}} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_B = 43.605 \text{ mm}$$

2.3.6 Cálculo y selección de rodamientos

2.3.6.1 Cálculo por fallo a Fatiga

Por lo general la selección de los rodamientos dependerá del número de horas de diseño que se asignan al producto. Para ello se deberá asumir las horas de vida de diseño, la preselección del rodamiento dependerá principalmente del diámetro donde se montará el rodamiento (d) y el diámetro del hombro (d_a), una vez identificado los posibles rodamientos, se deberá calcular la capacidad de carga dinámica, la cual deberá ser menor a la capacidad de carga del rodamiento que el fabricante garantiza [34].

Para poder determinar dicho resultado, partimos de la siguiente ecuación:

$$L_{nm} = a_1 * a_{skf} * L_{10} \quad 51$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad 52$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \quad 53$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{nm} \quad 54$$

Al reemplazar las ecuaciones 51 y 52 en la ecuación 54 obtenemos:

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * n} * a_{10} * a_{skf} * \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad 55$$

Donde:

L_{nmh} : Vida nominal SKF (Anexo 4) con una confiabilidad del 100 % [horas de funcionamiento]

L_{nm} : Vida nominal SKF (con una confiabilidad del 100 %) [millones de revoluciones]

L_{10} : Vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [millones de revoluciones]

L_{10h} : Vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [horas].

a_1 : Factor de ajuste de la vida útil para una mayor confiabilidad (Anexo 5, valores que cumplen con la norma ISO 281).

a_{SKF} : Factor SKF de modificación de la vida (Anexo 7)

C : Capacidad de carga dinámica básica [kN]

P : Carga dinámica equivalente del rodamiento [kN]

n : Velocidad de giro [rpm]

p : Exponente de la ecuación de la vida, para los rodamientos de bolas, $p = 3$

2.3.6.1.1 Factor por condiciones de trabajo a_{SKF}

Para poder calcular el factor a_{SKF} debemos seguir el siguiente procedimiento:

1. El factor de viscosidades k (Ecuación 57) va a depender de la relación entre la viscosidad real del lubricante v a la temperatura de funcionamiento (60 °C) (Anexo 6), mientras que la viscosidad nominal (Ecuación 56) va a depender del diámetro medio y la velocidad de giro:

Viscosidad nominal:

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m * n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm} \quad 56 \text{ a)}$$

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m * n}} \text{ para } n \geq 1000 \text{ rpm} \quad 56 \text{ b)}$$

Factor de viscosidades:

$$k = \frac{v}{v_1} \quad 57$$

2. Se determina el nivel de contaminación del lubricante (η_c), para esto nos dirigimos al Anexo 8. En base a las condiciones se elige $\eta_c = 0.2$ valor promedio para una contaminación típica.
3. Determinamos la relación entre contaminación – carga, como se muestra en la ecuación.

$$\eta_c * \frac{P_u}{P} \quad 58$$

Donde P_u es la carga límite de fatiga (dato proporcionado por el fabricante en el Anexo 9).

4. Para determinar a_{SKF} nos dirigimos al Anexo 7 con el valor k y el resultado de la ecuación anterior.

2.3.6.2 Cálculo y Criterio de selección

De la ecuación 55 operamos, simplificamos y despejamos la capacidad de carga dinámica para llegar a la siguiente expresión:

$$C_{calc} = P * \sqrt{\frac{L_{nmh} * 60 * n}{a_{10} * a_{SKF} * 10^6}} \quad 59$$

Se realiza una preselección de un rodamiento, y utilizando los datos disponibles en el catálogo, junto con una vida útil de diseño previamente establecida, se calcula la capacidad de carga dinámica utilizando la ecuación anterior. El criterio para la selección implica verificar que la capacidad de carga dinámica calculada sea menor o igual a la capacidad de carga dinámica asignada por el fabricante en el catálogo [35].

El factor de ajuste de la vida útil localizado en el Anexo 5, a_1 nos da un valor de 1, dado que se considera una confiabilidad del 90. Además, se ha elegido una vida útil de 25,000 horas de funcionamiento, según lo indicado en el Anexo 4.

En el caso de que existan varios rodamientos que cumplan con los criterios de selección mencionados, se procederá a seleccionar aquel cuya carga dinámica calculada se aproxime más a la carga dinámica proporcionada por el fabricante.

2.3.6.3 Selección de rodamientos

Se ha extraído de manera específica la información pertinente para la selección de rodamientos de los rangos de diámetros comprendidos entre 35 mm y 60 mm del catálogo de SKF y cada uno de los valores relevantes para los cálculos se muestran en el Anexo 9 y el Anexo 10. Cabe destacar allí se encuentran detallados las fronteras límite de diámetros para el dimensionamiento en los ejes, ya que corresponden a los valores diametrales donde se llevará a cabo el montaje de los rodamientos.

2.3.6.3.1 Selección de rodamientos en el eje 1

En el Anexo 9 y Anexo 10 se exhibe los diámetros considerados para los rodamientos, dimensionándolos bajo medidas estándar tomando en cuenta que los diámetros calculados son los mínimos, el diámetro d_a será la medida considerada para el hombro. Se deberá comprobar el tamaño de los hombros que harán tope en los rodamientos y cerciorarse que proporcionen un escalón adecuado para los rodamientos en los puntos B y D, además se verificará el factor por tamaño y los factores por concentración de esfuerzos, bajo estas consideraciones se presentan a continuación:

Tabla 21. Corrección del diámetro según rodamientos estándar en el eje 1.

Parte compañera	Diámetro por cada punto	Diámetro calculado [mm]	Diámetro corregido según el diámetro del rodamiento (estándar)[mm]
Polea	D_A	19.376	30
Rodamiento	D_B	37.538	35
Engrane	D_C	37.775	-
Ninguno	D_C'	37.775	-
Rodamiento	D_D	11.768	35

Una vez dimensionados los diámetros en los apoyos, seleccionamos una lista de rodamientos del Anexo 9, bajo los criterios de selección antes mencionados. Entonces.

Punto B

Datos de entrada:

$$n_1 = 666.667 \text{ rpm}$$

$$L_{nmh} = 25000 \text{ horas}$$

$$R_B = P = 2889.8 \text{ N}$$

En la Tabla 22 se muestran la selección del rodamiento más apropiada para el punto B.

Tabla 22. Selección de rodamientos en el punto B del eje 1.

Modelo	Datos del catálogo					L_{10h}	v_1 [mm ² /s]	v [mm ² /s]	k	$\eta_c * \frac{P_u}{P}$	a_{SKF}	α_1	C_{caic} [N]	L_{nmh}	Validez
	C [N]	D [mm]	d [mm]	dm [mm]	Pu [N]										
*16007	13000	62	35	48,5	375	2276,09	28,62	46	1,61	0,026	0,9	1	29930,42	2048,48	NO
*6007	16800	62	35	48,5	440	4912,32	28,62	46	1,61	0,030	1	1	28897,50	4912,32	NO
*6207	27000	72	35	53,5	655	20391,6	27,25	46	1,69	0,045	1,55	1	24969,88	31606,90	SI
6207 ETN9	31200	72	35	53,5	750	31464,6	27,25	46	1,69	0,052	1,68	1	24308,45	52860,59	SI

De la tabla anterior se ha seleccionado un rodamiento de tipo Explores *6207, posteriormente se muestra el desarrollo de cálculo:

Desarrollo de cálculo:

Diámetro medio, d_m

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{72 \text{ mm} + 35 \text{ mm}}{2}$$

$$d_m = 53.5 \text{ mm}$$

Vida nominal básica, L_{10h}

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 666.667 \text{ rpm}} \left(\frac{27000 \text{ N}}{2889.8 \text{ N}} \right)^3$$

$$L_{10h} = 20391.6 \text{ horas}$$

Viscosidad Nominal, v_1

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m * n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{53.5 \text{ mm} * (666.667 \text{ rpm})^{1.667}}}$$

$$v_1 = 27.55 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Viscosidad real del lubricante, v

Este valor se obtiene del Anexo 6 con una temperatura de funcionamiento de 60 °C, este valor aplica para el análisis de cada rodamiento, en este caso el valor de la viscosidad real del lubricante es de:

$$v = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Factor de viscosidades, k

$$k = \frac{v}{v_1}$$

$$k = k = \frac{46 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}{27.25 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}} = 1.69$$

Relación entre contaminación – carga

El valor para η_c se toma del Anexo 8 mientras, mencionado valor aplica para cada uno de los rodamientos, por otra parte, el valor de la carga límite de fatiga P_u es dato del catálogo

de rodamientos y se puede obtener del Anexo 9, mientras que el valor de P es la carga dinámica del rodamiento o la fuerza resultante en el apoyo.

Entonces.

$$\eta_c * \frac{P_u}{P}$$

$$0.2 * \frac{655 N}{2889.8 N} = 0.045$$

Factor a_{SKF}

Con el valor de la relación entre contaminación – carga y el valor del factor de viscosidades nos dirigimos al Anexo 7 y obtenemos un valor para a_{SKF} de:

$$a_{SKF} = 1.55$$

Capacidad de carga dinámica básica calculada, C_{calc}

Este valor es el que define la aceptación o descarte del rodamiento, pues debe cumplir con el siguiente criterio de selección:

$$C \geq C_{calc}$$

Entonces.

$$C_{calc} = P * \sqrt{\frac{L_{nmh} * 60 * n}{a_{10} * a_{SKF} * 10^6}}$$

$$C_{calc} = 2889.8 N * \sqrt{\frac{25000 \text{ horas} * 60 * 666.667 \text{ rpm}}{1 * 1.55 * 10^6}}$$

$$C_{calc} = 24969.88 N$$

Si cumple con el criterio de selección

$$27000 N \geq 24969.88 N$$

Vida nominal SKF real, L_{nmh}

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * n} * a_{10} * a_{skf} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * 666.667 \text{ rpm}} * 1 * 1.55 * \left(\frac{27000 N}{2889.8 N}\right)^3$$

$$L_{nmh} = 31606.9 \text{ horas}$$

Justificación de selección: Como se describe en la Tabla 22, los modelos de rodamientos que cumplan con el diámetro de 35 mm resultado del diseño, el rodamiento que cumple con el valor recomendado para este tipo de máquinas se mantiene dentro del rango de la vida nominal del rodamiento. En consecuencia, la sustitución de este rodamiento se deberá programar para la primera revisión respecto a los rodamientos con la vida nominal de 25000 horas.

Punto D

Datos de entrada:

$$n_1 = 666.667 \text{ rpm}$$

$$L_{nmh} = 25000 \text{ horas}$$

$$R_D = P = 1123.44 \text{ N}$$

En la Tabla 23 se muestran la selección del rodamiento más apropiada para el punto D.

Tabla 23. Selección de rodamientos en el punto D del eje 1.

Modelo	Datos del catálogo					L_{10h}	v_1 [mm ² /s]	v [mm ² /s]	k	$\eta_c * \frac{P_u}{P}$	a_{SKF}	α_1	C_{calc} [N]	L_{nmh}	Validez
	C [N]	D [mm]	d [mm]	dm [mm]	Pu [N]										
*16007	13000	62	35	48,5	375	38736,5	28,62	46	1,61	0,067	2,5	1	8277,58	96841,21	SI
*6007	16800	62	35	48,5	440	83602,3	28,62	46	1,61	0,078	3,2	1	7623,71	267527,21	SI
*6207	27000	72	35	53,5	655	347042	27,25	46	1,69	0,117	6	1	6182,53	2082249,11	SI
6207 ETN9	31200	72	35	53,5	750	535493	27,25	46	1,69	0,134	7,4	1	5765,09	3962649,36	SI

De la tabla anterior se ha seleccionado un rodamiento de tipo Explores *16007, posteriormente se muestra el desarrollo de cálculo:

Desarrollo de cálculo:

Diámetro medio, d_m

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{62 \text{ mm} + 35 \text{ mm}}{2}$$

$$d_m = 48.5 \text{ mm}$$

Vida nominal básica, L_{10h}

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 666.667 \text{ rpm}} \left(\frac{13000 \text{ N}}{1123.44 \text{ N}} \right)^3$$

$$L_{10h} = 38736.5 \text{ horas}$$

Viscosidad Nominal, v_1

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m * n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{48.5 \text{ mm} * (666.667 \text{ rpm})^{1.667}}}$$

$$v_1 = 28.62 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Viscosidad real del lubricante, v

Valor tomado del Anexo 6.

$$v = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Factor de viscosidades, k

$$k = \frac{v}{v_1}$$

$$k = \frac{46 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}{28.62 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}} = 1.61$$

Relación entre contaminación – carga

$$\eta_c * \frac{P_u}{P}$$

$$0.2 * \frac{375 \text{ N}}{1123.44 \text{ N}} = 0.067$$

Factor a_{SKF}

Valor tomado del Anexo 7.

$$a_{SKF} = 2.5$$

Capacidad de carga dinámica básica calculada, C_{calc}

$$C_{calc} = P * \sqrt{\frac{L_{nmh} * 60 * n}{a_{10} * a_{SKF} * 10^6}}$$

$$C_{calc} = 1123.44 N * \sqrt{\frac{25000 \text{ horas} * 60 * 666.667 \text{ rpm}}{1 * 2.5 * 10^6}}$$

$$C_{calc} = 8277.58 N$$

Si cumple con el criterio de selección

$$13000 N \geq 8277.58 N$$

Vida nominal SKF real, L_{nmh}

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * n} * a_{10} * a_{skf} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * 666.667 \text{ rpm}} * 1 * 2.5 * \left(\frac{13000 N}{1123.44 N}\right)^3$$

$$L_{nmh} = 96841.21 \text{ hora}$$

Justificación de selección: Como se describe en la Tabla 23, los modelos de rodamientos que cumplan con el diámetro de 35 mm resultado del diseño, el rodamiento que cumple con el valor recomendado para este tipo de máquinas supera 3 veces la vida nominal del rodamiento. En consecuencia, la sustitución de este rodamiento se deberá programar a la tercera vez respecto a los rodamientos con la vida nominal de 25000 horas.

2.3.6.3.2 Selección de rodamientos en el eje 2

Se presenta en la Tabla 24 los diámetros corregidos en los puntos de apoyo del eje, mismo que han sido tomados bajo diámetros estándar de rodamientos

Tabla 24. Corrección del diámetro según rodamientos estándar en el eje 2.

Parte compañera	Diámetro por cada punto	Diámetro Mínimo [mm]	Diámetro corregido según el diámetro del rodamiento (estándar)[mm]
Rodamiento	D_A	11.721	40
Engrane	D_B	38.15	-
Ninguno	D_B'	38.15	-
Rodamiento	D_C	37.37	45
Polea	D_D	20.58	40

Punto A

Datos de entrada:

$$n_2 = 555.56 \text{ rpm}$$

$$L_{nmh} = 25000 \text{ horas}$$

$$R_A = P = 1101.8 \text{ N}$$

En la Tabla 25 se muestran la selección del rodamiento más apropiada para el punto A.

Tabla 25. Selección de rodamientos en el punto A del eje 2.

Modelo	Datos del catálogo					L_{10h}	v_1 [mm ² /s]	v [mm ² /s]	k	$\eta_c * \frac{P_u}{P}$	a_{SKF}	α_1	C_{calc} [N]	L_{nmh}	Validez
	C [N]	D [mm]	d [mm]	dm [mm]	Pu [N]										
61908	13800	62	40	51	425	58953,4	32,49	46	1,42	0,077	1,9	1	8370,89	112011,53	SI
*16008	13800	68	40	54	440	58953,4	31,57	46	1,46	0,080	2,8	1	7355,92	165069,62	SI
*6008	17800	68	40	54	490	126512	31,57	46	1,46	0,089	3,45	1	6861,46	436466,55	SI
*6208	32500	80	40	60	800	770055	29,95	46	1,54	0,145	6,84	1	5461,82	5267178,60	SI

De la tabla anterior se ha seleccionado un rodamiento estándar 61908, posteriormente se muestra el desarrollo de cálculo:

Desarrollo de cálculo:

Diámetro medio, d_m

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{62 \text{ mm} + 40 \text{ mm}}{2}$$

$$d_m = 51 \text{ mm}$$

Vida nominal básica, L_{10h}

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 555.56 \text{ rpm}} \left(\frac{13800 \text{ N}}{1101.08 \text{ N}} \right)^3$$

$$L_{10h} = 58953.4 \text{ horas}$$

Viscosidad Nominal, v_1

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m * n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{51 \text{ mm} * (555.56 \text{ rpm})^{1.667}}}$$

$$v_1 = 32.49 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Viscosidad real del lubricante, v

Valor tomado del Anexo 6.

$$v = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Factor de viscosidades, k

$$k = \frac{v}{v_1}$$

$$k = \frac{46 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}{34.49 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}} = 1.42$$

Relación entre contaminación – carga

$$\eta_c * \frac{P_u}{P}$$

$$0.2 * \frac{425 \text{ N}}{1101.8 \text{ N}} = 0.077$$

Factor a_{SKF}

Valor tomado del Anexo 7.

$$a_{SKF} = 1.9$$

Capacidad de carga dinámica básica calculada, C_{calc}

$$C_{calc} = P * \sqrt{\frac{L_{nmh} * 60 * n}{a_{10} * a_{SKF} * 10^6}}$$

$$C_{calc} = 1101.8 \text{ N} * \sqrt{\frac{25000 \text{ horas} * 60 * 555.56 \text{ rpm}}{1 * 1.9 * 10^6}}$$

$$C_{calc} = 8370.89 \text{ N}$$

Si cumple con el criterio de selección

$$13800 \text{ N} \geq 8370.89 \text{ N}$$

Vida nominal SKF real, L_{nmh}

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * n} * a_{10} * a_{skf} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * 555.56 \text{ rpm}} * 1 * 1.9 * \left(\frac{13800 \text{ N}}{1101.8 \text{ N}}\right)^3$$

$$L_{nmh} = 112011.53 \text{ horas}$$

Justificación de selección: Como se describe en la Tabla 25, los modelos de rodamientos que cumplan con el diámetro de 40 mm resultado del diseño, el rodamiento que cumple con el valor recomendado para este tipo de máquinas supera 4 veces la vida nominal del rodamiento. En consecuencia, el cambio de este rodamiento se deberá programar a en la cuarta vez respecto a los rodamientos con la vida nominal de 25000 horas.

Punto C

Datos de entrada:

$$n_2 = 555.56 \text{ rpm}$$

$$L_{nmh} = 25000 \text{ horas}$$

$$R_C = P = 2590.4 \text{ N}$$

En la Tabla 26 se muestran la selección del rodamiento más apropiada para el punto C.

Tabla 26. Selección de rodamientos en el punto del eje 2.

Modelo	Datos del catálogo					L_{10h}	v_1 [mm ² /s]	v [mm ² /s]	k	$\eta_c * \frac{P_u}{P}$	a_{SKF}	α_1	C_{calc} [N]	L_{nmh}	Validez
	C [N]	D [mm]	d [mm]	dm [mm]	Pu [N]										
*16009	16500	75	45	60	520	7753,14	29,95	46	1,54	0,040	1,36	1	22001,82	10544,27	NO
*6009	22100	75	45	60	640	18629,6	29,95	46	1,54	0,049	1,72	1	20345,20	32042,83	SI
*6209	35100	85	45	65	915	74635,8	28,78	46	1,60	0,071	2,85	1	17193,19	212711,90	SI
*6309	55300	100	45	72,5	1340	291878	27,25	46	1,69	0,103	5	1	14255,47	1459388,67	SI

De la tabla anterior se ha seleccionado un rodamiento de tipo Explores *6009, posteriormente se muestra el desarrollo de cálculo:

Desarrollo de cálculo:

Diámetro medio, d_m

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{75 \text{ mm} + 45 \text{ mm}}{2}$$

$$d_m = 60 \text{ mm}$$

Vida nominal básica, L_{10h}

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 555.56 \text{ rpm}} \left(\frac{22100 \text{ N}}{2590.4 \text{ N}} \right)^3$$
$$L_{10h} = 18629.6 \text{ horas}$$

Viscosidad Nominal, v_1

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m * n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$
$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{60 \text{ mm} * (555.56 \text{ rpm})^{1.667}}}$$
$$v_1 = 29.95 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Viscosidad real del lubricante, v

Valor tomado del Anexo 6.

$$v = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Factor de viscosidades, k

$$k = \frac{v}{v_1}$$
$$k = \frac{46 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}{29.95 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}} = 1.54$$

Relación entre contaminación – carga

$$\eta_c * \frac{P_u}{P}$$
$$0.2 * \frac{640 \text{ N}}{2590.4 \text{ N}} = 0.049$$

Factor a_{SKF}

Valor tomado del Anexo 7.

$$a_{SKF} = 1.72$$

Capacidad de carga dinámica básica calculada, C_{calc}

$$C_{calc} = P * \sqrt{\frac{L_{nmh} * 60 * n}{a_{10} * a_{SKF} * 10^6}}$$
$$C_{calc} = 2590.4 N * \sqrt{\frac{25000 \text{ horas} * 60 * 555.56 \text{ rpm}}{1 * 1.72 * 10^6}}$$
$$C_{calc} = 20345.2 N$$

Si cumple con el criterio de selección

$$22100 N \geq 20345.258 N$$

Vida nominal SKF real, L_{nmh}

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * n} * a_{10} * a_{skf} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$
$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * 555.56 \text{ rpm}} * 1 * 1.72 * \left(\frac{22100 N}{2590.4 N}\right)^3$$
$$L_{nmh} = 32042.83 \text{ horas}$$

Justificación de selección: Como se describe en la Tabla 26, los modelos de rodamientos que cumplan con el diámetro de 45 mm resultado del diseño, el rodamiento que cumple con el valor recomendado para este tipo de máquinas se mantiene dentro del rango de la vida nominal del rodamiento. En consecuencia, el cambio de este rodamiento se deberá programar para la primera revisión respecto a los rodamientos con la vida nominal de 25000 horas.

2.3.6.3.3 Selección de rodamientos en el eje 3

Se presenta en la Tabla 27 los diámetros corregidos en los puntos de apoyo del eje, mismo que han sido tomados bajo diámetros estándar de rodamientos

Tabla 27. Corrección del diámetro según rodamientos estándar en el eje 3.

Parte compañera	Diámetro por cada punto	Diámetro Mínimo [mm]	Diámetro corregido según el diámetro del rodamiento (estándar)[mm]
Rodamiento	D_A	13.92	45
Engrane	D_B	42.323	-
Ninguno	D_B'	42.323	-
Rodamiento	D_C	37.894	50
Polea	D_D	21.88	45

Punto A

Datos de entrada:

$$n_3 = 462.96 \text{ rpm}$$

$$L_{nmh} = 25000 \text{ horas}$$

$$R_A = P = 1537.9 \text{ N}$$

En la Tabla 28 se muestran la selección del rodamiento más apropiada para el punto A.

Tabla 28. Selección de rodamientos en el punto A del eje 3.

Modelo	Datos del catálogo					L_{10h}	v_1 [mm ² /s]	v [mm ² /s]	k	$\eta_c * \frac{P_u}{P}$	a_{SKF}	α_1	C_{calc} [N]	L_{nmh}	Validez
	C [N]	D [mm]	d [mm]	dm [mm]	Pu [N]										
*16009	16500	75	45	60	520	44460,9	34,87	68	1,95	0,068	2,9	1	9550,04	128936,62	SI
*6009	22100	75	45	60	640	106832	34,87	68	1,95	0,083	3,95	1	8615,33	421988,27	SI
*6209	35100	85	45	65	915	428004	33,50	68	2,03	0,119	8	1	6809,38	3424031,89	SI
*6309	55300	100	45	72,5	1340	1673793	31,72	46	1,45	0,174	8,9	1	6571,65	14896761,52	SI

De la tabla anterior se ha seleccionado un rodamiento tipo Explorer *16009, posteriormente se muestra el desarrollo de cálculo:

Desarrollo de cálculo:

Diámetro medio, d_m

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{75 \text{ mm} + 45 \text{ mm}}{2}$$
$$d_m = 60 \text{ mm}$$

Vida nominal básica, L_{10h}

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 462.96 \text{ rpm}} \left(\frac{16500 \text{ N}}{1537.9 \text{ N}} \right)^3$$
$$L_{10h} = 44460.9 \text{ horas}$$

Viscosidad Nominal, v_1

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m * n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$
$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{60 \text{ mm} * (462.96 \text{ rpm})^{1.667}}}$$
$$v_1 = 34.87 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Viscosidad real del lubricante, v

Valor tomado del Anexo 6.

$$v = 68 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Factor de viscosidades, k

$$k = \frac{v}{v_1}$$
$$k = \frac{68 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}{34.87 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}} = 1.95$$

Relación entre contaminación – carga

$$\eta_c * \frac{P_u}{P}$$
$$0.2 * \frac{520 \text{ N}}{1537.9 \text{ N}} = 0.068$$

Factor a_{SKF}

Valor tomado del Anexo 7.

$$a_{SKF} = 2.9$$

Capacidad de carga dinámica básica calculada, C_{calc}

$$C_{calc} = P * \sqrt{\frac{L_{nmh} * 60 * n}{a_{10} * a_{SKF} * 10^6}}$$
$$C_{calc} = 1537.9 N * \sqrt{\frac{25000 \text{ horas} * 60 * 462.96 \text{ rpm}}{1 * 1.95 * 10^6}}$$
$$C_{calc} = 9550.04 N$$

Si cumple con el criterio de selección

$$16500 N \geq 9550.04 N$$

Vida nominal SKF real, L_{nmh}

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * n} * a_{10} * a_{skf} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$
$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * 462.96 \text{ rpm}} * 1 * 2.9 * \left(\frac{16500 N}{1537.9 N}\right)^3$$
$$L_{nmh} = 128936.62 \text{ horas}$$

Justificación de selección: Como se describe en la Tabla 28, los modelos de rodamientos que cumplan con el diámetro de 45 mm resultado del diseño, el rodamiento que cumple con el valor recomendado para este tipo de máquinas supera 5 veces la vida nominal del rodamiento. En consecuencia, el cambio de este rodamiento se deberá programar en la quinta vez respecto a los rodamientos con la vida nominal de 25000 horas.

Punto C

Datos de entrada:

$$n_3 = 462.96 \text{ rpm}$$

$$L_{nmh} = 25000 \text{ horas}$$

$$R_C = P = 2822.8 N$$

En la Tabla 29 se muestran la selección del rodamiento más apropiada para el punto C.

Tabla 29. Selección de rodamientos en el punto C del eje 3.

Modelo	Datos del catálogo					L_{10h}	v_1 [mm ² /s]	v [mm ² /s]	k	$\eta_c * \frac{P_c}{P}$	a_{SKF}	α_1	C_{calc} [N]	L_{nmh}	Validez
	C [N]	D [mm]	d [mm]	dm [mm]	Pu [N]										
*16010	16800	80	50	65	560	7589,33	33,50	68	2,03	0,040	1,61	1	21327,80	12218,83	NO
*6010	22900	80	50	65	710	19221,3	33,50	68	2,03	0,050	2,3	1	18937,04	44208,94	SI
*6210	37100	90	50	70	980	81733	32,28	46	1,43	0,069	2,2	1	19219,73	179812,64	SI
*6310	65000	110	50	80	1600	439558	30,19	46	1,52	0,113	5,2	1	14428,47	2285699,94	SI

De la tabla anterior se ha seleccionado un rodamiento tipo Explorer *6010, posteriormente se muestra el desarrollo de cálculo:

Desarrollo de cálculo:

Diámetro medio, d_m

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{80 \text{ mm} + 50 \text{ mm}}{2}$$

$$d_m = 65 \text{ mm}$$

Vida nominal básica, L_{10h}

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 462.96 \text{ rpm}} \left(\frac{22900 \text{ N}}{2822.8 \text{ N}} \right)^3$$

$$L_{10h} = 19221.3 \text{ horas}$$

Viscosidad Nominal, v_1

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m * n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{65 \text{ mm} * (462.6 \text{ rpm})^{1.667}}}$$

$$v_1 = 33.5 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Viscosidad real del lubricante, v

Valor tomado del Anexo 6.

$$v = 68 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Factor de viscosidades, k

$$k = \frac{\nu}{\nu_1}$$
$$k = \frac{68 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}{33.5 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}} = 2.03$$

Relación entre contaminación – carga

$$\eta_c * \frac{P_u}{P}$$
$$0.2 * \frac{710 \text{ N}}{2822.8 \text{ N}} = 0.05$$

Factor a_{SKF}

Valor tomado del Anexo 7.

$$a_{SKF} = 2.3$$

Capacidad de carga dinámica básica calculada, C_{calc}

$$C_{calc} = P * \sqrt{\frac{L_{nmh} * 60 * n}{a_{10} * a_{SKF} * 10^6}}$$
$$C_{calc} = 2822.8 \text{ N} * \sqrt{\frac{25000 \text{ horas} * 60 * 462.96 \text{ rpm}}{1 * 2.3 * 10^6}}$$
$$C_{calc} = 18937.04 \text{ N}$$

Si cumple con el criterio de selección

$$22900 \text{ N} \geq 18937.04 \text{ N}$$

Vida nominal SKF real, L_{nmh}

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * n} * a_{10} * a_{skf} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$
$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * 462.96 \text{ rpm}} * 1 * 2.3 * \left(\frac{22900 \text{ N}}{2822.8 \text{ N}}\right)^3$$
$$L_{nmh} = 44208.94 \text{ horas}$$

Justificación de selección: Como se describe en la Tabla 29, los modelos de rodamientos que cumplan con el diámetro de 50 mm resultado del diseño, el rodamiento que cumple con el valor recomendado para este tipo de máquinas se mantiene dentro del rango de la vida nominal del rodamiento. En consecuencia, el cambio de este rodamiento se deberá programar para la primera revisión respecto a los rodamientos con la vida nominal de 25000 horas.

2.3.6.3.4 Selección de rodamientos en el eje 4

Se presenta en la Tabla 30 los diámetros corregidos en los puntos de apoyo del eje, mismo que han sido tomados bajo diámetros estándar de rodamientos

Tabla 30. Corrección del diámetro según rodamientos estándar en el eje 4.

Parte compañera	Diámetro por cada punto	Diámetro Mínimo [mm]	Diámetro corregido según el diámetro del rodamiento (estándar)[mm]
Rodamiento	D_A	14.312	45
Engrane	D_B	43.605	-
Ninguno	D_B'	43.605	-
Rodamiento	D_C	14.312	50

Punto A

Datos de entrada:

$$n_4 = 370.37 \text{ rpm}$$

$$L_{nmh} = 25000 \text{ horas}$$

$$R_A = P = 1611.2 \text{ N}$$

En la Tabla 31 se muestran la selección del rodamiento más apropiada para el punto A.

Tabla 31. Selección de rodamientos en el punto A del eje 4.

Modelo	Datos del catálogo					L_{10h}	v_1 [mm ² /s]	v [mm ² /s]	k	$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P}$	a_{SKF}	a_1	C_{calc} [N]	L_{nmh}	Validez
	C [N]	D [mm]	d [mm]	dm [mm]	Pu [N]										
*16009	16500	75	45	60	520	48331,7	41,99	46	1,10	0,065	1,58	1	11371,93	76364,06	SI
*6009	22100	75	45	60	640	116133	41,99	46	1,10	0,079	2,4	1	9892,73	278720,03	SI
*6209	35100	85	45	65	915	465266	40,35	46	1,14	0,114	3,7	1	8563,53	1721484,76	SI
*6309	55300	100	45	72,5	1340	1819514	38,20	46	1,20	0,166	7,85	1	6664,44	14283188,26	SI

De la tabla anterior se ha seleccionado un rodamiento tipo Explorer *16009, posteriormente se muestra el desarrollo de cálculo:

Desarrollo de cálculo:

Diámetro medio, d_m

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{75 \text{ mm} + 45 \text{ mm}}{2}$$

$$d_m = 60 \text{ mm}$$

Vida nominal básica, L_{10h}

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 370.37 \text{ rpm}} \left(\frac{16500 \text{ N}}{1611.2 \text{ N}} \right)^3$$

$$L_{10h} = 48331.7 \text{ horas}$$

Viscosidad Nominal, v_1

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m * n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{60 \text{ mm} * (370.37 \text{ rpm})^{1.667}}}$$

$$v_1 = 41.99 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Viscosidad real del lubricante, v

Valor tomado del Anexo 6.

$$v = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Factor de viscosidades, k

$$k = \frac{v}{v_1}$$

$$k = \frac{46 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}{41.99 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}} = 1.10$$

Relación entre contaminación – carga

$$\eta_c * \frac{P_u}{P}$$
$$0.2 * \frac{520 N}{1611.2 N} = 0.065$$

Factor a_{SKF}

Valor tomado del Anexo 7.

$$a_{SKF} = 1.58$$

Capacidad de carga dinámica básica calculada, C_{calc}

$$C_{calc} = P * \sqrt{\frac{L_{nmh} * 60 * n}{a_{10} * a_{SKF} * 10^6}}$$
$$C_{calc} = 1611.2 N * \sqrt{\frac{25000 \text{ horas} * 60 * 370.37 \text{ rpm}}{1 * 1.58 * 10^6}}$$
$$C_{calc} = 11371.93 N$$

Si cumple con el criterio de selección

$$16500 N \geq 11371.93 N$$

Vida nominal SKF real, L_{nmh}

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * n} * a_{10} * a_{skf} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$
$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * 370.37 \text{ rpm}} * 1 * 1.58 * \left(\frac{16500 N}{1611.2 N}\right)^3$$
$$L_{nmh} = 76364.06 \text{ horas}$$

Justificación de selección: Como se describe en la Tabla 31, los modelos de rodamientos que cumplan con el diámetro de 45 mm resultado del diseño, el rodamiento que cumple con el valor recomendado para este tipo de máquinas supera 3 veces la vida nominal del rodamiento. En consecuencia, el cambio de este rodamiento se deberá programar en la tercera vez respecto a los rodamientos con la vida nominal de 25000 horas.

Punto C

Datos de entrada:

$$n_4 = 370.37 \text{ rpm}$$

$$L_{nmh} = 25000 \text{ horas}$$

$$R_C = P = 1611.2 \text{ N}$$

En la Tabla 32 se muestran la selección del rodamiento más apropiada para el punto C.

Tabla 32. Selección de rodamientos en el punto C del eje 4.

Modelo	Datos del catálogo					L_{10h}	v_1 [mm ² /s]	v [mm ² /s]	k	$\eta_c * \frac{P_u}{P}$	a_{SKF}	α_1	C_{calc} [N]	L_{nmh}	Validez
	C [N]	D [mm]	d [mm]	dm [mm]	Pu [N]										
*16010	16800	80	50	65	560	51016,2	40,35	46	1,14	0,070	1,71	1	11076,13	87237,67	SI
*6010	22900	80	50	65	710	129207	40,35	46	1,14	0,088	2,4	1	9892,73	310097,17	SI
*6210	37100	90	50	70	980	549417	38,88	46	1,18	0,122	3,5	1	8723,63	1922958,37	SI
*6310	65000	110	50	80	1600	2954746	36,37	46	1,26	0,199	7,35	1	6812,25	21717384,42	SI

De la tabla anterior se ha seleccionado un rodamiento tipo Explorer *16010, posteriormente se muestra el desarrollo de cálculo:

Desarrollo de cálculo:

Diámetro medio, d_m

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{80 \text{ mm} + 50 \text{ mm}}{2}$$

$$d_m = 65 \text{ mm}$$

Vida nominal básica, L_{10h}

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 370.37 \text{ rpm}} \left(\frac{16800 \text{ N}}{1611.2 \text{ N}} \right)^3$$

$$L_{10h} = 51016.2 \text{ horas}$$

Viscosidad Nominal, v_1

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m * n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{65 \text{ mm} * (370.37 \text{ rpm})^{1.667}}}$$

$$v_1 = 40.35 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Viscosidad real del lubricante, v

Valor tomado del Anexo 6.

$$v = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Factor de viscosidades, k

$$k = \frac{v}{v_1}$$

$$k = \frac{46 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}{40.35 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}} = 1.71$$

Relación entre contaminación – carga

$$\eta_c * \frac{P_u}{P}$$

$$0.2 * \frac{560 \text{ N}}{1611.2 \text{ N}} = 0.070$$

Factor a_{SKF}

Valor tomado del Anexo 7.

$$a_{SKF} = 1.71$$

Capacidad de carga dinámica básica calculada, C_{calc}

$$C_{calc} = P * \sqrt{\frac{L_{nmh} * 60 * n}{a_{10} * a_{SKF} * 10^6}}$$

$$C_{calc} = 1611.2 \text{ N} * \sqrt{\frac{25000 \text{ horas} * 60 * 370.37 \text{ rpm}}{1 * 1.71 * 10^6}}$$

$$C_{calc} = 11076.13 \text{ N}$$

Si cumple con el criterio de selección

$$16800 \text{ N} \geq 11076.13 \text{ N}$$

Vida nominal SKF real, L_{nmh}

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * n} * a_{10} * a_{skf} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$
$$\frac{10^6}{60 * 370.37 \text{ rpm}} * 1 * 1.71 * \left(\frac{16800 \text{ N}}{1611.2 \text{ N}}\right)^3$$
$$L_{nmh} = 87237.67 \text{ horas}$$

Justificación de selección: Como se describe en la Tabla 32, los modelos de rodamientos que cumplan con el diámetro de 50 mm resultado del diseño, el rodamiento que cumple con el valor recomendado para este tipo de máquinas supera 3 veces la vida nominal del rodamiento. En consecuencia, el cambio de este rodamiento se deberá programar para la tercera revisión respecto a los rodamientos con la vida nominal de 25000 horas.

2.3.7 Concentradores de esfuerzos, factor de reducción de resistencia a la fatiga k_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

El análisis de este parámetro toma en consideración el efecto de concentradores de esfuerzos, como los cambios de secciones. La ecuación que define este parámetro es la ecuación 60, la cual está en función de otro coeficiente denominado factor de concentración del esfuerzo teórico a flexión K_t (ver Figura 60) y de un factor llamado sensibilidad a la muesca q (ecuación 61). Así también, la ecuación 63 está expresada en función de otro coeficiente conocido como factor de concentración de esfuerzo teórico a torsión K_{ts} (ver Figura 61) esta ecuación al igual que la anterior depende del mismo factor con la diferencia de que este valor es a torsión $q_{cortante}$ (ecuación 64), ambos dependientes de los diámetros (D) y del radio (r).

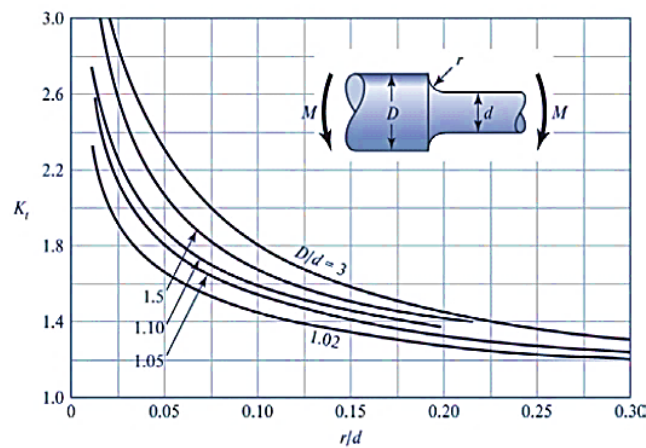


Figura 60. Factor de concentración del esfuerzo teórico K_t [33]

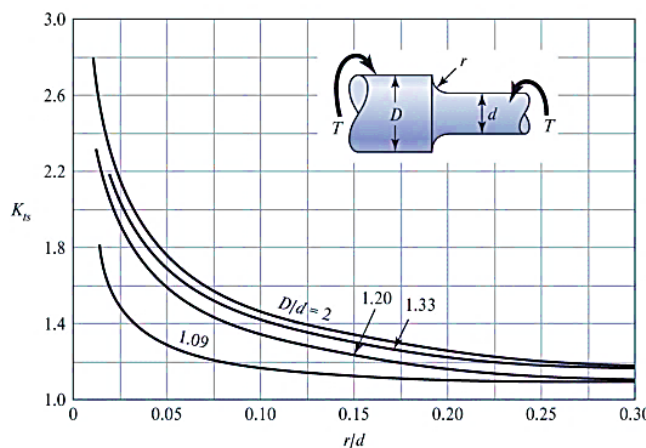


Figura 61. Factor de concentración del esfuerzo teórico K_{ts} [33]

Al ser un análisis a flexión y a torsión cada apartado cuenta con sus ecuaciones pertinentes, tal y como se muestra a continuación:

A flexión

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) \quad 60$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} \quad 61$$

$$\sqrt{a_f} = 0.246 - 3.08 \times 10^{-3}(S_{ut}) + 1.51 \times 10^{-5}(S_{ut})^2 - 2.67 \times 10^{-8}(S_{ut})^3 \quad 62$$

A torsión

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) \quad 63$$

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} \quad 64$$

$$\sqrt{a_{fs}} = 0.190 - 2.51 \times 10^{-3}(S_{ut}) + 1.35 \times 10^{-5}(S_{ut})^2 - 2.67 \times 10^{-8}(S_{ut})^3 \quad 65$$

Donde:

K_f : Factor de reducción de resistencia a la fatiga (Flexión).

K_{fs} : Factor de reducción de resistencia a la fatiga (Torsión).

q : Sensibilidad a la muesca a flexión.

$q_{cortante}$: Sensibilidad a la muesca a torsión.

k_t : Factor de concentración del esfuerzo teórico a flexión (Figura 60).

k_{ts} : Factor de concentración de esfuerzo teórico a torsión (Figura 61).

$\sqrt{a_f}$: Constante de Neuber a flexión.

$\sqrt{a_{fs}}$: Constante de Neuber a torsión.

r : Radio de acuerdo con la sección considerada.

D : Diámetro de la sección mayor.

2.3.7.1 Cálculo de la constante de Neuber

Este valor de la constante de Neuber dependerá únicamente del valor de la resistencia última a la fatiga S_{ut} del material del eje. Sin embargo, el material será el mismo para

todos los ejes, por ende, el valor de S_{ut} será constante, se deberá trabajar en unidades de libra por pulgada cuadrada, solo en este caso.

Para un valor de $S_{ut} = 570 \text{ MPa} = 82 \text{ ksi}$ tenemos:

A flexión:

$$\sqrt{a_f} = 0.246 - 3.08 \times 10^{-3}(S_{ut}) + 1.51 \times 10^{-5}(S_{ut})^2 - 2.67 \times 10^{-8}(S_{ut})^3$$

$$\sqrt{a_f} = 0.246 - 3.08 \times 10^{-3}(82 \text{ ksi}) + 1.51 \times 10^{-5}(82 \text{ ksi})^2 - 2.67 \times 10^{-8}(82 \text{ ksi})^3$$

$$\sqrt{a_f} = 0.0803$$

A torsión:

$$\sqrt{a_{fs}} = 0.190 - 2.51 \times 10^{-3}(S_{ut}) + 1.35 \times 10^{-5}(S_{ut})^2 - 2.67 \times 10^{-8}(S_{ut})^3$$

$$\sqrt{a_{fs}} = 0.190 - 2.51 \times 10^{-3}(82 \text{ ksi}) + 1.35 \times 10^{-5}(82 \text{ ksi})^2 - 2.67 \times 10^{-8}(8 \text{ ksi})^3$$

$$\sqrt{a_{fs}} = 0.0602$$

2.3.7.2 Cálculo del factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

La presencia de concentradores de tensiones, como cambios de sección, ranuras y agujeros para chavetas, es justificable debido a la función que desempeñan, misma que consiste en prevenir el desplazamiento axial del eje así también como de sus componentes. En este apartado, se presenta de manera concisa y detallada el cálculo del factor de concentración de tensiones (K_f y K_{fs}) para cada una de las secciones en los cuatro ejes considerados.

2.3.7.2.1 Factores de reducción de resistencia a la fatiga en el eje 1

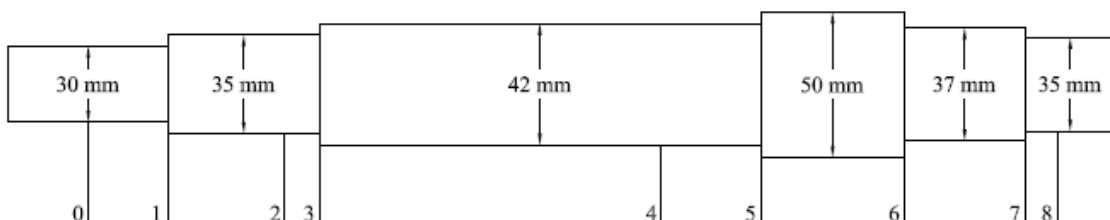


Figura 62. Diámetros corregidos en el eje 1.

Sección 1 – Cambio de sección de 30 a 35 mm

Con un $r = 1.75$ valor del rodamiento, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{1.75 \text{ mm}}{30 \text{ mm}} = 0.05$$

$$\frac{D}{d} = \frac{35 \text{ mm}}{30 \text{ mm}} = 1.167$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 2$ a flexión.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.5$ a torsión.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y $q_{cortante}$) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{1.75}}} = 0.939$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.939(2 - 1) = 1.939$$

A torsión:

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{1.75}}} = 0.953$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.953(1.5 - 1) = 1.477$$

Sección 3 – Cambio de sección de 35 a 42 mm

Con un $r = 1$ valor asumido, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{1 \text{ mm}}{35 \text{ mm}} = 0.029$$

$$\frac{D}{d} = \frac{42 \text{ mm}}{35 \text{ mm}} = 1.2$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 2.3$ a flexion.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.9$ a torsion.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y $q_{cortante}$) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{1}}} = 0.926$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.926(2.3 - 1) = 2.203$$

A torsión:

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{1}}} = 0.943$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.943(1.9 - 1) = 1.849$$

Sección 5 – Cambio de sección de 42 a 50 mm

Con un $r = 2.1$ valor asumido, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{2.1 \text{ mm}}{42 \text{ mm}} = 0.05$$

$$\frac{D}{d} = \frac{50 \text{ mm}}{42 \text{ mm}} = 1.19$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 1.9$ a flexion.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.6$ a torsion.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y $q_{cortante}$) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{2.1}}} = 0.948$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.948(1.9 - 1) = 1.853$$

A torsión:

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{2.1}}} = 0.96$$

$$K_{fS} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.96(1.6 - 1) = 1.576$$

Sección 6 – Cambio de sección de 50 a 37 mm

Con un $r = 1.98$ valor asumido, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{1.98 \text{ mm}}{37 \text{ mm}} = 0.054$$

$$\frac{D}{d} = \frac{50 \text{ mm}}{37 \text{ mm}} = 1.35$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 2$ a flexión.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.7$ a torsión.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y $q_{cortante}$) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fS} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{1.98}}} = 0.946$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.946(2 - 1) = 1.946$$

A torsión:

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{1.98}}} = 0.959$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.959(1.7 - 1) = 1.671$$

Sección 7 – Cambio de sección de 37 a 35 mm

Con un $r = 0.3$ valor del rodamiento, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{0.3 \text{ mm}}{35 \text{ mm}} = 0.01$$

$$\frac{D}{d} = \frac{37 \text{ mm}}{35 \text{ mm}} = 1.057$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 2.4$ a flexión.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.7$ a torsión.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y $q_{cortante}$) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{0.3}}} = 0.872$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.872(2.4 - 1) = 2.22$$

A torsión:

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{0.3}}} = 0.901$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.901(1.7 - 1) = 1.63$$

2.3.7.2.2 Factores de reducción de resistencia a la fatiga en el eje 2

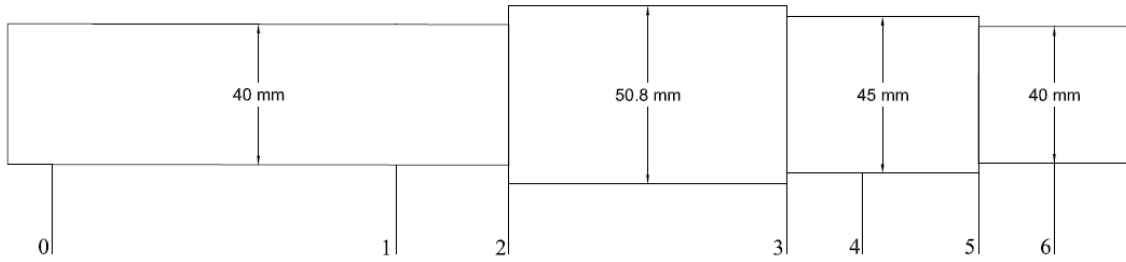


Figura 63. Diámetros corregidos en el eje 2.

Sección 2 – Cambio de sección de 40 a 50.8 mm

Con un $r = 1.91$ valor asumido, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{1.91 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} = 0.048$$

$$\frac{D}{d} = \frac{50.8 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} = 1.27$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 2.1$ a flexión.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.7$ a torsión.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y $q_{cortante}$) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{1.91}}} = 0.945$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.945(2.1 - 1) = 2.04$$

A torsión:

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{1.91}}} = 0.958$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.958(1.7 - 1) = 1.671$$

Sección 3 – Cambio de sección de 50.8 a 45 mm

Con un $r = 1$ valor del rodamiento, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{1 \text{ mm}}{45 \text{ mm}} = 0.022$$

$$\frac{D}{d} = \frac{50.8 \text{ mm}}{45 \text{ mm}} = 1.129$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 2.3$ a flexión.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.7$ a torsión.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y q_{cortante}) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{1}}} = 0.926$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.926(2.3 - 1) = 2.203$$

A torsión:

$$q_{\text{cortante}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{1}}} = 0.943$$

$$K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.943(1.7 - 1) = 1.66$$

Sección 5 – Cambio de sección de 45 a 40 mm

Con un $r = 2$ valor asumido, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{2 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} = 0.05$$

$$\frac{D}{d} = \frac{45 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} = 1.125$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 1.9$ a flexión.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.4$ a torsion.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y $q_{cortante}$) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{2}}} = 0.946$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.946(1.9 - 1) = 1.852$$

A torsión:

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{2}}} = 0.959$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.959(1.4 - 1) = 1.384$$

2.3.7.2.3 Factores de reducción de resistencia a la fatiga en el eje 3

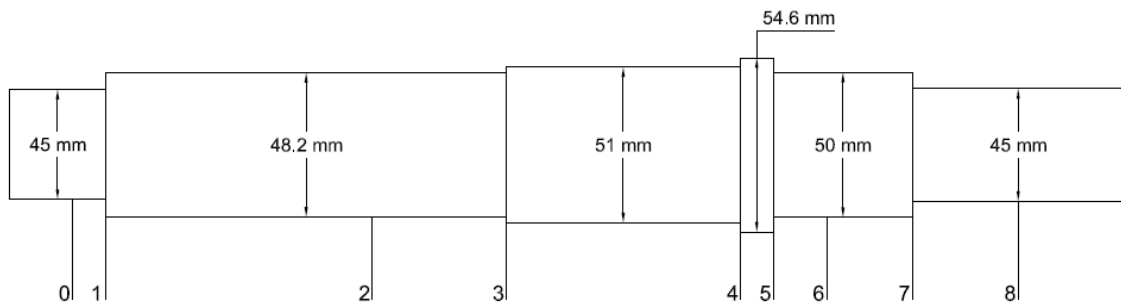


Figura 64. Diámetros corregidos en el eje 3.

Sección 1 – Cambio de sección de 45 a 48.2 mm

Con un $r = 0.6$ valor rodamiento, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{0.6 \text{ mm}}{45 \text{ mm}} = 0.013$$

$$\frac{D}{d} = \frac{48.2 \text{ mm}}{45 \text{ mm}} = 1.07$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 2.4$ a flexión.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.6$ a torsión.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y $q_{cortante}$) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{0.6}}} = 0.906$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.906(2.4 - 1) = 2.269$$

A torsión:

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{0.6}}} = 0.928$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.928(1.6 - 1) = 1.55$$

Sección 3 – Cambio de sección de 48.2 a 51 mm

Con un $r = 1.27$ valor asumido, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{1.27 \text{ mm}}{48.2 \text{ mm}} = 0.026$$

$$\frac{D}{d} = \frac{51 \text{ mm}}{48.2 \text{ mm}} = 1.058$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 2.1$ a flexión.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.4$ a torsión.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y $q_{cortante}$) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{1.27}}} = 0.934$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.934(2.1 - 1) = 2.027$$

A torsión:

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{1.27}}} = 0.949$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.949(1.4 - 1) = 1.38$$

Sección 4 – Cambio de sección de 51 a 54.6 mm

Con un $r = 1.35$ valor asumido, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{1.35 \text{ mm}}{51 \text{ mm}} = 0.026$$

$$\frac{D}{d} = \frac{54.6 \text{ mm}}{51 \text{ mm}} = 1.07$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 1.9$ a flexión.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.4$ a torsión.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y $q_{cortante}$) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{1.35}}} = 0.935$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.935(1.9 - 1) = 1.842$$

A torsión:

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{1.35}}} = 0.951$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.951(1.4 - 1) = 1.38$$

Sección 5 – Cambio de sección de 54.6 a 50 mm

Con un $r = 1$ valor del rodamiento, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{1 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} = 0.02$$

$$\frac{D}{d} = \frac{54.6 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} = 1.09$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 2.1$ a flexión.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.4$ a torsión.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y $q_{cortante}$) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{1}}} = 0.926$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.926(2.1 - 1) = 2.018$$

A torsión:

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{1}}} = 0.943$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.943(1.4 - 1) = 1.37$$

Sección 7 – Cambio de sección de 50 a 45 mm

Con un $r = 2.5$ valor asumido, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{2.5 \text{ mm}}{45 \text{ mm}} = 0.05$$

$$\frac{D}{d} = \frac{50 \text{ mm}}{45 \text{ mm}} = 1.11$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 1.8$ a flexión.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.3$ a torsión.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y $q_{cortante}$) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{2.5}}} = 0.949$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.949(1.8 - 1) = 1.759$$

A torsión:

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{2.5}}} = 0.961$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.961(1.3 - 1) = 1.28$$

2.3.7.2.4 Factores de reducción de resistencia a la fatiga en el eje 4

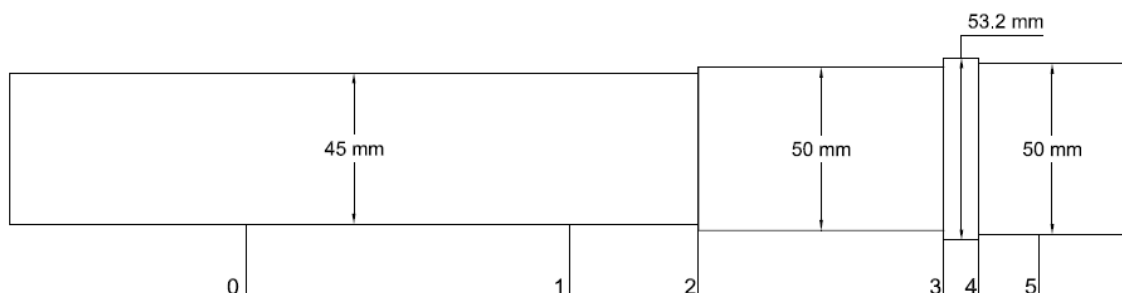


Figura 65. Diámetros corregidos en el eje 4.

Sección 2 – Cambio de sección de 45 a 50 mm

Con un $r = 1.365$ valor asumido, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{1.365 \text{ mm}}{45 \text{ mm}} = 0.03$$

$$\frac{D}{d} = \frac{50 \text{ mm}}{45 \text{ mm}} = 1.11$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 2.1$ a flexión.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.6$ a torsión.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y q_{cortante}) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{1.365}}} = 0.936$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.936(2.1 - 1) = 2.029$$

A torsión:

$$q_{\text{cortante}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{1.365}}} = 0.951$$

$$K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.951(1.6 - 1) = 1.571$$

Sección 3 – Cambio de sección de 50 a 53.2 mm

Con un $r = 1.5$ valor asumido, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{1.5 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} = 0.03$$

$$\frac{D}{d} = \frac{53.2 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} = 1.064$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 1.9$ a flexión.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.4$ a torsion.

Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y $q_{cortante}$) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{1.5}}} = 0.939$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.939(1.9 - 1) = 2.783$$

A torsión:

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{1.5}}} = 0.953$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.953(1.4 - 1) = 1.38$$

Sección 4 – Cambio de sección de 53.2 a 50 mm

Con un $r = 0.6$ valor del rodamiento, tenemos que:

$$\frac{r}{d} = \frac{0.6 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} = 0.012$$

$$\frac{D}{d} = \frac{53.2 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} = 1.064$$

De acuerdo con la Figura 60 tenemos un valor de $K_t = 2.6$ a flexion.

De acuerdo con la Figura 61 tenemos un valor de $K_{ts} = 1.8$ a torsion. Así también tenemos un valor para la sensibilidad a la muesca (q y $q_{cortante}$) y el factor de reducción de resistencia a la fatiga K_f (flexión) y K_{fs} (torsión).

A flexión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_f}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0803}}{\sqrt{0.6}}} = 0.906$$

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.906(2.6 - 1) = 2.45$$

A torsión:

$$q_{cortante} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{fs}}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0602}}{\sqrt{0.6}}} = 0.928$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) = 1 + 0.928(1.8 - 1) = 1.742$$

2.3.8 Factor de seguridad.

El factor de seguridad se calcula bajo el criterio de Goodman, el factor de seguridad calculado deberá ser mayor o igual al factor de diseño asumido en un principio $n = 2$, caso contrario el sobredimensionamiento en cuya sección que no cumpla esta condición deberá rediseñarse nuevamente.

El cálculo previo a la obtención del factor de seguridad consiste en aplicar la teoría de falla por energía de distorsión, bajo el esfuerzo de Von Misses, cuyos esfuerzos son a flexión (esfuerzo alternante, σ_a) y a torsión (esfuerzo medio, σ_m) de igual manera su análisis se realiza en cada cambio de sección. Es posible determinar el factor de seguridad como se muestra en la ecuación 66. Se debe tener presente que el factor de seguridad asumido es $n = 2$, por lo tanto, el valor calculado no debe ser inferior a este valor.

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \quad 66$$

$$\sigma_a = \frac{32 * K_f * M_a}{\pi * d^3} \quad 67$$

$$\sigma_m = \left(3 \left(\frac{16 * K_{fs} * T_m}{\pi * d^3} \right)^2 \right)^{1/2} \quad 68$$

Donde:

n_f : Factor de seguridad a fatiga.

σ_a : Esfuerzo alternante [MPa].

σ_m : Esfuerzo medio [MPa].

S_e : Límite a fatiga [MPa].

S_{ut} : Resistencia ultima a la tensión [MPa].

M_a : Momento alternante [N.m].

T_m : Par torsor medio [N.m].

Es relevante destacar que, al calcular el factor de ajuste para el límite de resistencia a la fatiga S_e en cada transición de sección, los valores para cada uno de los factores son idénticos en cada instancia, a excepción del factor de tamaño (k_b). en cada transición de sección los valores para cada uno de los factores son los mismos en cada instancia, a excepción del factor de tamaño (k_b). Este último, al tratarse de un diámetro distinto para cada sección, es el único factor que varía, por lo que realizaremos un recálculo con los diámetros corregidos, el resto de los factores que son necesarios para determinar el límite de resistencia a la fatiga son los mismos. Entonces al aplicar la ecuación 46 c) tenemos los siguientes valores para k_b en cada cambio de sección en los cuatro ejes en las tablas que se muestran a continuación.

Tabla 33. Corrección del límite de resistencia a la fatiga S_e en el eje 1.

Sección	d [m]	k_b	S_e [MPa]
1	0.03	0.855	132.4
3	0.035	0.842	130.4
5	0.042	0.827	128.2
6	0.037	0.838	129.7
7	0.035	0.842	130.4

Tabla 34. Corrección del límite de resistencia a la fatiga S_e en el eje 2.

Sección	d [m]	k_b	S_e [MPa]
2	0.04	0.831	128.78
3	0.045	0.822	127.32
5	0.04	0.831	128.78

Tabla 35. Corrección del límite de resistencia a la fatiga S_e en el eje 3.

Sección	d [m]	k_b	S_e [MPa]
1	0.045	0.822	127.32
3	0.0482	0.816	126.48
4	0.051	0.812	125.78
5	0.05	0.814	126.03
7	0.045	0.822	127.32

Tabla 36. Corrección del límite de resistencia a la fatiga S_e en el eje 4.

Sección	d [m]	k_b	S_e [MPa]
2	0.045	0.822	127.32
3	0.05	0.814	126.031
4	0.05	0.814	126.031

2.3.8.1 Cálculo del factor de seguridad en el eje 1

Cambio de sección en el punto 1 de 30 a 35 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_a}{\pi * d^3} = \frac{32 * 1.939 * 39.167 \text{ N.m}}{\pi * (0.03 \text{ m})^3} = 28.64 \text{ MPa}$$

A torsión:

$$\sigma_m = \left(3 \left(\frac{16 * k_{fs} * T_m}{\pi * d^3} \right)^2 \right)^{1/2} = \left(3 \left(\frac{16 * 1.477 * 106.82 \text{ N.m}}{\pi * (0.03 \text{ m})^3} \right)^2 \right)^{1/2}$$

$$\sigma_m = 51.531 \text{ MPa}$$

$S_e = 132.4 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 33.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{28.64 \text{ MPa}}{132.4 \text{ MPa}} + \frac{51.53 \text{ MPa}}{570 \text{ MPa}} \right)} = 3.26$$

$$n \leq n_f$$

Cambio de sección en el punto 3 de 35 a 42 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_3}{\pi * d^3} = \frac{32 * 2.203 * 99.771 \text{ N.m}}{\pi * (0.035 \text{ m})^3} = 52.228 \text{ MPa}$$

A torsión:

$$\sigma_m = \left(3 \left(\frac{16 * k_{fs} * T}{\pi * d^3} \right)^2 \right)^{1/2} = \left(3 \left(\frac{16 * 1.849 * 106.82 \text{ N.m}}{\pi * (0.035 \text{ m})^3} \right)^2 \right)^{1/2}$$

$$\sigma_m = 40.634 \text{ MPa}$$

$S_e = 130.4 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 33.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{52.22 \text{ MPa}}{130.4 \text{ MPa}} + \frac{40.63 \text{ MPa}}{570 \text{ MPa}} \right)} = 2.12$$

$$n \leq n_f$$

Cambio de sección en el punto 5 de 42 a 50 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_5}{\pi * d^3} = \frac{32 * 1.853 * 83.58 \text{ N.m}}{\pi * (0.042 \text{ m})^3} = 21.29 \text{ MPa}$$

A torsión:

No existe presencia de torque en este punto, por ende, el valor del esfuerzo medio es 0.

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa}$$

$S_e = 128.2 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 33.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{21.29 \text{ MPa}}{128.2 \text{ MPa}} + \frac{0 \text{ MPa}}{570 \text{ MPa}} \right)} = 6.02$$

$$n \leq n_f$$

Cambio de sección en el punto 6 de 50 a 37 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_a}{\pi * d^3} = \frac{32 * 1.946 * 49.88 \text{ N.m}}{\pi * (0.037 \text{ m})^3} = 19.52 \text{ MPa}$$

A torsión:

No existe presencia de torque en este punto, por ende, el valor del esfuerzo medio es 0

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa}$$

$S_e = 129.7 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 33.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{19.52 \text{ MPa}}{129.7 \text{ MPa}} + \frac{0 \text{ MPa}}{570 \text{ MPa}}\right)} = 6.64$$

$$n \leq n_f$$

Cambio de sección en el punto 7 de 37 a 35 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_a}{\pi * d^3} = \frac{32 * 2.22 * 5.055 \text{ N.m}}{\pi * (0.035 \text{ m})^3} = 2.66 \text{ MPa}$$

A torsión:

No existe presencia de torque en este punto, por ende, el valor del esfuerzo medio es 0

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa}$$

$S_e = 130.4 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 33.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{2.66 \text{ MPa}}{130.4 \text{ MPa}} + \frac{0 \text{ MPa}}{570 \text{ MPa}}\right)} = 48.91$$

$$n \leq n_f$$

2.3.8.2 Cálculo del factor de seguridad en el eje 2

Cambio de sección en el punto 2 de 40 a 50.8 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_3}{\pi * d^3} = \frac{32 * 2.04 * 88.453 \text{ N.m}}{\pi * (0.04 \text{ m})^3} = 28.714 \text{ MPa}$$

A torsión:

$$\sigma_m = \left(3 \left(\frac{16 * k_{fs} * T}{\pi * d^3} \right)^2 \right)^{1/2} = \left(3 \left(\frac{16 * 1.671 * 128.18 \text{ N.m}}{\pi * (0.04 \text{ m})^3} \right)^2 \right)^{1/2}$$
$$\sigma_m = 29.518 \text{ MPa}$$

$S_e = 129.36 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 34.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{28.714 \text{ MPa}}{128.78 \text{ MPa}} + \frac{29.518 \text{ MPa}}{570 \text{ MPa}} \right)} = 3.64$$

$$n \leq n_f$$

Cambio de sección en el punto 3 de 50.8 a 45 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_4}{\pi * d^3} = \frac{32 * 2.203 * 93.83 \text{ N.m}}{\pi * (0.045 \text{ m})^3} = 23.11 \text{ MPa}$$

A torsión:

$$\sigma_m = \left(3 \left(\frac{16 * k_{fs} * T}{\pi * d^3} \right)^2 \right)^{1/2} = \left(3 \left(\frac{16 * 1.66 * 128.18 \text{ N.m}}{\pi * (0.045 \text{ m})^3} \right)^2 \right)^{1/2}$$
$$\sigma_m = 20.601 \text{ MPa}$$

$S_e = 127.32 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 34.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{23.11 \text{ MPa}}{127.32 \text{ MPa}} + \frac{20.601 \text{ MPa}}{570 \text{ MPa}} \right)} = 4.59$$

$$n \leq n_f$$

Cambio de sección en el punto 5 de 45 a 40 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_6}{\pi * d^3} = \frac{32 * 1.852 * 50.33 \text{ N.m}}{\pi * (0.04 \text{ m})^3} = 14.834 \text{ MPa}$$

A torsión:

$$\sigma_m = \left(3 \left(\frac{16 * k_{fs} * T}{\pi * d^3} \right)^2 \right)^{1/2} = \left(3 \left(\frac{16 * 1.384 * 128.18 \text{ N.m}}{\pi * (0.04 \text{ m})^3} \right)^2 \right)^{1/2}$$

$$\sigma_m = 24.44 \text{ MPa}$$

$S_e = 128.79 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 34.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{14.83 \text{ MPa}}{128.79 \text{ MPa}} + \frac{24.44 \text{ MPa}}{570 \text{ MPa}} \right)} = 6.32$$

$$n \leq n_f$$

2.3.8.3 Cálculo del factor de seguridad en el eje 3

Cambio de sección en el punto 1 de 45 a 48.2 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_1}{\pi * d^3} = \frac{32 * 2.26 * 7.68 \text{ N.m}}{\pi * (0.045 \text{ m})^3} = 1.95 \text{ MPa}$$

A torsión:

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa}$$

$S_e = 127.32 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 35.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{1.95 \text{ MPa}}{127.32 \text{ MPa}} \right)} = 65.29$$

$$n \leq n_f$$

Cambio de sección en el punto 3 de 48.2 a 51 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_3}{\pi * d^3} = \frac{32 * 2.027 * 118.665 \text{ N.m}}{\pi * (0.0482 \text{ m})^3} = 21.878 \text{ MPa}$$

A torsión:

$$\sigma_m = \left(3 \left(\frac{16 * k_{fs} * T}{\pi * d^3} \right)^2 \right)^{1/2} = \left(3 \left(\frac{16 * 1.38 * 153.82 \text{ N.m}}{\pi * (0.0482 \text{ m})^3} \right)^2 \right)^{1/2}$$

$$\sigma_m = 16.72 \text{ MPa}$$

$S_e = 126.48 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 35.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{21.88 \text{ MPa}}{126.48 \text{ MPa}} + \frac{16.72 \text{ MPa}}{570 \text{ MPa}} \right)} = 4.94$$

$$n \leq n_f$$

Cambio de sección en el punto 4 de 51 a 54.6 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_4}{\pi * d^3} = \frac{32 * 1.842 * 86.93 \text{ N.m}}{\pi * (0.051 \text{ m})^3} = 12.28 \text{ MPa}$$

A torsión:

$$\sigma_m = \left(3 \left(\frac{16 * k_{fs} * T}{\pi * d^3} \right)^2 \right)^{1/2} = \left(3 \left(\frac{16 * 1.38 * 153.82 \text{ N.m}}{\pi * (0.051 \text{ m})^3} \right)^2 \right)^{1/2}$$

$$\sigma_m = 14.12 \text{ MPa}$$

$S_e = 125.78 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 35.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{12.28 \text{ MPa}}{125.78 \text{ MPa}} + \frac{14.12 \text{ MPa}}{570 \text{ MPa}} \right)} = 8.16$$

$$n \leq n_f$$

Cambio de sección en el punto 5 de 54.6 a 50 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_5}{\pi * d^3} = \frac{32 * 2.018 * 94.054 \text{ N.m}}{\pi * (0.05 \text{ m})^3} = 15.46 \text{ MPa}$$

A torsión:

$$\sigma_m = \left(3 \left(\frac{16 * k_{fs} * T}{\pi * d^3} \right)^2 \right)^{1/2} = \left(3 \left(\frac{16 * 1.37 * 153.82 \text{ N.m}}{\pi * (0.05 \text{ m})^3} \right)^2 \right)^{1/2}$$

$$\sigma_m = 14.95 \text{ MPa}$$

$S_e = 126.03 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 35.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{15.46 \text{ MPa}}{126.03 \text{ MPa}} + \frac{14.95 \text{ MPa}}{570 \text{ MPa}} \right)} = 6.71$$

$$n \leq n_f$$

Cambio de sección en el punto 7 de 50 a 45 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_7}{\pi * d^3} = \frac{32 * 1.759 * 50.34 \text{ N.m}}{\pi * (0.045 \text{ m})^3} = 18.497 \text{ MPa}$$

A torsión:

$$\sigma_m = \left(3 \left(\frac{16 * k_{fs} * T}{\pi * d^3} \right)^2 \right)^{1/2} = \left(3 \left(\frac{16 * 1.28 * 153.82 \text{ N.m}}{\pi * (0.045 \text{ m})^3} \right)^2 \right)^{1/2}$$

$$\sigma_m = 19.18 \text{ MPa}$$

$S_e = 127.32 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 35.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{18.497 \text{ MPa}}{127.32 \text{ MPa}} + \frac{19.18 \text{ MPa}}{570 \text{ MPa}} \right)} = 5.58$$

$$n \leq n_f$$

2.3.8.4 Cálculo del factor de seguridad en el eje 4

Cambio de sección en el punto 2 de 45 a 50 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_a}{\pi * d^3} = \frac{32 * 2.029 * 119.87 \text{ N.m}}{\pi * (0.045 \text{ m})^3} = 27.191 \text{ MPa}$$

A torsión:

No existe presencia de torque en este punto, por ende, el valor del esfuerzo medio es 0.

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa}$$

$S_e = 127.32 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 36.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{27.191 \text{ MPa}}{127.32 \text{ MPa}}\right)} = 4.68$$

$$n \leq n_f$$

Cambio de sección en el punto 3 de 50 a 53.2 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_a}{\pi * d^3} = \frac{32 * 2.783 * 32.22 \text{ N.m}}{\pi * (0.050 \text{ m})^3} = 4.84 \text{ MPa}$$

A torsión:

No existe presencia de torque en este punto, por ende, el valor del esfuerzo medio es 0.

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa}$$

$S_e = 126.31 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 36.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{4.84 \text{ MPa}}{126.31 \text{ MPa}}\right)} = 26.019$$

$$n \leq n_f$$

Cambio de sección en el punto 4 de 53.2 a 50 mm

A flexión:

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M_a}{\pi * d^3} = \frac{32 * 2.45 * 8.056 \text{ N.m}}{\pi * (0.05 \text{ m})^3} = 1.608 \text{ MPa}$$

A torsión:

No existe presencia de torque en este punto, por ende, el valor del esfuerzo medio es 0.

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa}$$

$S_e = 126.31 \text{ MPa}$, valor tomado de la Tabla 36.

$$n_f = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1.608 \text{ MPa}}{126.31 \text{ MPa}}\right)} = 78.36$$

$$n \leq n_f$$

2.3.9 Sistemas de fijación cubo-eje y métodos de localización axial

Necesarios para transmitir el par torsional entregado por los componentes montados en cada uno de los ejes, mismos que en este apartado se describen para cada componente en los ejes, Existe una gran variedad de elementos que facilitan el montaje de poleas y engranes, a continuación, se muestran los sistemas de fijación que hemos seleccionado.

2.3.9.1 Bujes

La selección de bujes dependerá en primera instancia del catálogo o empresa con el que se vaya a hacer la selección. Este estudio se manejó con el manual de poleas dentadas de la empresa Intermec.

En este caso para poleas dentadas, recomienda los bujes tape [30], estas permiten que tanto la instalación como el desmontaje sean más sencillos de ejecutar, sin la necesidad de golpear la pieza. Estos bujes permanecen fijos evitando así el desgaste y vibraciones que se pudiesen generar en el eje [30]

Para sujetar una de las poleas dentadas se ha implementado el uso de una buje tipo táper, por recomendación del catálogo de Intermec, este tipo de buje funciona como un cubo

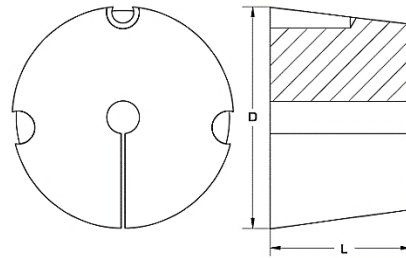
que se adhiere al eje por medio de presión pues al introducir el tornillo encargado de unir la polea el buje este se expandirá sujetándose al eje y asegurando la polea.

Dimensionamiento de buje Táper.

El buje utilizado para montar la polea síncrona es de tipo Táper, en la Tabla 37 se muestran las dimensiones del buje utilizado en la polea, es un montaje sencillo pero muy eficaz, pues solamente requiere tres tornillos que actuaran como anclaje para la polea.

Tabla 37. Dimensionamiento de buje tipo QD – SD [36].

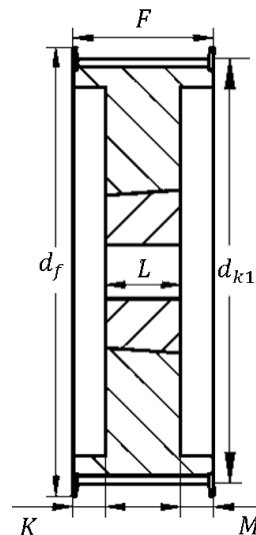
Referencia	TB2517
D	85.73 mm
L	44.5 mm
Tornillos	1/2 x 1
Peso	0.9 kg



En la Tabla 38 se ilustran las dimensiones que debe tener la polea para que el buje encaje adecuadamente.

Tabla 38. Dimensionamiento de polea motriz, buje tipo Táper 2517 [30].

Referencia	40-14M55-TB
No. Dientes	40
Diámetro externo d_f	191
Diámetro exterior d_{k1}	175.5
Buje	Táper 2517
Eje max. Buje	65
F	70
K	12.5
M	12.5
L	45



Polea síncrona:

- Ubicación: Punto D en el eje 2
- Polea para correa dentada

- Numero de dientes polea motriz: 40 dientes
- Paso de la correa: 14 mm
- Ancho de la correa: 55 mm

2.3.9.2 Chavetas

Para la selección de cuñas o chavetas existen múltiples opciones, para este estudio las dimensiones de las cuñas se seleccionaron en base a la Norma ANSI 17.1-1967 [16].

El procedimiento para la selección, dimensionamiento y análisis de las cuñas se presenta a continuación:

1. Una vez establecidos los diámetros finales del eje se procede a identificar el diámetro o lugar establecido para el mecanizado de la chaveta. En la Tabla 39 se puede revisar los diámetros donde se tiene previsto la colocación de una cuña.

Tabla 39. Diámetros de ejes disponibles para cuñas.

Eje	Punto	Diámetro [mm]
1	C	42
	B	40
2	D	40
	B	48.2
3	D	45
	4	A

2. De la Norma ANSI B17.1-1967. Se determinan los valores para el dimensionamiento de las cuñas.

En la Tabla 40 se presenta el dimensionamiento de las cuñas paralelas para los diámetros en los ejes: eje 2 (punto b y d) y eje 4 (punto a). En este caso si será necesario calcular la longitud mínima, el cálculo de esta se realiza a continuación:

Tabla 40. Tamaño de la cuña en función del diámetro, cuñas cuadradas [29].

Eje/Punto	Tamaño nominal del eje [in]		Tamaño nominal de la cuña [in]		
	Más de	Hasta	Ancho W	Altura H	
				Cuadrada	Rectangular
1/C	$1\frac{3}{8}$ in	$1\frac{3}{4}$ in	$\frac{3}{8}$ in	$\frac{3}{8}$ in	$\frac{1}{4}$ in
2/B – D					
3/B	$1\frac{3}{4}$ in	$2\frac{1}{4}$ in	$\frac{1}{2}$ in	$\frac{1}{2}$ in	$\frac{3}{8}$ in
4/A					

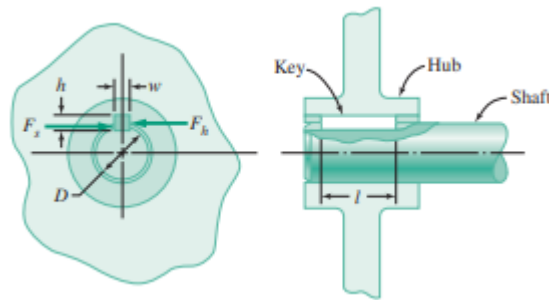


Figura 66. Vista dimensional de la cuña cuadrada en el eje [38]

- Las longitudes de las cuñas paralelas pueden ser calculadas en base a ciertos aspectos como son: la fuerza de empuje, el corte sobre la cuña, por una estimación de factor de concentración de esfuerzos, en caso de tener una estimación precisa del factor de concentración de esfuerzos y se busca que la cuña funcione como un fusible mecánico que falle en caso de que el sistema falle.

a) El esfuerzo de empuje

Longitud de la cuña en base al esfuerzo de empuje [16] es

$$L = \frac{4T}{\sigma_d DH} \quad 69$$

Esfuerzo de compresión

$$\sigma_d = \frac{S_y}{n} \quad 70$$

b) El corte sobre la cuña

Longitud de la cuña en base al corte sobre la cuña [16]

$$L = \frac{2T}{\tau_d DW} \quad 71$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_d = \frac{0.5(S_y)}{n} \quad 72$$

c) **Estimación del factor de concentración de esfuerzos bajo torsión $k_{t\tau} = 1.7$** [38]

Longitud de la cuña bajo una estimación del factor de concentración de esfuerzos

$$L_{eq-str} = \frac{\pi * D}{2 * k_{t\tau}} \quad 73$$

d) **En el caso que $k_{t\tau}$ sea una estimación justa del factor de concentración de esfuerzos**

Longitud de la cuña bajo una estimación justa del factor de concentración de esfuerzos [38]

$$L_{eq-str} = 0.9 * D \quad 74$$

e) Si se busca que la chaveta funcione como un fusible mecánico el cual falle para salvaguardar la integridad de los componentes acoplados tenemos: [39]

$$L_{fuse} = 0.7 * D \quad 75$$

Donde:

D : Diámetro destinado para la cuña (Tabla 39).

$L_{eq-str} \rightarrow L$: Longitud de la cuña.

$k_{t\tau}$: Factor estimado de concentración de esfuerzos bajo torsión.

T : Torque en el eje.

W : Ancho de la cuña.

H : Altura de la cuña.

S_y : Limite a la fluencia de la cuña.

n : Factor de seguridad ($n=2$)

τ_d : Esfuerzo cortante

σ_d : esfuerzo de compresión.

El material destinado para los cálculos de todas las cuñas será el AISI 1020.

Tabla 41. Propiedades mecánicas del material para la cuña.

	Sut (MPa)	Sy (MPa)	ε (%)	Dureza Brinell
AISI 1020	380	210	15	HB 131

4. Se determina una longitud de cuña mínima, en base a los aspectos descritos anteriormente, ecuaciones 63 a 69.

EJE 1

Esfuerzo de empuje- ecuación 63 y 64

$$\sigma_d = \frac{210 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_d = 105 \text{ MPa}$$

Punto B y D

$$L = \frac{4(106.82 \text{ N.m})}{(105 \times 10^6 \text{ Pa})(0.042 \text{ m})(0.009525 \text{ m})}$$

$$L = 10.17 \text{ mm}$$

Corte sobre la cuña- ecuación 65 y 66

$$\tau_d = \frac{0.5(210 \text{ MPa})}{2}$$

$$\tau_d = 52.5 \text{ MPa}$$

Punto B y D

$$L = \frac{2(106.82 \text{ N.m})}{(52.5 \times 10^6 \text{ Pa})(0.042 \text{ m})(0.009525 \text{ m})}$$

$$L = 10.17 \text{ mm}$$

Estimación del factor de concentración de esfuerzos bajo torsión $k_{\tau} = 1.7$ ecuación 67

Punto B y D

$$L_{eq-str} = \frac{\pi * 42 \text{ mm}}{2 * 1.7}$$

$$L_{eq-str} = 38.81 \text{ mm}$$

En el caso que k_{tt} sea una estimación justa del factor de concentración de esfuerzos- ecuación 68

Punto B y D

$$L_{eq-str} = 0.9 * 42 \text{ mm}$$

$$L_{eq-str} = 37.8 \text{ mm}$$

Si se busca que la chaveta funcione como un fusible mecánico- ecuación 69.

Punto B y D

$$L_{eq-str} = 0.7 * 42 \text{ mm}$$

$$L_{eq-str} = 29.4 \text{ mm}$$

EJE 2

Esfuerzo de empuje- ecuación 63 y 64

$$\sigma_d = \frac{210 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_d = 105 \text{ MPa}$$

Punto B y D

$$L = \frac{4(128.18 \text{ N.m})}{(105 \times 10^6 \text{ Pa})(0.040 \text{ m})(0.0095 \text{ m})}$$

$$L = 12.85 \text{ mm}$$

Corte sobre la caña- ecuación 65 y 66

$$\tau_d = \frac{0.5(210 \text{ MPa})}{2}$$

$$\tau_d = 52.5 \text{ MPa}$$

Punto B y D

$$L = \frac{2(128.18 \text{ N.m})}{(52.5 \times 10^6 \text{ Pa})(0.040 \text{ m})(0.009525 \text{ m})}$$

$$L = 12.85 \text{ mm}$$

Estimación del factor de concentración de esfuerzos bajo torsión $k_{tt} = 1.7$ ecuación 67

Punto B y D

$$L_{eq-str} = \frac{\pi * 40 \text{ mm}}{2 * 1.7}$$

$$L_{eq-str} = 36.96 \text{ mm}$$

En el caso que k_{tt} sea una estimación justa del factor de concentración de esfuerzos- ecuación 68

Punto B y D

$$L_{eq-str} = 0.9 * 40 \text{ mm}$$

$$L_{eq-str} = 36 \text{ mm}$$

Si se busca que la chaveta funcione como un fusible mecánico- ecuación 69.

Punto B y D

$$L_{eq-str} = 0.7 * 40 \text{ mm}$$

$$L_{eq-str} = 28 \text{ mm}$$

EJE 3

Esfuerzo de empuje – ecuación 63 y 64

$$\sigma_d = \frac{210 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_d = 105 \text{ MPa}$$

$$L = \frac{4(153.82 \text{ N.m})}{(105 \times 10^6 \text{ Pa})(0.0482 \text{ m})(0.0127 \text{ m})}$$

$$L = 9.57 \text{ mm}$$

Corte sobre la cuña- ecuación 65 y 66

$$\tau_d = \frac{0.5(210 \text{ MPa})}{2}$$

$$\tau_d = 52.5 \text{ MPa}$$

$$L = \frac{2(153.82 \text{ N.m})}{(52.5 \times 10^6 \text{ Pa})(0.0482 \text{ m})(0.0127 \text{ m})}$$

$$L = 9.57 \text{ mm}$$

Estimación del factor de concentración de esfuerzos bajo torsión $k_{tt} = 1.7$ ecuación 67

$$L_{eq-str} = \frac{\pi * 48.2 \text{ mm}}{2 * 1.7}$$

$$L_{eq-str} = 44.54 \text{ mm}$$

En el caso que k_{tt} sea una estimación justa del factor de concentración de esfuerzos- ecuación 68

$$L_{eq-str} = 0.9 * 48.2 \text{ mm}$$

$$L_{eq-str} = 43.38 \text{ mm}$$

Si se busca que la chaveta funcione como un fusible mecánico- ecuación 69.

$$L_{eq-str} = 0.7 * 48.2 \text{ mm}$$

$$L_{eq-str} = 33.74 \text{ mm}$$

EJE 4

Esfuerzo de empuje – ecuación 63 y 64

$$\sigma_d = \frac{210 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_d = 105 \text{ MPa}$$

$$L = \frac{4(192.28 \text{ N.m})}{(105 \times 10^6 \text{ Pa})(0.045 \text{ m})(0.0127 \text{ m})}$$

$$L = 12.82 \text{ mm}$$

Corte sobre la cuña- ecuación 65 y 66

$$\tau_d = \frac{0.5(210 \text{ MPa})}{2}$$

$$\tau_d = 52.5 \text{ MPa}$$

$$L = \frac{2(192.28 \text{ N.m})}{(52.5 \times 10^6 \text{ Pa})(0.045 \text{ m})(0.0127 \text{ m})}$$

$$L = 12.82 \text{ mm}$$

Estimación del factor de concentración de esfuerzos bajo torsión $k_{t\tau} = 1.7$ ecuación 67

$$L_{eq-str} = \frac{\pi * 45 \text{ mm}}{2 * 1.7}$$

$$L_{eq-str} = 41.58 \text{ mm}$$

En el caso que $k_{t\tau}$ sea una estimación justa del factor de concentración de esfuerzos- ecuación 68

$$L_{eq-str} = 0.9 * 45 \text{ mm}$$

$$L_{eq-str} = 40.5 \text{ mm}$$

Si se busca que la chaveta funcione como un fusible mecánico- ecuación 69.

$$L_{eq-str} = 0.7 * 45 \text{ mm}$$

$$L_{eq-str} = 31.5 \text{ mm}$$

Para este caso se busca que las cuñas funcionen como un fusible mecánico el cual falle en caso de que sistema también lo haga, salvaguardando así el bienestar de los componentes. Por lo tanto, se seleccionará una longitud estándar más cercana a la calcula en los ítems para dicho criterio, recordando que no deben ser menores a las longitudes mínimas en cada una [38].

En la Tabla 42, se presenta el dimensionamiento de la cuña inclinada con talón que se posicionara en el extremo del eje 3 (punto D)

Tabla 42. Tamaño de cuña en función del diámetro, cuñas con talón [37].

Diámetro del eje		Cuña inclinada con talón							
De	Hasta	WxT [in]	Profundidad en el eje [in]	Profundidad en el cubo [in]	A [in]	B [in]	C [in]	D [in]	Radio R [in]
$1\frac{3}{4}$ in	2 in	$\frac{1}{2} \times \frac{5}{16}$	0.196	0.114	9/16	5/8	3/8	0.4	1/16

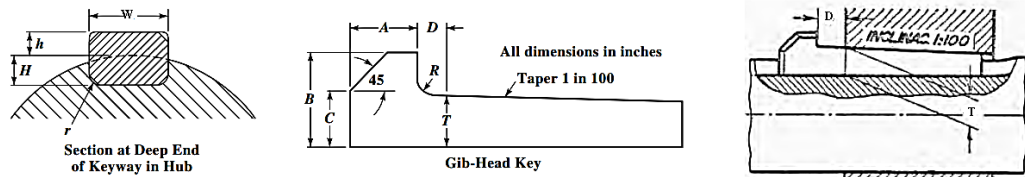


Figura 67. Vista dimensional de cuña con talón [37],[40].

La longitud de la cuña deberá pasar por una porción razonable en el cubo del elemento a montarse, en este caso la longitud de la cuña será de 3 in [76.2 mm]

En la Tabla 43 se presentan las longitudes finales en las cuñas:

Tabla 43. Longitudes seleccionadas en mm de las cuñas en cada eje

Eje	Punto	Longitud [mm]
1	C	28
2	B	22.22
	D	22.22
3	B	33
	D	76.2
4	P. Salida	38.1
	B	38.1

5. Verificación del factor de seguridad en base a los siguientes métodos:

a) **Método del esfuerzo cortante máximo** [16]

$$\tau_{max} < \tau_d \quad 76$$

$$\tau_d = \frac{S_{sy}}{n}$$

$$S_{sy} = 0.4 * S_y$$

Una vez fijada la longitud de cada cuña se despeja de la ecuación 65 el valor del esfuerzo cortante, para después despejar de la ecuación 70 el factor de seguridad y de esta manera calcularlo.

b) **Método de la energía de distorsión** [16]

$$\sigma < \sigma_d \quad 77$$

$$\sigma_d = \frac{S_{sy}}{n}$$

$$S_{sy} = 0.9 * S_y$$

Ya con longitud de cada cuña especificada se despeja de la ecuación 63 el valor del esfuerzo de compresión con esto despejamos de la ecuación 71 el factor de seguridad y procedemos a calcularlo.

EJE 1 – Punto C.

a) **Método de esfuerzo cortante máximo- ecuación 76**

$$S_{sy} = 0.4 * S_y$$

$$S_{sy} = 0.4 * (210 \text{ MPa})$$

$$S_{sy} = 84 \text{ MPa}$$

$$\tau_d = \frac{2(106.82 \text{ N.m})}{(0.042 \text{ m})(0.009525 \text{ m})(0.028 \text{ m})}$$

$$\tau_d = 19.07 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = 4.4$$

b) Método de la energía de distorsión - ecuación 77

$$S_{sy} = 0.9 * S_y$$

$$S_{sy} = 0.9 * (210 \text{ MPa})$$

$$S_{sy} = 189 \text{ MPa}$$

$$\sigma_d = \frac{4(106.82 \text{ N.m})}{(0.042 \text{ m})(0.009525 \text{ m})(0.028 \text{ m})}$$

$$\sigma_d = 38.15 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\sigma} = 4.95$$

EJE 2

a) Método de esfuerzo cortante máximo- ecuación 76

$$S_{sy} = 0.4 * S_y$$

$$S_{sy} = 0.4 * (210 \text{ MPa})$$

$$S_{sy} = 84 \text{ MPa}$$

Punto B y D.

$$\tau_d = \frac{2 * (128.18 \text{ N.m})}{(0.040 \text{ m}) * (0.00952 \text{ m}) * (0.022 \text{ m})}$$

$$\tau_d = 30.58 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = 2.75$$

b) Método de la energía de distorsión - ecuación 77

$$S_{sy} = 0.9 * S_y$$

$$S_{sy} = 0.9 * (210 \text{ MPa})$$

$$S_{sy} = 189 \text{ MPa}$$

Punto B y D.

$$\sigma_d = \frac{4 * (128.18 \text{ N.m})}{(0.040 \text{ m}) * (0.009525 \text{ m}) * (0.02222 \text{ m})}$$

$$\sigma_d = 60.56 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\sigma} = 3.12$$

EJE 3

a) Método de esfuerzo cortante máximo- ecuación 76

$$S_{sy} = 0.4 * S_y$$

$$S_{sy} = 0.4 * (210 \text{ MPa})$$

$$S_{sy} = 84 \text{ MPa}$$

Punto B.

$$\tau_d = \frac{2 * (153.82 \text{ N.m})}{(0.0482 \text{ m}) * (0.0127 \text{ m}) * (0.033 \text{ m})}$$

$$\tau_d = 15.23 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = 5.52$$

Punto D.

$$\tau_d = \frac{2 * (153.82 \text{ N.m})}{(0.045 \text{ m}) * (0.0127 \text{ m}) * (0.0762 \text{ m})}$$

$$\tau_d = 9.42 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = 8.91$$

b) Método de la energía de distorsión - ecuación 77

$$S_{sy} = 0.9 * S_y$$

$$S_{sy} = 0.9 * (210 \text{ MPa})$$

$$S_{sy} = 189 \text{ MPa}$$

Punto B.

$$\sigma_d = \frac{4 * (153.82 \text{ N.m})}{(0.0482 \text{ m}) * (0.0127 \text{ m}) * (0.033 \text{ m})}$$

$$\sigma_d = 30.46 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\sigma} = 6.2$$

Punto D.

$$\sigma_d = \frac{4 * (153.82 \text{ N.m})}{(0.045 \text{ m}) * (0.00793 \text{ m}) * (0.0762 \text{ m})}$$

$$\sigma_d = 22.63 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\sigma} = 8.35$$

EJE 4

a) Método de esfuerzo cortante máximo- ecuación 76

$$S_{sy} = 0.4 * S_y$$

$$S_{sy} = 0.4 * (210 \text{ MPa})$$

$$S_{sy} = 84 \text{ MPa}$$

Punto de salida.

$$\tau_d = \frac{2 * (192.28 \text{ N.m})}{(0.045 \text{ m}) * (0.0127 \text{ m}) * (0.0381 \text{ m})}$$

$$\tau_d = 17.66 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = 4.75$$

b) Método de la energía de distorsión - ecuación 77

$$S_{sy} = 0.9 * S_y$$

$$S_{sy} = 0.9 * (210 \text{ MPa})$$

$$S_{sy} = 189 \text{ MPa}$$

Punto de salida.

$$\sigma_d = \frac{4 * (192.28 \text{ N.m})}{(0.045\text{m}) * (0.0127\text{m}) * (0.0381 \text{ m})}$$

$$\sigma_d = 35.32 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\sigma} = 5.35$$

2.3.9.3 Estrías

En la Figura 68, se puede observar estrías de caras rectas.

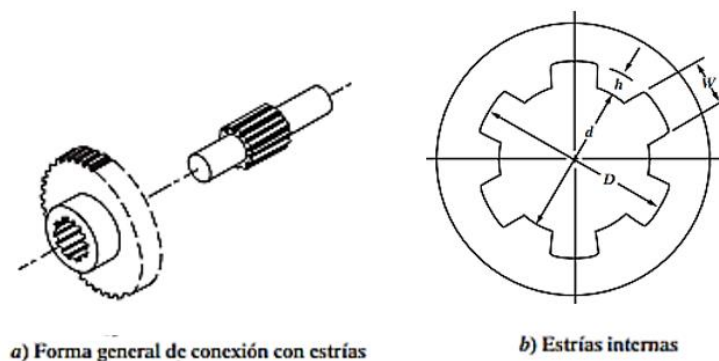


Figura 68. Estrías de caras rectas. [16]

El paso a paso para la selección, dimensionamiento y análisis a torsión de las estrías se presenta a continuación:

1. Una vez establecidos los diámetros finales del eje se procede a identificar el lugar establecido donde las estrías serian factibles de mecanizar.
2. Especificar el torque presente en el eje.

De la tabla 44 se deberá especificar un numero de dientes, mientras que de la tabla 45 se seleccionará el criterio de ajuste que se busca. Se calcula el diámetro requerido ecuación 78 [16]. El valor del torque deberá ser ingresado en lbf.in

$$D = \sqrt{\frac{T}{688}} \quad 78$$

Tabla 44. Capacidad de torque por pulgada para estrías rectas. [16]

Número de estrías	Ajuste	Capacidad de par torsional	Diámetro requerido
4	A	$139D^2$	$\sqrt{T/139}$
4	B	$219D^2$	$\sqrt{T/219}$
6	A	$143D^2$	$\sqrt{T/143}$
6	B	$208D^2$	$\sqrt{T/208}$
6	C	$270D^2$	$\sqrt{T/270}$
10	A	$215D^2$	$\sqrt{T/215}$
10	B	$326D^2$	$\sqrt{T/326}$
10	C	$430D^2$	$\sqrt{T/430}$
16	A	$344D^2$	$\sqrt{T/344}$
16	B	$521D^2$	$\sqrt{T/521}$
16	C	$688D^2$	$\sqrt{T/688}$

En la tabla 44 se presenta las fórmulas para calcular el diámetro requerido todo esto en base al tipo de ajuste seleccionado, en este caso todos los ejes serán un tipo C (para deslizar bajo carga); así también se muestran los números de dientes que cumplen con este requisito.

Los diámetros requeridos no deberán superar el rango moderado al de los obtenidos en los cálculos de ejes:

Cálculo del diámetro requerido para estrías rectas en cada eje:

Eje 1

Numero de estrías = 16

Diámetro requerido:

$$D = \sqrt{\frac{945.437 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{688}}$$

$$D = 1.17 \text{ in } [29.77 \text{ mm}]$$

3. Para el dimensionamiento de las estrías se hizo uso de la tabla de estriado normalizado del SAE.

Tabla 45. Formulas SAE para estrías rectas. [16]

Núm. de estrías	W, para todos los ajustes	A: Ajuste permanente		B: Para deslizar sin carga		C: Para deslizar bajo carga	
		<i>h</i>	<i>d</i>	<i>h</i>	<i>d</i>	<i>h</i>	<i>d</i>
Cuatro	0.241D	0.075D	0.850D	0.125D	0.750D		
Seis	0.250D	0.050D	0.900D	0.075D	0.850D	0.100D	0.800D
Diez	0.156D	0.045D	0.910D	0.070D	0.860D	0.095D	0.810D
Dieciséis	0.098D	0.045D	0.910D	0.070D	0.860D	0.095D	0.810D

4. Una vez con el número de dientes y el diámetro requerido el procedimiento para el dimensionamiento de las estrías se basa en escoger las ecuaciones correspondientes de la tabla 45 [16] de esta manera estaríamos calculando:

- Altura de la estría *h*,
- Ancho de la estría *W*,
- Diámetro interno del estriado correspondiente *d*.

Donde:

D: diámetro requerido

$$d = 0.810 * D \quad 79$$

$$W = 0.098 * D \quad 80$$

$$h = 0.095 * D \quad 81$$

Dimensionamiento de las estrías

Eje 1

Diámetro interno	Ancho	Altura
$d = 0.810 * 29.77 \text{ mm}$	$W = 0.156 * 29.77 \text{ mm}$	$h = 0.095 * 29.77 \text{ mm}$
$d = 24.12 \text{ mm}$	$W = 2.92 \text{ mm}$	$h = 2.83 \text{ mm}$

Tabla 46. Valores de la altura, ancho de la estría y diámetro interno encada eje.

Ejes	Diámetro interno [mm]	Altura mm	Ancho mm
1	29.77	2.83	2.92

5. Para el cálculo de la longitud en estrías se lo realiza de igual manera que en chavetas, este mediante el uso de las ecuaciones 69 a la 72 y de la ecuación 73. Es importante recalcar que el material de las estrías será el mismo que el del eje (Tabla 17) por tanto se tiene un $S_y = 310 \text{ MPa}$

6. Recordando una vez más que para cargas estáticas, materiales dúctiles y concentraciones de tensiones muy locales, el flujo plástico local reduce el factor de concentración de tensiones real hacia un valor cercano a la unidad, el diseñador puede optar a veces por fijar [38].

$$k_{tt} = 1$$

EJE 1 punto A

- a) **Esfuerzo de empuje- ecuación 69 y 70**

$$\sigma_d = \frac{310 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_d = 155 \text{ MPa}$$

$$L = \frac{4(106.82 \text{ N.m})}{(155 \times 10^6 \text{ Pa})(0.02977 \text{ m})(0.00283 \text{ m})}$$

$$L = 32.72 \text{ mm}$$

- b) **Corte sobre la cuña- ecuación 71 y 72**

$$\tau_d = \frac{0.5(310 \text{ MPa})}{2}$$

$$\tau_d = 77.5 \text{ MPa}$$

$$L = \frac{2(106.82 \text{ N.m})}{(77.5 \times 10^6 \text{ Pa})(0.02977 \text{ m})(0.00292 \text{ m})}$$

$$L = 31.71 \text{ mm}$$

- c) **Estimación del factor de concentración de esfuerzos bajo torsión $k_{tt} = 1$ ecuación 73**

$$L_{eq-str} = \frac{\pi * 29.77 \text{ mm}}{2 * 1}$$

$$L_{eq-str} = 46.72 \text{ mm}$$

Tabla 47. Longitud estandar seleccionada para cada estria.

Eje	Ubicación	Longitud de la estria
1	Punto A	$L = 50.8 \text{ mm}$

7. Se verifica el factor de seguridad de la misma manera con la que se manejó el análisis de cuñas. Con las ecuaciones 70 y 71. Manejando el análisis correspondiente tenemos:

Factor de seguridad en el eje 1 punto A

Método de esfuerzo cortante máximo- ecuación 70

$$S_{sy} = 0.4 * (310 MPa)$$

$$S_{sy} = 124 MPa$$

$$\tau_d = \frac{2 * (106.82 N.m)}{(0.02977 m) * (0.00292 m) * (0.0508 m)}$$

$$\tau_d = 48.38 MPa$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} = 2.56$$

Método de la energía de distorsión - ecuación 71

$$S_{sy} = 0.9 * (310 MPa)$$

$$S_{sy} = 279 MPa$$

$$\sigma_d = \frac{4 * (106.82 N.m)}{(0.02977m) * (0.00283 m) * (0.0508 m)}$$

$$\sigma_d = 99.84 MPa$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\sigma} = 2.79$$

Tabla 48. Factores de seguridad en las estrías.

		Factor de seguridad	
Eje	Punto	Método 1	Método 2
1	A	$n = 2.56$	$n = 2.79$

CAPÍTULO III.

3.1 Análisis y discusión de resultados.

En este capítulo se muestran los resultados obtenidos a través de los métodos del capítulo anterior pues, al ser un prototipo didáctico construido con la finalidad de ser montado y desmontado con facilidad, se plasma una recopilación de los resultados y su análisis de manera independiente.

Aquí también se evalúan los ejes por el método de elementos finitos (MEF), donde se obtendrá el valor de factor de seguridad que será comparado con los resultados del capítulo anterior, en adición a esto se plantea también el análisis a deflexión lateral de cada uno de los ejes.

3.1.1 Banda y polea seleccionada

El dimensionamiento de la polea trapezoidal que se presenta en la Figura 69 cuenta con tres ranuras con una profundidad de 18.6 mm y un ancho de 16.30 mm por cada canal, el ángulo donde posaran las bandas es de 34° con un ancho total de la polea igual a 44 mm, el responsable de brindar estas dimensiones para las poleas es el fabricante Mitsuboshi, entregándonos un par de poleas capaz de transmitir la potencia entregada por el motor (10 hp), el dimensionamiento aplica tanto para la polea motriz como para la polea impulsada, con una relación de velocidad igual a 1.2 reduciendo la velocidad entregada por el motor de 800 rpm a 666.667 rpm. Para un dimensionamiento detallado de las poleas se recomienda dirigirse al Anexo de planos.

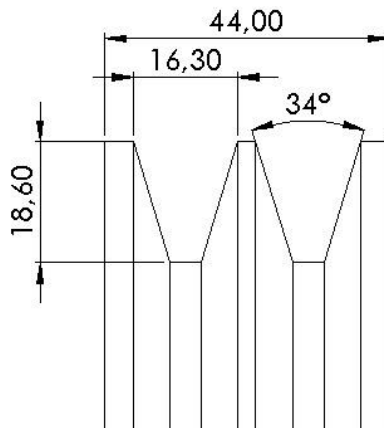


Figura 69. Dimensionamiento del par de poleas trapezoidales

En el propio catálogo de Mitsuboshi se muestra los pasos a seguir para generar la geometría de las poleas, como se indica en la Figura 70 y en la Tabla 49 y Tabla 50.

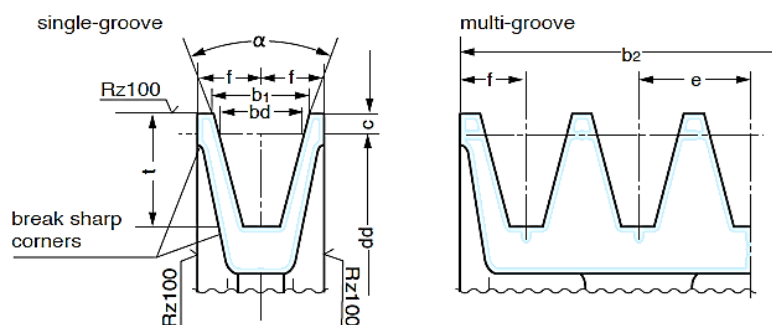


Figura 70. Polea para correas trapecoidales clásicas y correas trapecoidales estrechas (DIN 2217) Tomado del catálogo de Mitsubishi.

En la Tabla 49 se muestran las dimensiones con las que deberá ser dimensionado el par de poleas trapecoidales clásicas, de acuerdo con el tipo de banda.

Tabla 49. Dimensiones en [mm] para cada tipo de banda.

Belt section	Datum diameter : dd	α (°)	b1	bd	c	t	e	f
Z, ZX SPZ, SPZX	dd ≤ 80 80 < dd	34 38	9.7	8.5	2.0	11 ^{+0.6} ₋₀	12.0 ± 0.3	8.0 ± 0.6
A, AX SPA, SPAX	dd ≤ 118 118 < dd	34 38	12.7	11.0	2.8	14 ^{+0.6} ₋₀	15.0 ± 0.3	10.0 ± 0.6
B, BX SPB, SPBX	dd ≤ 190 190 < dd	34 38	16.3	14.0	3.5	18 ^{+0.6} ₋₀	19.0 ± 0.4	12.5 ± 0.8
C, CX SPC, SPCX	dd ≤ 315 315 < dd	34 38	22.0	19.0	4.8	24 ^{+0.6} ₋₀	25.5 ± 0.5	17.0 ± 1.0
D	dd ≤ 500 500 < dd	36 38	32.0	27.0	8.1	28 ^{+0.6} ₋₀	37.0 ± 0.6	24.0 ± 2.0
E	dd ≤ 630 630 < dd	36 38	40.0	32.0	12.0	33 ^{+0.6} ₋₀	44.5 ± 0.7	29.0 ± 2.0

En la Tabla 50 es posible identificar el valor para el ancho de la polea, el valor que se menciona se simboliza con b_2 , pues en la Figura 70 se puede identificar dicho valor para poder dimensionar el ancho de ambas poleas, tanto para el eje del motor (polea motriz) como para la polea montada en el punto A del eje 1 (polea impulsada) y este valor dependerá del número de bandas.

Tabla 50. Número de bandas y ancho de polea b_2 .

Number of belt	Z, ZX SPZ, SPZX	A, AX SPA, SPAX	B, BX SPB, SPBX	C, CX SPC, SPCX	D	E
1	16	20	25	34	48	58
2	28	35	44	59.5	85	102.5
3	40	50	63	85	122	147
4	52	65	82	110.5	159	191.5
5	64	80	101	136	193	236
6	76	95	120	161.5	233	280.5
7	88	110	139	187	270	325
8	100	125	158	212.5	307	369.5
9	112	140	177	238	344	414
10	124	155	196	263.5	381	458.5
11	136	170	215	289	418	503
12	148	185	234	314.5	455	547.5

Los resultados de la selección de bandas y el dimensionamiento de la polea se presentan a continuación en la Tabla 51.

Tabla 51. Resultados de la selección de bandas y dimensionamiento del par de poleas trapecoidales.

Selección Banda en V		
Catalogo Mitsubishi		
Datos de entrada		
Potencia de transmitida	P [hp]	10
Velocidad polea motriz	n_0 [rpm]	800
Velocidad polea conducida	n_1 [rpm]	666.667
Relación de velocidades	SR	1.2
Factor de servicio	K_s	1.6
Datos calculados		
Potencia de diseño	P_d [kW]	11.931
Tipo de banda	Tipo: B	
Diámetro polea pequeña	dd [mm]	150
Diámetro polea grande	DD [mm]	180
Potencia nominal por banda	P_s [kW]	3.16
Potencia adicional para relación de velocidad	P_a [kW]	0.21
Diámetro entre centros asumido	C' [mm]	250
Longitud de banda requerido	L'_d [mm]	1019.263
Selección de banda	Banda B 39	
Longitud real de banda	L_d [mm]	1034
Distancia entre centros real	C [mm]	257.382
Calculo número de bandas		
Factor de corrección potencia nominal	k_c	0.819
Potencia permisible de la banda	P_c [kW]	2.76
Numero de bandas	n_b	4
Selección		
Banda seleccionada	Banda en V: B 39	

3.1.2 Primer tren de engranes.

Este par de engranes cuenta con la disposición para poder reducir la velocidad, pues dicha configuración consiste en posicionar un piñón con número de dientes igual a 15 dientes conectado sin interferencia a una rueda con 18 dientes con esto se consigue reducir la velocidad que entrega el eje 1 de 666.667 rpm a 555.556 rpm en el eje 2. El montaje del piñón cuenta con una cuña en media luna y una contratuerca para evitar el desplazamiento axial, por otra parte, la rueda está sujeta al eje con una cuña rectangular y fijada con un prisionero para evitar el desplazamiento axial. Se recomienda revisar el anexo de planos para un mejor entendimiento.

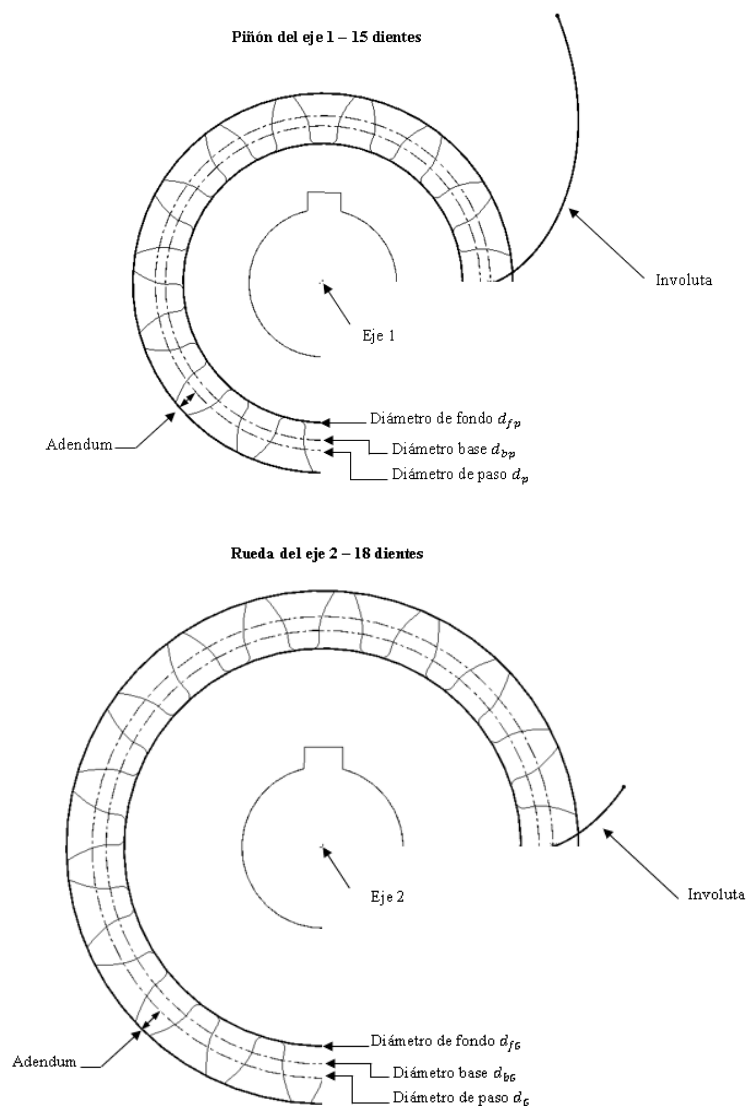


Figura 71. Esquema del primer tren de engranes.

El resultado del modelo de cálculo empleado en el capítulo anterior arroja los siguientes resultados para el primer tren de engrane (Tabla 52)

Tabla 52. Resultados para el dimensionamiento del primer tren de engranes.

PARÁMETROS DE DISEÑO DE ENGRANES RECTOS		
	Piñón (<i>P</i>)	Rueda (<i>G</i>)
Diámetros de paso	$d_p = 95.25 \text{ mm}$	$d_G = 114.3 \text{ mm}$
Distancia entre centros	$C = 104.775 \text{ mm}$	
Diámetros exteriores	$d_{ep} = 107.95 \text{ mm}$	$d_{eG} = 127 \text{ mm}$
Diámetros base	$d_{bp} = 89.506 \text{ mm}$	$d_{bG} = 107.407 \text{ mm}$
Adendum	$a = 6.35 \text{ mm}$	
Dedendum	$b = 7.938 \text{ mm}$	
Profundidad del diente	$h_t = 14.288 \text{ mm}$	
Velocidades	$n_p = 66.667 \text{ rpm}$	$n_G = 555.556 \text{ rpm}$
Diámetro de fondo	$d_{fp} = 79.375 \text{ mm}$	$d_{fG} = 98.425 \text{ mm}$
Velocidad de la línea de paso	$v_t = 3.325 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	
Ancho de cara	$F = 76.2 \text{ mm}$	

3.1.3 Banda y polea síncrona.

La correa seleccionada tiene 55 mm de ancho con 100 dientes, una longitud de 1400 mm, un paso de 14 mm, el espesor de la correa es de 10 mm y la altura del diente es de 6 mm, estos datos son proporcionados por el catálogo de Intermecc tal y como se muestra en la Figura 72 y la Tabla 53.

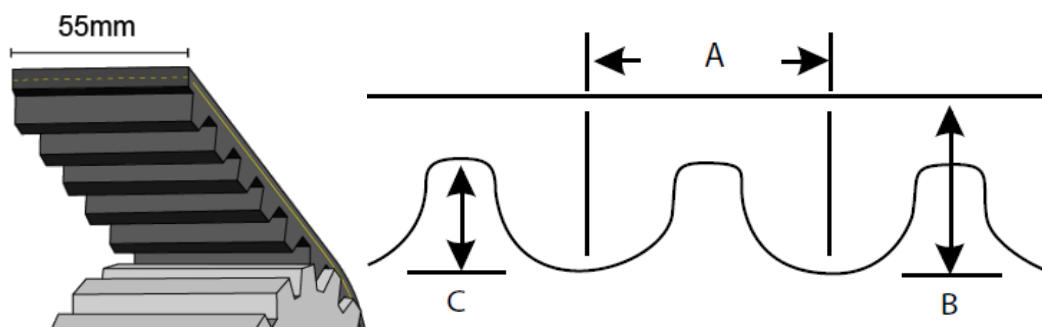


Figura 72. Esquema general del ancho y el paso de la correa en una polea síncrona de tipo 1400 – 14M – 55 [30]

Tabla 53. Dimensiones del paso en una correa síncrona.

PASO DE CORREA	A	B	C
5MM	5MM .197 Pulg.	3.81MM .150 Pulg.	2.08MM .082 Pulg.
8MM	8MM .315 Pulg.	6MM .236 Pulg.	3.4MM .133 Pulg.
14MM	14MM .552 Pulg.	10MM .394 Pulg.	6.0MM .237 Pulg.

La polea motriz presenta un dimensionamiento acoplado a un buje tipo Táper, cuenta con un ancho $F = 70$ mm, un diámetro total (d_f) igual a 191 mm, un diámetro exterior que hace referencia al diámetro máximo entre dientes (d_{k1}) igual a 171.5 mm, estas dimensiones hacen referencia a la parte de la polea donde se montará la banda, las dimensiones para el cubo de la polea son el primer y segundo vaciado (K) y (M) con la misma longitud igual a 12,5 mm y L que es la longitud del cubo con un valor de 45 mm.

La polea conducida presenta un dimensionamiento capaz de ser montado con una cuña inclinada con talón, la polea cuenta con un ancho $F = 70$ mm, un diámetro total (d_f) de 226 mm, un diámetro exterior que hace referencia al diámetro máximo entre dientes (d_{k2}) con un valor de 211.11 mm, estas dimensiones hacen referencia a la parte de la polea donde se montará la banda, las dimensiones para el cubo de la polea (D_m) tiene una distancia de 135 mm.

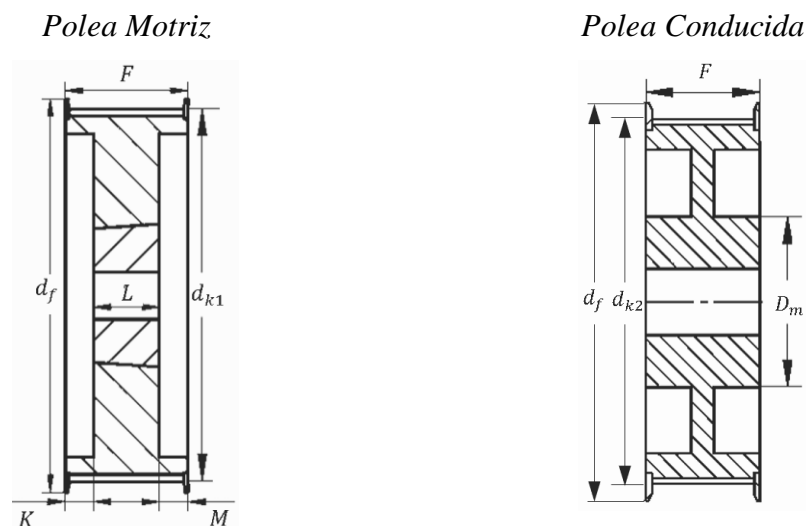


Figura 73. Esquema general de polea motriz y polea conducida.

Los resultados para el dimensionamiento y selección de bandas síncronas se muestran a continuación en la Tabla 54.

Tabla 54. Resultados del dimensionamiento del par de poleas.

Poleas dentadas		
Datos de entrada	Simbología	Valor
Potencia	P [hp]	10
Velocidad del eje 2	n_2 [rpm]	555.667
Cálculos		
Potencia de diseño	P_d [hp]	19
Paso de la correa	p [mm]	14
Polea motriz	40-14M-55	
Polea impulsada	48-14M-55	
Correa seleccionada	1400-14M-55	
Numero de dientes de la correa	z_B	100
Distancia entre centros	C [mm]	391.6
Ancho de la correa	B [mm]	55
Longitud de correa	l_b [mm]	1400
Resultados Polea motriz		
Diámetro de paso	d_{w1} [mm]	178.25
Diámetro exterior	d_{k1} [mm]	175.49
Diámetro total	d_f [mm]	195
Número de dientes	Z_1	40
Longitud del cubo	L [mm]	45
Primer vaciado	K [mm]	12.5
Segundo vaciado	M [mm]	12.5
Ancho total de la polea	F [mm]	70
Resultados Polea conducida		
Diámetro de paso	d_{w2} [mm]	213.9
Diámetro exterior	d_{k2} [mm]	211.11
Número de dientes	Z_2	48
Diámetro total	d_f [mm]	226
Ancho total de la polea	F [mm]	70
Diámetro del cubo	D_m [mm]	135

3.1.4 Segundo tren de engranes

Este par de engranes al igual que el primer tren de engranes cuenta con la misma disposición para poder reducir la velocidad, pues dicha disposición consiste en posicionar un piñón con número de dientes igual a 16 dientes conectado sin interferencia a una rueda con 20 dientes con esto conseguimos reducir la velocidad que nos entrega el eje 3 de 462.936 rpm a 370.37 rpm en el eje 4. El montaje del piñón cuenta con una cuña en media luna y una contratuerca para evitar el desplazamiento axial. Se recomienda revisar el anexo de planos para un mejor entendimiento.

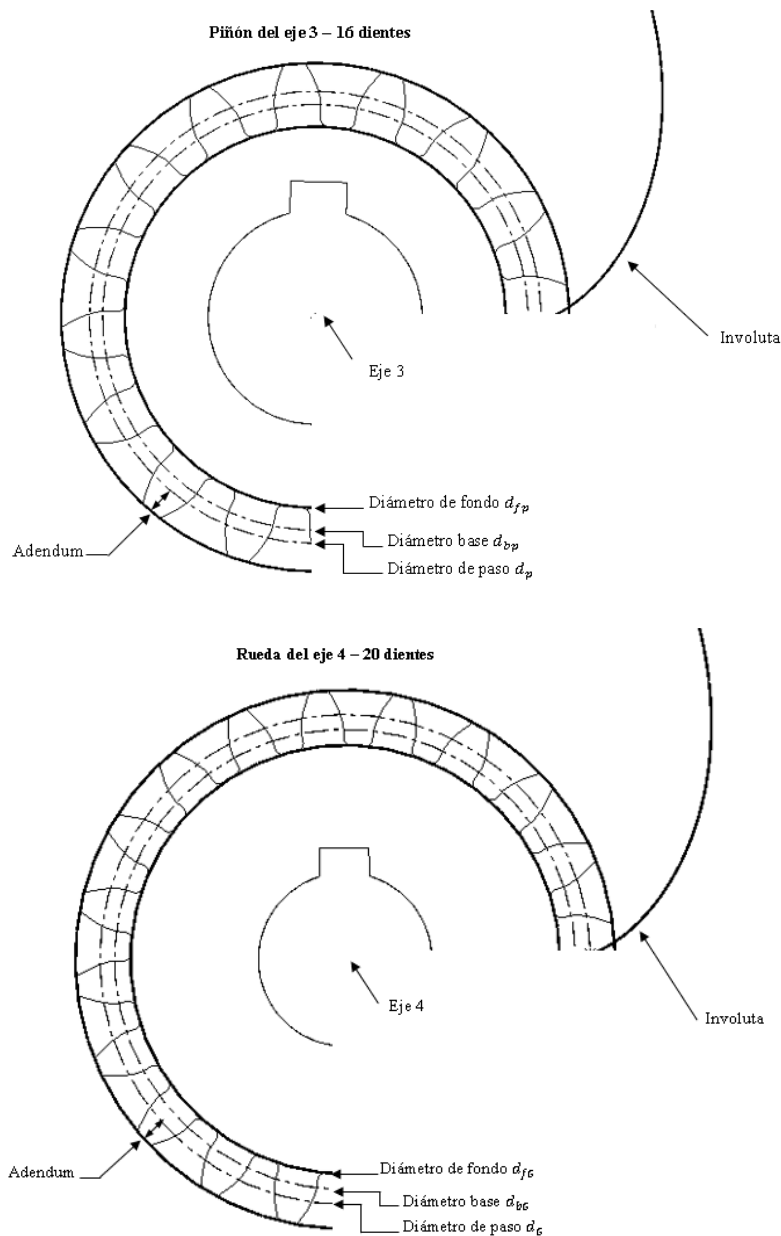


Figura 74. Esquema del segundo tren de engranes.

El resultado del modelo de cálculo empleado en el capítulo anterior arroja los siguientes resultados para el segundo tren de engrane (Tabla 55)

Tabla 55. Resultados para el dimensionamiento del segundo tren de engranes.

PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DE LOS ENGRANES RECTOS.		
	Piñón (P)	Rueda (G)
Diámetros de paso	$d_p = 101.6 \text{ mm}$	$d_G = 127 \text{ mm}$
Distancia entre centros	$C = 114.3 \text{ mm}$	
Diámetros exteriores	$d_{ep} = 114.3 \text{ mm}$	$d_{eG} = 139.7 \text{ mm}$
Diámetros base	$d_{bp} = 95.743 \text{ mm}$	$d_{bG} = 119.341 \text{ mm}$
Adendum	$a = 6.35 \text{ mm}$	
Dedendum	$b = 7.938 \text{ mm}$	
Profundidad del diente	$h_t = 14.288 \text{ mm}$	
Velocidades	$n_p = 462.936 \text{ rpm}$	$n_G = 370.37 \text{ rpm}$
Diámetro de fondo	$d_{fp} = 85.725 \text{ mm}$	$d_{fG} = 111.125 \text{ mm}$
Velocidad de la línea de paso	$v_t = 2.45 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	
Ancho de cara	$F = 76.2 \text{ mm}$	

3.1.5 Rodamientos

Existen dos rodamientos alojados en los apoyos por cada eje, como se ilustra en la Tabla 56 existen dos cotas de vital importancia para poder dimensionar el hombro donde harán tope los rodamientos, dicha cota se denota con el término d_a , y la otra cota importante es donde se montará el rodamiento y se simboliza con la letra d . Todos los rodamientos cumplen con los requerimientos necesarios, pues cada uno de ellos obedece los criterios de selección, pues deben poseer un número de horas de funcionamiento superior a las 25000 horas, con una confiabilidad para el rodamiento del 90%. La mayoría de los rodamientos son de tipo Explorer por no decir todos, solamente existe un rodamiento de tipo estándar seleccionado y se posa en el punto A del eje 2

Tabla 56. Dimensionamiento en los rodamientos.

Rodamientos seleccionados											
Eje	Punto	Tipo	Dimensiones [mm]						Dimensiones de los resaltes [mm]		
			d	D	B	d_1	D_2	$r_{1,2}$	d_a	D_a	r_a
1	B	*6207	35	72	17	46.94	62.69	1.1	42	65	1
	D	*16007	35	62	9	44.05	52.95	0.3	37	60	0.3
2	A	61908	40	62	12	46.9	57.55	0.6	43.2	58.8	0.6
	C	*6009	45	75	16	54.75	67.8	1	50.8	69.2	1
3	A	*16009	45	75	10	55	65	0.6	48.2	71.8	0.6
	C	*6010	50	80	16	59.75	72.8	1	54.6	75.4	1
4	A	*16009	45	75	10	55	65	0.6	48.2	71.8	0.6
	C	*16010	50	80	10	60	70	0.6	53.2	76.8	0.6

3.1.6 Análisis de diámetros calculados.

El dimensionamiento efectuado en cada uno de los puntos donde irán montados los diferentes componentes fue llevado a cabo mediante el criterio de Ed Goodman, dicho sea de paso, que los diámetros calculados son los mínimos, estos diámetros nos sirven como punto de partida para dimensionar nuevamente teniendo en cuenta que estas medidas son las mínimas. Se evidencia en las siguientes tablas se muestran las dimensiones y entre ellas existe una gran diferencia, esto no debería ser así, y para ello los diámetros se incrementan para que exista un escalón no tan distante el uno del otro.

Tabla 57. Diámetros mínimos del eje 1.

Punto	r/d	K_f	K_{fs}	S_e [MPa]	M_a [N.m]	d_{calc} [mm]
A	0.02	-	2.2	-	-	19.376
B	0.02	2.7	2.2	128.788	106.82	37.538
C	0.02	2.2	3	128.788	126.387	37.775
D	0.02	2.7	-	128.788	-	11.768

Tabla 58. Diámetros mínimos del eje 2.

Punto	r/d	K_f	K_{fs}	S_e [MPa]	M_a [N.m]	d_{calc} [mm]
A	0.02	2.7	-	127.325	-	11.721
B	0.02	2.2	3	127.325	123.947	38.15
C	0.02	2.7	2.2	127.325	100.674	47.37
D	0.02	-	2.2	-	-	20.58

Tabla 59. Diámetros mínimos del eje 3.

Punto	r/d	K_f	K_{fs}	S_e [MPa]	M_a [N.m]	d_{calc} [mm]
A	0.02	2.7	-	126.031	-	13.92
B	0.02	2.2	3	126.031	173.014	42.323
C	0.02	2.7	2.2	126.031	100.679	37.894
D	0.02	-	2.2	-	-	21.88

Tabla 60. Diámetros mínimos del eje 4.

Punto	r/d	K_f	K_{fs}	S_e [MPa]	M_a [N.m]	d_{calc} [mm]
A	0.02	2.7	-	124.871	-	14.312
B	0.02	2.2	3	124.871	181.258	43.605
C	0.02	2.7	-	124.871	-	14.312

3.1.7 Análisis del eje 1

El primer eje es aquel encargado de recibir la potencia transmitida por el motor, a través de una polea motriz hacia una polea receptora, la opción de diseño que hemos tomado es implementar hombros o concentradores de tensión encargados de actuar como tope para cada tipo de componente montado en el eje, en el punto A del eje se aloja la polea impulsada, consecuentemente actuando como un apoyo se encuentra el rodamiento del punto B, seguidamente de un piñón (punto C) con el propósito de reducir la velocidad que será transmitida a la rueda en el punto B del eje 2, y por último se encuentra el segundo apoyo (rodamiento) en el punto D.

3.1.7.1 Análisis de momentos y par torsor en el eje 1.

En la Tabla 61 se presentan los resultados de los momentos presentes en los planos ZX y ZY a lo largo de todo el eje 1, así también los momentos resultantes y el par torsional.

Tabla 61. Momentos y par torsor presentes en el eje 1.

Sección	0	1	2	3	4	5	6	7	8
L [mm]	0	22	60	68.5	172.5	210.6	240.6	280.5	285
M_y [N.m]	0	39.167	106.82	99.315	7.49	4.95	2.96	0.3	0
M_x [N.m]	0	0	0	9.53	126.165	83.437	49.79	5.05	0
M [N.m]	0	39.167	106.82	99.77	126.387	83.584	49.88	5.055	0
T [N.m]	106.82	106.82	106.82	106.82	106.82	0	0	0	0

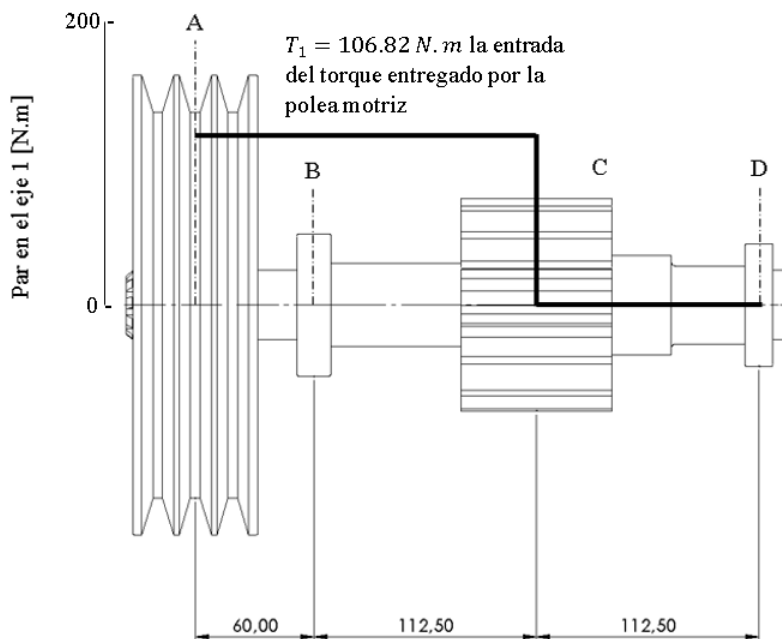


Figura 75. Distribución del par torsional en el eje 1.

La longitud definida en cada sección hace referencia a los puntos donde existen cambios de sección o donde también se alojan los componentes, y la evaluación de cada momento está en base a ello, cabe recalcar que el torque presente en el eje inicia en el punto de partida en este caso la polea trapezoidal y se traslada de manera constante con un valor de 106.82 N.m hasta el piñón ubicado en el punto C del eje y desde aquí hasta el rodamiento en el punto D no hay presencia de torque, el valor del par torsional incrementa a medida que la velocidad de cada eje va disminuyendo, en la Figura 75 podemos evidenciar de manera ilustrativa como se transmite el torque.

3.1.7.2 Deflexión total

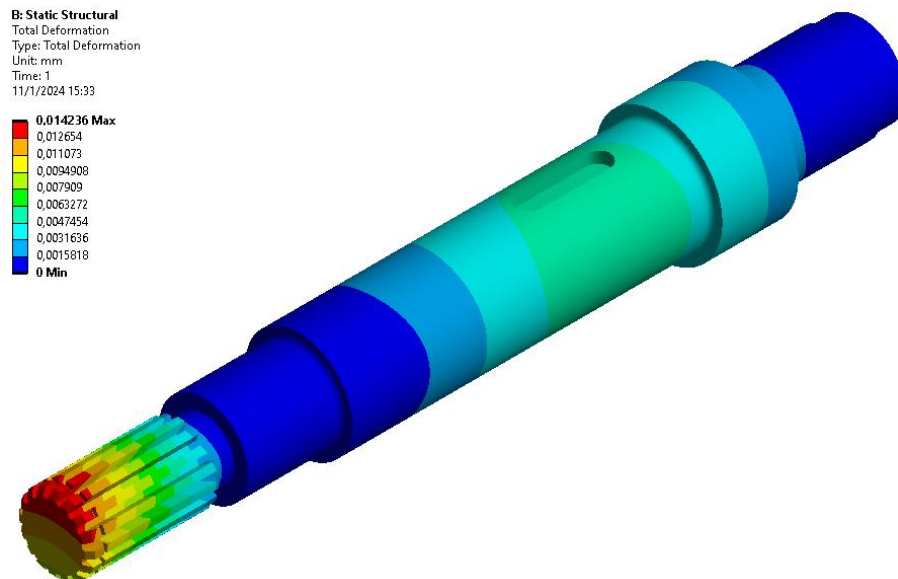


Figura 76. Deformación total del eje 1 sometido a los diferentes estados de carga.

En la Figura 76 se presenta la deformación total del eje 1, la cual ha sido obtenida mediante el método de elementos finitos. Se destaca que el valor máximo registrado es de 0.014236 mm y se localiza en el extremo izquierdo del eje, específicamente en la zona donde se encuentra el acoplamiento con estriado. Es importante señalar que este valor se considera prácticamente despreciable. Por consiguiente, se concluye que el eje exhibirá un desempeño óptimo en su funcionamiento, ya que no experimentará deformaciones significativas que puedan afectar su rendimiento.

3.1.7.3 Deflexión direccional

En relación con el eje Y, es importante destacar que la deformación direccional máxima se manifiesta en esta dirección con un valor de 0.00053973 como se muestra en la Figura 77. No obstante, es crucial resaltar que el valor resultante, al igual que la deformación total, se cataloga como despreciable. Esta condición se atribuye al diseño óptimo del eje, que ha sido concebido con especial atención a sus características estructurales. Además, el material utilizado en su construcción exhibe notables propiedades de resistencia tanto a la tracción como a la flexión. Estas propiedades contribuyen de manera significativa a mantener la integridad estructural del eje y minimizar cualquier posible distorsión, asegurando así un desempeño excepcional en diversas condiciones de carga y funcionamiento.

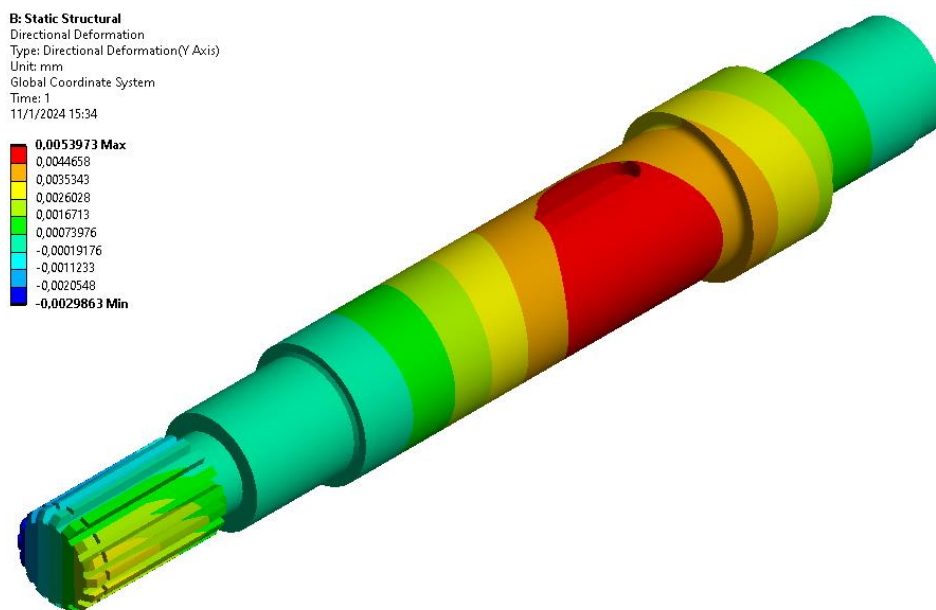


Figura 77. Deformación direccional del eje 1 sometido a los diferentes estados de carga.

3.1.7.4 Esfuerzo equivalente de Von Mises

El esfuerzo equivalente de Von Mises es un concepto utilizado en ingeniería para evaluar el nivel de esfuerzos en un material sujeto a cargas múltiples. Se basa en la idea de que el fallo en un material ocurre cuando la energía de deformación total es constante, lo que significa que los esfuerzos principales asociados con diferentes direcciones actúan de manera equivalente a un único esfuerzo que causaría el mismo nivel de deformación plástica.

Aplicado al diseño de ejes, el esfuerzo equivalente de Von Mises es fundamental, ya que permite considerar de manera efectiva las tensiones combinadas debidas a cargas complejas, como torsión y flexión. Al evaluar este esfuerzo, los ingenieros pueden determinar de manera más precisa la capacidad de carga de un eje y optimizar su diseño para garantizar una mayor resistencia y durabilidad, teniendo en cuenta las condiciones multiaxiales a las que podría estar sometido en su aplicación real, en este caso el valor de esfuerzo máximo obtenido fue de 31.485 que está muy lejos de alcanzar el límite de fluencia del material, por ende, se obtiene un factor de seguridad elevado.

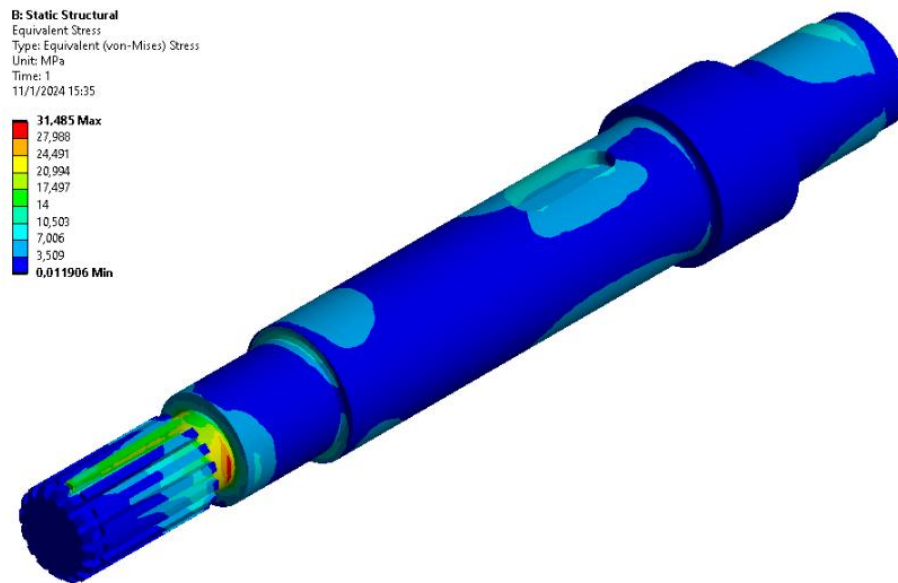


Figura 78. Esfuerzo equivalente de VON Mises del eje 1 sometido a los diferentes estados de carga.

3.1.7.5 Factor de seguridad

El cálculo manual del factor de seguridad se sitúa en cada uno de los puntos de interés y los cambios de sección, dado que al incrementar el diámetro el factor de seguridad tiende a elevarse, dependiendo si el diámetro se ha dimensionado de manera tal que supere el valor mínimo en una gran cantidad, pero si el incremento es mínimo el factor de seguridad no es muy elevado.

En la Tabla 62 podemos visualizar los valores del factor de seguridad, mismos que no deberán ser inferiores a 2, pues este valor es el asumido para los cálculos, en la sección 7 presenta un factor de seguridad igual a 48.91 y esto se debe a que el diámetro sufrió un aumento de 10.895 mm hasta los 35 mm, pues esto se realizó teniendo en cuenta que el rodamiento considerado requería un valor igual al mencionado.

Tabla 62. Factor de seguridad en los cambios de sección eje 1.

Sección	M [N.m]	T [N.m]	d [m]	k_b	S_e [MPa]	K_f	K_{fs}	σ'_a [MPa]	σ'_m [MPa]	n_f
0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1	39.16	106.8	0.03	0.855	132.4	1.939	1.477	28.64	51.53	3.26
2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3	99.77	106.8	0.035	0.842	130.4	2.203	1.849	52.228	40.634	2.12
4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5	83.58	0	0.042	0.827	128.2	1.853	-	21.29	0.00	6.02
6	49.88	0	0.037	0.838	129.7	1.946	-	19.52	0.00	6.64
7	5.05	0	0.035	0.842	130.4	2.22	-	2.66	0.00	48.91
8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

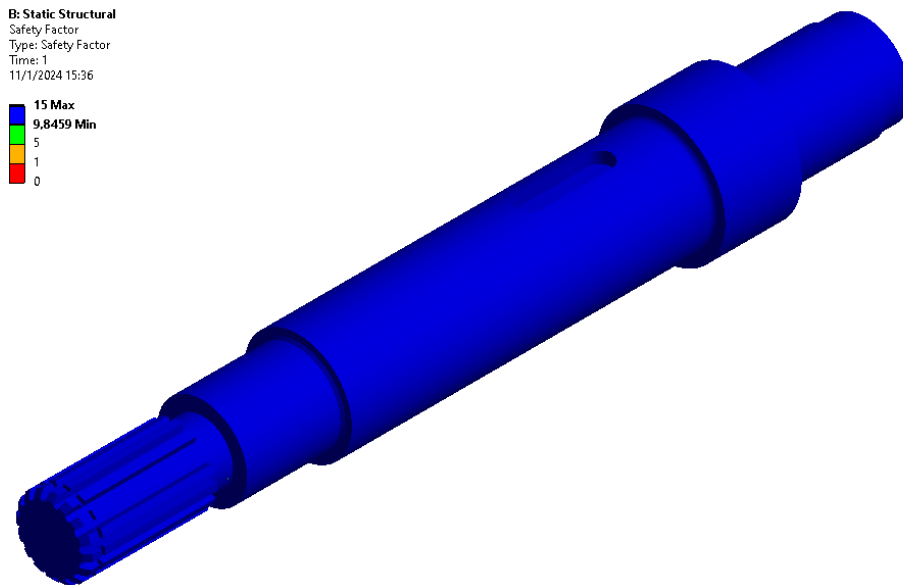


Figura 79. Análisis del factor de seguridad en el eje 1.

El factor de seguridad experimenta una disminución notable en las transiciones de sección del eje, dado que estas áreas funcionan como concentradores de esfuerzos. En el presente estudio, se ha observado que el factor de seguridad alcanza un máximo de 15 y un mínimo de 9.8459 en tales zonas. Estos valores indican que, a lo largo de su operación, el eje mantiene un margen significativo con respecto al límite de elasticidad del acero empleado en su construcción. Este rango de factores de seguridad resalta la robustez del diseño, evidenciando que, incluso en las áreas más propensas a concentrar esfuerzos, el eje se encuentra substancialmente por debajo de cualquier riesgo de sobrepasar los límites de elasticidad del material, asegurando así un rendimiento estructural confiable y duradero.

3.1.8 Análisis del eje 2

El eje 2 es aquel encargado de portar 4 componentes en cada punto en este orden: el primer rodamiento en el punto A, la rueda en B, el segundo rodamiento en el punto C y por último la polea síncrona en D. La rueda cuenta con una cuña en forma cuadrada y sujeta con un anillo separador con la finalidad de prevenir el desplazamiento axial, la polea está sujeta al eje a través de un buje tipo táper. Es importante mencionar que el torque generado en el piñón en el eje 1 se transmite al eje 2 a través de la rueda en el punto B.

3.1.8.1 Análisis de momentos y par torsor en el eje 2.

En la Tabla 63 se presentan los resultados de los momentos presentes en los planos ZX y ZY a lo largo de todo el eje 2, así también los momentos resultantes y el par torsional.

Tabla 63. Momentos y par torsor presentes en el eje 2.

Sección	0	1	2	3	4	5	6
L [mm]	0	112.5	150.6	217	225	260	295
M_y [N.m]	0	-4.36	-36.947	-93.729	-100.57	-50.28	0
M_x [N.m]	0	-123.87	-80.367	-4.55	4.583	2.29	0
M [N.m]	0	123.94	88.453	93.839	100.674	50.33	0
T [N.m]	0	128.18	128.18	128.18	128.18	128.18	128.18

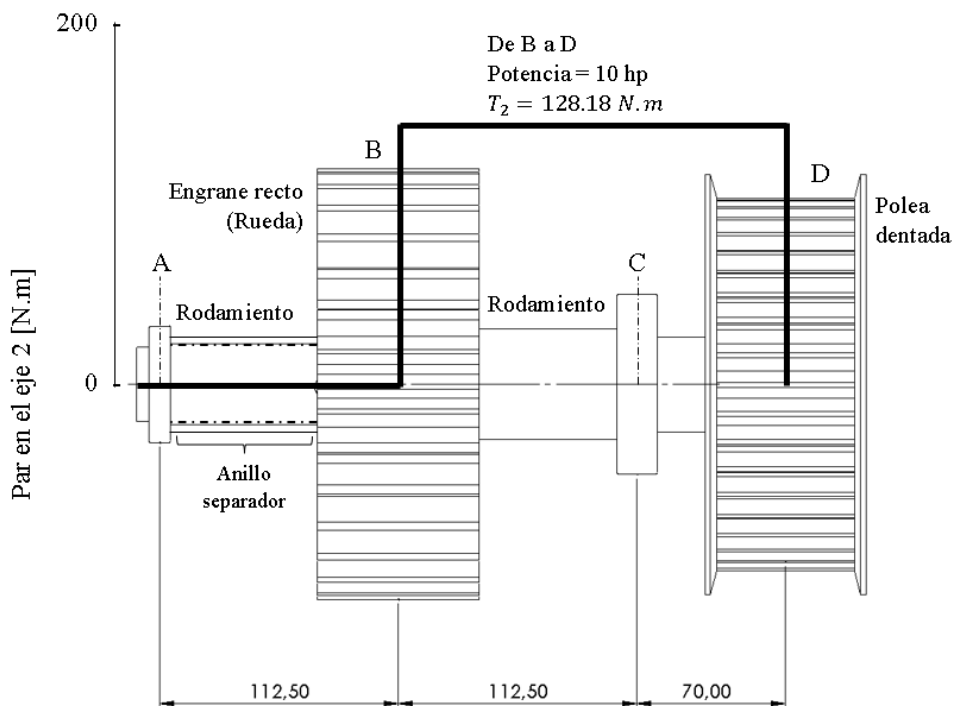


Figura 80. Distribución del par torsional en el eje 2.

El torque presente en el eje 2 inicia en el punto B donde se aloja la rueda y se traslada de manera constante con un valor de 128.18 N.m hasta la polea dentada ubicado en el punto D, en la Figura 80 podemos evidenciar de manera ilustrativa como se transmite el torque.

3.1.8.2 Deflexión total

En la Figura 81 se exhibe la distorsión completa del eje 2, la cual ha sido calculada mediante el método de elementos finitos. Cabe resaltar que el valor máximo registrado es de 0.004771 mm y se sitúa en el extremo izquierdo del eje, específicamente en la región donde se ubica la conexión con estriado. Resulta relevante indicar que este valor se considera prácticamente insignificante. Por lo tanto, se infiere que el eje manifestará un rendimiento óptimo en su operación, dado que no experimentará deformaciones notables que puedan impactar su eficacia.

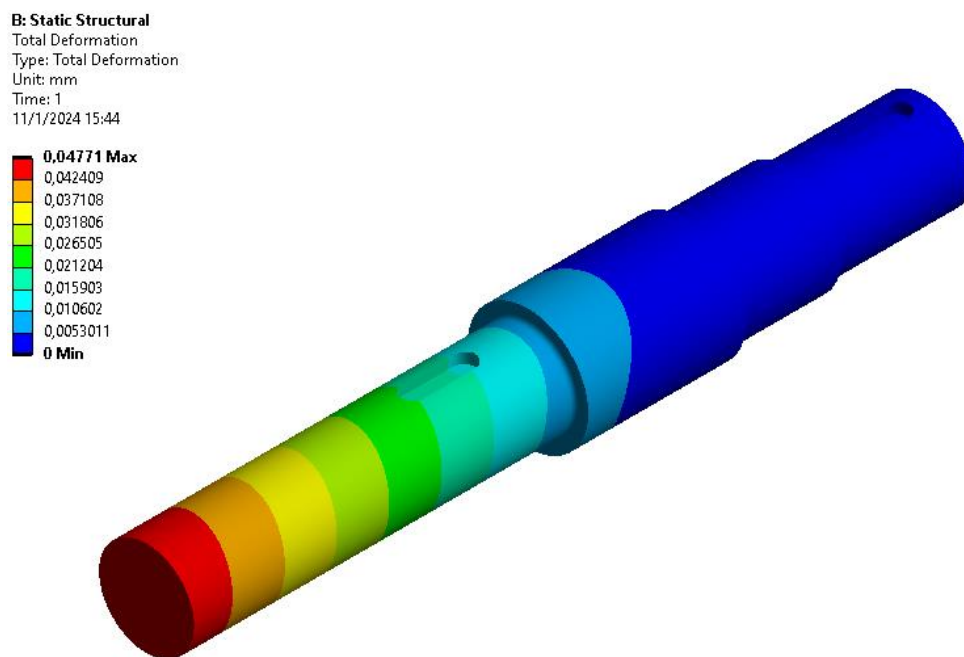


Figura 81. Deformación total del eje 2 sometido a los diferentes estados de carga.

3.1.8.3 Deflexión direccional

En relación con el eje Y, es esencial señalar que la máxima deformación direccional se presenta en esta orientación con un valor de 0.016549, tal como se evidencia en la Figura 82. Sin embargo, resulta vital destacar que el valor obtenido, al igual que la deformación total, se clasifica como insignificante. Esta situación se atribuye al diseño eficiente del eje, que ha sido concebido prestando especial atención a sus características estructurales.

Además, el material empleado en su fabricación exhibe destacadas propiedades de resistencia tanto a la tracción como a la flexión. Estas propiedades contribuyen de forma sustancial a preservar la integridad estructural del eje y a minimizar cualquier eventual distorsión, asegurando de este modo un rendimiento excepcional en diversas condiciones de carga y operación.

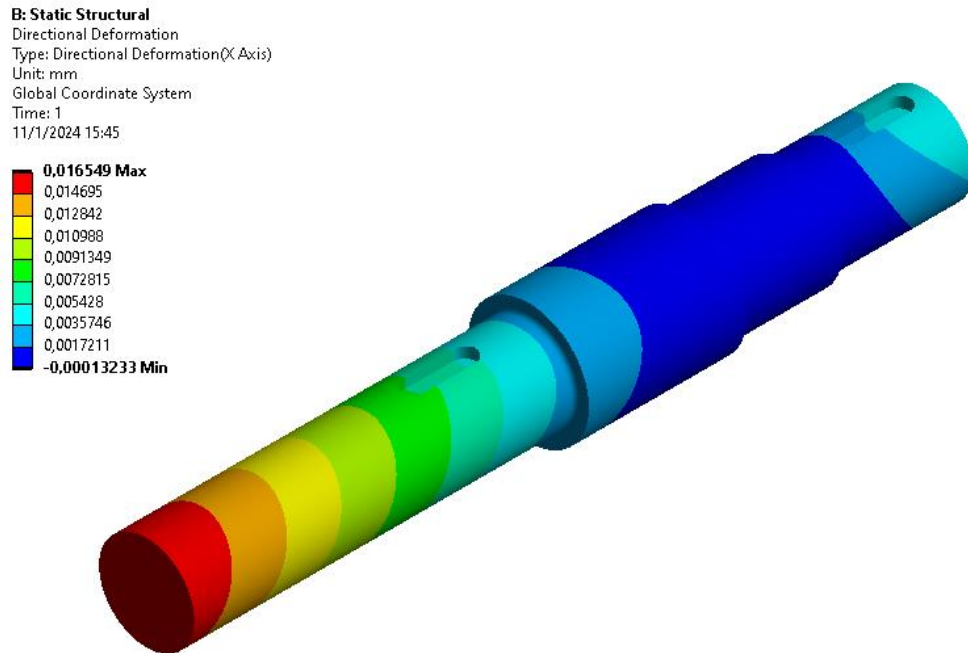


Figura 82. Deformación direccional del eje 2 sometido a los diferentes estados de carga.

3.1.8.4 Esfuerzo equivalente de Von Mises

En el diseño de los ejes, la relevancia del esfuerzo equivalente de Von Mises es primordial, dado que posibilita abordar de manera eficaz las tensiones combinadas derivadas de cargas complejas, como torsión y flexión. Al analizar este esfuerzo, los ingenieros pueden calcular de forma más precisa la capacidad de carga de un eje y perfeccionar su diseño para asegurar una mayor resistencia y durabilidad, teniendo en consideración las condiciones multiaxiales a las que podría enfrentarse en su aplicación práctica. En este escenario particular, el valor máximo de esfuerzo obtenido fue de 133.93 MPa, el cual se encuentra considerablemente alejado del límite del acero AISI 1018 utilizado en la fabricación del eje. Por lo tanto, se obtiene un elevado índice de seguridad.

B: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 11/1/2024 15:45

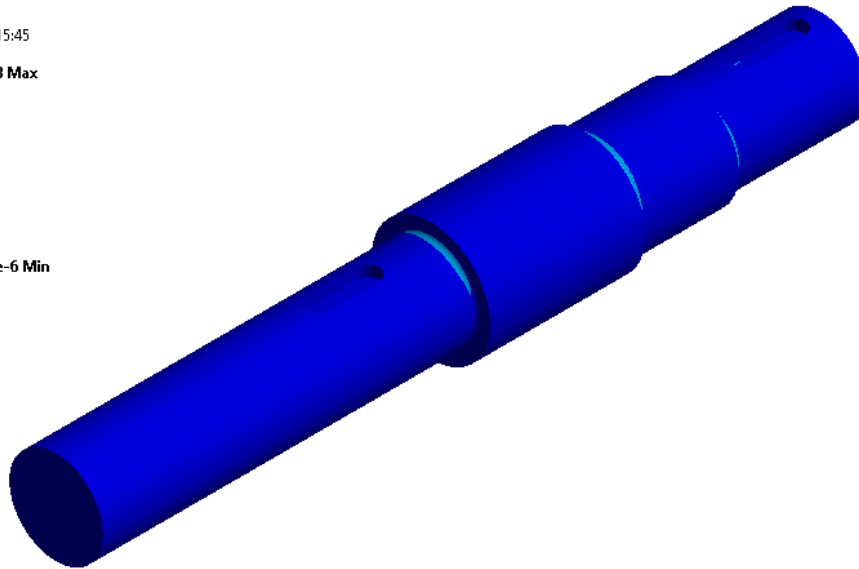
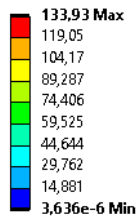


Figura 83. Esfuerzo equivalente de VON Mises del eje sometido a los diferentes estados de carga.

3.1.8.5 Factor de seguridad en el eje 2

En la Tabla 64 podemos visualizar los valores del factor de seguridad, en la sección 5 presenta un factor de seguridad igual a 6.32, cuya explicación se debe a la presencia del rodamiento con medidas estándar, es así como dichas medidas han sometido a este punto al incremento del diámetro al pasar de 47.37 mm a 40 mm, esto se realiza con la finalidad de crear hombros o cambios de sección que no generen mucha concentración de esfuerzos en dicha zona.

Tabla 64. Factor de seguridad en los cambios de sección del eje 2.

Sección	M [N.m]	T [N.m]	d [m]	k_b	S_e [MPa]	K_f	K_{fs}	σ'_a [MPa]	σ'_m [MPa]	n_f
0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	88.453	128.18	0.04	0.831	128.78	2.04	1.671	28.71	29.52	3.64
3	93.83	128.18	0.045	0.822	127.32	2.203	1.66	23.11	20.6	4.59
4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5	50.33	128.18	0.04	0.831	128.78	1.852	1.384	14.83	24.44	6.32
6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

En las transiciones de sección del eje, se observa una disminución notable en el factor de seguridad, ya que estas áreas actúan como puntos de concentración de esfuerzos. Según el presente estudio, se ha registrado que el factor de seguridad oscila entre un máximo de 15 y un mínimo de 2.3146 en dichas zonas. Estos valores señalan que, a lo largo de su funcionamiento, el eje mantiene un amplio margen con respecto al límite de elasticidad del acero utilizado en su construcción. Este rango de factores de seguridad destaca la solidez del diseño, demostrando que incluso en las regiones más susceptibles a concentrar esfuerzos, el eje se encuentra significativamente por debajo de cualquier riesgo de superar los límites de elasticidad del material. Esto garantiza un rendimiento estructural confiable y duradero a lo largo del tiempo.

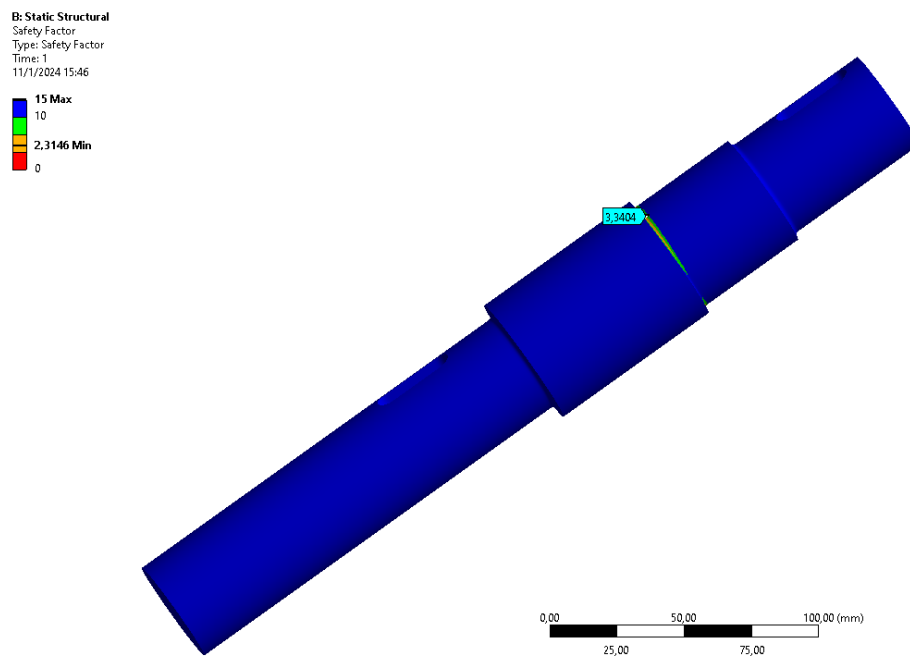


Figura 84. Factor de seguridad obtenido en el eje 2

3.1.9 Análisis del eje 3

Al igual que el eje 2, aquí se evalúan puntos similares, pues posee el mismo número de componentes, pero con montajes distintos, es así que para montar el piñón dispone de una cuña en rectangular y sujeta con una contratuerca para evitar el desplazamiento axial, y la patea dentada impulsada se encuentra sujeta al eje por medio de una cuña cónica con talón que actúa con el mismo principio que el sujetador antes mencionado.

3.1.9.1 Análisis de momentos y par torsor en el eje 3.

En la Tabla 65 se presentan los resultados de los momentos presentes en los planos ZX y ZY a lo largo de todo el eje 3, así también los momentos resultantes y el par torsional.

Tabla 65. Momentos y par torsor presentes en el eje 3.

Sección	0	1	2	3	4	5	6	7	8
L [mm]	0	5	112.5	150.6	202	217	225	260	295
M_y [N.m]	0	-0.5	-11.706	26.32	77.619	92.59	100.57	50.29	0
M_x [N.m]	0	-7.6	-172.62	-115.71	-38.937	-16.53	-4.58	-2.29	0
M [N.m]	0	7.68	173.014	118.66	86.937	94.054	100.679	50.34	0
T [N.m]	0	0	153.82	153.82	153.82	153.82	153.82	153.82	153.82

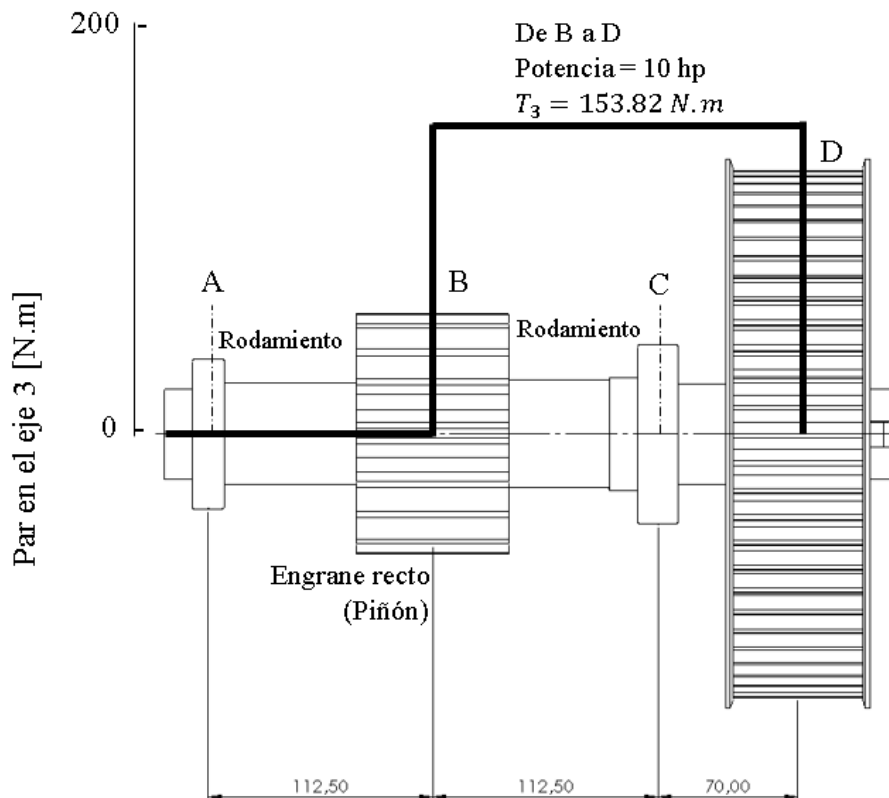


Figura 85. Distribución del par torsional en el eje 3.

El torque presente en el eje 3 ingresa a través del componente alojado en el extremo final del eje en el punto D donde se aloja la polea dentada impulsada por una banda síncrona y se traslada de manera constante con un valor de 153.82 N.m hasta el piñón ubicado en el punto B, es importante mencionar que el torque permanece constante hasta este punto, y a partir de allí hasta el punto A el torque es cero, en la Figura 85 podemos evidenciar de manera ilustrativa como se transmite el torque.

3.1.9.2 Deflexión total

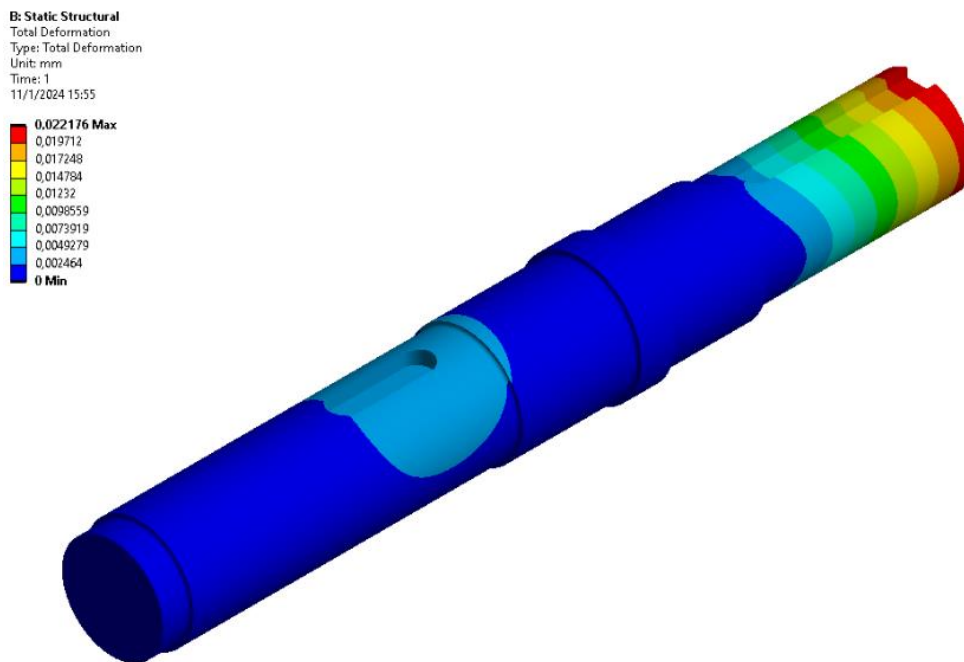


Figura 86. Deformación total del eje 3 sometido a los diferentes estados de carga.

En la Figura 86 se presenta la deformación total del eje 3, la cual ha sido obtenida mediante el método de elementos finitos. Cabe resaltar que el valor máximo registrado es de 0.022176 mm y se sitúa en el extremo derecho del eje, específicamente en la región donde se ubica la conexión con chavetero. Resulta relevante indicar que este valor se considera relativamente bajo, pero es superior comparado con los otros ejes, sin embargo, no afecta en el rendimiento óptimo en su operación, dado que no experimentará deformaciones notables que puedan afectar su funcionamiento.

3.1.9.3 Deflexión direccional

La máxima deformación direccional se presenta en el eje Y con un valor de 0.00040199, tal como se evidencia en la Figura 87. Cabe destacar que el valor obtenido, al igual que la deformación total, tiene un valor mínimo, en relación con los demás ejes es superior y ocurre en la salida de potencia del eje en mención. El material con el que está diseñado el eje tiene buenas propiedades de resistencia tanto a la tracción como a la flexión. Estas propiedades contribuyen de forma sustancial a preservar la integridad estructural del eje y a minimizar cualquier eventual fallo en su funcionamiento, asegurando de este modo un rendimiento excepcional en diversas condiciones de carga y operación, para las sollicitaciones de este.

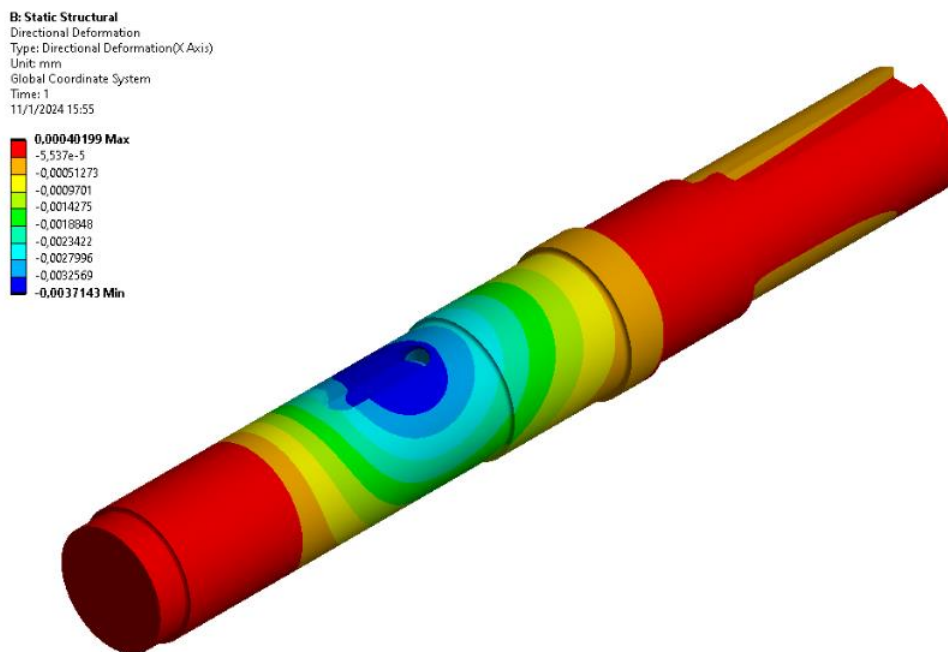


Figura 87. Deformación direccional del eje 3 sometido a los diferentes estados de carga.

3.1.9.4 Esfuerzo equivalente de Von Mises

En este caso el software de elementos finitos analiza al eje íntegramente obteniéndose un esfuerzo equivalente máximo de 63.884 MPa, que generalmente ocurre en los cambios de sección de los elementos a diferencia de los otros ejes ocurre una concentración de esfuerzos significativa la cual hace que el factor de seguridad en esa sección se reduzca de manera significativa, ya que se llega a los 596,64 MPa.

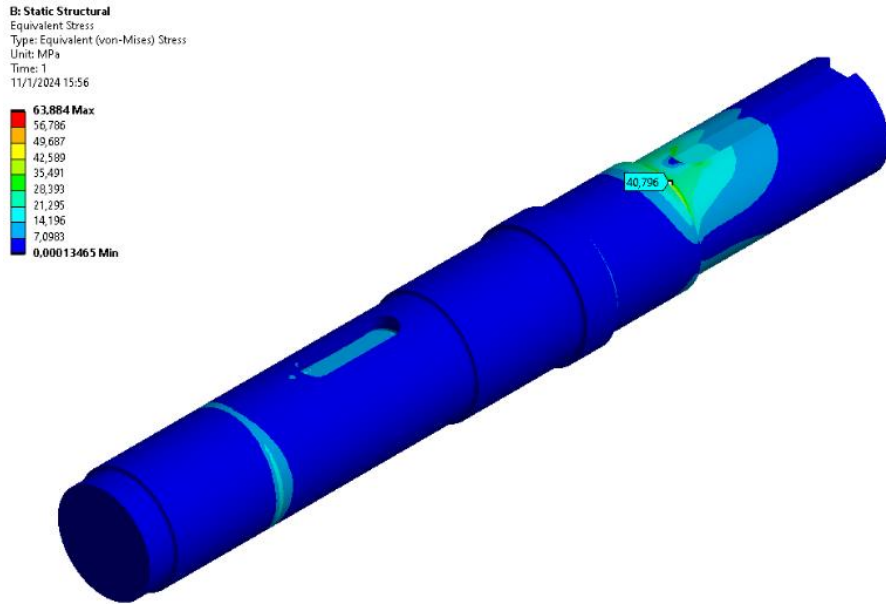


Figura 88. Esfuerzo equivalente de VON Mises del eje 3 sometido a los diferentes estados de carga.

3.1.9.5 Factor de seguridad en el eje 3

En la Tabla 66 podemos visualizar los valores del factor de seguridad, en la sección 1 presenta un factor de seguridad igual a 65, cuya explicación se debe a la presencia del rodamiento con medidas estándar, es así como dichas medidas han sometido a este punto al incremento del diámetro al pasar de 13.92 mm a 45 mm, esto se realiza con la finalidad de crear hombros o cambios de sección que no generen mucha concentración de esfuerzos en dicha zona. El resto de las secciones tienen valores para los diámetros cuyo factor de seguridad no se ve muy alterado como el caso de la sección 1 cuyo factor de seguridad es meramente elevado.

Tabla 66. Factor de seguridad en los cambios de sección del eje 3.

Sección	M [N.m]	T [N.m]	d [m]	k_b	S_e [MPa]	K_f	K_{fs}	σ'_a [MPa]	σ'_m [MPa]	n_f
0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1	7.68	0	0.045	0.822	127.32	2.26	0	1.95	0,00	65
2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3	118.66	153.82	0.0482	0.816	126.48	2.027	1.38	21.87	16.72	4.9
4	86.93	153.82	0.051	0.812	125.78	1.842	1.38	12.28	14.12	8.1
5	94.05	153.82	0.05	0.814	126.03	2.018	1.37	15.46	14.95	6.7
6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
7	50.34	153.82	0.045	0.822	127.32	1.759	1.28	18.49	19.18	5,6
8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

En este caso se observa un factor de seguridad máximo de 15, sin embargo, en algunas zonas del eje llega a tener un valor de 5, 10 y el más bajo de 4.8526 que se da de esta manera porque ocurre en las zonas de concentración de esfuerzos del eje especialmente en los cambios de sección como se observa en la Figura 89.

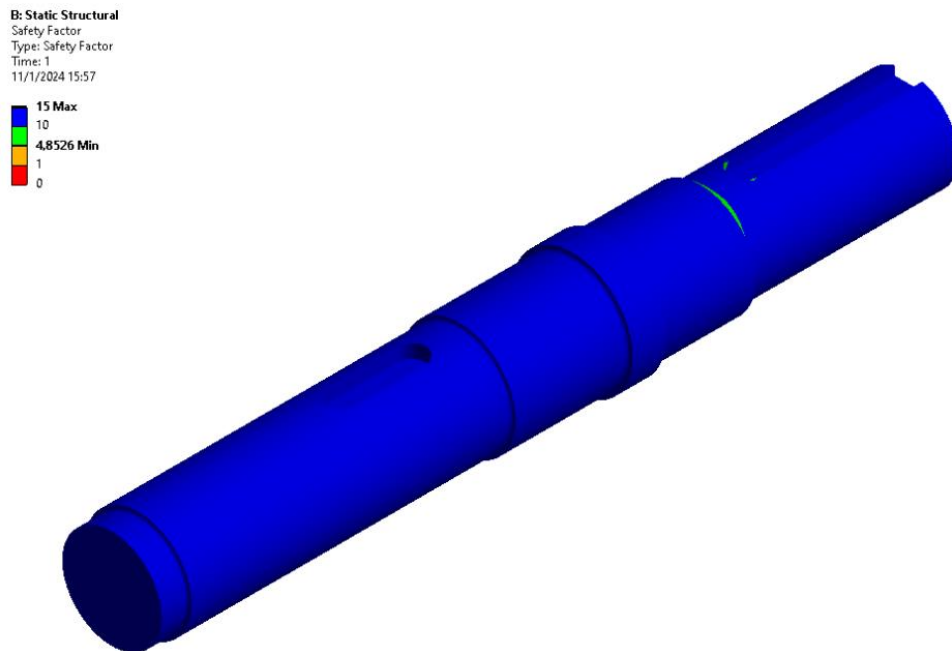


Figura 89. Factor de seguridad obtenido en el eje 3.

3.1.10 Análisis del eje 4

Llamado también eje de salida es el último de los ejes, y obviamente el encargado de entregar el torque y la velocidad en rpm de salida, a diferencia del resto de ejes, aquí solamente existe la presencia de tres componentes, estos son: un par de rodamientos dispuestos en los puntos A y C, y una rueda ubicada en el punto B dicho componente es el encargado de recibir el torque transmitido por el piñón del eje 3 y mantenerlo de manera constante hasta el punto de salida. El montaje de la rueda es un tanto sencillo pues consta de una cuña en el punto medio del componente con un tubo espaciador encargado de anular todo movimiento lateral o desplazamiento axial.

3.1.10.1 Análisis de momentos y par torsor en el eje 4 en cada sección.

En la Tabla 67 se presentan los resultados de los momentos presentes en los planos ZX y ZY a lo largo de todo el eje 4, así también los momentos resultantes y el par torsional.

Tabla 67. Momentos y par torsor presentes en el eje 4.

Sección	0	1	2	3	4	5
L [mm]	0	112.5	150.6	205	220	225
M_y [N.m]	0	61.99	40.99	11.021	2.75	0
M_x [N.m]	0	170.327	112.64	30.28	7.57	0
M [N.m]	0	181.258	119.87	32.22	8.056	0
T [N.m]	550.15	550.15	0	0	0	0

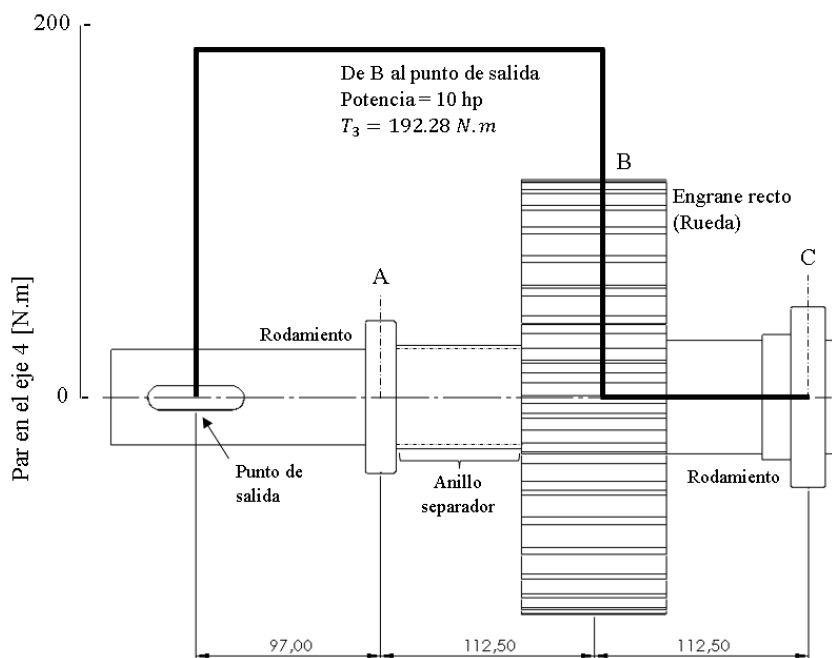


Figura 90. Distribución del par torsional en el eje 4.

El torque presente en el eje 4 ingresa a través del componente alojado en el extremo medio del eje en el punto B donde se encuentra la rueda impulsada por una piñón y se traslada de manera constante con un valor de 192.28 N.m hasta el punto de salida, es importante mencionar que el torque permanece constante hasta este punto, la ausencia de torque es palpable desde el punto B hasta el rodamiento ubicado en el punto C, en la Figura 90 podemos evidenciar de manera ilustrativa como se transmite el torque.

3.1.10.2 Deflexión total

El eje 4 tiene una deformación total de 0,0023017 mm que comprende el producto vectorial de las diferentes deformaciones en todas las direcciones, esta deformación ocurre en la porción del eje aleada a la zona de acoplamiento del engrane con un chavetero, el valor absoluto de la deformación es prácticamente despreciable por lo que no compromete el funcionamiento del componente.

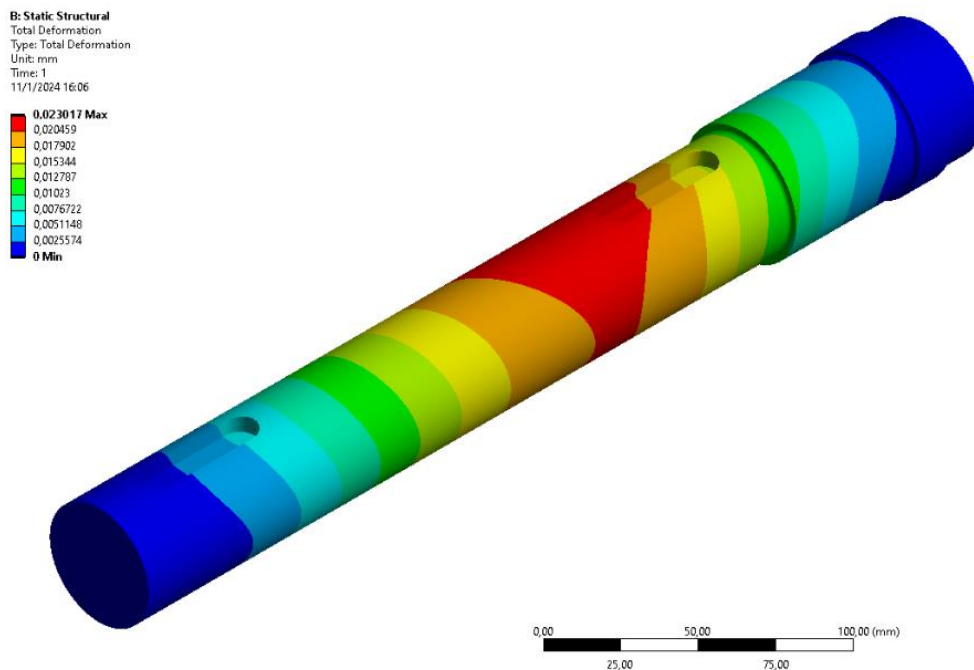


Figura 91. Deformación total del eje 3 sometido a los diferentes estados de carga.

3.1.10.3 Deflexión direccional

Al igual que en todos los demás ejes, la deformación direccional máxima se encuentra en el eje Y y tiene un valor de 0.0085959 mm que es insignificante, lo que indica que el eje tiene un comportamiento estable ante la demanda de cargas al que está expuesto, con esto se puede indicar que el eje diseñado es confiable.

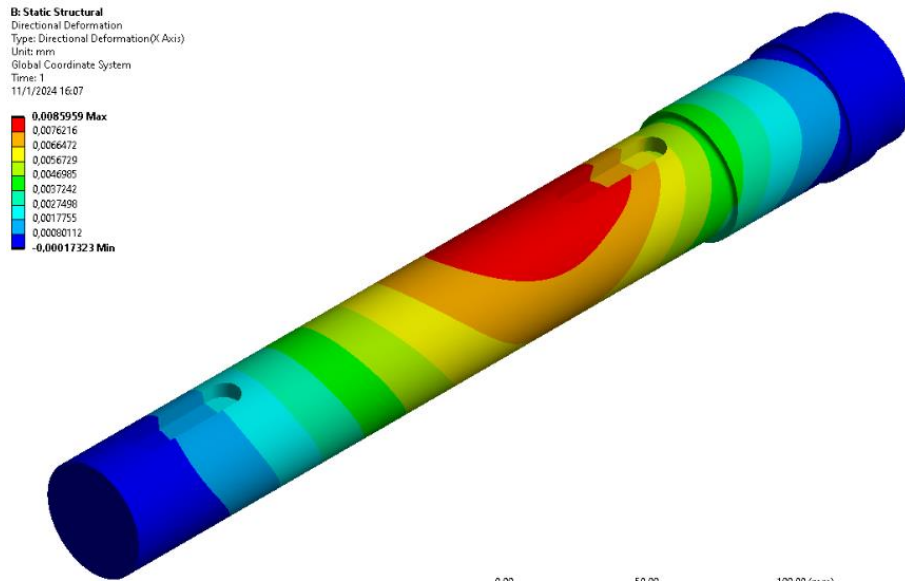


Figura 92. Deformación direccional del eje 4 sometido a los diferentes estados de carga.

3.1.10.4 Esfuerzo equivalente de Von Mises

Se obtuvo un esfuerzo equivalente de Von Mises máximo de 48.83 MPa que se concentra en el cambio de sección aledaño a la zona de acoplamiento del engrane, dicho esfuerzo es considerablemente menor en comparación con el esfuerzo de fluencia del material por lo que no compromete el funcionamiento del elemento cuando está acoplado a los diferentes componentes mecánicos.

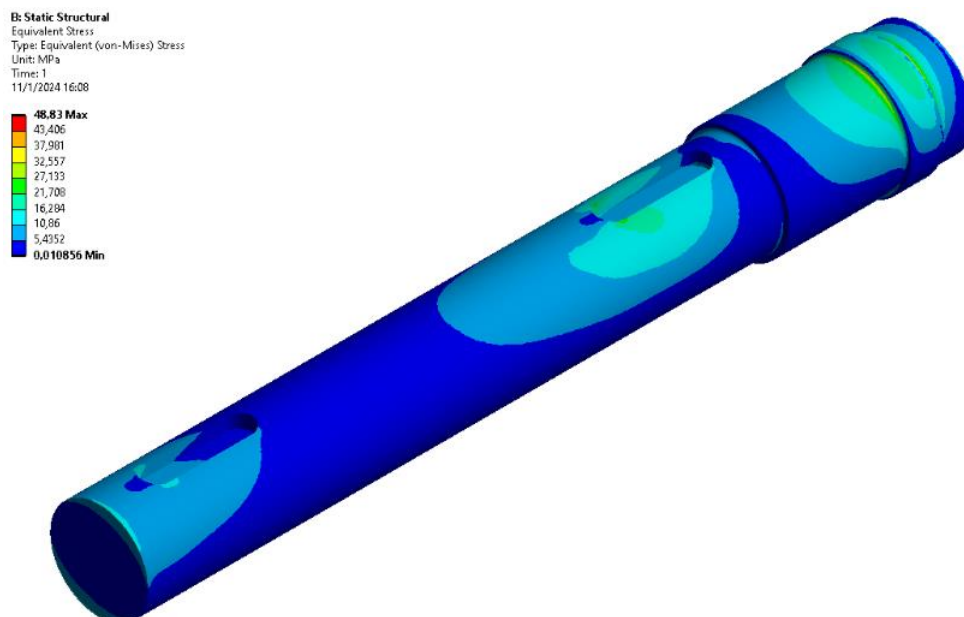


Figura 93. Esfuerzo equivalente de VON Mises del eje 4 sometido a los diferentes estados de carga.

3.1.10.5 Factor de seguridad en el eje 4

Al igual que el resto de ejes, posee un punto donde existe un valor elevado del factor de seguridad y tiene que ver siempre con el mismo componente (rodamiento) pues la explicación del porque se da esto es muy clara, el dimensionamiento del eje en esta sección se debe al valor estándar del rodamiento seleccionado, y se evidencia al incrementar el diámetro de 14.312 mm hasta 50 mm, el incremento tan elevado se debe además a que el valor mínimo del diámetro en la rueda es de 43.605 mm por lo que optamos por incrementar los valores menores hasta alcanzar un valor un tanto superior al mencionado.

Tabla 68. Factor de seguridad en los cambios de sección del eje 4.

Sección	M [N.m]	T [N.m]	d [m]	k_b	S_e [MPa]	K_f	K_{fs}	σ'_a [MPa]	σ'_m [MPa]	n_f
0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	119.8	0	0.045	0.822	127.32	2.03	-	27.2	0.00	4.7
3	32.22	0	0.05	0.814	126.03	2.78	-	4.8	0,00	26
4	8.056	0	0.05	0.814	126.03	2.45	-	1.6	0,00	78.3
5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

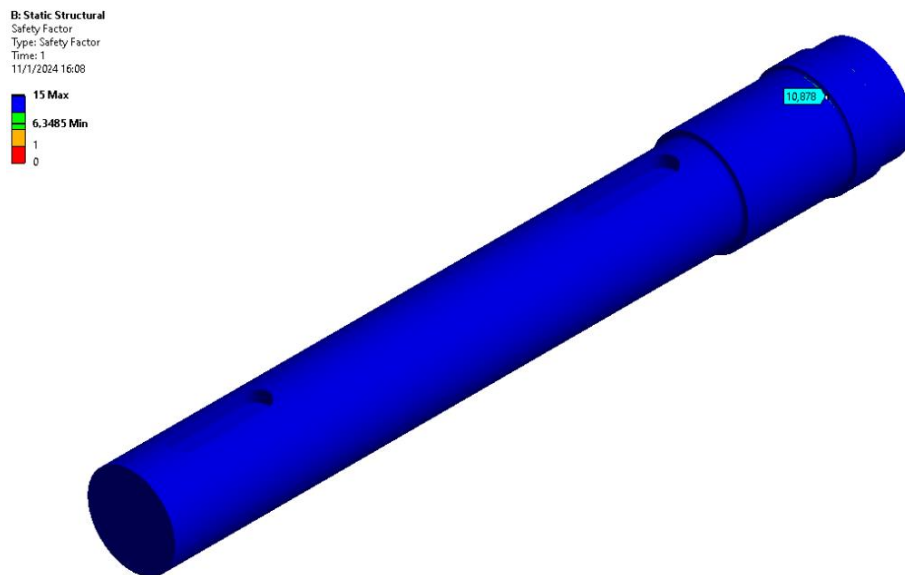


Figura 94. Factor de seguridad obtenido en el eje 4.

En el caso del eje 4 se observa un factor de seguridad máximo de 15, llegando a un factor mínimo de 8,312, esto se debe a que en ningún momento el elemento llega a superar el esfuerzo de fluencia del material, se observa que las concentraciones de esfuerzos en las zonas críticas de los ejes, especialmente en los cambios de sección tienden a reducir el factor de seguridad significativamente.

3.1.11 Bujes, Estrías y cuñas

Tabla 69. Montaje eje 1

Lugar	Tipo	W x h [mm]	Longitud [mm]	Factor de seguridad máximo
Punto A	Estría (N=10 estrías)	6.35x8.99	50.8	2.79
Punto C	Cuña	9.525x9.525	28	4.95

Tabla 70. Montaje eje 2

Lugar	Tipo	W x h [mm]	Longitud [mm]	Factor de seguridad máximo
Punto B	Cuña (paralela)	9.525x9.525	22.23	3.12
Punto D	Cuña (paralela)	9.525x9.525	22.23	3.12

Tabla 71. Montaje eje 3

Lugar	Tipo	W x h [mm]	Longitud [mm]	Factor de seguridad máximo
Punto B	Cuña	12.7x12.7	33	6.2
Punto D	Cuña (inclinada con talón)	12.7x7.94	76.2	8.91

Tabla 72. Montaje eje 4

Lugar	Tipo	W x h [mm]	Longitud [mm]	Factor de seguridad máximo
Punto de salida y punto B	Cuña (paralela)	12.7x12.7	38.1	5.35

A excepción de las estrías que son parte del eje, en la realidad se busca que las cuñas funcionen como un fusible mecánico el cual en caso de emergencia sirva de sacrificio para cuidar la integridad de los componentes. Es por esto por lo que el factor de seguridad en las cuñas deberá ser siempre menor a los calculados en los cambios de sección. Aquí los factores de seguridad son elevados, esto se da por varios motivos entre ellos el material y la longitud. Por ende, si se buscara que el factor se reduzca se deberá optar por un material con menor capacidad o reducir el largo.

3.1.12 Construcción

Es aquí donde el procedimiento de construcción da inicio, el paso a paso de cada etapa se plasman en este apartado, y para poder garantizar la elaboración del prototipo debemos seguir el diagrama de flujo y tener en cuenta las consideraciones que se muestra en la Figura 95.

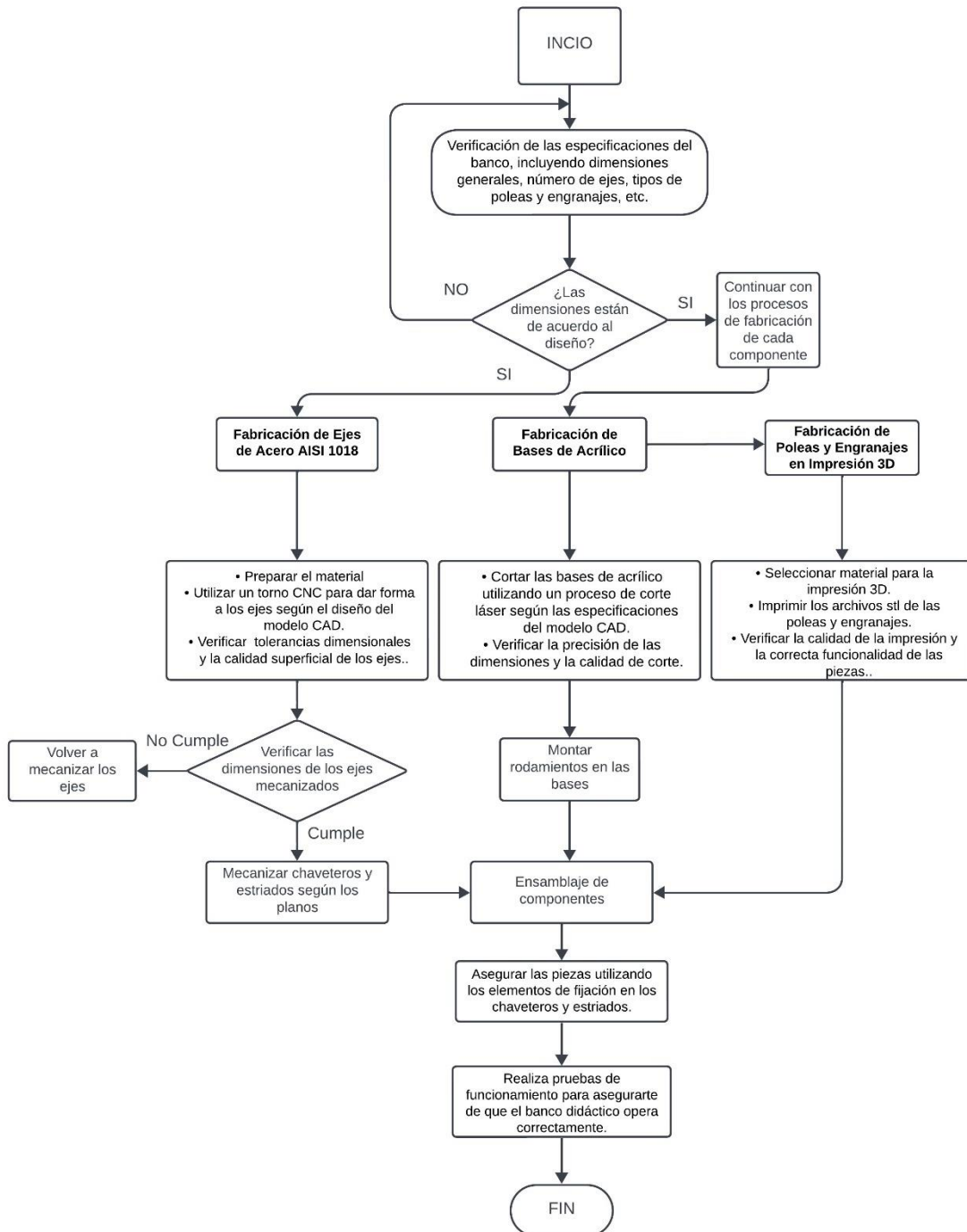










Figura 95. Diagrama de flujo para la construcción del banco de ejes.

Metodología de construcción del banco de ejes		
EJES DE ACERO AISI 1018		
Componente	Descripción	Ilustración
PROCESO DE TORNEADO		
Preparación del material y centrado	Asegurarse de que el material cuente con las medidas requeridas y realizar el centrado del material con broca para centros.	
Fijación del material	Montar el cilindro en el mandril del torno y fijarlo de manera segura para evitar desplazamientos no deseados.	
Configuración de la máquina	Ajustar los parámetros de la máquina, entre estas, la velocidad de corte, profundidad de corte, velocidad de avance, esto dependerá de las especificaciones del material y las herramientas empleadas.	
Inicio del mecanizado	La máquina dará forma al eje de acuerdo con los parámetros establecidos anteriormente.	




<p>Finalización y verificación</p>	<p>Cerciorarse una vez finalizado el torneado, de que las dimensiones sean las requeridas.</p>	
<p>Acabado y pulido</p>	<p>El pulido sirve para mejorar la calidad superficial de los ejes.</p>	
<p>PROCESO DE FRESADO Y CEPILLADO</p>		
<p>Selección de herramientas</p>	<p>Las fresas seleccionadas se emplearán para cortar la forma de la chaveta y el estriado.</p>	
<p>Fijación del eje</p>	<p>Asegurar el eje a la mesa de cepillado de forma estable para evitar desplazamientos no deseados</p>	



<p>Configuración de la cepilladora y puesta en marcha</p>	<p>Ajustar los parámetros de la cepilladora para realizar la ranura donde ira montada la cuña</p>	
<p>Inicio del fresado</p>	<p>El proceso iniciara bajo los parámetros establecidos en la fresadora establecidos con anterioridad, este proceso se lo realiza para formar el estriado en el eje 1.</p>	
<p>Verificación y montaje de chaveta</p>	<p>Cerciorarse de que las medidas del estriado sean las especificadas, así también que la chaveta encaje correctamente en el chavetero del eje, cumpliendo con las dimensiones establecidas.</p>	



<p>Acabado y pulido</p>	<p>El pulido sirve para mejorar la calidad superficial de los ejes.</p>	
-------------------------	---	--


<p>BASE ESTRUCTURAL (ACRÍLICO)</p>		
<p>Componente</p>	<p>Descripción</p>	<p>Ilustración</p>
<p>Pared lateral inferior individual</p>	<p>Corte laser</p>	
<p>Ensamble de las paredes inferiores</p>	<p>Unión de las tres planchas para formar la pared inferior</p>	
<p>Pared lateral superior individual</p>	<p>Corte laser</p>	

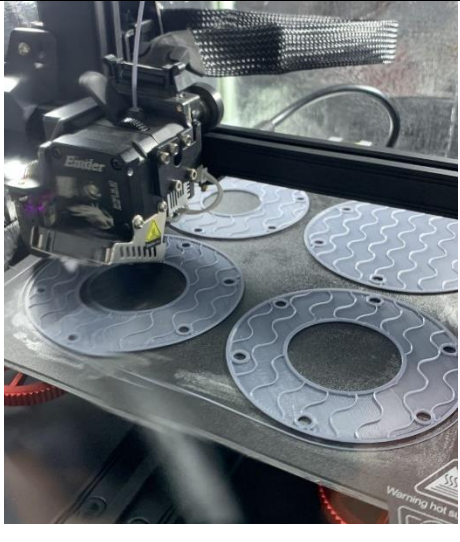

<p>Ensamble de las paredes superiores</p>	<p>Unión de las tres planchas para formar la pared superior</p>	
<p>Ensamble</p>	<p>Ensamble de los perfiles con los soportes esquineros para formar la base</p>	 
<p>Estructura completa</p>	<p>Montaje de todos los componentes estructurales</p>	


MECANIZADO DE ENGRANES RECTOS		
Componente	Descripción	Ilustración
Adquisición de material	El material empleado para el mecanizado de los engranes es duralon	
Configuración del torno	Se realiza el proceso de cilindrado y refrentado para cada engrane, y para ello se debe configurar el torno, a una velocidad de giro determinada y el avance de la cuchilla.	
Selección de cuchilla para cilindrado	Se debe seleccionar una cuchilla para cilindrado el diámetro interno de los engranes	

Cepilladora	En la cepilladora se dará forma a los dientes de cada engrane.	
Finalización y verificación	Cerciorarse una vez finalizado el cepillado, de que las dimensiones sean las requeridas.	

MECANIZADO DE POLEAS EN V		
Componente	Descripción	Ilustración
Configuración del torno	Se realiza el proceso de cilindrado y refrentado para cada polea, y para ello se debe configurar el torno, a una velocidad de giro determinada y el avance de la cuchilla.	
Inicio del torneado	Se da inicio al torneado de la polea en V	

Finalización y verificación	Asegurarse que la polea calce perfectamente en el eje con un ligero ajuste	
-----------------------------	--	--

IMPRESIÓN 3D DE POLEA DENTADA Y TAPAS		
Componente	Descripción	Ilustración
Impresión 3D de tapas	Servirán como topes con los rodamientos para restringir el movimiento del aro exterior	
Finalización de la impresión 3D de las tapas	Tapas terminadas.	
Impresión 3D de poleas dentadas	Impresión de poleas dentadas.	

Finalización de la impresión 3D de las poleas dentadas	Poleas dentadas terminadas.	
--	-----------------------------	--

3.1.13 Análisis de costos

Este apartado representa una parte vital en la etapa de la construcción, pues al identificar y seleccionar los materiales y componentes respectivos para el prototipo didáctico, permitió elaborar un presupuesto detallado mismo que se presenta a continuación:

Tabla 73. Costos de construcción.

RUBRO	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO (USD \$)	COSTO TOTAL (USD \$)
Material estructural				
Perfil de Aluminio T 40x40 E serie 40	3.5	m	27.1680	95.0900
Soporte de esquina serie 40	8	un	1.5625	12.5000
Perno allen cabeza redonda M8 X 16 mm	16	un	0.2232	3.5700
Perno allen cabeza redonda M8 X 35 mm	16	un	0.2681	4.2902
Tuerca T rectangular M8 serie 40	32	un	0.4910	15.7143
Tapa de plástico 40 x 40	4	un	0.8928	3.5714
Plancha de acrílico	1	un	240.0000	240.0000

9 mm				
Perno hexagonal M6 X 35	18	un	0.0500	0.9000
Perno hexagonal M6 X 40	30	un	0.0550	1.6500
Tuerca hexagonal M6	48	un	0.0400	1.9200
Perno hexagonal M10 X 40	8	un	0.20000	1.6000
Tuerca hexagonal 10 X 1.50	8	un	0.0600	0.4800
Subtotal				381.2859
Material de los componentes del prototipo				
Cilindro de acero AISI 1018 D50 X 350 mm	1	um	75.0000	75.0000
Cilindro de acero AISI 1018 D55 X 350mm	1	um	87.2500	87.2500
Cilindro de acero AISI 1018 D55 X 400mm	1	um	93.0000	93.0000
Cilindro de acero AISI 1018 D555 X 410mm	1	un	106.0000	106.0000
Cilindros de Duralon	2	un	90.0000	180.0000
Anillo de retención	1	un	0.9000	0.9000
Anillo separador	2	un	2.7500	5.5000
Rollo de filamento PLA	3	un	20.0000	60.0000
Subtotal				607.6500
Elementos de rodadura				
SKF *6207	1	un	4.4600	4.4600
SKF *16007	1	un	8.0400	8.0400
SKF 61908	1	un	5.3600	5.3600
SKF *6009	1	un	6.2500	6.2500
SKF *16009	2	un	11.6100	23.2100
SKF *6010	1	un	17.8600	17.8600
SKF *16010	1	un	22.3200	22.3200
Subtotal				87.5000
Material de transmisión de potencia				
Banda clásica trapezoidal B-39	2	un	7.0000	14.0000
Banda dentada tipo 1400-14M-55	1	un	114.0000	114.0000
Subtotal				118.0000
Material eléctrico				
Motor NEMA 34 8.5Nm 86DYGH118-6004 6A	1	un	147.9018	147.9018
Driver DM860H 6A	1	un	66.6430	66.6430
Raspberry pi 4 4G RAM	1	un	160.7142	160.7142
Bluetooth HC05 4pin	1	un	7.5900	7.5900

Capacitor eléctrico 100Uf 16V	1	un	0.1100	0.1100
Paquete 40 cables Dupont macho hembra 20 cm	1	un	1.7860	1.7860
Cable UTP cat5e interior blanco	2	un	0.3600	0.7200
Subtotal				214.5448
Mano de obra y gastos varios				
Torneado	24	horas	10.0000	240.000
Fresado	7	horas	10.0000	70.0000
Impresión 3D	11	piezas	30.0000	330.0000
Corte laser	240	minuto	0.4000	96.0000
Transporte	1	un	40.0000	40.0000
Subtotal				776.0000
SUBTOTAL				2184.4359
IMPREVISTOS (5%)				109.2218
TOTAL				2293.6577

3.1.14 Medición de niveles de satisfacción en estudiantes de la carrera

PREGUNTA 1 ¿Cómo medirías tu nivel de conocimiento respecto al tema de ejes portadores de engranes rectos y poleas?

Tabla 74. Nivel de conocimiento respecto al tema.

Alternativas	Porcentaje
Alto	11.1 %
Regular	81.5 %
Bajo	7.4 %
Nulo	0.0 %
Total	100 %

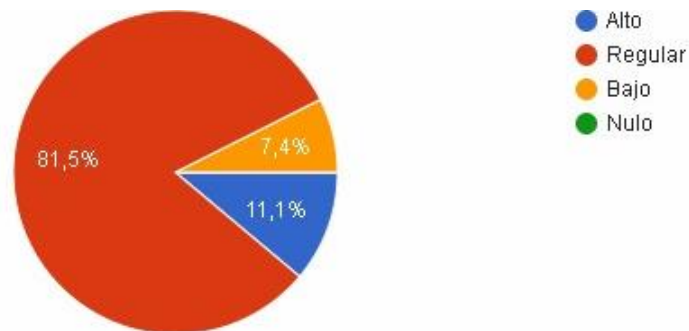


Figura 96. Porcentaje del nivel de conocimiento respecto al tema

PREGUNTA 2 ¿En qué medida siente usted que al implementar un modelo que vaya de la mano con la teoría, favorecerá en que sus conocimientos respecto al diseño mecánico puedan complementarse en lo práctico? Siento 3 el más alto y 0 el más bajo.

Tabla 75. Medición al complementar la teoría con la práctica.

Alternativas	Porcentaje
0	0.0 %
1	0.0 %
2	63.0 %
3	37.0 %
Total	100 %



Figura 97. Porcentaje de medición al complementar la teoría con la práctica.

PREGUNTA 3 ¿Sientes que este prototipo responde adecuadamente a tus inquietudes ayudándote a comprender y aprender los conceptos que conlleva el estudio en el diseño y evaluación de ejes?

Tabla 76. Nivel de comprensión respecto al diseño y evaluación de ejes.

Alternativas	Porcentaje
Mucho	51.9 %
Medianamente	44.4 %
Poco	3.7 %
Nada	0.0 %
Total	100 %

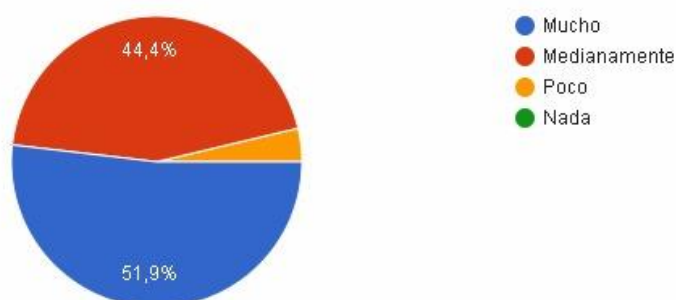
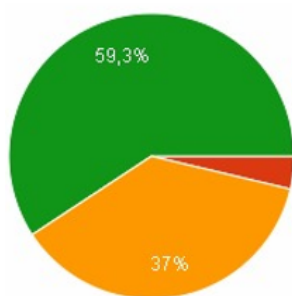


Figura 98. Porcentaje de comprensión respecto al diseño y evaluación de ejes.

PREGUNTA 4. De 0 a 4. ¿Qué tan favorable, interesante y preciso encontraste los tipos de montajes de cada eje y las indicaciones para el armado y puesta en marcha de todo el prototipo? Siendo 4 el más alto y 0 el más bajo.

Tabla 77. Medición de cuan favorable encontró los tipos de montaje en cada eje.

Alternativas	Porcentaje
0	0.0 %
1	3.7 %
2	37.0 %
3	59.3 %
Total	100 %



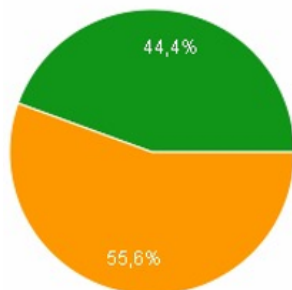
- Alternativa 0 con un porcentaje de 0.0 %
- Alternativa 1 con un porcentaje de 3.7 %
- Alternativa 2 con un porcentaje de 37.0 %
- Alternativa 3 con un porcentaje de 59.3 %

Figura 99. Porcentaje de cuan favorable encontró los tipos de montaje en cada eje.

PREGUNTA 5. ¿Cómo puntuarías la retroalimentación que recibes del prototipo didáctico al ayudarte como un modelo para aprender? Siendo 3 el más alto y 0 el más bajo.

Tabla 78. Nivel de satisfacción al recibir retroalimentación haciendo uso del prototipo didáctico.

Alternativas	Porcentaje
0	0.0 %
1	0.0 %
2	55.6 %
3	44.4 %
Total	100 %



- Alternativa 0 con un porcentaje de 0.0 %
- Alternativa 1 con un porcentaje de 0.0 %
- Alternativa 2 con un porcentaje de 55.6 %
- Alternativa 3 con un porcentaje de 44.4 %

Figura 100. Porcentaje del nivel de satisfacción al recibir retroalimentación haciendo uso del prototipo didáctico.

PREGUNTA 6 ¿En qué medida crees que este proyecto fomenta el pensamiento crítico y la resolución de problemas incentivándote a expandir tus conocimientos explorando más el tema del diseño de ejes?

Tabla 79. Nivel de aumento en el pensamiento crítico y resolución de problemas.

Alternativas	Porcentaje
Mucho	59.3 %
Medianamente	40.7 %
Poco	0.0 %
Nada	0.0 %
Total	100 %

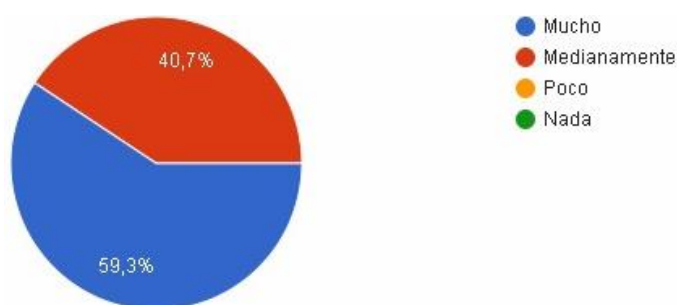


Figura 101. Porcentaje del aumento en el pensamiento crítico y resolución de problemas.

PREGUNTA 7 ¿Según tu criterio, antes y después de hacer uso del prototipo que tanto consideras que tu conocimiento sobre ejes ha aumentado?

Tabla 80. Nivel de aumento en el conocimiento sobre el diseño de ejes.

Alternativas	Porcentaje
Mucho	25.9 %
Medianamente	66.7 %
Poco	7.4 %
Nada	0.0 %
Total	100 %

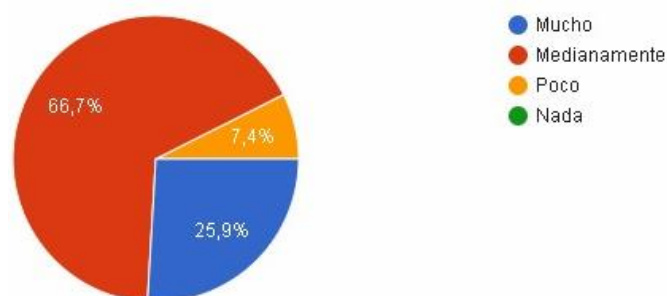


Figura 102. Porcentaje del aumento en el conocimiento sobre el diseño de ejes.

PREGUNTA 8 ¿Crees que el prototipo cumplió con su objetivo de ayudarte a relacionar lo teórico con lo práctico al tener un modelo palpable de lo que en los libros se trata de explicar?

Tabla 81. Medición del cumplimiento del objetivo principal del proyecto.

Alternativas	Porcentaje
Si	81.5 %
Un poco	18.5 %
Casi nada	0.0 %
Nada	0.0 %
Total	100 %

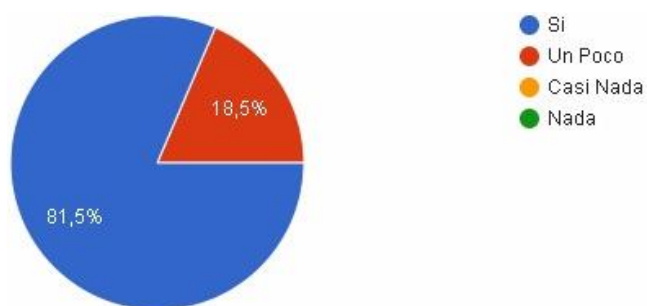


Figura 103. Porcentaje del cumplimiento del objetivo principal del proyecto.

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

1. La aplicación de la metodología AGMA para el diseño de engranes resultó ser fundamental, proporcionando pautas precisas y eficaces que garantizaron la calidad y la eficiencia de los engranajes en el prototipo didáctico.
2. La implementación de métodos normalizados en el análisis y diseño de rodamientos de bolas contribuyó significativamente a la selección adecuada de estos elementos, asegurando una operación suave y duradera en el banco didáctico.
3. La utilización de métodos estandarizados para el diseño de poleas demostró ser esencial para garantizar la correcta transmisión de potencia y minimizar la posibilidad de fallos en el sistema.
4. Los procedimientos normalizados aplicados en el diseño de bandas permitieron una selección precisa de estos componentes, asegurando una conexión robusta y confiable entre los elementos del prototipo.
5. La validación de los resultados del diseño de engranajes mediante el método de elementos finitos respaldó la aplicación de la metodología AGMA, garantizando la resistencia y la durabilidad de estos elementos bajo condiciones de carga específicas.
6. La meticulosa evaluación de las especificaciones de los componentes del prototipo, basada en ejemplos prácticos de ejes con engranes y poleas, destacó la importancia de considerar aplicaciones prácticas en el diseño de elementos de máquinas.
7. La modelización detallada de cada componente antes de su construcción permitió una simulación precisa y eficiente, reduciendo la posibilidad de errores en el diseño final del prototipo didáctico.
8. La validación exitosa de los resultados de diseño mediante el método de elementos finitos proporcionó una base sólida para la construcción del banco didáctico, garantizando la integridad estructural de sus componentes.
9. La implementación de un plan demostrativo para evaluar la interacción usuario-equipos demostró ser un enfoque efectivo para medir la usabilidad y la eficacia del prototipo en un entorno educativo.
10. El diseño de ejes portadores de engranes rectos y poleas se benefició enormemente de la combinación de métodos normalizados y prácticas de diseño innovadoras.

11. La construcción exitosa del banco didáctico resaltó la importancia de seguir cuidadosamente las especificaciones derivadas del análisis y diseño previos para garantizar la coherencia y la funcionalidad del prototipo.
12. La metodología AGMA proporcionó una guía estructurada y eficiente para abordar los desafíos específicos asociados con el diseño de engranajes rectos, contribuyendo al éxito global del proyecto.
13. La selección adecuada de rodamientos de bolas, basada en métodos normalizados, fue esencial para garantizar un funcionamiento suave y confiable del sistema, incluso en condiciones de carga variadas.
14. La aplicación de métodos estandarizados en el diseño de poleas y bandas contribuyó a la coherencia y la eficiencia del sistema de transmisión de potencia en el prototipo didáctico.
15. La combinación de métodos normalizados y enfoques innovadores en el diseño y construcción del prototipo didáctico proporcionó una herramienta educativa robusta y efectiva para el estudio de ejes portadores de engranes rectos y poleas.

4.2.Recomendaciones.

1. Refinando la Metodología AGMA, se puede adaptar aún más a las características específicas del diseño de engranajes en futuros proyectos.
2. Ampliar los estudios de rodamientos de bolas, explorando tecnologías emergentes que mejoren la eficiencia y durabilidad del sistema.
3. Investigar nuevos métodos de diseño de poleas para optimizar la transmisión de potencia y reducir posibles problemas operativos.
4. Realizar un análisis detallado de los materiales utilizados en las bandas, buscando opciones más resistentes y duraderas.
5. Explorar el uso de tecnologías de simulación más avanzadas para mejorar la precisión en la modelización y evaluación de componentes antes de la construcción del prototipo.
6. Considerar la posibilidad de ampliar el enfoque del prototipo didáctico para abarcar otros tipos de elementos de máquinas, ofreciendo una comprensión más completa del diseño mecánico.
7. Integrar la retroalimentación de los usuarios en la fase de diseño para adaptar el prototipo según las necesidades y expectativas específicas de los estudiantes.

8. Diseñar y realizar pruebas de desempeño adicionales para evaluar la capacidad del prototipo en situaciones más exigentes, asegurando su robustez y confiabilidad en diversos escenarios.
9. Investigar tecnologías de fabricación más avanzadas que optimicen la producción de componentes, reduciendo costos y tiempos de construcción.
10. Fomentar la colaboración entre ingenieros mecánicos, educadores y profesionales de la tecnología de la información para integrar enfoques multidisciplinarios en futuros proyectos.
11. Crear materiales educativos adicionales, como manuales detallados y tutoriales multimedia, para mejorar la experiencia de aprendizaje de los estudiantes que utilicen el prototipo.
12. Explorar métodos de evaluación continua del prototipo para garantizar su mantenimiento a lo largo del tiempo y ajustar cualquier componente que pueda sufrir desgaste con el uso prolongado.
13. Integrar prácticas y materiales sostenibles en el diseño y construcción del prototipo para promover la conciencia ambiental entre los usuarios y estudiantes.
14. Mejorar las interfaces de usuario del prototipo didáctico para hacerlas más intuitivas y accesibles, facilitando así la interacción y comprensión de los estudiantes.
15. Comparar el prototipo desarrollado con otras herramientas didácticas disponibles en el mercado, identificando áreas de mejora y oportunidades para destacar en futuras versiones

REFERENCIAS

- [1] M. Carfagni, L. Fiorineschi, R. Furferi, L. Governi, and F. Rotini, “Usefulness of prototypes in conceptual design: students’ view,” *Int. J. Interact. Des. Manuf.*, vol. 14, no. 4, pp. 1305–1319, 2020, doi: 10.1007/s12008-020-00697-2.
- [2] Prototype Hubs, “3D Printed Lithophanes | Prototype Hubs.” Accessed: Jan. 21, 2022. [Online]. Available: <https://prototypehubs.com/3d-printed-lithophanes/>
- [3] S. Vassigh *et al.*, “Teaching Building Sciences in Immersive Environments: A Prototype Design, Implementation, and Assessment,” *Int. J. Constr. Educ. Res.*, vol. 16, no. 3, pp. 180–196, Jul. 2020, doi: 10.1080/15578771.2018.1525445.
- [4] N. K. Maurya, V. Rastogi, and P. Singh, “An overview of mechanical properties and form error for rapid prototyping,” *CIRP J. Manuf. Sci. Technol.*, vol. 29, pp. 53–70, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cirpj.2020.02.003>.
- [5] J. Cao *et al.*, “Fatigue analysis in rotor of a prototype bulb turbine based on fluid-structure interaction,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 132, p. 105940, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105940>.
- [6] R. L. Mott, *Diseño de Elementos de Máquinas*. 2006. [Online]. Available: https://books.google.es/books?hl=es&lr=&id=nrYd_BjTL0UC&oi=fnd&pg=PA1&dq=%22sistemas+de+unidades%22&ots=1BKp2eod9D&sig=SwoWt30msLIcScDpGeL1DGKzRGY#v=onepage&q=%22sistemas de unidades%22&f=false
- [7] MITSHUBOSHI, “Industrial Power Transmission Products Conveyor Belts,” 2013.
- [8] F. Buchsbaum and H. Tanaka, “Timing belts, pulleys, chains and sprockets,” 2016.
- [9] M. Rehaif Khudhair, “Design and Analysis for Spur Gear by Using AGMA Standards and FEA: A Comparative Study”.
- [10] SKF, “Rolling bearings and seals in electric motors and generators,” p. 146, 2013, [Online]. Available: <http://www.skf.com/binary/68-134586/13459-EN-Rolling-bearings-and-seals-in-electric-motors-and-generators.pdf>
- [11] SKF Group, “Rolling bearings in industrial gearboxes,” p. 191, 1997.



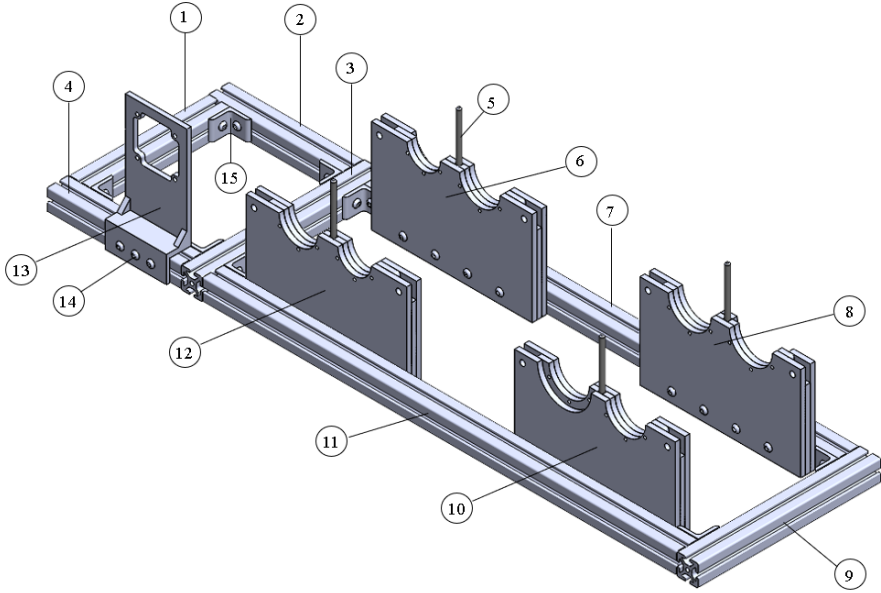
- [12] Q. Wang, Z. Li, H. Ma, and B. Wen, “Effects of different coupling models of a helical gear system on vibration characteristics,” *J. Mech. Sci. Technol.* 2017 315, vol. 31, no. 5, pp. 2143–2154, May 2017, doi: 10.1007/S12206-017-0410-Z.
- [13] P. R. N. Childs, *Shafts*. 2014. doi: 10.1016/b978-0-08-097759-1.00007-1.
- [14] D. D and P. Tamilselvam, “Theoretical and analytical research on load sharing in helical gear with evaluating the FEA method and computerized approach of AGMA standards,” *J. Comb. Optim.*, vol. 45, no. 3, p. 87, 2023, doi: 10.1007/s10878-023-01003-y.
- [15] F. Wang, X. Xu, Z. Fang, and L. Chen, “Study of the influence mechanism of pitch deviation on cylindrical helical gear meshing stiffness and vibration noise:,” <https://doi.org/10.1177/1687814017720586>, vol. 9, no. 9, pp. 1–9, Sep. 2017, doi: 10.1177/1687814017720586.
- [16] G. Tuzzi, C. W. Schwingshackl, and J. S. Green, “Study of coupling between shaft bending and disc zero nodal diameter modes in a flexible shaft-disc assembly,” *J. Sound Vib.*, vol. 479, p. 115362, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2020.115362>.
- [17] J. C. Camargo, Á. R. Machado, E. C. Almeida, and E. F. M. S. Silva, “Mechanical properties of PLA-graphene filament for FDM 3D printing,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 103, no. 5, pp. 2423–2443, 2019, doi: 10.1007/s00170-019-03532-5.
- [18] A. Joseph Arockiam, Karthikeyan Subramanian, R. G. Padmanabhan, Rajeshkumar Selvaraj, Dilip Kumar Bagal, and S. Rajesh, “A review on PLA with different fillers used as a filament in 3D printing,” *Mater. Today Proc.*, vol. 50, pp. 2057–2064, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.09.413>.
- [19] FormLabs, “Tough Tough Resin for Rugged Prototyping,” 2018.
- [20] M. Ş. Adin and M. Okumuş, “Investigation of Microstructural and Mechanical Properties of Dissimilar Metal Weld Between AISI 420 and AISI 1018 STEELS,” *Arab. J. Sci. Eng.*, vol. 47, no. 7, pp. 8341–8350, 2022, doi: 10.1007/s13369-021-06243-w.
- [21] U. Martin and D. M. Bastidas, “Stress corrosion cracking failure analysis of AISI

- 1018 carbon steel reinforcing bars in carbonated and chloride contaminated environment,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 147, p. 107159, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107159>.
- [22] Ozeki, “Introduction to 3D printing.” Accessed: Jan. 19, 2022. [Online]. Available: https://ozeki.hu/p_1018-introduction-to-3d-printing.html
- [23] B. Regassa Hunde and A. Debebe Woldeyohannes, “Future prospects of computer-aided design (CAD) – A review from the perspective of artificial intelligence (AI), extended reality, and 3D printing,” *Results Eng.*, vol. 14, p. 100478, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2022.100478>.
- [24] F. Kernen, J. Kramer, L. Wanner, D. Wismeijer, K. Nelson, and T. Flügge, “A review of virtual planning software for guided implant surgery - data import and visualization, drill guide design and manufacturing,” *BMC Oral Health*, vol. 20, no. 1, p. 251, 2020, doi: 10.1186/s12903-020-01208-1.
- [25] N. Z. Baba, B. J. Goodacre, C. J. Goodacre, F. Müller, and S. Wagner, “CAD/CAM Complete Denture Systems and Physical Properties: A Review of the Literature,” *J. Prosthodont.*, vol. 30, no. S2, pp. 113–124, May 2021, doi: <https://doi.org/10.1111/jopr.13243>.
- [26] G. M. S. ALVA and G. A. MONTANDON, “Structural models for analysis of reinforced concrete frame buildings with masonry infills,” *Rev. IBRACON Estruturas e Mater.*, vol. 12, no. 5, pp. 1058–1085, 2019, doi: 10.1590/s1983-41952019000500006.
- [27] K. Dou, E. Lordan, Y. J. Zhang, A. Jacot, and Z. Y. Fan, “A complete computer aided engineering (CAE) modelling and optimization of high pressure die casting (HPDC) process,” *J. Manuf. Process.*, vol. 60, pp. 435–446, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jmapro.2020.10.062>.
- [28] N. Larburu Arrizabalaga, “Máquinas Prontuario,” *Thomson Paraninfo*, vol. 13 Edición. pp. 405–457, 2003.
- [29] R. L. Mott, E. M. Vavrek, and J. Wang, *Machine Elements in Mechanical Design 6th Edition*. 2018.
- [30] INTERMEC. Ltda, “Transmisiones por Correas Dentadas de Tiempo y

- Sincrónicas”, [Online]. Available: www.intermec.com.co
- [31] R. Perneder and I. Osborne, “Handbook timing belts: Principles, calculations, applications,” *Handb. Timing Belts Princ. Calc. Appl.*, pp. 1–269, Jan. 2012, doi: 10.1007/978-3-642-17755-2/COVER.
- [32] R. L. Norton, *Diseño de máquinas*.
- [33] R. Budynas and J. Keith, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Octava., vol. 1, no. 1. México: Mc Graw Hill, 2008.
- [34] SKF, “Bearing installation guide”.
- [35] Group SKF, *SKF bearing maintenance handbook*. 2011.
- [36] Intermec, “Intermec SA, Productos Mecánicos transmisión de potencia.” Accessed: Dec. 14, 2023. [Online]. Available: <https://www.intermec.com.co/>
- [37] B. . American National Standard, “ANSI Standard Keys and Keyseats,” *B17.1*, vol. 1, no. 1, p. 1, 1998, [Online]. Available: [https://www.theswissbay.ch/pdf/Books/Survival/Workshop/Machining and Machinery/Machinery%27s Handbook %2827.8%29/26663_ym4.pdf](https://www.theswissbay.ch/pdf/Books/Survival/Workshop/Machining_and_Machinery/Machinery%27s_Handbook_%2827.8%29/26663_ym4.pdf)
- [38] J. Collins, “Mechanical-Design-of-Machine-Elements-and-Machines-A-Failure-Prevention-Perspective-2nd-ed-2009”.
- [39] P. Butler and N. Collins, “Political Marketing: Structure and Process,” *Eur. J. Mark.*, vol. 28, no. 1, pp. 19–34, Jan. 1994, doi: 10.1108/03090569410049154/FULL/XML.
- [40] V. Beliaev, I. Bogatirev, and A. Bulanzhé, *Atlas de elementos de máquinas y mecanismos*. Barcelona: Ediciones CEAC, 1971. [Online]. Available: https://www.academia.edu/40214824/Atlas_de_elementos_de_maquinas_y_mecanismos_reshetov_1971_Parte

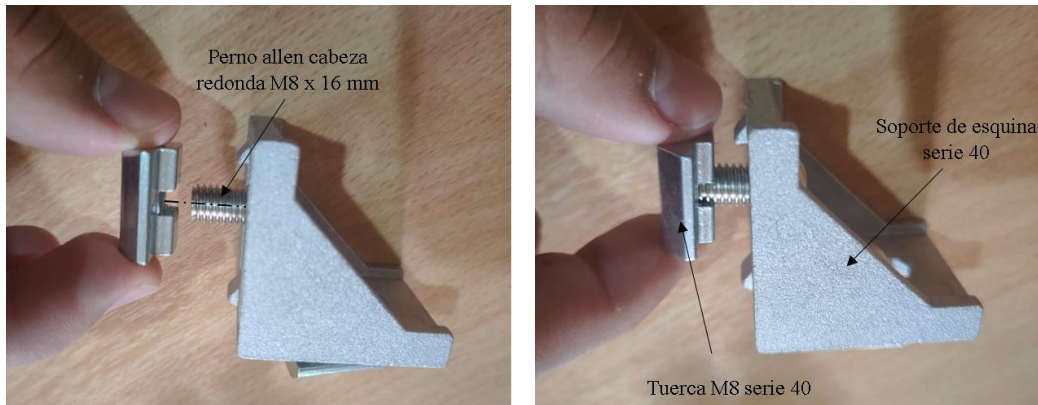
ANEXOS

Anexo 1. Manual de montaje

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE MECÁNICA		
Tipo	Montaje de la base estructural		
Función:	Brindar soporte y fijación al motor y sus componentes.	Fecha	06/01/2024
Base estructural			
<p>La base estructural al final del montaje deberá verse de la siguiente manera, así también la base estructural cuenta con los siguientes elementos.</p>			
			
<ol style="list-style-type: none"> 1. Perfil ranurado serie 40 #1 2. Perfil ranurado serie 40 #2 3. Perfil ranurado serie 40 #3 4. Perfil ranurado serie 40 #4 5. Varilla roscada M8 (4 unidades) 6. Pared inferior lateral #2 7. Perfil ranurado serie 40 #5 8. Pared inferior lateral #4 	<ol style="list-style-type: none"> 9. Perfil ranurado serie 40 #6 10. Pared inferior lateral #3 11. Perfil ranurado serie 40 #7 12. Pared inferior lateral #1 13. Soporte tipo riel 14. Perno allen cabeza redonda M8 x 16 mm (19 unidades). 15. Soporte de esquina serie 40. 		

El procedimiento que se debe seguir para armar adecuadamente la base estructural es el que se muestra a continuación:

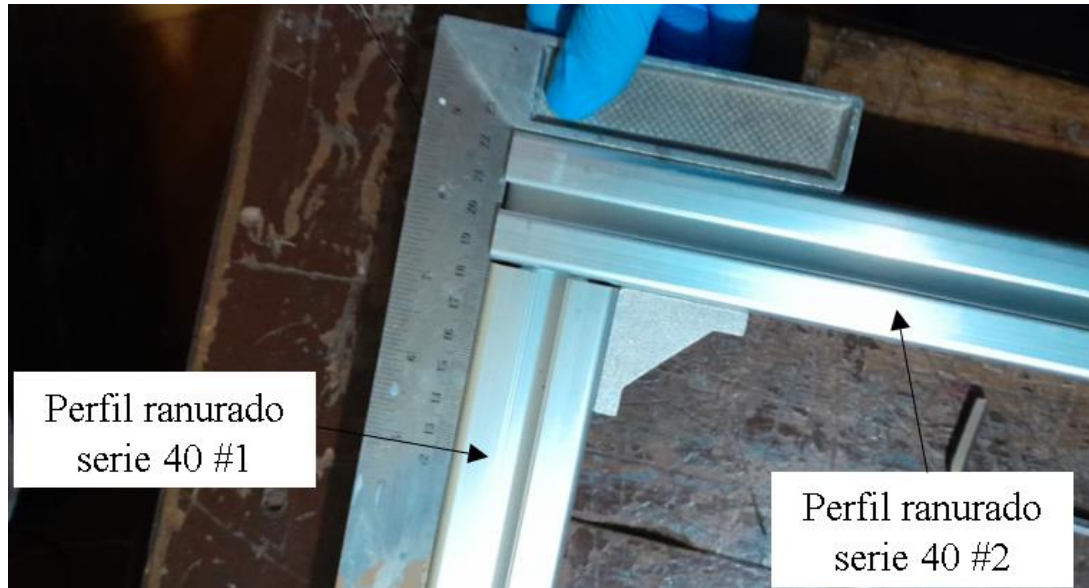
1. Montar los pernos tipo allen de cabeza redonda M8 X 16 mm juntamente con la tuerca M8 serie 40 sin necesidad de ajustar, es suficiente con que la tuerca de unas vueltas en el perno para introducir la tuerca en el riel de la cara interna de cada uno de los perfiles correspondientes.



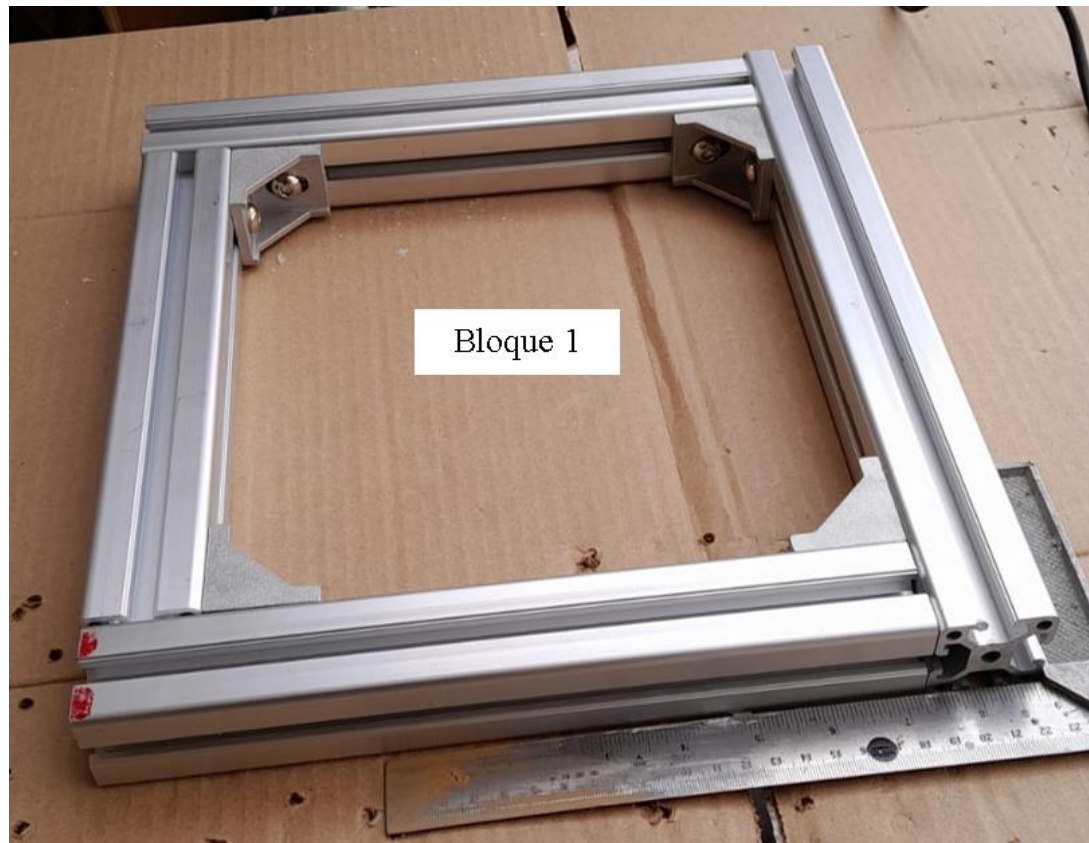
Esto se realiza para cada uno de los soportes de esquina serie 40 que se utilizaran para formar la estructura que portara los componentes del prototipo, de esta manera.



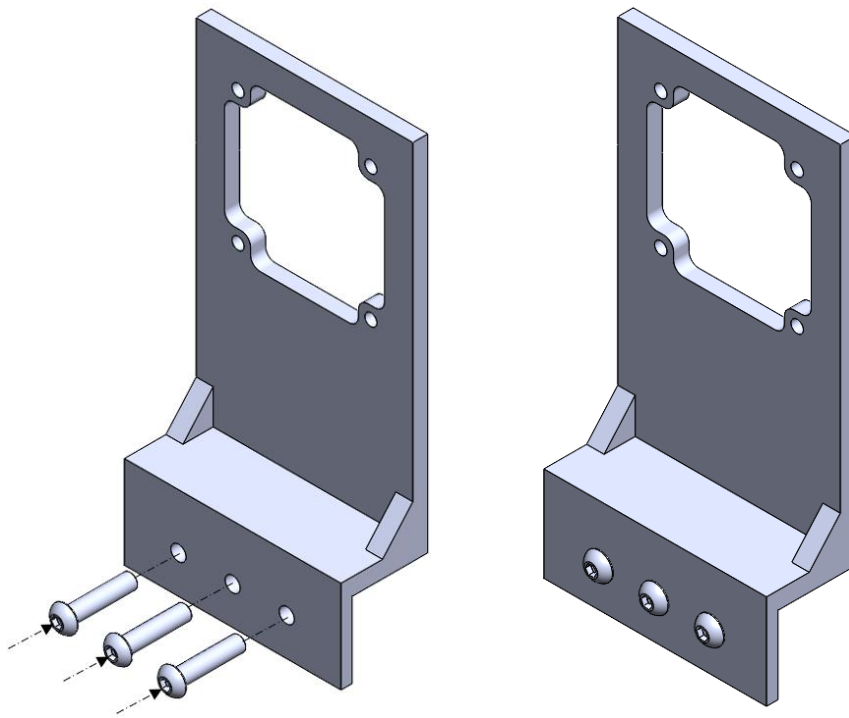
2. El bloque 1 es aquel donde irá montada la caja de control y el motor, y para ensamblar este bloque debemos encajar en el perfil #1 el primer soporte de esquina serie 40 y unirlo al perfil #2 verificando con una escuadra la perpendicularidad de la junta.



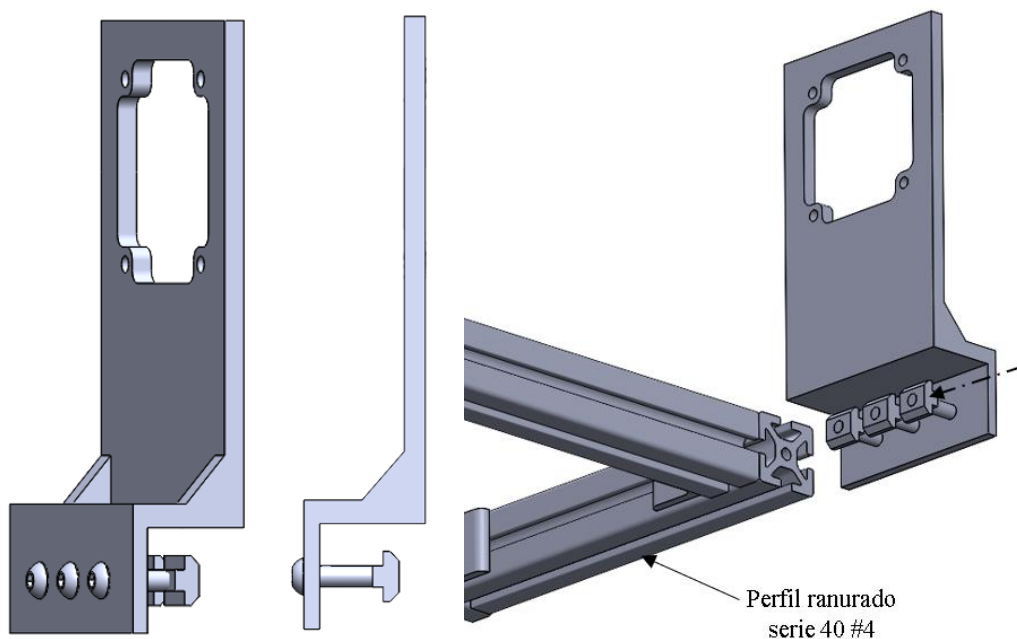
3. Realizamos este proceso en las tres esquinas restantes del Bloque 1, obteniendo el siguiente resultado.



4. El montaje del soporte tipo riel donde irá montado el motor se debe realizar introduciendo los tres pernos tipo allen de cabeza redonda M8 x 16 mm en los orificios del soporte.



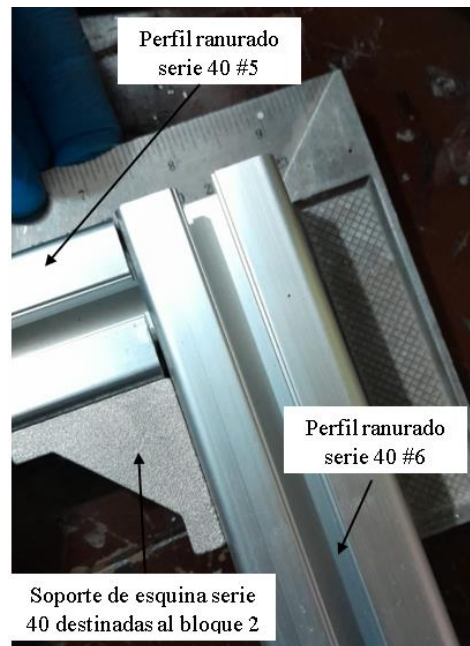
5. Colocamos las tuercas M8 serie 40 en los tres pernos de la base del motor tipo riel, sin la necesidad de ajustar la tuerca, basta con solo girar de dos a tres vueltas, para que ingresen las tuercas en el riel del perfil ranurado serie 40 # 4.



6. La base estructural para el bloque 1 está completa, dándonos como resultado una estructura completamente resistente.



7. Para ensamblar el bloque 2 debemos encajar en el perfil ranurado serie 40 #6 el soporte de esquina serie 40 y unirlo al perfil ranurado serie 40 #5 verificando con una escuadra la perpendicularidad de la junta.

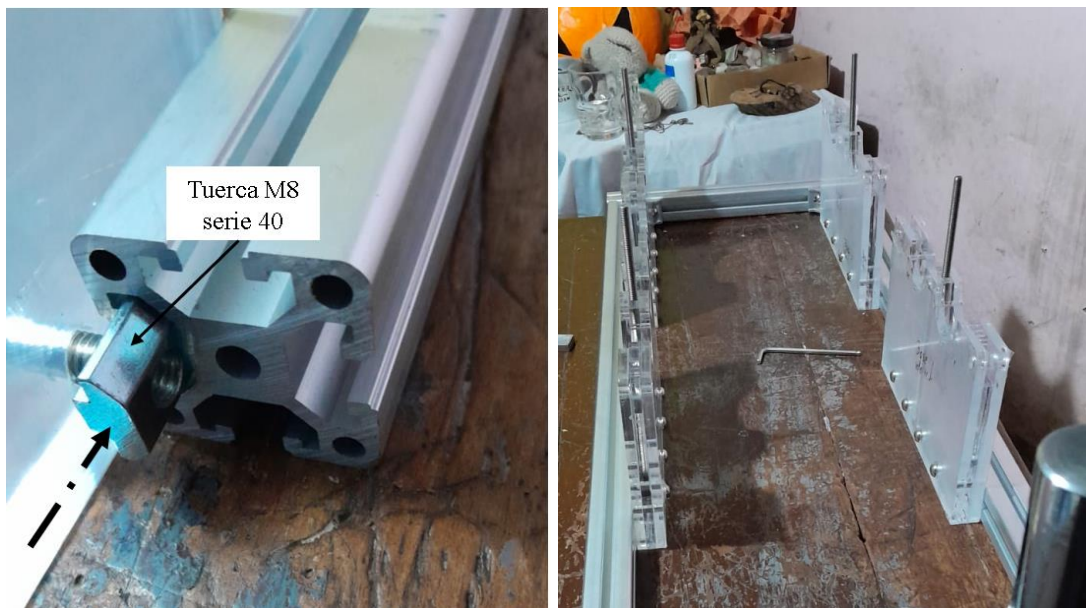


8. El procedimiento para seguir es similar al anterior, pero ahora se ensambla el perfil ranurado serie 40 #6 con el #7



9. Alistamos las cuatro paredes inferiores laterales, introduciendo los pernos tipo allen M8 x 36 mm en las ranuras de cada una de las paredes inferiores y colocando así también las tuercas M8 serie 40 en el extremo de los pernos, para que ingrese en el riel de las caras internas de los perfiles ranurados serie 40 #5 y #7.

Las varillas roscadas M8 se introducirán en la ranura de la mitad en cada pared










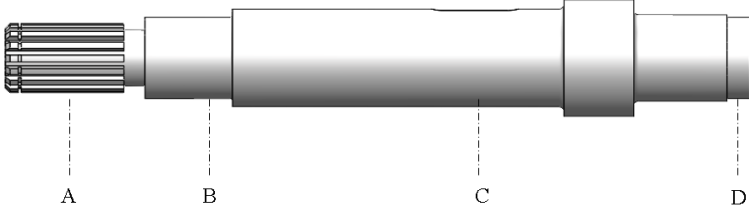

10. Una vez ensamblados ambos bloques y ya ubicadas las cuatro paredes laterales inferiores, ajustamos cada una de ellas, para sujetarlas y evitar desplazamientos, tanto la pared inferior lateral # 1 como la #2 deberán hacer tope con la pared de los soportes de esquina serie 40.



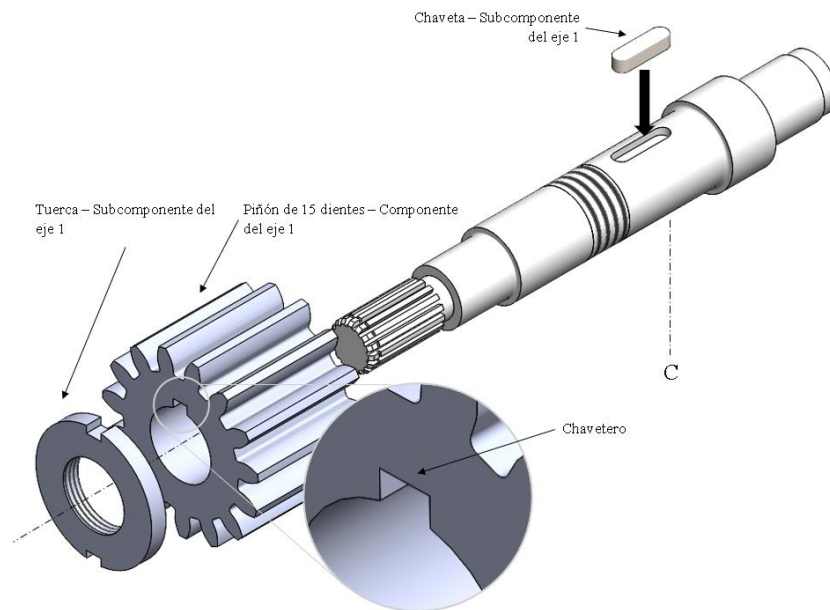
Una vez realizado el ajuste correspondiente, obtenemos la base estructural terminada y lista para proceder con el montaje de cada uno de los ejes y sus componentes, así también del motor y la caja de control.



Componentes empleados en la base estructural		
Componentes	Cantidad	Ilustración
Pernos tipo Allen de cabeza redonda M8 x 16 mm	19 un	
Pernos tipo Allen de cabeza redonda M8 x 35 mm	16 un	
Tuerca T rectangular M8 serie 40	35 un	
Soporte de esquina serie 40	8 un	
Llave hexagonal	1 juego	

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO		
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		
	CARRERA DE MECÁNICA		
Tipo	Montaje de componentes en el eje 1		
Función:	Asegurar cada componente al eje empleando los elementos de fijación de cada uno de estos.	Fecha	06/01/2024
Montaje de componentes en el eje 1			
<p>Tomar en cuenta la posición de cada uno de los componentes en los puntos respectivos a lo largo del eje 1, así.</p> <p>Nota: La polea conducida se montará al final de todo el ensamble, esto se debe a que los ejes se deben colocar en cada una de las bases correspondientes y asegurarse con la pared superior.</p>			
			
<p>Una recomendación antes de realizar el montaje de los componentes del eje 1 es importante limpiar la superficie del eje con un guaipe para asegurar la integridad de este.</p>			
			

Una vez identificada la posición de cada uno de los componentes del eje 1 se procede con el montaje del piñón, el cual se ubica en el punto C del eje 1, este componente posee dos subcomponentes que lo ayudan a fijar adecuadamente al eje, como se muestra a continuación.



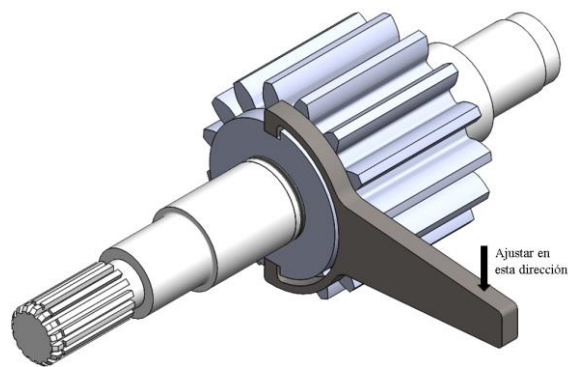
1. Insertamos la chaveta en la ranura del eje 1, misma que actuará como un sistema de fijación y transmisión de potencia, pues la potencia que recibirá el eje 1 se transmitirá de la chaveta al piñón.



2. Colocamos el piñón haciendo un poco de presión para que encaje con ajuste en el punto C del eje 1.

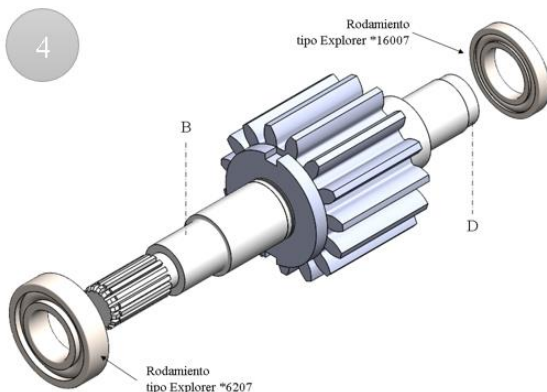


3. Colocamos la tuerca para evitar el desplazamiento axial del piñón haciendo uso de una llave para ajustar la turca al piñón.

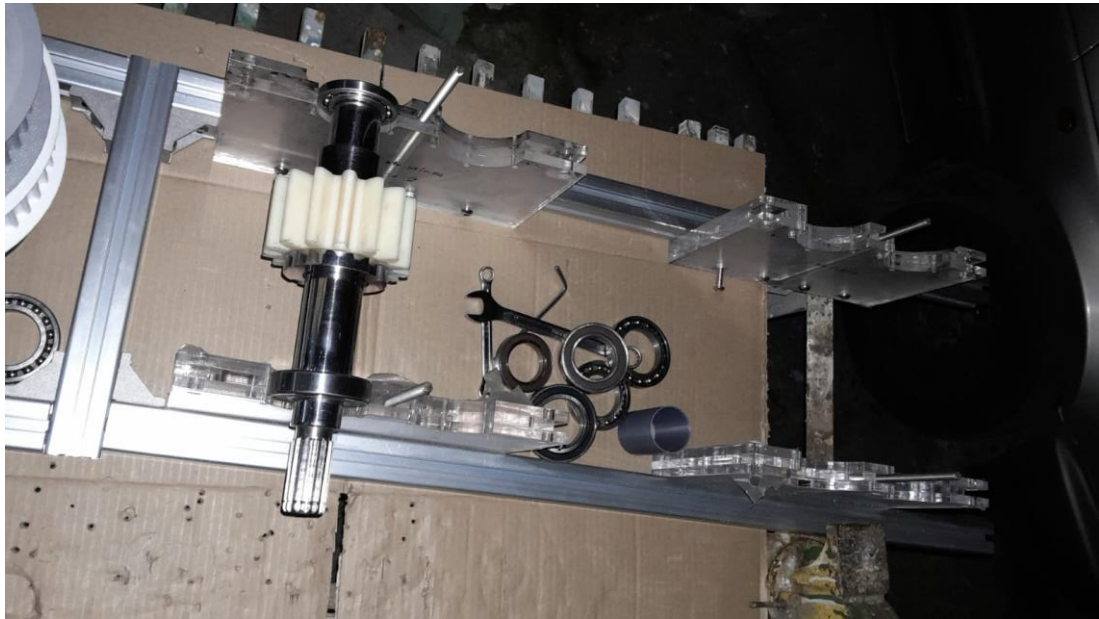


Una vez montado el piñón, procedemos a montar los elementos de rodadura ubicados en los puntos B y D del eje 1, SKF recomienda utilizar un kit tanto para montar como para desmontar los rodamientos, al ser este un prototipo de fácil montaje las tolerancias de ajuste del eje son mínimas, tanto así que los rodamientos pueden ser montados con facilidad.




4. Colocar los rodamientos en los puntos destinados de la siguiente manera:



5. Una vez montado el eje 1, se coloca en la base 1 y en la base 2, hasta seguir montando los componentes del resto de ejes, de la siguiente manera.



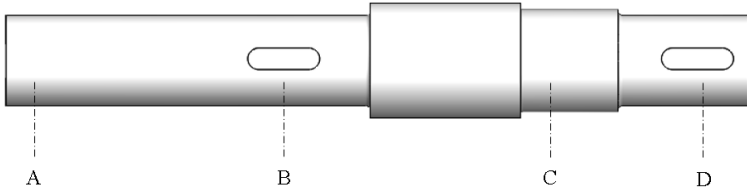



Componentes empleados en el montaje del eje 1

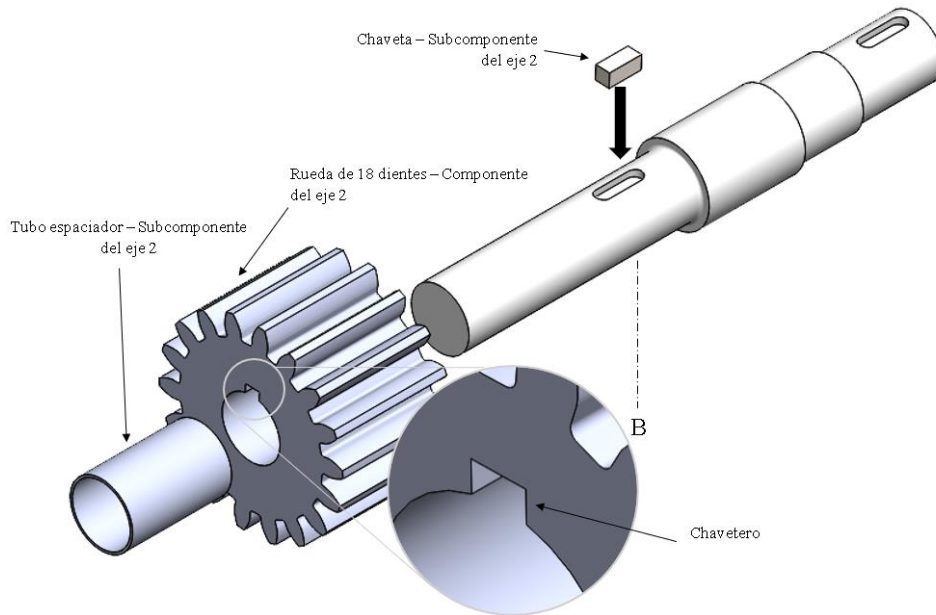
Componentes	Cantidad	Ilustración
Piñón de 15 dientes	1 un	
Rodamiento tipo Explorer *6207	1 un	
Rodamiento tipo Explorer *16007	1 un	

Subcomponentes empleados en el montaje del eje 1

Subcomponentes	Cantidad	Ilustración
Chaveta	1 un	
Tuerca	1 un	

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO			
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA			
	CARRERA DE MECÁNICA			
Tipo	Montaje de componentes en el eje 2			
Función:	Asegurar cada componente al eje empleando los elementos de fijación de cada uno de estos.	Fecha	06/01/2024	
Montaje de componentes en el eje 2				
<p>Tomar en cuenta la posición de cada uno de los componentes en los puntos respectivos a lo largo del eje 2, así.</p> <p>Nota: La polea síncrona motriz se montará al final de todo el ensamble, esto se debe a que los ejes se deben colocar en cada una de las bases correspondientes y asegurarse con la pared superior.</p>				
				
<p>Una recomendación antes de realizar el montaje de los componentes del eje 2 es importante limpiar la superficie del eje con un guaipe para asegurar la integridad de este.</p>				
				

Una vez identificada la posición de cada uno de los componentes del eje 2 se procede con el montaje de la rueda, misma que se ubica en el punto B del eje 2, este componente posee dos subcomponentes que lo ayudan a fijar adecuadamente al eje, como se muestra a continuación.



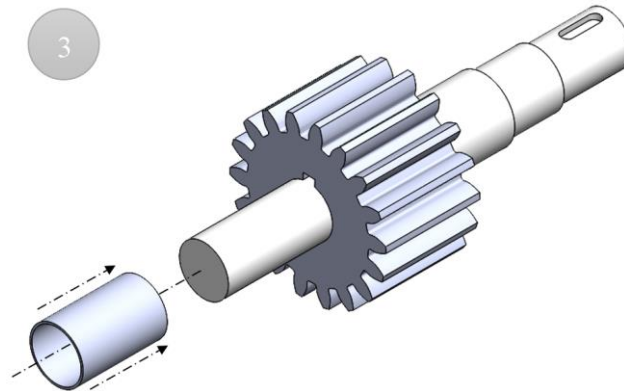
1. Insertamos la chaveta en la ranura del eje 2, misma que actuará como un sistema de fijación y transmisión de potencia, pues la potencia que recibirá la rueda se transmitirá de la chaveta al eje 2.



2. Colocamos la rueda haciendo un poco de presión para que encaje con ajuste en el punto B del eje 2.

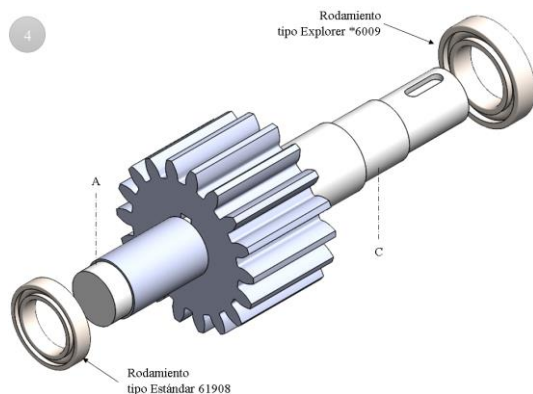


- Colocamos el tubo separador para evitar el desplazamiento axial de la rueda, la medida del tubo es mínimamente mayor al diámetro del eje, pero con el suficiente espesor para hacer tope con el interno del rodamiento.

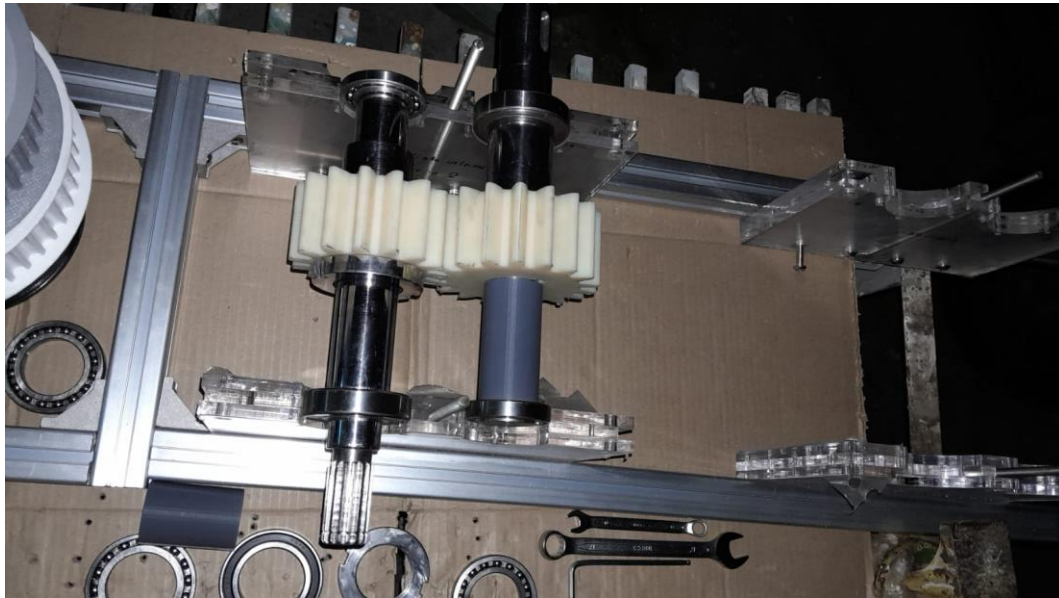


Una vez montado la rueda, procedemos a montar los elementos de rodadura ubicados en los puntos A y C del eje 2, SKF recomienda utilizar un kit tanto para montar como para desmontar los rodamientos, al ser este un prototipo de fácil montaje las tolerancias de ajuste del eje son mínimas, tanto así que los rodamientos pueden ser montados con facilidad.




- Colocar los rodamientos con su respectiva designación en los puntos destinados de la siguiente manera:



5. Una vez montado el eje 2, se coloca en la base 1 y en la base 2, hasta seguir montando los componentes del resto de ejes, de la siguiente manera:



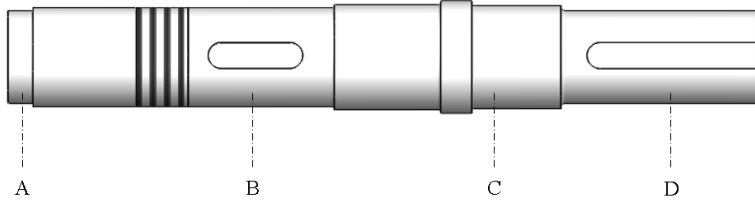



Componentes empleados en el montaje del eje 2

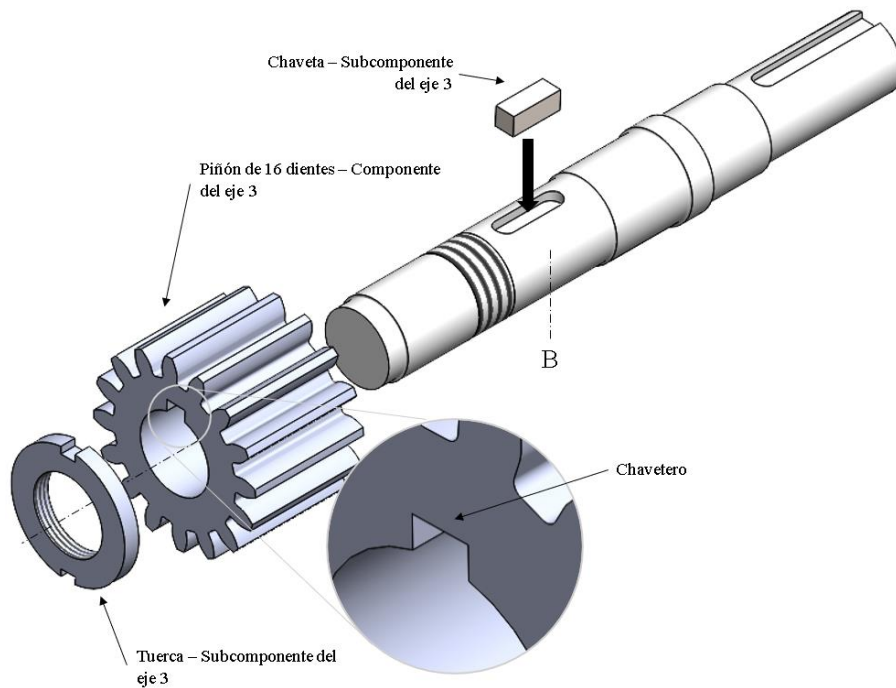
Componentes	Cantidad	Ilustración
Rueda de 18 dientes	1 un	
Rodamiento tipo Explorer *6009	1 un	
Rodamiento tipo Estándar 61908	1 un	

Subcomponentes empleados en el montaje del eje 2

Subcomponentes	Cantidad	Ilustración
Chaveta	1 un	
Tubo espaciador	1 un	

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO			
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA			
	CARRERA DE MECÁNICA			
Tipo	Montaje de componentes en el eje 3			
Función:	Asegurar cada componente al eje empleando los elementos de fijación de cada uno de estos.	Fecha	06/01/2024	
Montaje de componentes en el eje 3				
<p>Tomar en cuenta la posición de cada uno de los componentes en los puntos respectivos a lo largo del eje 3, así.</p> <p>Nota: La polea síncrona conducida se montará al final de todo el ensamble, esto se debe a que los ejes se deben colocar en cada una de las bases correspondientes y asegurarse con la pared superior.</p>				
				
<p>Una recomendación antes de realizar el montaje de los componentes del eje 3 es importante limpiar la superficie del eje con un guaipe para asegurar la integridad de este.</p>				
				

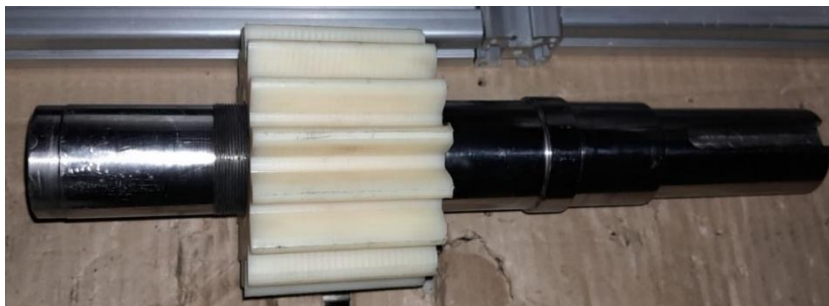
Una vez identificada la posición de cada uno de los componentes del eje 3 se procede con el montaje del piñón, el cual se ubica en el punto B del eje 3, este componente posee dos subcomponentes que lo ayudan a fijar adecuadamente al eje, así.



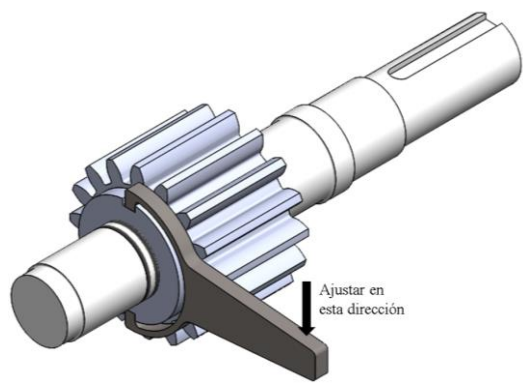
1. Insertamos la claveta en la ranura del eje 3, misma que actuará como un sistema de fijación y transmisión de potencia, pues la potencia que recibirá el eje 3 se transmitirá de la claveta al piñón.



2. Colocamos el piñón haciendo un poco de presión para que encaje con ajuste en el punto C del eje 3.

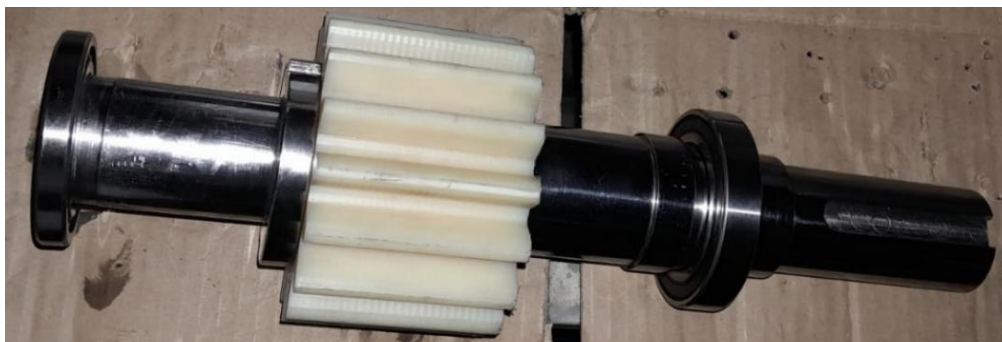
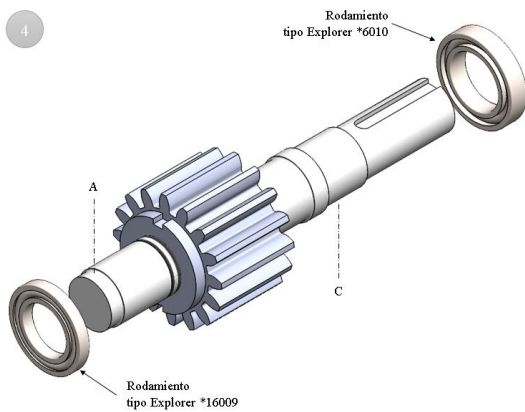


3. Colocamos la tuerca para evitar el desplazamiento axial del piñón haciendo uso de una llave para ajustar la turca al piñón.

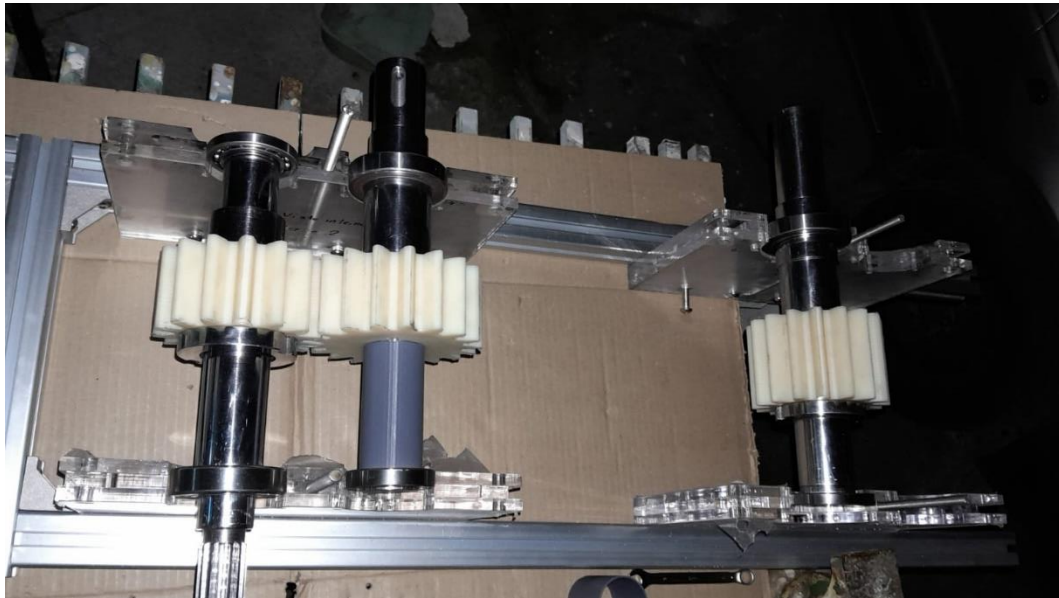


Una vez montado el piñón, procedemos a montar los elementos de rodadura ubicados en los puntos A y C del eje 3, SKF recomienda utilizar un kit tanto para montar como para desmontar los rodamientos, al ser este un prototipo de fácil montaje las tolerancias de ajuste del eje son mínimas, tanto así que los rodamientos pueden ser montados con facilidad.




4. Colocar los rodamientos con su respectiva designación en los puntos destinados de la siguiente manera:



5. Una vez montado el eje 3, se coloca en la base 3 y en la base 4, hasta seguir montando los componentes del resto de ejes, de la siguiente manera



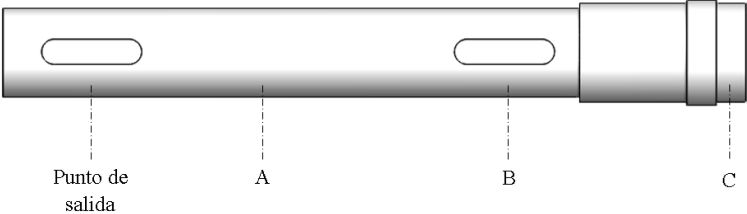



Componentes empleados en el montaje del eje 3

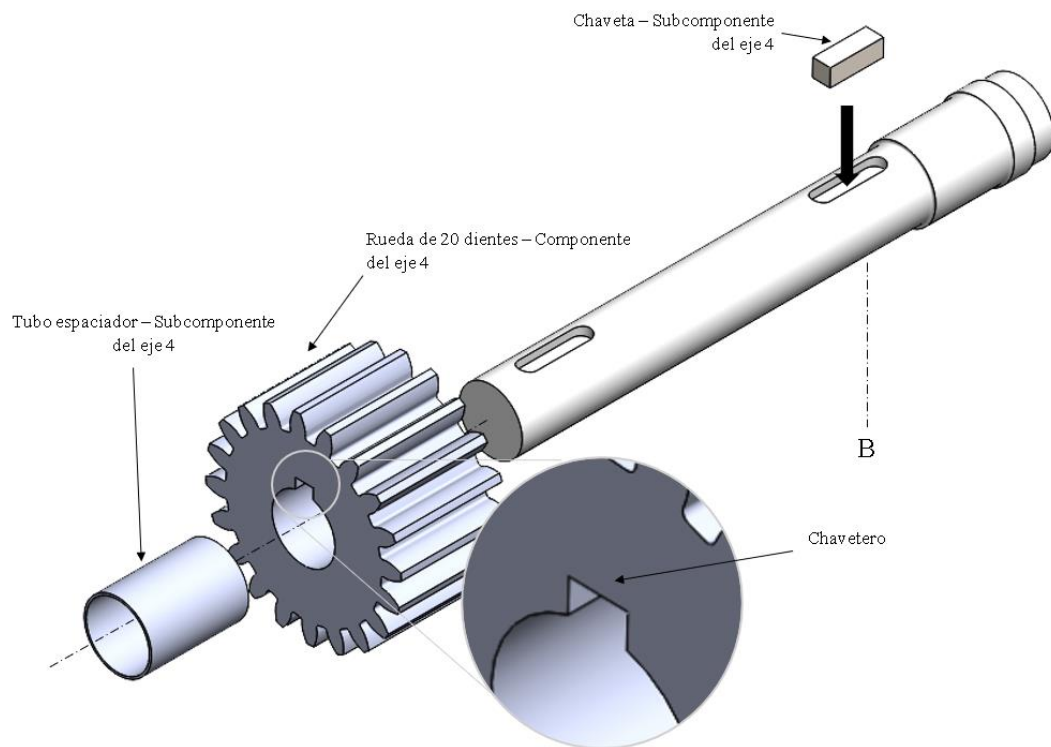
Componentes	Cantidad	Ilustración
Piñón de 16 dientes	1 un	
Rodamiento tipo Explorer *6010	1 un	
Rodamiento tipo Explorer *16009	1 un	

Subcomponentes empleados en el montaje del eje 3

Subcomponentes	Cantidad	Ilustración
Chaveta	1 un	
Tuerca	1 un	

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO		
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		
	CARRERA DE MECÁNICA		
Tipo	Montaje de componentes en el eje 4		
Función:	Asegurar cada componente al eje empleando los elementos de fijación de cada uno de estos.	Fecha	06/01/2024
Montaje de componentes en el eje 4			
<p>Tomar en cuenta la posición de cada uno de los componentes en los puntos respectivos a lo largo del eje 4, así.</p> <div style="text-align: center;">  <p>Punto de salida A B C</p> </div> <p>Una recomendación antes de realizar el montaje de los componentes del eje 4 es importante limpiar la superficie del eje con un guaipe para asegurar la integridad de este.</p> <div style="text-align: center;">  </div>			

Una vez identificada la posición de cada uno de los componentes del eje 4 se procede con el montaje de la rueda, misma que se ubica en el punto B del eje 4, este componente posee dos subcomponentes que lo ayudan a fijar adecuadamente al eje, como se muestra a continuación.



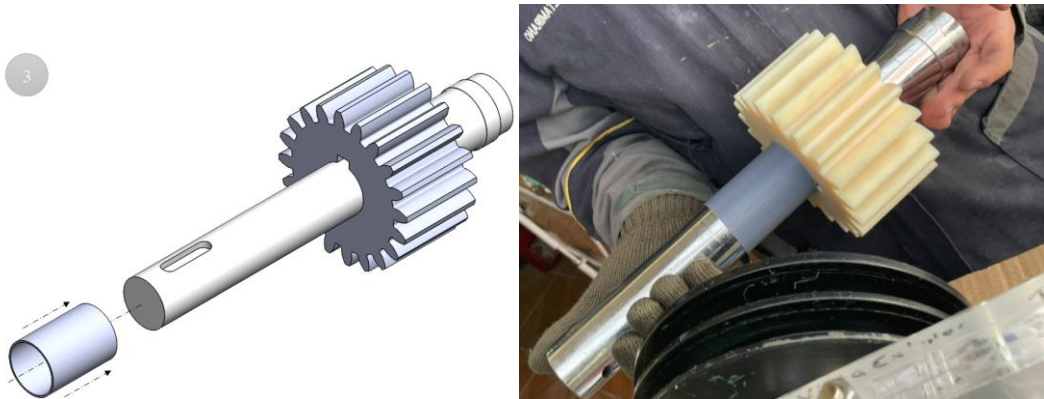
1. Insertamos la chaveta en la ranura del eje 4, misma que actuará como un sistema de fijación y transmisión de potencia, pues la potencia que recibirá la rueda se transmitirá de la chaveta al eje 4.



2. Colocamos la rueda haciendo un poco de presión para que encaje con ajuste en el punto B del eje 4.

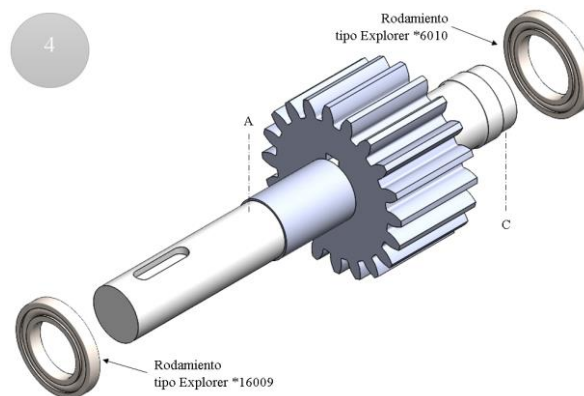


3. Colocamos el tubo separador para evitar el desplazamiento axial de la rueda, la medida del tubo es mínimamente mayor al diámetro del eje, pero con el suficiente espesor para hacer tope con el interno del rodamiento.

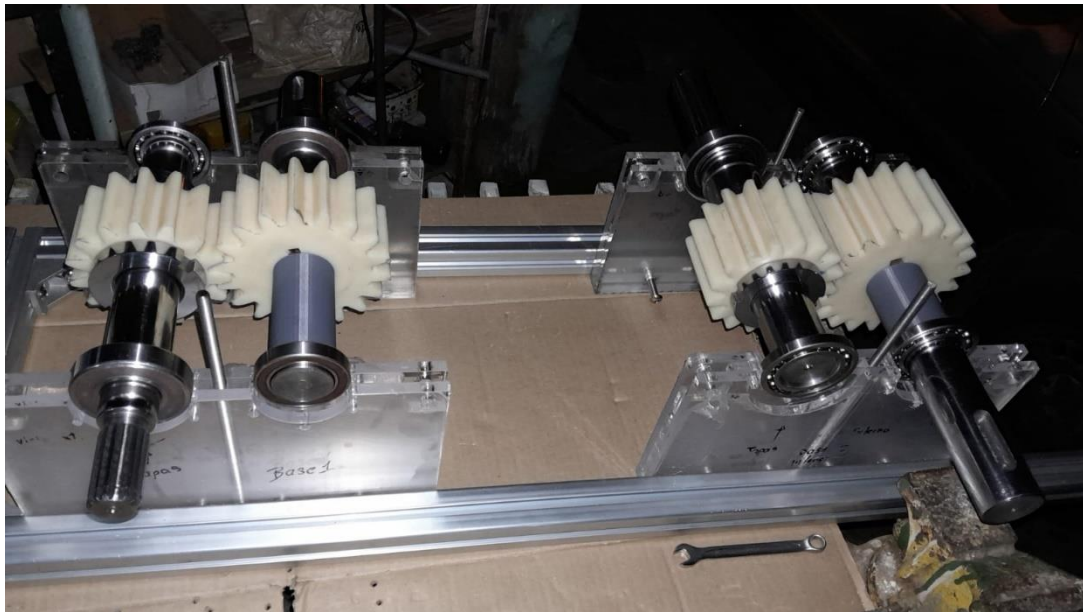


Una vez montado la rueda, procedemos a montar los elementos de rodadura ubicados en los puntos A y C del eje 4, SKF recomienda utilizar un kit tanto para montar como para desmontar los rodamientos, al ser este un prototipo de fácil montaje las tolerancias de ajuste del eje son mínimas, tanto así que los rodamientos pueden ser montados con facilidad.




4. Colocar los rodamientos con su respectiva designación en los puntos destinados de la siguiente manera:





5. Una vez montado el eje 4, se coloca en la base 3 y en la base 4, para posteriormente asegurar cada uno de los ejes con las tapas superiores correspondientes a cada una de las bases.



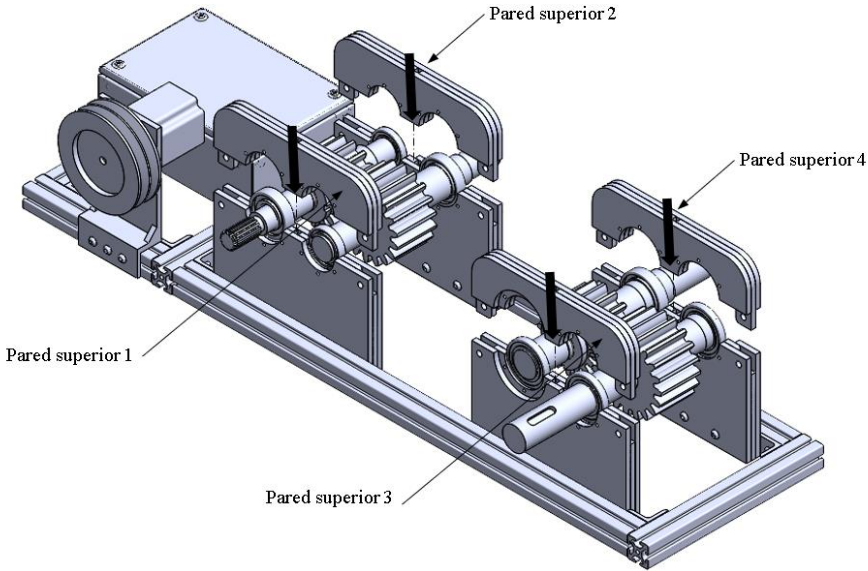
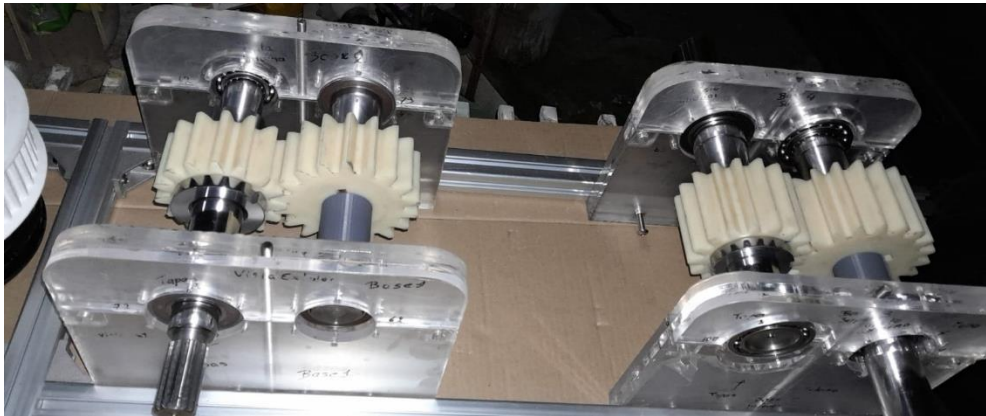


Componentes empleados en el montaje del eje 4

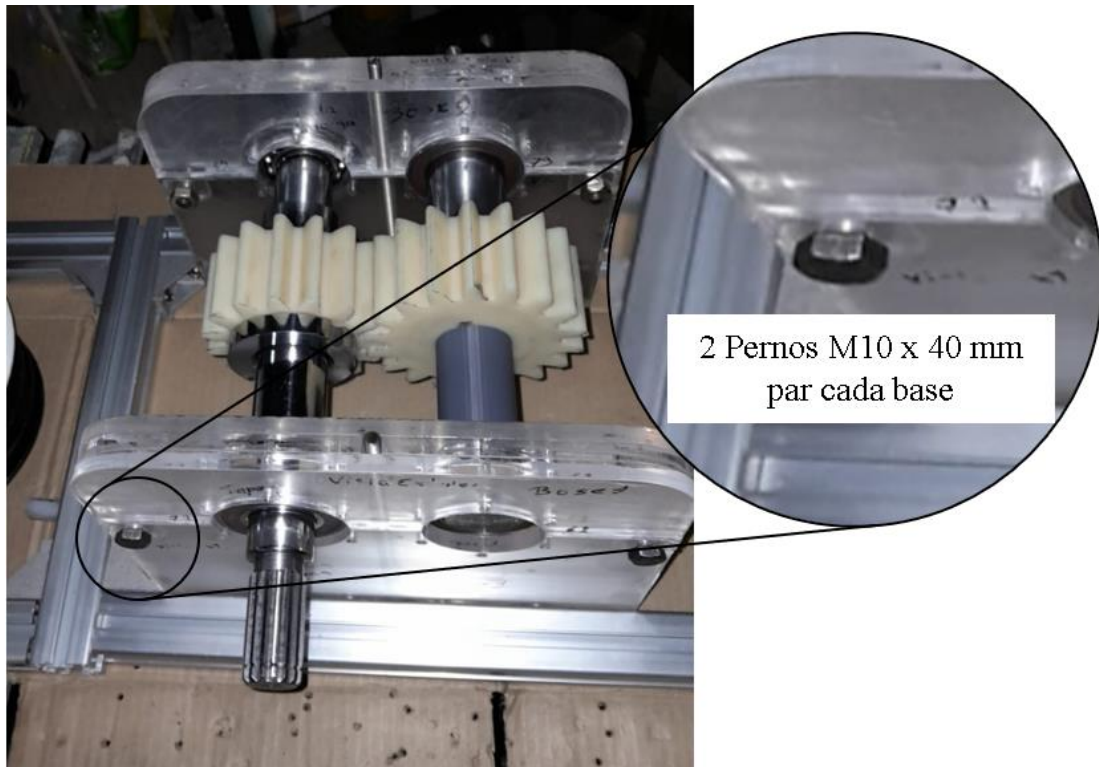
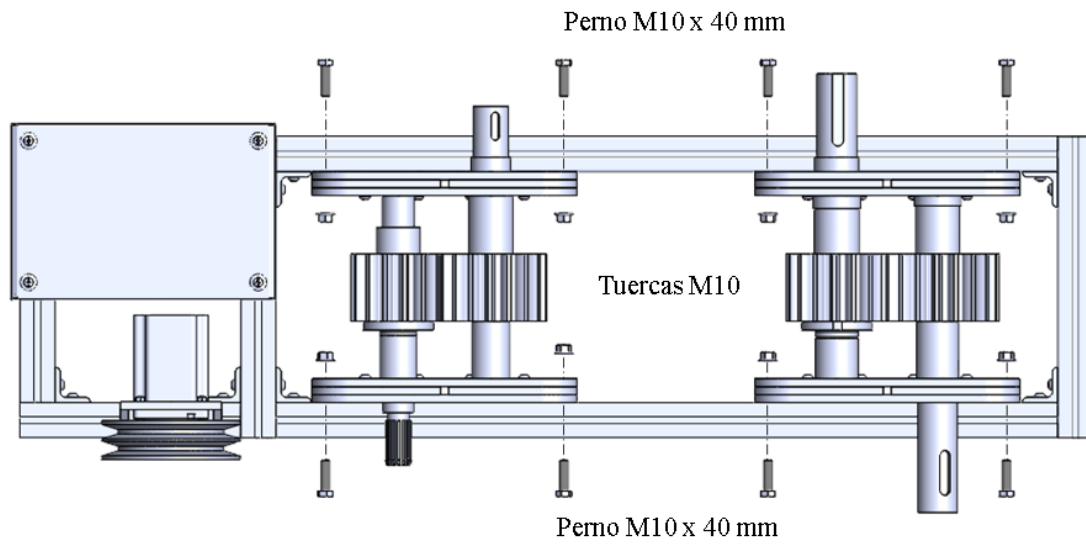
Componentes	Cantidad	Ilustración
Rueda de 20 dientes	1 un	
Rodamiento tipo Explorer *16009	1 un	
Rodamiento tipo Explorer *16010	1 un	

Subcomponentes empleados en el montaje del eje 4

Subcomponentes	Cantidad	Ilustración
Chaveta	1 un	
Tubo espaciador	1 un	

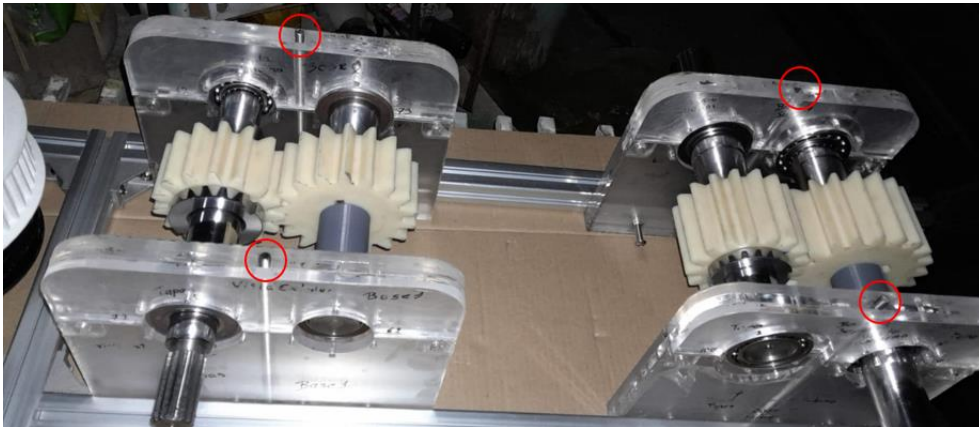
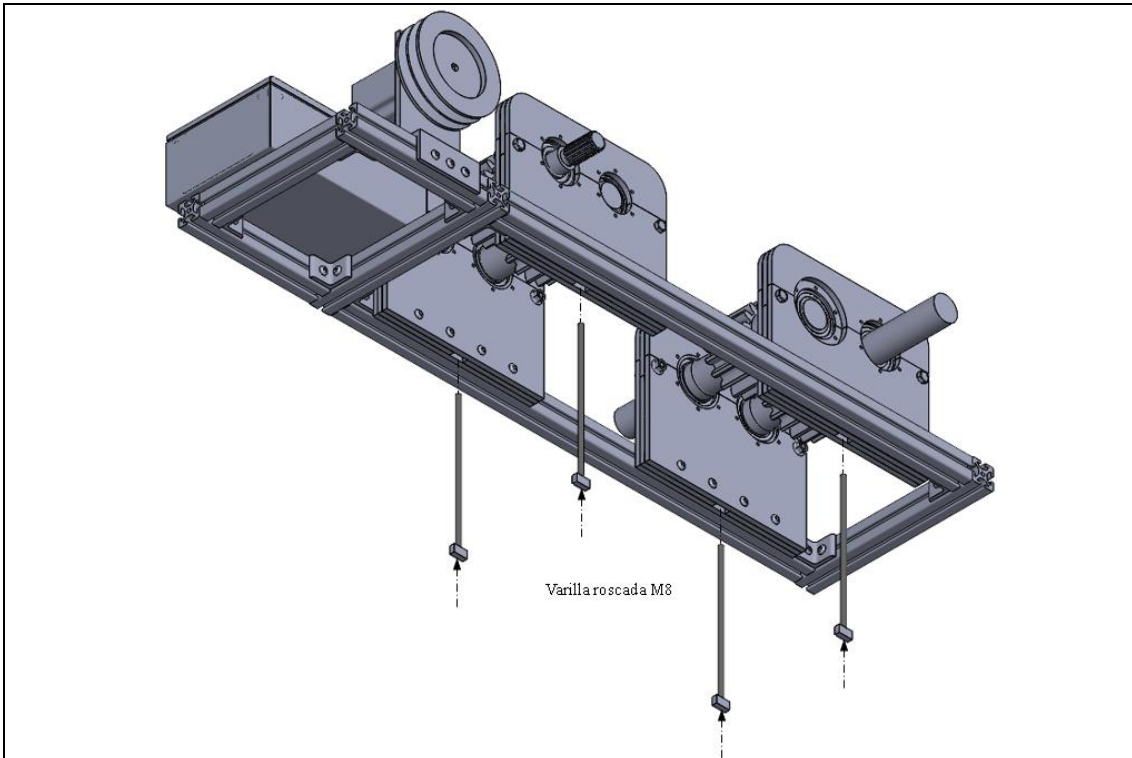
	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO		
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		
	CARRERA DE MECÁNICA		
Tipo	Montaje de componentes de sujeción		
Función:	Asegurar los ejes a las paredes laterales y anclar los rodamientos de menara estática.	Fecha	06/01/2024
Montaje componentes de sujeción			
<p>Ubicar las paredes laterales superiores en su respectiva posición siguiendo el orden correspondiente, pues para cada pared existe un orden determinado.</p> <p>Una vez identificada la posición de cada una de las paredes laterales superiores seguimos el siguiente procedimiento.</p> <ol style="list-style-type: none"> Colocamos las paredes superiores sobre las inferiores, así. 			
			
			

2. Aseguramos la pared inferior con la superior mediante pernos de cabeza plana hexagonal M10 x 35mm

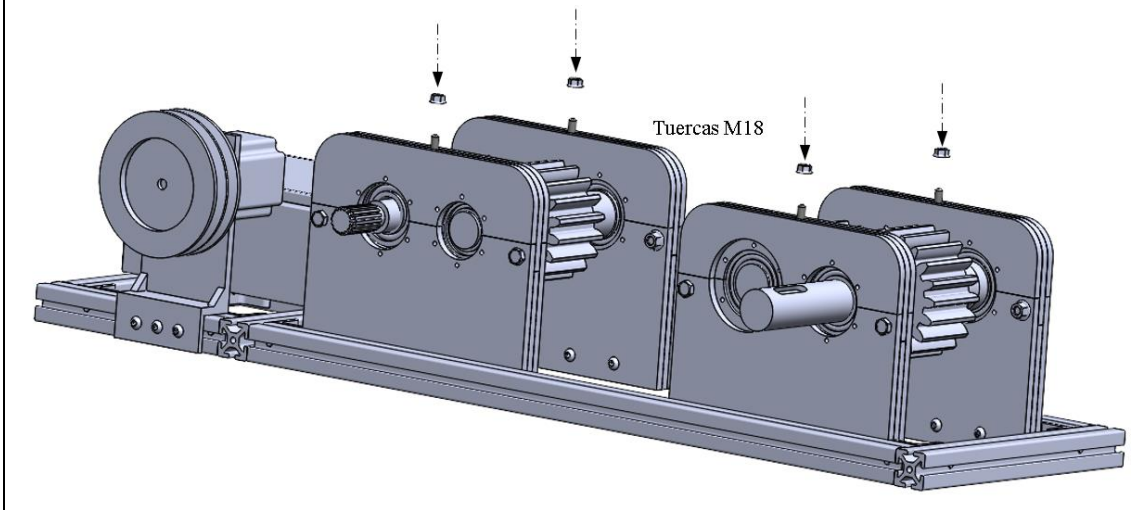


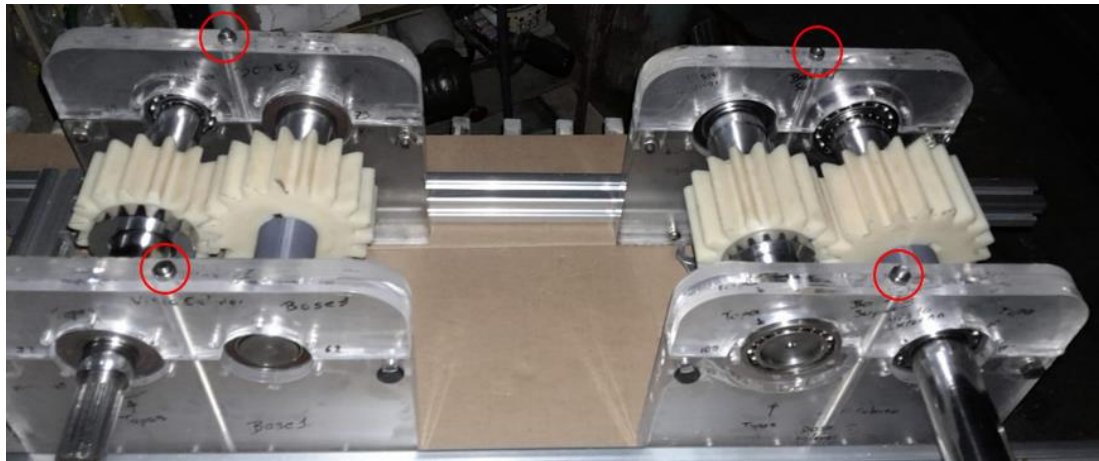
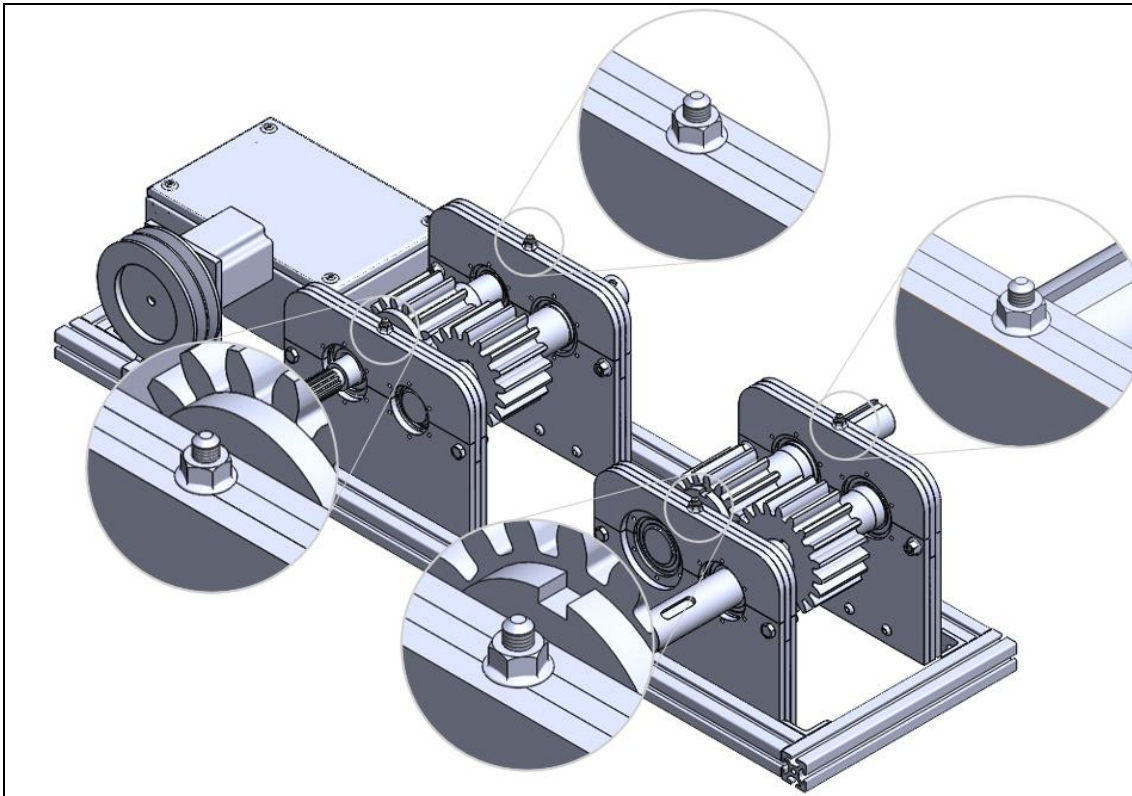
3. Una vez completas las paredes laterales, se coloca la varilla roscada M8 en el medio de cada una de las paredes laterales para fijar de manera completa los rodamientos entre paredes, de la siguiente manera.





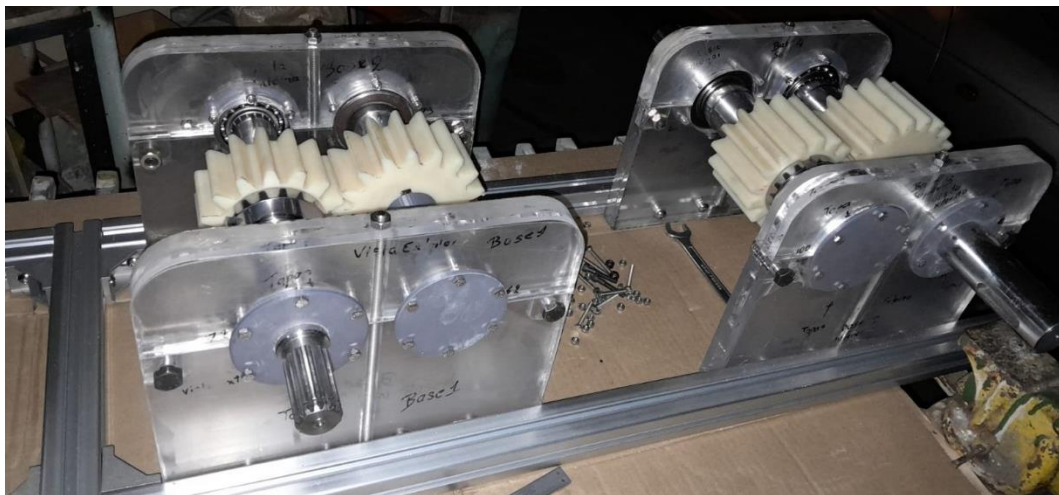
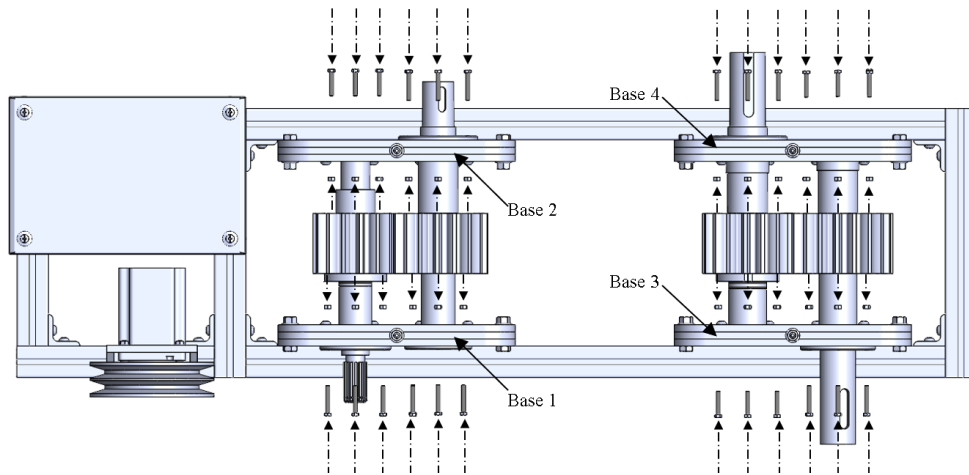
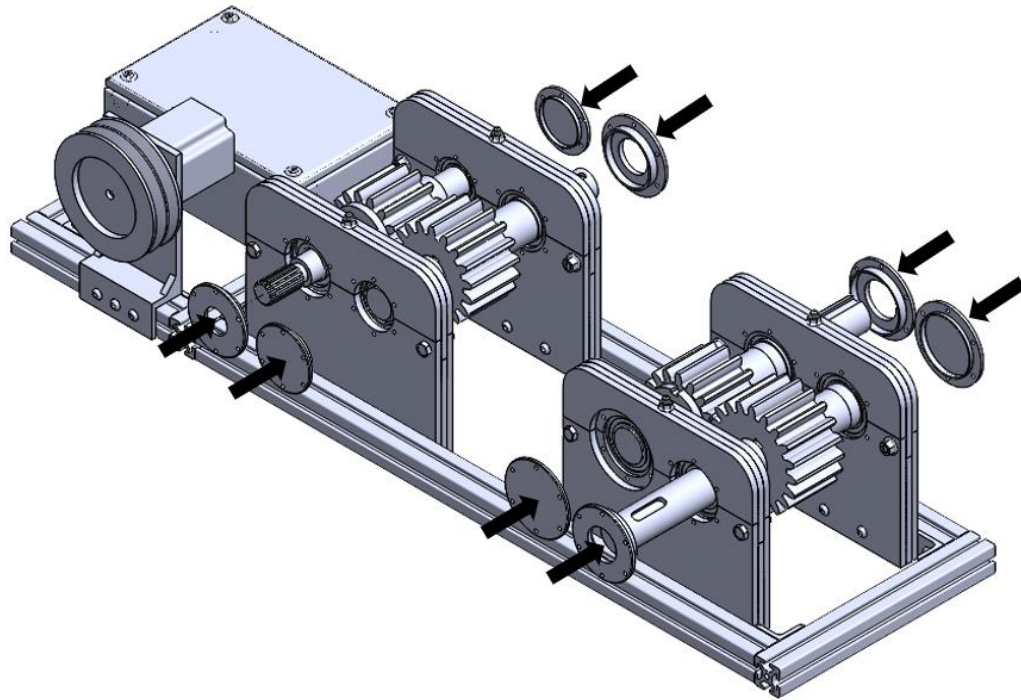
4. Aseguramos cada una de las varillas roscadas con tuercas M8, realizar el ajuste en este punto para mayor fijación de los rodamientos a las paredes laterales.





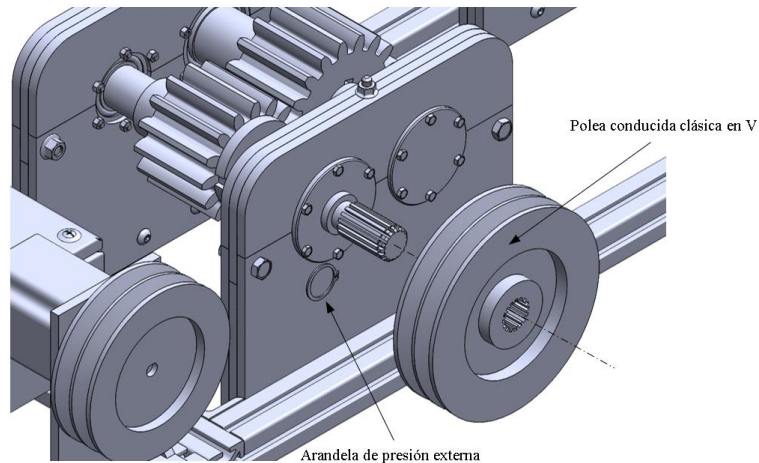
Las paredes laterales están completamente aseguradas una entre otra, y con ello la presión de los rodamientos, además de la varilla roscada como refuerzo de presión en la mitad de la pared lateral, solamente resta colocar las tapas para los elementos de rodadura como método de fijación del aro exterior de estos, pues para asegurar las tapas requerimos de pernos M5 con distinta longitud, pues esta va a variar dependiendo si el rodamiento está muy separado de la parte exterior de la pared lateral, por lo que el largo del rodamiento disminuirá debido a que la pared también ha disminuido su espesor, a continuación se muestra el procedimiento de cómo se deben colocar dichas tapas. Cabe recalcar que cada tapa pertenece a un punto específico.

5. Colocamos cada una de las tapas en el punto correspondiente y aseguramos con pernos M5, de la siguiente manera:

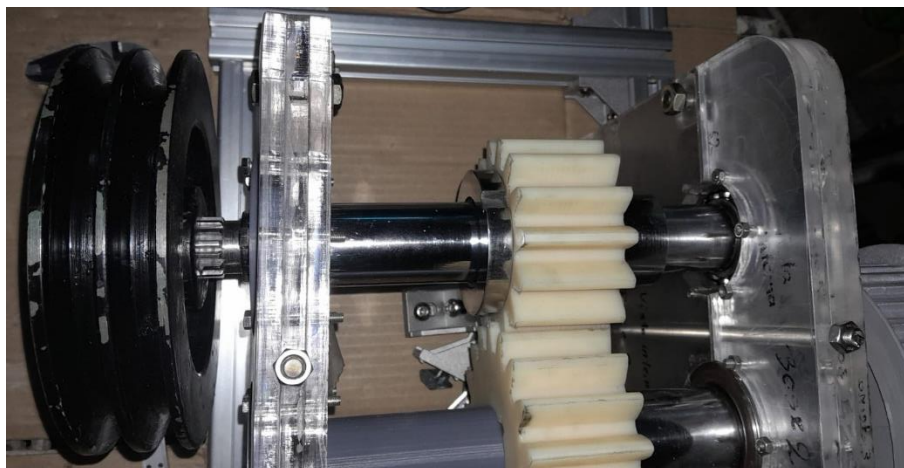
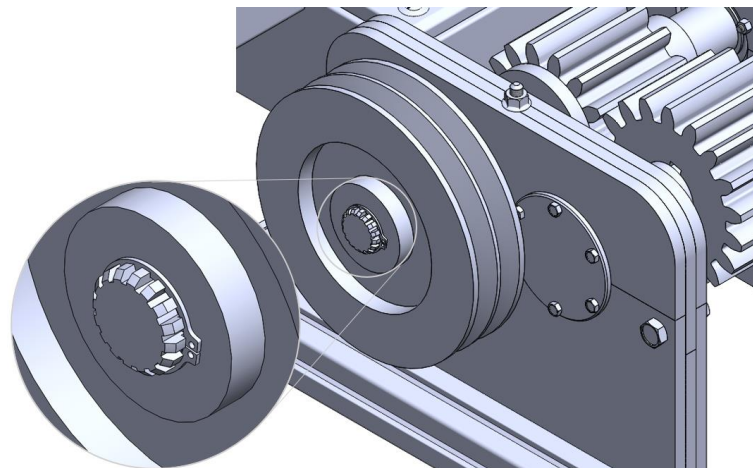


6. Una vez colocadas las tapas solamente resta colocar los últimos componentes para finalizar el ensamblaje, estos últimos componentes son aquellos que forman parte del eje 1, eje 2 y eje 3 estos componentes son las poleas.

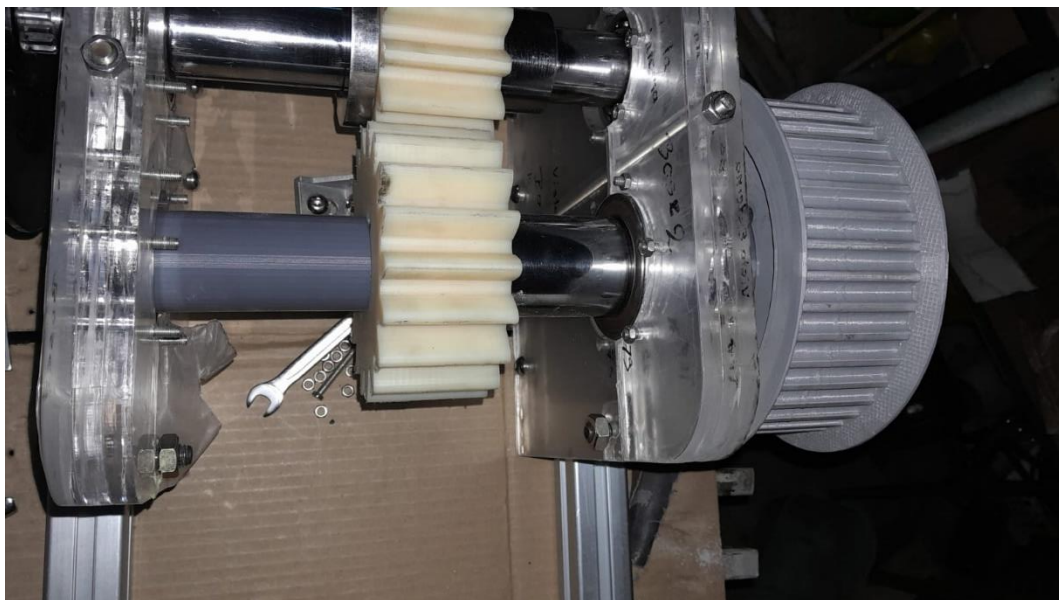
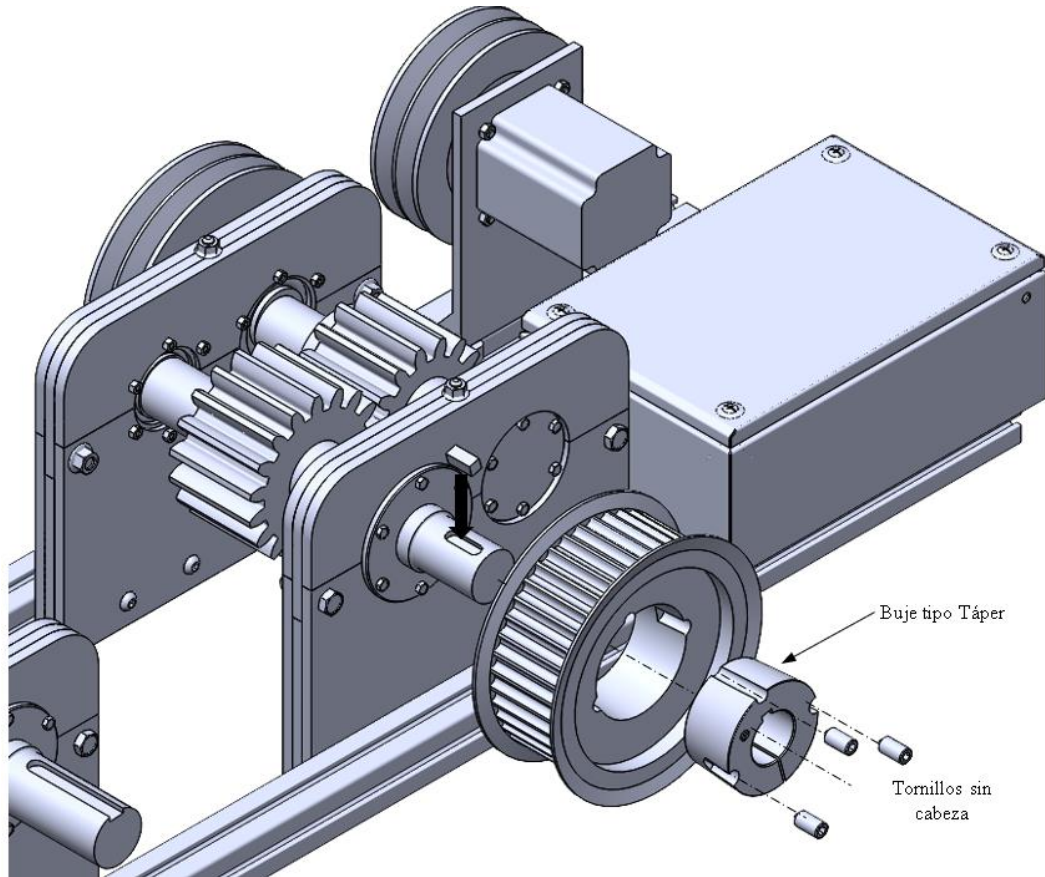
- Polea clásica en V en el eje 1. – Se debe posicionar de manera correcta la polea para que calce con lo justo en las estrías del eje 1



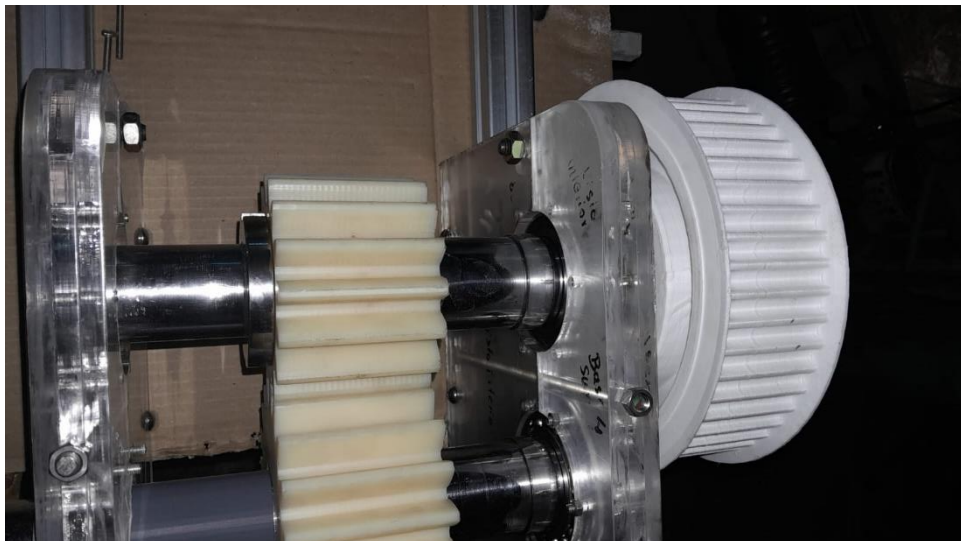
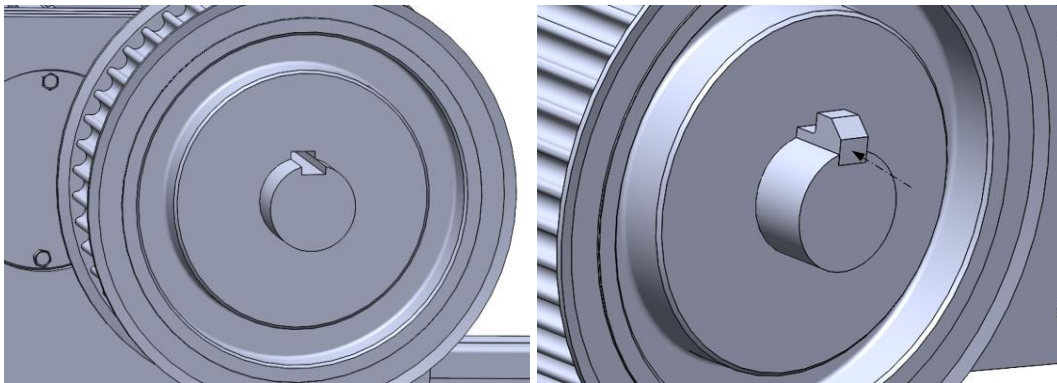
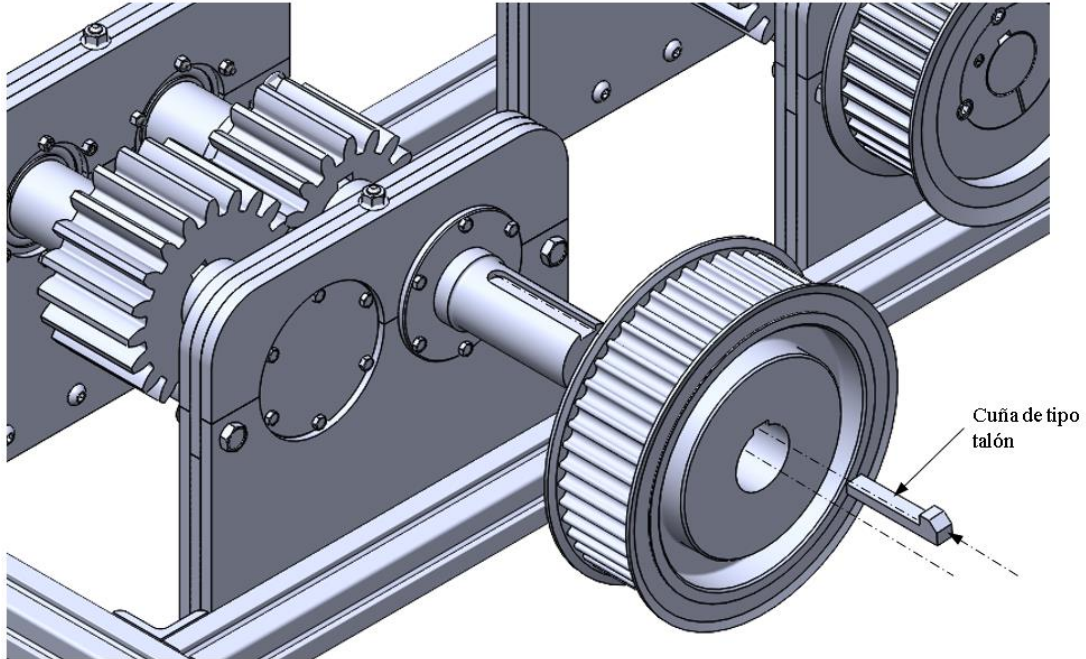
El elemento de fijación para que la polea no tenga un desplazamiento axial por más mínimo que este sea es la arandela de presión externa.



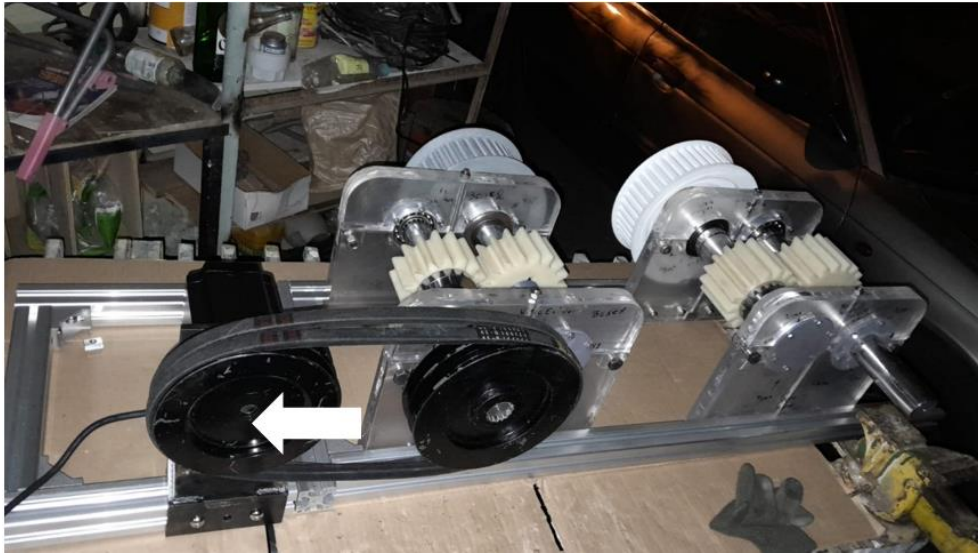
- Polea dentada motriz en el eje 2. – Primero se debe colocar la cuña como se indica en la imagen, posterior a ello, introducir el buje tipo táper seguido de la polea dentada motriz, y para asegurar la polea al buje ajustar los tornillos sin cabeza.



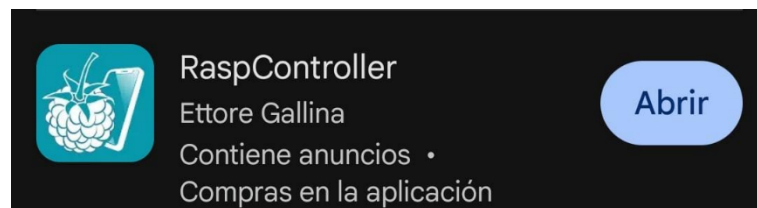
- Polea conducida en el eje 3. La polea dentada conducida se fijará con una cuña de talón, primero se debe colocar la polea y verificar que coincida con la ranura para la cuña en el eje, para posteriormente introducir la cuña de talón.



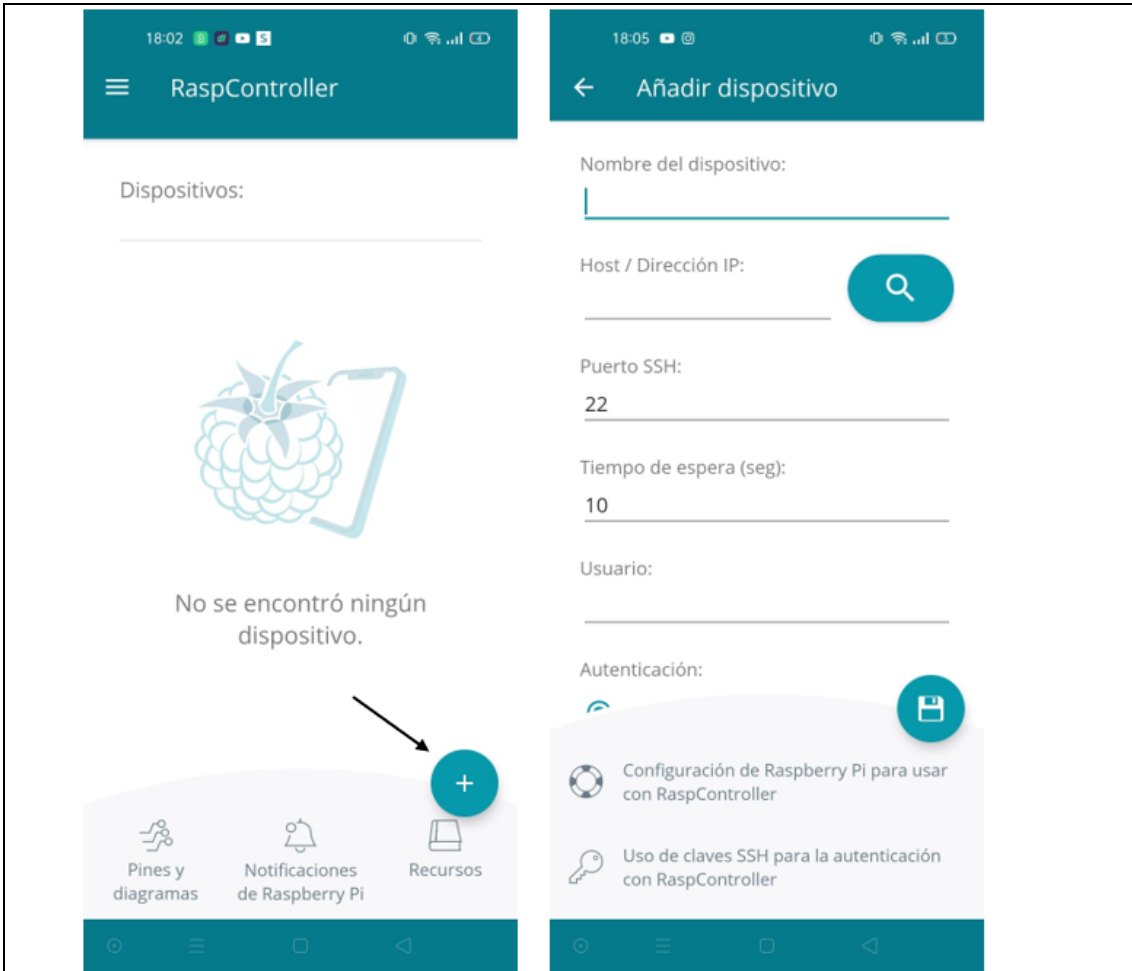
7. Una vez ensamblado completamente el prototipo solamente resta ubicar las bandas correspondientes a cada tipo de polea, para ello es necesario desajustar los pernos del soporte del motor para que el mismo se desplace para que las bandas encajen adecuadamente en las ranuras, una vez ubicadas las bandas, se tensan deslizando el soporte en dirección contraria y ajustar los pernos, para asegurar que la potencia del motor se transmita adecuadamente.



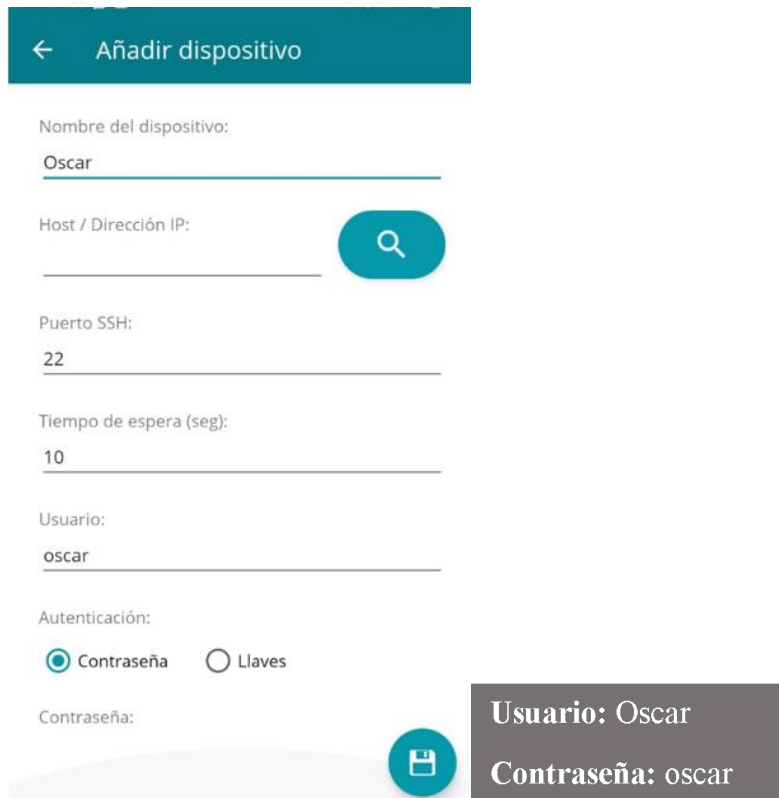
8. Puesta en marcha del motor: para ello es necesario descargar esta aplicación de la PlayStore.



9. Una vez descargada la app, la abrimos y nos muestra la siguiente interfaz:



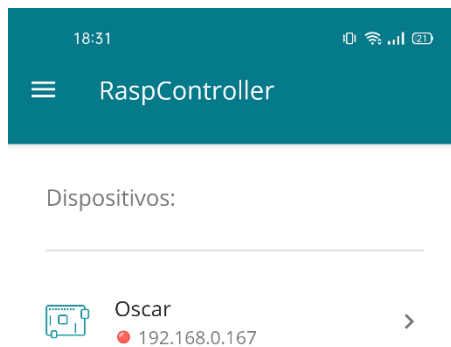
10. En los espacios en blanco los llenamos con la siguiente información



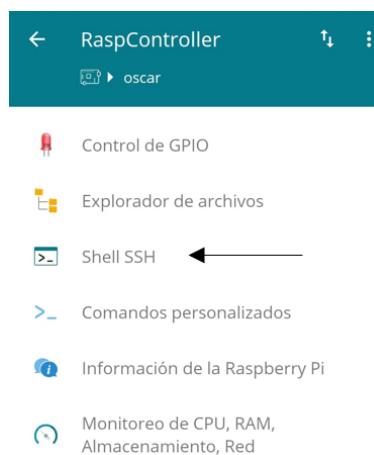
11. La dirección IP la obtenemos de la red a la cual estamos conectados, para localizarla debemos ingresar en Ajustes < Clic en la red a la cual están conectados < localizar y copiar la dirección IP. Así:



12. Con todos los datos listos, damos clic en el botón de guardar y el dispositivo se habrá ya registrado en la aplicación.





13. Hacemos clic en el dispositivo e ingresamos en: Shell SSH<ingresar “python3 motorpasosrun.py”. Con esto el motor comenzara a funcionar.





Elementos empleados en el montaje componentes de sujeción		
Elementos	Cantidad	Ilustración
Paredes superiores	4 un	
Pernos M10 x 40 mm	8 un	
Tuercas M10	8 un	
Varilla roscada M8	4 un	
Tuerca M8	4 un	
Tapas	8 un	
Pernos M5 x 30 mm	18 un	
Pernos M5 x 40 mm	30 un	
Tuercas M5	48 un	
Polea impulsada en V	1 un	



Polea dentada motriz	1 un	
Polea dentada impulsada	1 un	
Cuña de talón	1 un	
Buje táper	1 un	
Banda en V	2 un	



Anexo 2. Instrucciones de seguridad



	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO		
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		
	CARRERA DE MECÁNICA		
Máquina:	Prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas.	Página	1 de 2
Sistema:	Sistema mecánico y eléctrico.		
Función:	Analizar y evaluar el montaje que poseen los engranes y poleas en cada uno de los 4 ejes.	Fecha	06/01/2024
Los riesgos que pueden sufrir las personas que manipulen el prototipo son severos, es por ello por lo que las medidas de seguridad implementadas en este apartado servirán para evitar que las personas sufran accidentes.			
Instrucciones de seguridad en el sistema mecánico. <ul style="list-style-type: none"> ➤ Al utilizar la máquina es necesario el uso de equipo de protección personal (EPP) guantes, gafas y mandil para protección corporal. ➤ Evita el uso de ropa holgada que pueda quedar atrapada en la máquina. ➤ Mantén el cabello corto o recógelos para evitar que se enganche en partes móviles de la máquina. ➤ Evita el uso de joyas que puedan quedar atrapadas en la maquinaria en movimiento. ➤ Mantén una comunicación efectiva con compañeros y docente encargado para coordinar actividades y alertar sobre posibles peligros. ➤ Mantén una postura segura y equilibrada al operar la máquina para evitar caídas. ➤ Mantén las manos y los pies alejados de las partes móviles de la máquina durante su operación. ➤ No realices modificaciones no autorizadas en los controles de la máquina. ➤ Asegúrate de que haya suficiente iluminación para realizar las tareas de manera segura. ➤ Retira cualquier material o residuo cerca de la máquina que pueda representar un riesgo de tropiezo. 			



	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO		
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		
	CARRERA DE MECÁNICA		
Máquina:	Prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas.	Página	2 de 2
Sistema:	Sistema mecánico y eléctrico.		
Función:	Analizar y evaluar el montaje que poseen los engranes y poleas en cada uno de los 4 ejes.	Fecha	06/01/2024
<p>Instrucciones de seguridad en el sistema eléctrico (<i>En caso de manipulación de la caja de control eléctrico</i>)</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Antes de realizar cualquier trabajo en la caja de control eléctrico, asegúrate de desconectar la energía eléctrica. ➤ Utiliza guantes aislantes, gafas de seguridad y otros EPP necesarios para protegerte contra posibles riesgos eléctricos. ➤ Asegúrate de tener la capacitación adecuada en seguridad eléctrica y comprensión de los riesgos asociados con el sistema eléctrico del servomotor. ➤ Antes de manipular la caja de control, realiza una inspección visual para identificar posibles daños, cables sueltos o componentes defectuosos. ➤ Utiliza herramientas con mangos aislados para evitar cortocircuitos y descargas eléctricas. 			



Anexo 3. Manual de mantenimiento para el banco de evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas.



	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO		
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		
	CARRERA DE MECÁNICA		
Máquina:	Prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas.	Página	1 de 4
Elemento:	Rodamientos.		
Función:	Reducir la fricción entre las superficies en contacto y permitir que las partes móviles giren suavemente una sobre la otra.	Fecha	06/01/2024
<p>Cada rodamiento tiene una vida útil específica de 25000 horas de funcionamiento, para realizarse cada revisión, pues la vida nominal real de cada rodamiento será superior a este valor, y ese valor determinará cuando se deberá sustituir el rodamiento</p>			
Número de eje /Designación del rodamiento	Vida nominal real L_{nmh}	Periodo de cambio de rodamiento	Recomendaciones
1/*6207	31606.9 horas	1° revisión	La vida nominal real del rodamiento supera la vida útil especificada, pero no por mucho, por ello se debe reemplazar el rodamiento en la primera revisión, para garantizar el funcionamiento óptimo del elemento de rodadura.
1/16007	96841.21 horas	3° revisión	La vida nominal real esta próxima a llagar a las 100000 horas de funcionamiento, pero el recambio del rodamiento está estimado en la tercera revisión,

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO		
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		
	CARRERA DE MECÁNICA		
Máquina:	Prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas.	Página	2 de 4
Elemento:	Rodamientos.		
Función:	Reducir la fricción entre las superficies en contacto y permitir que las partes móviles giren suavemente una sobre la otra.	Fecha	06/01/2024
Número de eje /Designación del rodamiento	Vida nominal real L_{nmh}	Periodo de cambio de rodamiento	Recomendaciones
			por lo tanto, se debe respetar el periodo de recambio, caso contrario puede generar un daño progresivo en el eje de contacto.
2/61908	112011.53 horas	4° revisión	La vida nominal real del rodamiento supera la vida útil especificada, por ello se debe reemplazar el rodamiento en la cuarta revisión, para evitar el daño progresivo en el eje y un daño en los componentes del eje.
2/*6009	32042.83 horas	1° revisión	La vida nominal real del rodamiento supera la vida útil especificada, pero no por mucho, por ello se debe reemplazar el rodamiento en la primera revisión, para

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO		
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		
	CARRERA DE MECÁNICA		
Máquina:	Prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas.	Página	3 de 4
Elemento:	Rodamientos.		
Función:	Reducir la fricción entre las superficies en contacto y permitir que las partes móviles giren suavemente una sobre la otra.	Fecha	06/01/2024
Número de eje /Designación del rodamiento	Vida nominal real L_{nmh}	Periodo de cambio de rodamiento	Recomendaciones
			garantizar el funcionamiento óptimo del rodamiento
3/*16009	128936.62 horas	5° revisión	La vida nominal real del rodamiento supera la vida útil especificada (25000 horas), por ello se debe reemplazar el rodamiento en la quinta revisión, para evitar el daño progresivo en el eje.
3/*6010	44208.94 horas	1° revisión	La vida nominal real está próxima a llegar a las 50000 horas de funcionamiento, pero el recambio del rodamiento se ha estimado en la primera revisión, por ende, se debe respetar el periodo de recambio, para evitar un daño progresivo en el eje de contacto.

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO		
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		
	CARRERA DE MECÁNICA		
Máquina:	Prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas.	Página	4 de 4
Elemento:	Rodamientos.		
Función:	Reducir la fricción entre las superficies en contacto y permitir que las partes móviles giren suavemente una sobre la otra.	Fecha	06/01/2024
Número de eje /Designación del rodamiento	Vida nominal real L_{nmh}	Periodo de cambio de rodamiento	Recomendaciones
4/*16009	76364.06 horas	3° revisión	La vida nominal real del rodamiento supera tres veces la vida útil especificada (25000), por ello se debe reemplazar el rodamiento en la tercera revisión, para garantizar el funcionamiento óptimo del elemento de rodadura.
4/*16010	87237.67 horas	3° revisión	La vida nominal real del rodamiento supera tres veces la vida útil especificada (25000), por ello se debe reemplazar el rodamiento en la tercera revisión, para garantizar el funcionamiento óptimo del elemento de rodadura.

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO		
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		
	CARRERA DE MECÁNICA		
Máquina:	Prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas.	Página	1 de 2
Elemento:	Componentes mecánicos y caja de control eléctrica.		
Función:	Transmitir la potencia del motor entre componentes mecánicos.	Fecha	06/01/2024
Actividad	Regularidad	Duración	Recomendaciones
Inspección visual	Diario	5 minutos	Realice inspecciones visuales periódicas para detectar signos de desgaste, daños o posibles irregularidades.
Limpieza	Diario	15 minutos	Limpie regularmente el prototipo para eliminar la suciedad, el polvo y otros contaminantes que puedan afectar su rendimiento.
Alineación	Semanal	25 minutos	Verifica y ajusta la alineación del prototipo según sea necesario para garantizar un funcionamiento suave y evitar cargas desiguales.
Comprobar el ajuste correcto de la pernería.	Mensual	15 minutos	Utilizar las herramientas correctas para ajustar en caso de ser necesarias.
Mantenimiento de engranajes	Mensual	10 minutos	Inspecciona y limpia los engranajes del prototipo, y realiza ajustes o reemplazos si es necesario.

	UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO		
	FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA		
	CARRERA DE MECÁNICA		
Máquina:	Prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas.	Página	2 de 2
Elemento:	Componentes mecánicos y caja de control eléctrica.		
Función:	Transmitir la potencia del motor entre componentes mecánicos.	Fecha	06/01/2024
Actividad	Regularidad	Duración	Recomendaciones
Mantenimiento de poleas en V	Mensual	20 minutos	Verificación de desgaste con galga para poleas en V y limpia sus canales, realiza ajustes o reemplazos si es necesario
Mantenimiento de poleas dentadas	Mensual	20 minutos	Verificación de desgaste y limpieza de sus dientes, realiza ajustes o reemplazos si es necesario
Verificación de conexiones	Mensual	10 minutos	Verifica que todas las conexiones eléctricas estén firmes y seguras. Aprieta los tornillos o terminales si es necesario. Asegúrese de que no haya cables sueltos o dañados.
Prueba de funcionamiento	Diariamente	5 minutos	Verifique que los comandos de control se transmitan correctamente y que el servomotor responda adecuadamente.

Anexo 4. Vida útil especificada (horas de funcionamiento)

Valores orientativos de la vida útil especificada de los diferentes tipos de máquinas

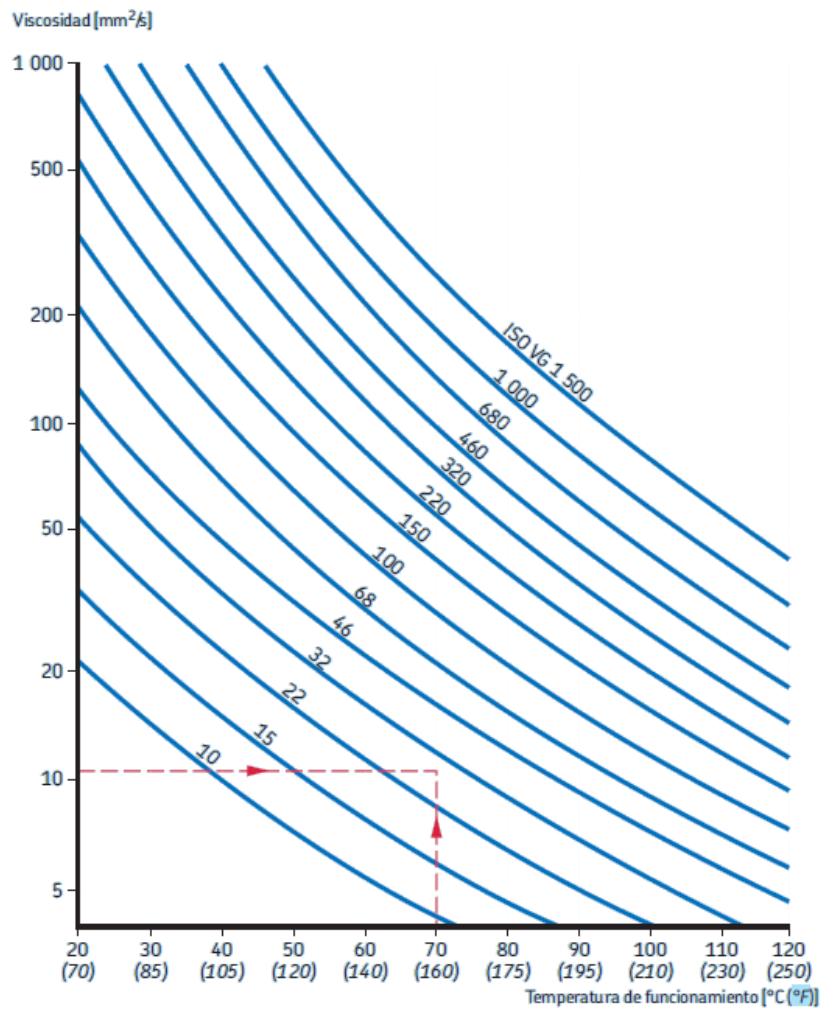
Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	> 100 000

Anexo 5. Factor de ajuste de la vida útil a_1

Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1

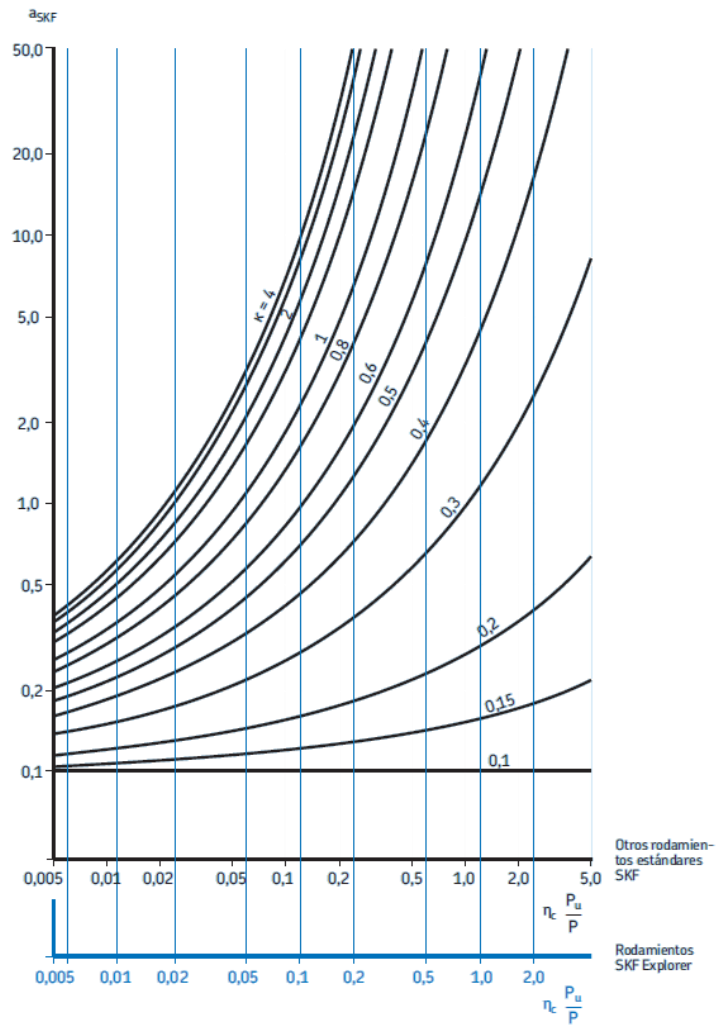
Confiabilidad	Probabilidad de falla n	Vida nominal SKF L_{nm}	Factor a_1
%	%	millones de revoluciones	–
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

Anexo 6. Tipo de lubricante de acuerdo con la temperatura de funcionamiento.



Anexo 7. Factor a_{SKF} para rodamientos de bolas.

Factor a_{SKF} para los rodamientos radiales de bolas



Si $k > 4$, utilizar la curva para $k = 4$.

A medida que el valor de $\frac{P_u}{P}$ tiende a ser cero, a_{SKF} tiende a ser 0,1 para todos los valores de k .

Anexo 8. Nivel de contaminación del lubricante η_c

Condiciones	Factor $\eta_c^{1)}$ para rodamientos con diámetro medio	
	$d_m < 100$ mm	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema <ul style="list-style-type: none"> tamaño de las partículas aproximadamente igual al espesor de la película de lubricante condiciones de laboratorio 	1	1
Gran limpieza <ul style="list-style-type: none"> aceite lubricante con filtración muy fina condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida 	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal <ul style="list-style-type: none"> aceite lubricante con filtración fina condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida 	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera <ul style="list-style-type: none"> condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes 	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica <ul style="list-style-type: none"> condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste e ingreso de partículas desde el exterior 	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación severa <ul style="list-style-type: none"> condiciones típicas: altos niveles de contaminación debido a desgaste excesivo o sellos ineficaces disposición de los rodamientos con sellos ineficaces o dañados 	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy severa <ul style="list-style-type: none"> condiciones típicas: niveles de contaminación tan graves que los valores de η_c están fuera de escala, lo que reduce significativamente la vida útil del rodamiento 	0	0

Anexo 9. Rodamientos rígidos de bolas de una hilera d 35-60 mm parte 1.

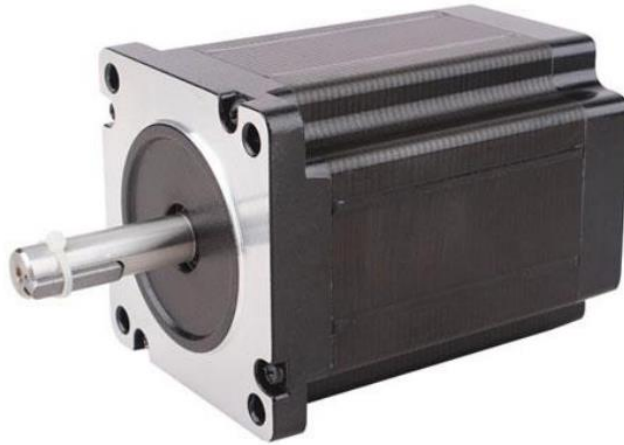
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	
d	D	B	Carga dinámica C	Carga estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
35	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029	61807	
	55	10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	61907	
	62	9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	* 16007	
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	* 6007	
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	* 6207	
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9	
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	* 6307	
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407	
	40	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808
		62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908
68		9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	* 16008	
68		15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	* 6008	
80		18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37	* 6208	
80		18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9	
90		23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	* 6308	
110		27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408	
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	61809	
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	61909	
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* 16009	
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	* 6009	
	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	* 6209	
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	* 6309	
50	120	29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	6409	
	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052	61810	
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	12 000	0,14	61910	
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18	* 16010	
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26	* 6010	
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	10 000	0,45	* 6210	
	110	27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,1	* 6310	
55	130	31	87,1	52	2,2	12 000	7 500	1,95	6410	
	72	9	9,04	8,8	0,375	19 000	12 000	0,083	61811	
	80	13	16,5	14	0,6	17 000	11 000	0,19	61911	
	90	11	20,3	14	0,695	16 000	10 000	0,27	* 16011	
	90	18	29,6	21,2	0,9	16 000	10 000	0,39	* 6011	
60	100	21	46,2	29	1,25	14 000	9 000	0,61	* 6211	
	120	29	74,1	45	1,9	12 000	8 000	1,35	* 6311	
	140	33	99,5	62	2,6	11 000	7 000	2,35	6411	
	78	10	11,9	11,4	0,49	17 000	11 000	0,11	61812	
60	85	13	16,5	14,3	0,6	16 000	10 000	0,2	61912	
	95	11	20,8	15	0,735	15 000	9 500	0,29	* 16012	
	95	18	30,7	23,2	0,98	15 000	9 500	0,41	* 6012	
	110	22	55,3	36	1,53	13 000	8 000	0,78	* 6212	
	130	31	85,2	52	2,2	11 000	7 000	1,7	* 6312	
	150	35	108	69,5	2,9	10 000	6 300	2,85	6412	

Anexo 10. Rodamientos rígidos de bolas de una hilera d 35-60 mm, parte 2.

Dimensiones					Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo			Factores de cálculo	
d	d ₁	D ₁	D ₂	r _{1,2} min.	d _a min.	D _a máx.	r _a máx.	k _r	f ₀
mm					mm				
35	38,2	42,8	—	0,3	37	45	0,3	0,015	14
	42,2	50,1	52,2	0,6	38,2	51,8	0,6	0,02	16
	44	53	—	0,3	37	60	0,3	0,02	14
	43,7	53,3	55,7	1	39,6	57,4	1	0,025	15
40	46,9	60	62,7	1,1	42	65	1	0,025	14
	46,1	61,7	—	1,1	42	65	1	0,025	13
	49,5	65,4	69,2	1,5	44	71	1,5	0,03	13
	57,4	79,6	—	1,5	46	89	1,5	0,035	12
	43,2	48,1	—	0,3	42	50	0,3	0,015	15
	46,9	55,1	—	0,6	43,2	58,8	0,6	0,02	16
45	49,4	58,6	—	0,3	42	66	0,3	0,02	16
	49,2	58,8	61,1	1	44,6	63,4	1	0,025	15
	52,6	67,4	69,8	1,1	47	73	1	0,025	14
	52	68,8	—	1,1	47	73	1	0,025	13
50	56,1	73,8	77,7	1,5	49	81	1,5	0,03	13
	62,8	87	—	2	53	97	2	0,035	12
	49,1	53,9	—	0,3	47	56	0,3	0,015	17
	52,4	60,6	—	0,6	48,2	64,8	0,6	0,02	16
	55	65	—	0,6	48,2	71,8	0,6	0,02	14
	54,7	65,3	67,8	1	50,8	69,2	1	0,025	15
55	57,6	72,4	75,2	1,1	52	78	1	0,025	14
	62,1	82,7	86,7	1,5	54	91	1,5	0,03	13
	68,9	95,9	—	2	58	107	2	0,035	12
	55,1	59,9	—	0,3	52	63	0,3	0,015	17
60	56,9	65,1	—	0,6	53,2	68,8	0,6	0,02	16
	60	70	—	0,6	53,2	76,8	0,6	0,02	14
	59,7	70,3	72,8	1	54,6	75,4	1	0,025	15
	62,5	77,4	81,7	1,1	57	83	1	0,025	14
65	68,7	91,1	95,2	2	61	99	2	0,03	13
	75,4	105	—	2,1	64	116	2	0,035	12
	60,6	66,4	—	0,3	57	70	0,3	0,015	17
	63,2	71,8	—	1	59,6	75,4	1	0,02	16
	67	78,1	—	0,6	58,2	86,8	0,6	0,02	14
	66,3	78,7	81,5	1,1	61	84	1	0,025	15
70	69	85,8	89,4	1,5	64	91	1,5	0,025	14
	75,3	99,5	104	2	66	109	2	0,03	13
	81,5	114	—	2,1	69	126	2	0,035	12
	65,6	72,4	—	0,3	62	76	0,3	0,015	17
75	68,2	76,8	—	1	64,6	80,4	1	0,02	16
	72	83	—	0,6	63,2	91,8	0,6	0,02	14
	71,3	83,7	86,5	1,1	66	89	1	0,025	16
	75,5	94,6	98	1,5	69	101	1,5	0,025	14
	81,8	108	113	2,1	72	118	2	0,03	13
	88,1	122	—	2,1	74	136	2	0,035	12

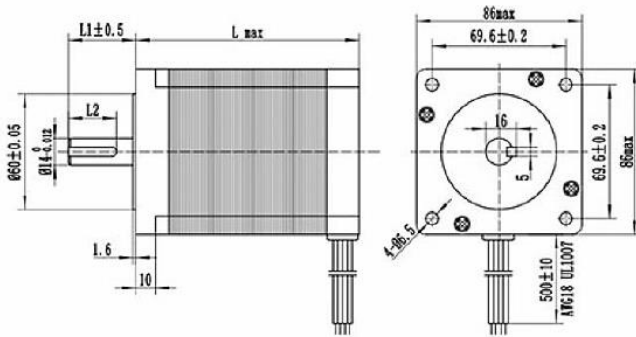
Anexo 11. Ficha técnica del motor NEMA 34

Nema 34 86HS 2 phase 1.8° hybrid stepper motor

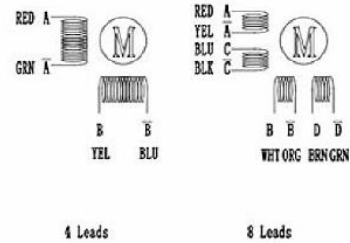


Dimensions

unit=mm



Wiring Diagram:



L1 and L2 can be customized according to customers' requirements.

Quick Detail:

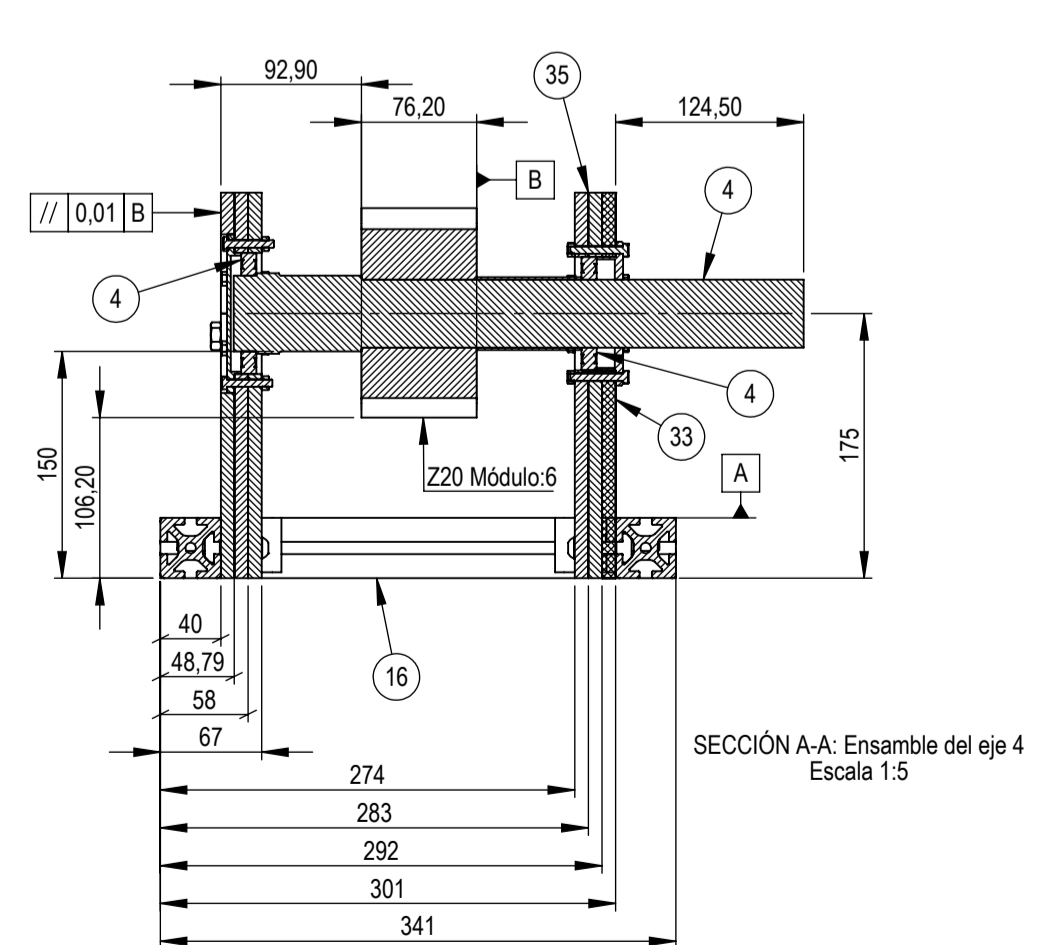
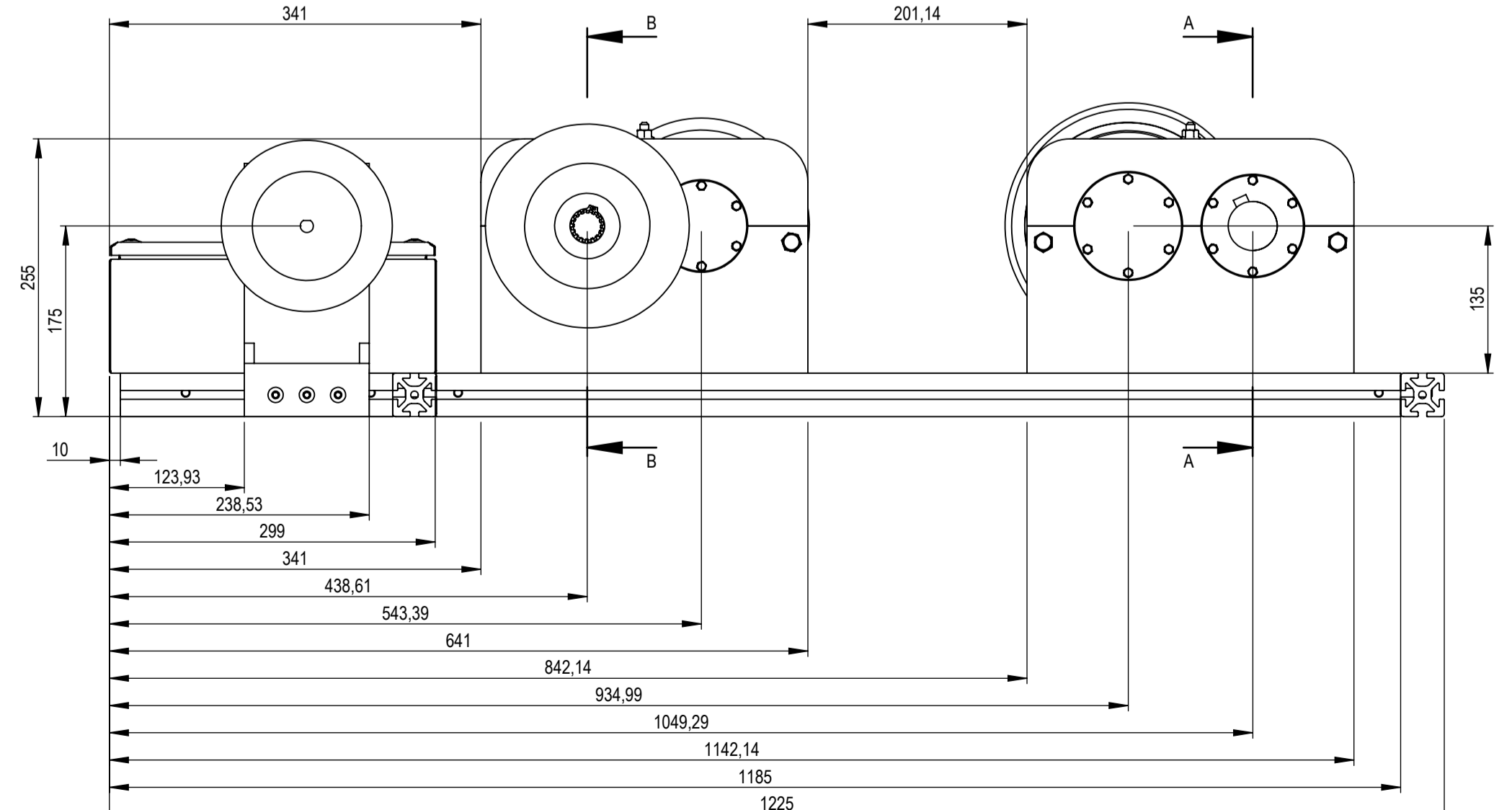
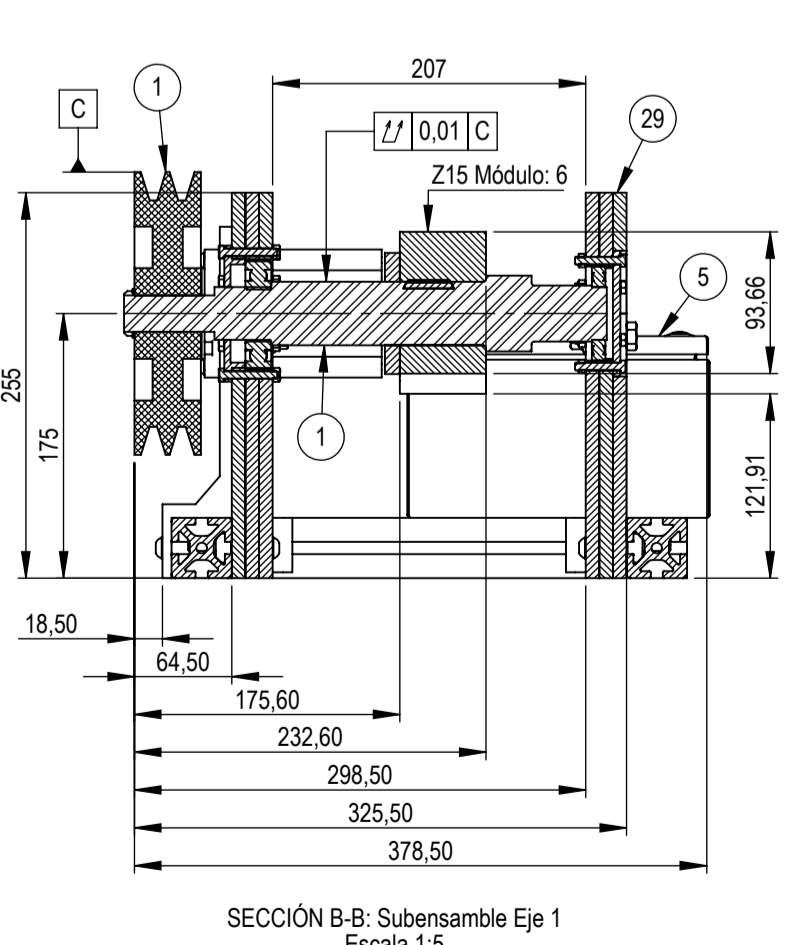
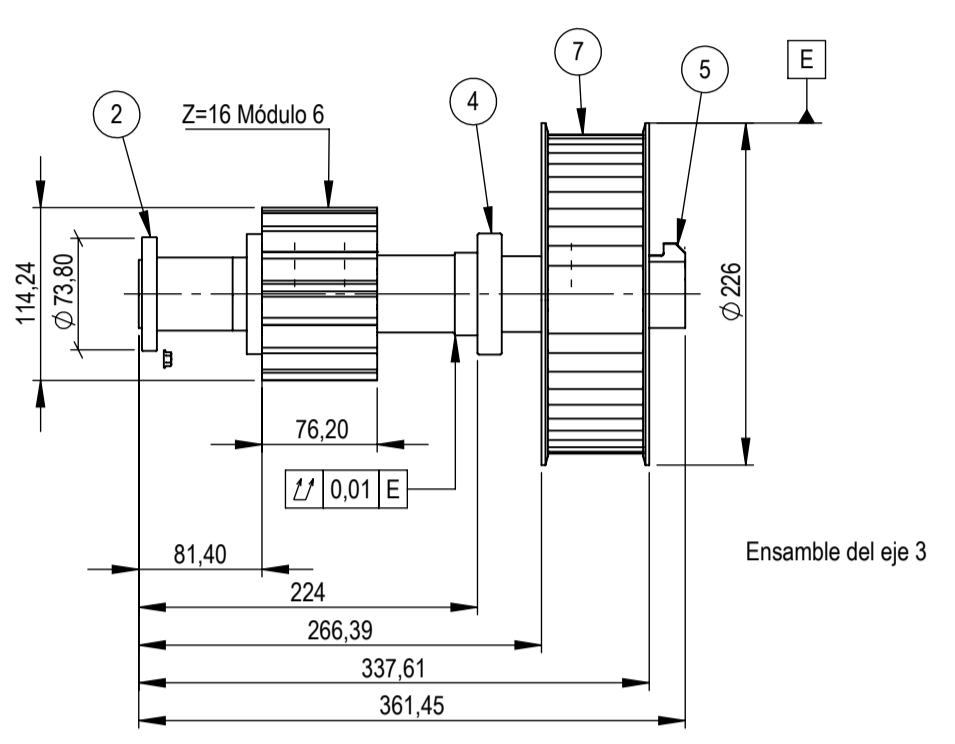
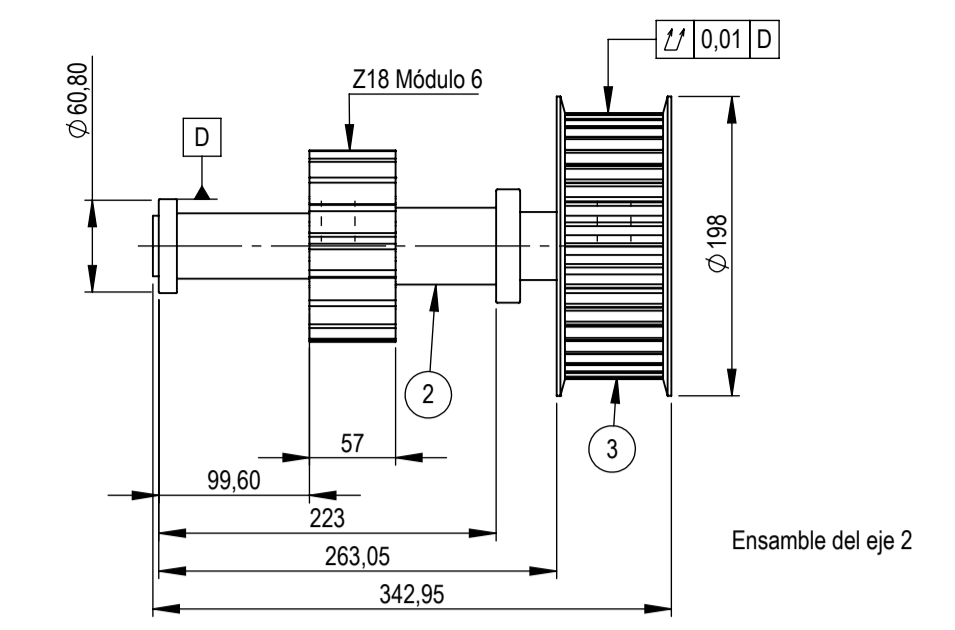
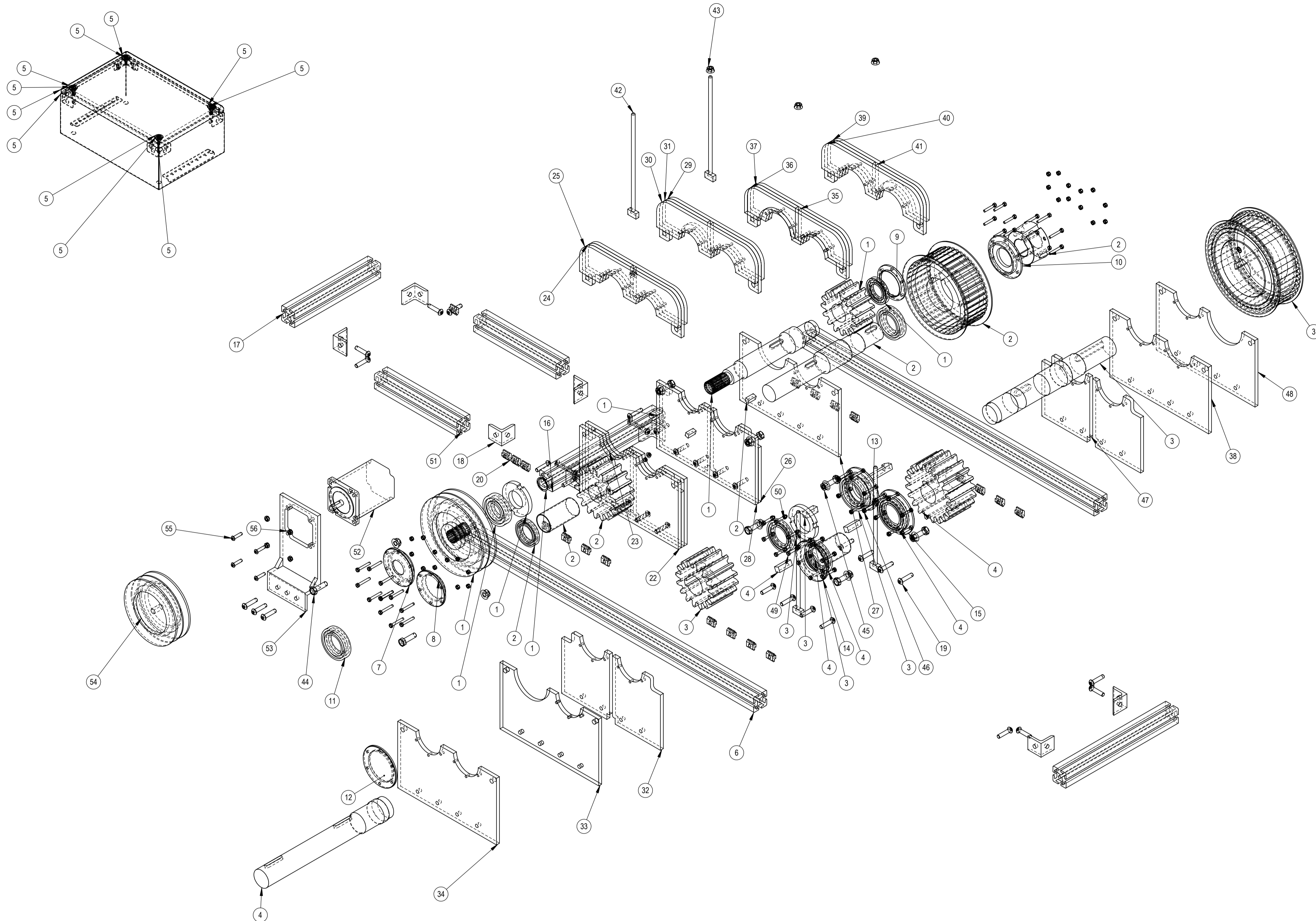
Item	Specifications
Step Angle Accuracy	±5%
Resistance Accuracy	±10%
Inductance Accuracy	±20%
Temperature Rise	80°C Max
Ambient Temperature	-20°C~+50°C
Insulation Resistance	100MΩMin.500VDC
Dielectric Strength	500VAC for one minute
Shaft Radial Play	0.02Max.(450g-load)
Shaft Axial Play	0.08Max.(450g-load)

Model No	Step Angle (°)	Rated Voltage (V)	Rated Current (A)	Phase Resistance (Ω)	Phase Inductance (mH)	Holding Torque (Kg.cm)	Rotor Inertia (g.cm ²)	Motor Length (mm)	Leads No.	Motor Weight (Kg)
86HS65-3004	1.8	3.3	3	1.1	6.5	28	1000	65	4	1.7
86HS68-4004	1.8	1.3	4	0.33	1.6	35	1200	68	4	1.7
86HS78-4004	1.8	1.5	4	0.38	2.5	35	1400	78	4	2.3
87HS78-4204	1.8	1.9	4.2	0.45	4	45	1400	78	4	2.3
87HS78-6008	1.8	3.0	6	0.5	4	45	1400	78	8	2.3
86HS82-4504	1.8	1.4	4.5	0.32	2.8	45	1500	82	4	2.5
86HS82-5608	1.8	2.0	5.6	0.35	3	50	1500	82	8	2.5
86HS100-5004	1.8	2.5	5	0.5	4	68	2100	100	4	3.2
86HS100-5008	1.8	2.5	5	0.5	4	65	2100	100	8	3.2
86HS118-6004	1.8	3.6	6	0.6	6	85	2700	118	4	3.7
86HS118-5608	1.8	3.4	5.6	0.6	6	85	2700	156	8	3.7
86HS156-5504	1.8	3.9	5.5	0.7	9	120	4000	156	4	5.5
86HS156-6204	1.8	3.6	6.2	0.75	9	122	4000	156	8	6.5

Above only for representative products, products of special request can be made according to the customer request.

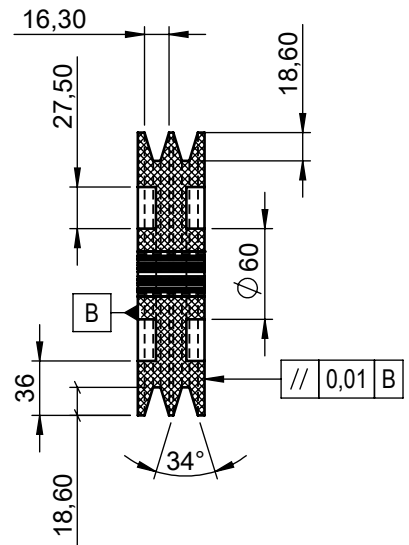
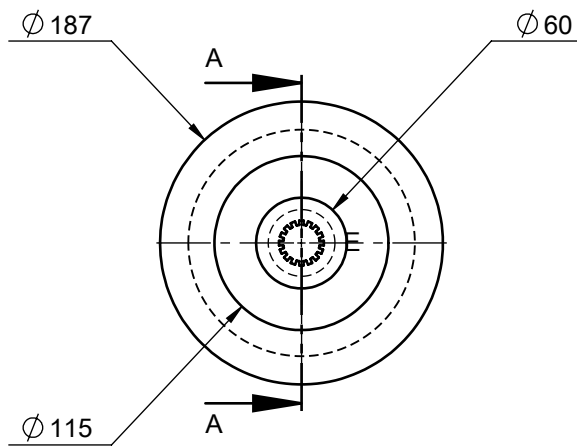
Anexo 13. Planos del prototipo didáctico para la evaluación de ejes portadores de engranes rectos y poleas.

PLANOS

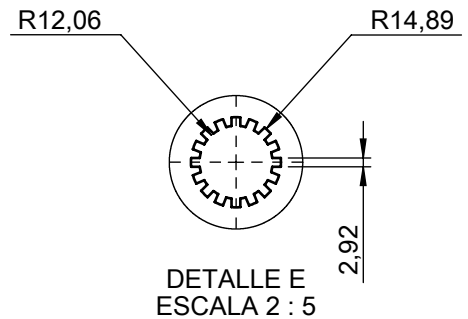
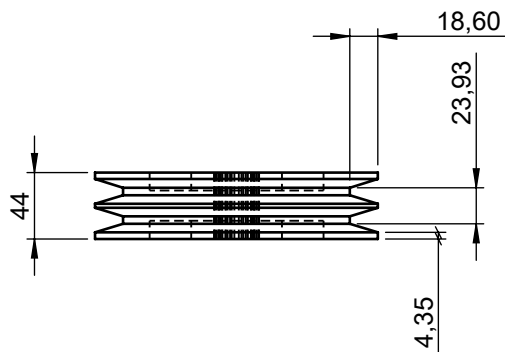


4	hex nut style 1_am(B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M6 x 1 -D-N)				56
4	socket button head cap screw, am(B18.3.4M - 6 x 1.0 x 25 SBHCS -N)				55
1	Poleav 2C motor 1				54
1	Soporte tipo riel				53
1	Motor NEMA 34 DEF				52
2	Perfil Ranurado 40X40X250				51
48	hex nut style 1_am(B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M5 x 0.8 -D-C)				50
18	formed hex screw, am(B18.2.3.2M - Formed hex screw, M5 x 0.8 x 30 -30CC)				49
1	E 2C-3C Pared inferior P1 CORREGIDA				48
1	E 2C-3C Pared inferior P2-2				47
30	formed hex screw, am(B18.2.3.2M - Formed hex screw, M5 x 0.8 x 35 -35CC)				46
8	hex flange nut, am(B18.2.2.4M - Hex flange nut, M10 x 1.5, with 15 WAF -C)				45
8	formed hex screw, am(B18.2.3.2M - Formed hex screw, M10 x 1.5 x 35 -35CC)				44
4	hex flange nut, am(B18.2.2.4M - Hex flange nut, M5 x 1.25 -C)				43
4	Varilla roscada				42
1	E 2C-3C Pared superior P2				41
1	E 2C-3C Pared superior P1-1				40
1	E 2C-3C Pared superior P1				39
1	E 2C-3C Pared inferior P1				38
1	E 2A-3A Pared superior 2				37
1	E 2A-3A Pared superior 1-1				36
1	E 2A-3A Pared superior 1				35
1	E 2A-3A Pared inferior P2				34
1	E 2A-3A Pared inferior P1-1				33
1	E 2A-3A Pared inferior P1				32
1	E 1D-2C Pared superior P1				31
1	E 1D-2C Pared superior P2				30
1	E 1D-2C Pared superior P1-1				29
1	E 1D-2C Pared inferior P1				28
1	E 1D-2C Pared inferior P1-1				27
1	E 1D-2C Pared inferior P2				26
2	E 1B-2A Pared superior P2				25
1	E 1B-2A Pared superior P1				24
1	E 1B-2A Pared inferior P2				23
2	E 1B-2A Pared inferior P1				22
1	hex flange nut, am(B18.2.2.4M - Hex flange nut, M5 x 0.8 -N)				21
20	luerca en t				20
35	socket button head cap screw, am(B18.3.4M - 8 x 1.25 x 35 SBHCS -N)				19
8	55371937_T-Slotted Framing union				18
1	PERFIL RANURADO medio interno				17
2	PERFIL RANURADO medio				16
1	Tapeta cieja E-4 P-C				15
1	Tapeta cieja E-4 P-A				14
1	Tapeta cieja E-3 P-C				13
1	Tapeta cieja E-3 P-A				12
1	radial ball bearing_68_ski(SKF - 6009 - 16 SI, NC, 16, 68)				11
1	Tapeta cieja E-2 P-C				10
1	Tapeta cieja E-1 P-D				9
1	Tapeta cieja E-2 P-A				8
1	Tapeta cieja E-1 P-B				7
2	PERFIL RANURADO				6
1	49066				5
1	Ensamble eje 4				4
1	Ensamble eje 3				3
1	Ensamble eje 2				2
1	Ensamble eje 1				1

Denominación	No. de Norma /dibujo	Material	No. De orden	Numero de modelo/semiproducto	Peso g/pez a	Observación
Tolerancia: ± 0.5		Peso (g): 26789.7783		Material: Varios		
Fecha: 13/1/2024		Nombre: Alvarado, Roberto		Denominación: Banco didáctico de ejes, engranes y poleas		
Dib.:		Rev.:		Escala: 1:5		
Apro.:		Ingr. César Arriba		Registro:		
Edición		Modificación		Número de lámina: 1 de 10		
Fecha		Nombre		UTA-FICM INGENIERÍA MECÁNICA (Sustitución)		

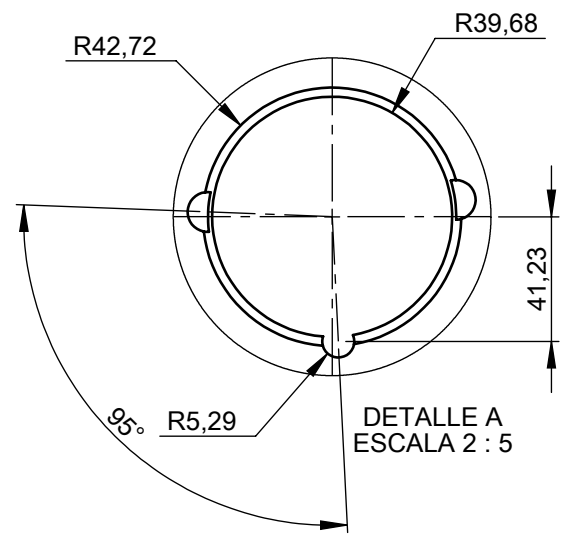
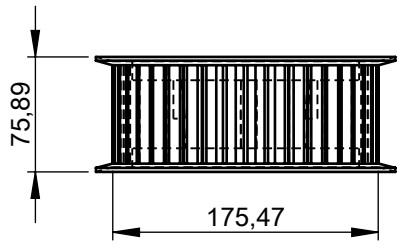
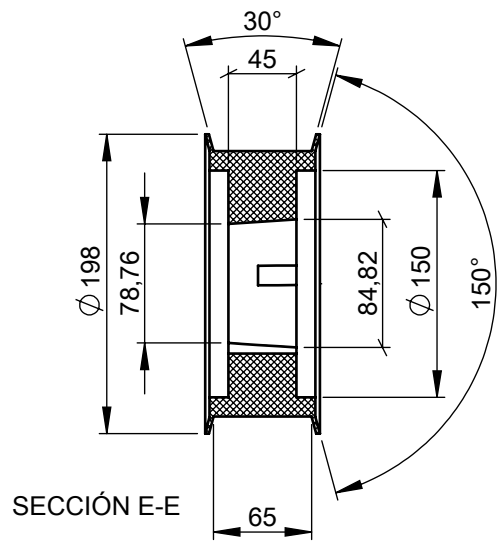
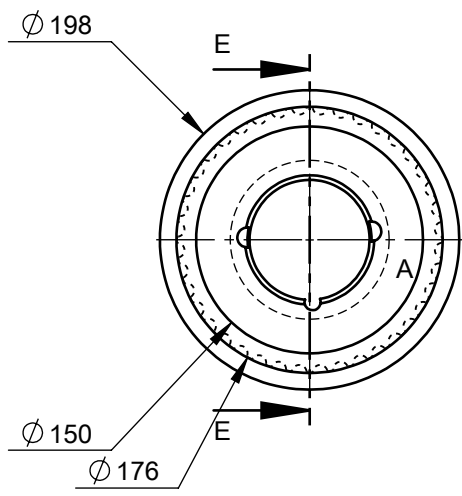


SECCIÓN A-A

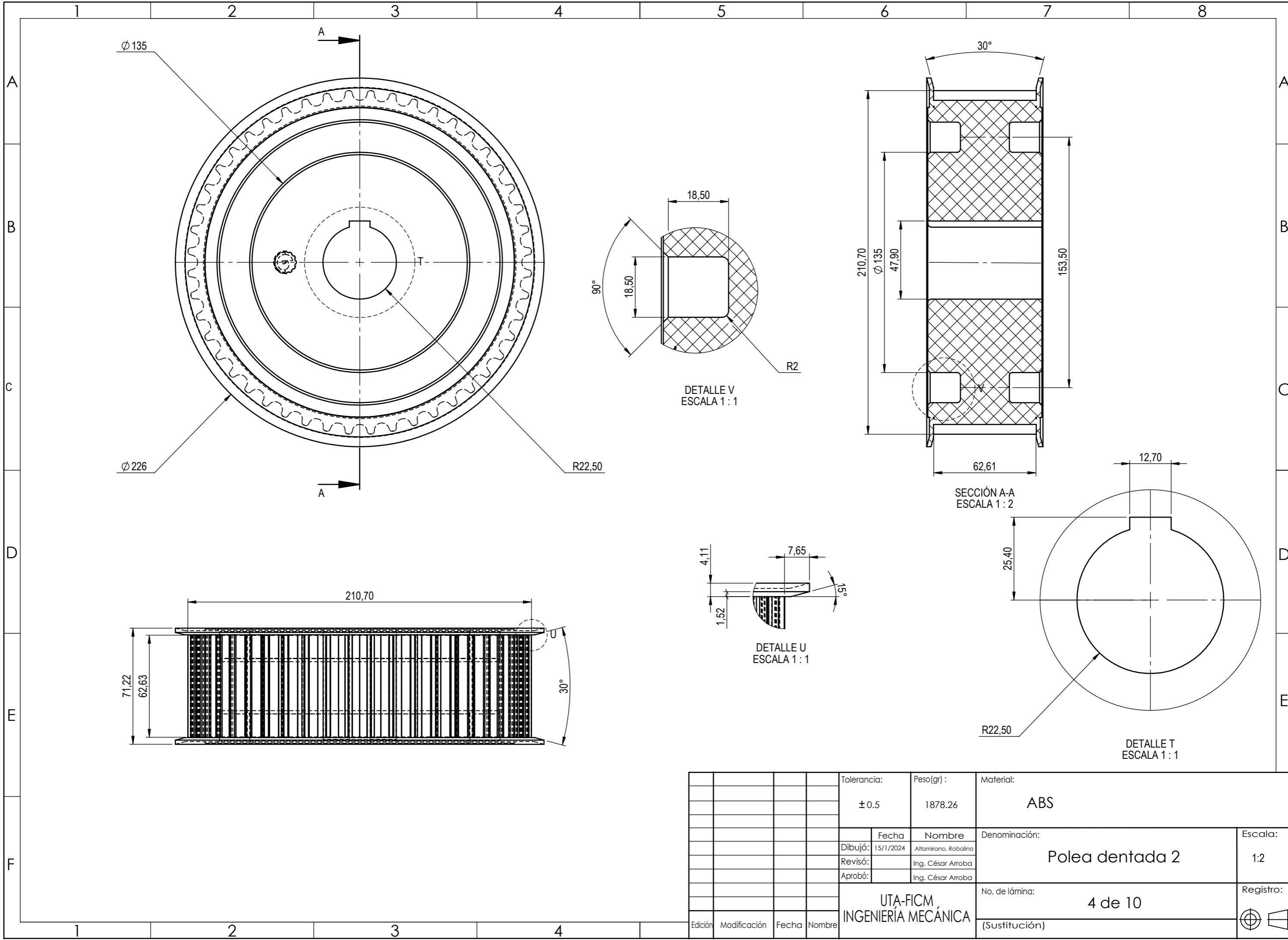


DETALLE E
ESCALA 2 : 5

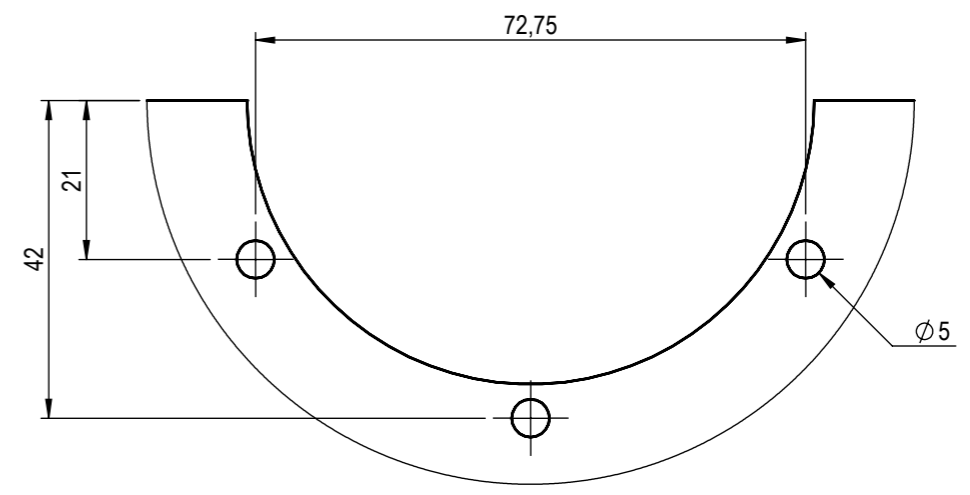
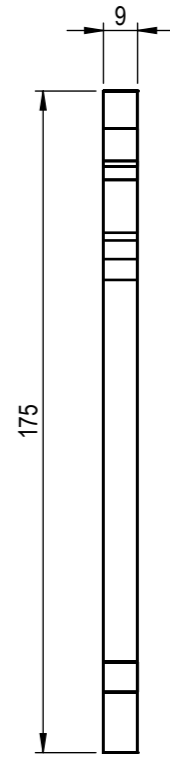
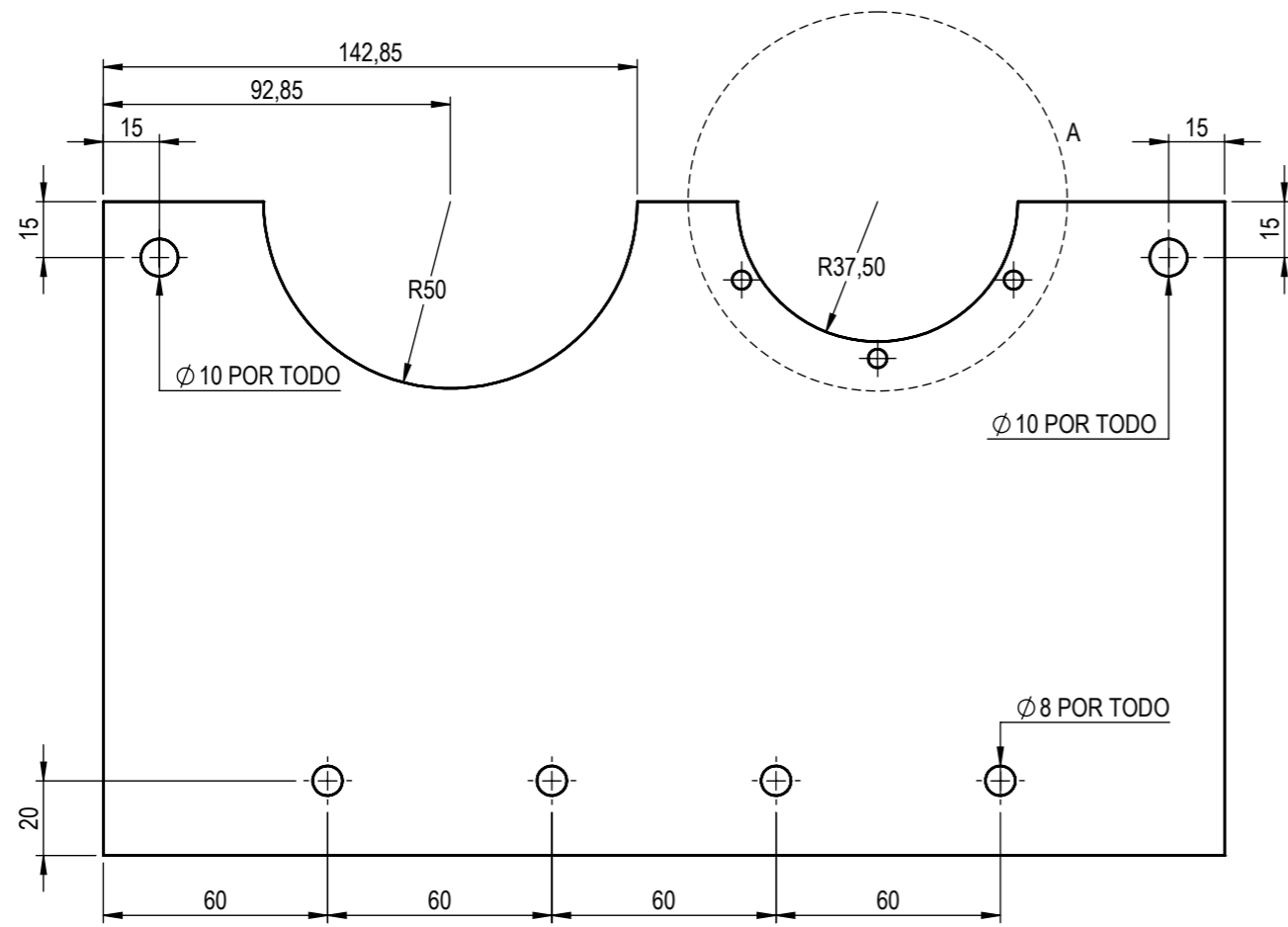
				Tolerancia: ± 0.5	Peso [g]: 701.404	Material: Polipropileno Reciclado	
				Dibujó: 15/1/2024	Nombre: Altamirano, Robalino	Denominación: Polea V 2C	
				Revisó: Ing. César Arroba		Escala: 1:1	
				Aprobó: Ing. César Arroba		Registro:	
				FICM U.T.A.		No. de lámina: 2 de 10	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERÍA MECÁNICA		(Sustitución)	



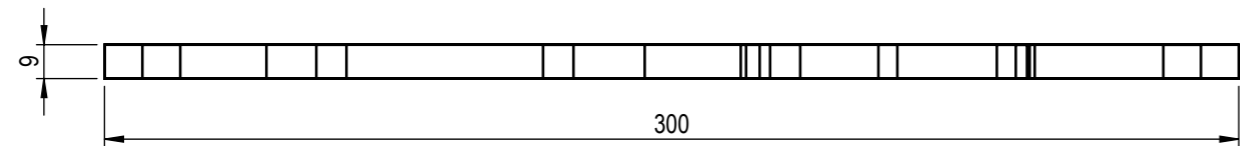
				Tolerancia:	Peso [g]:	Material:	
				± 0.5	965.846	ABS	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 15/1/2024	Altamirano, Robalino	Polea dentada 1	1:1
				Revisó:	Ing. César Arroba		
				Aprobó:	Ing. César Arroba		
				FICM U.T.A.		No. de lámina:	Registro:
				INGENIERÍA MECÁNICA		3 de 10	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



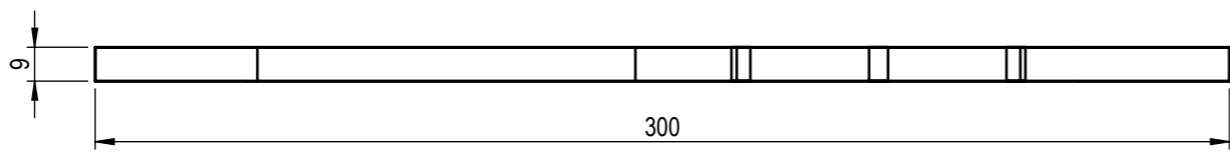
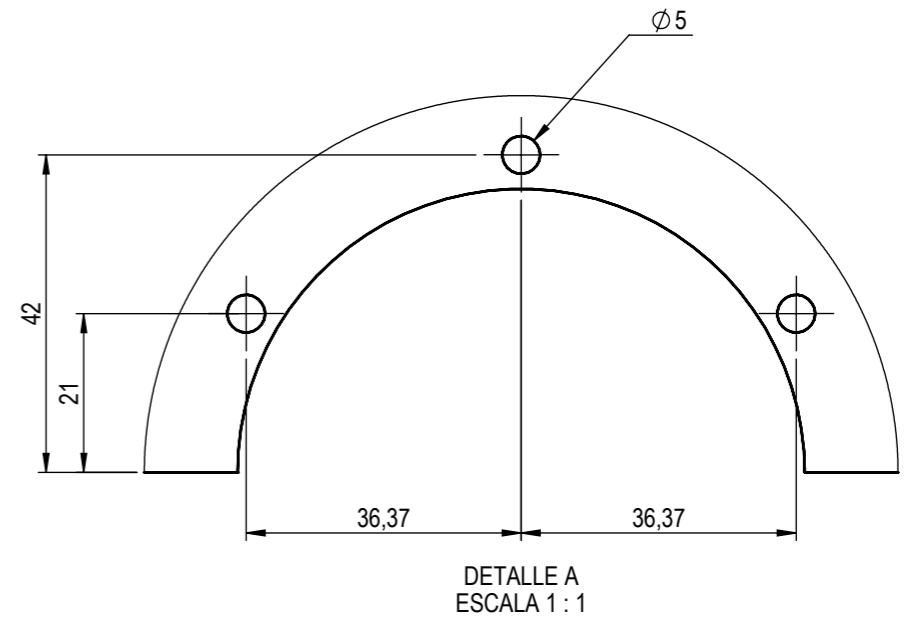
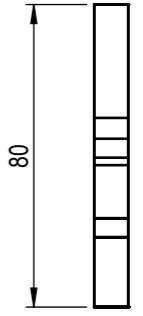
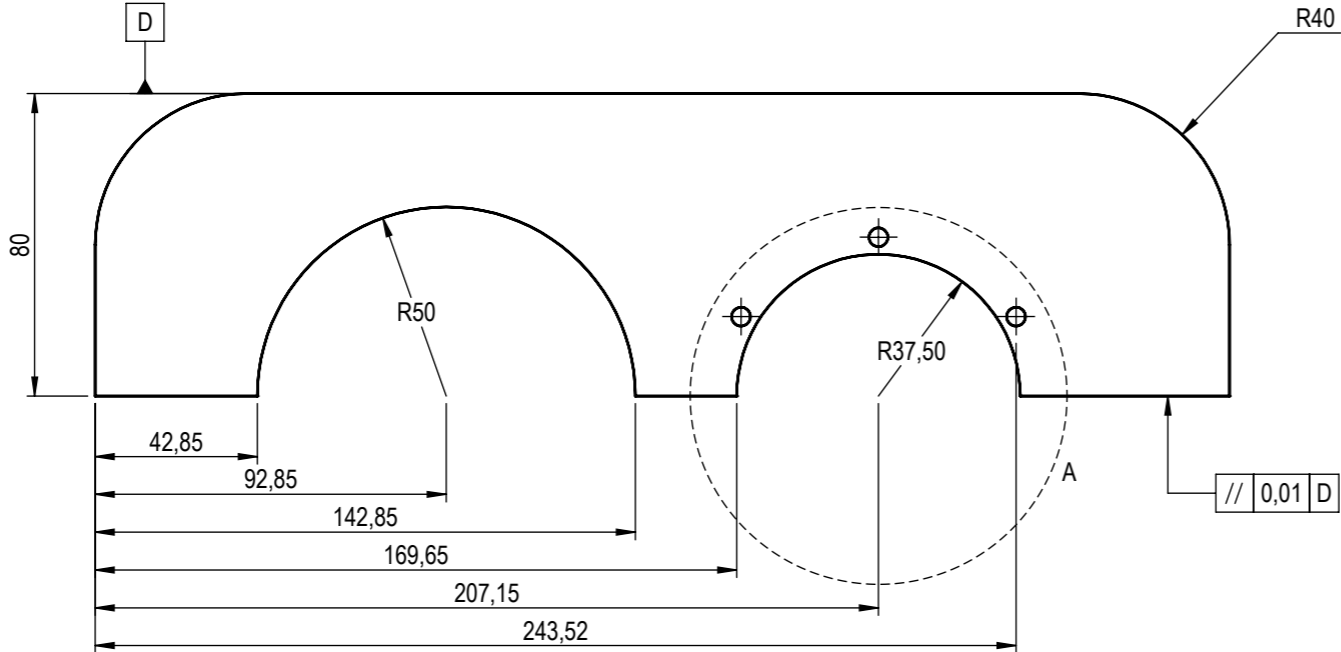
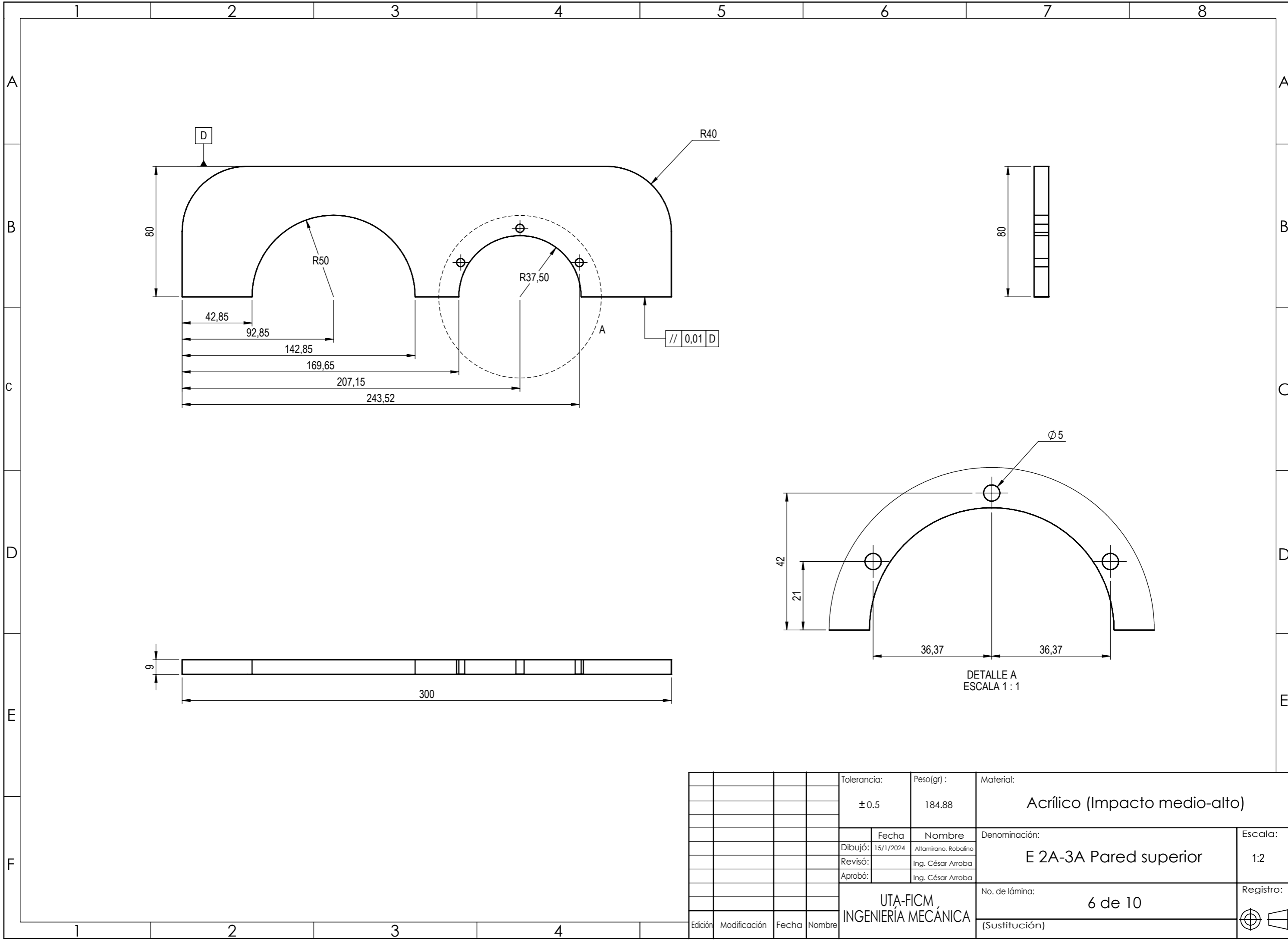
				Tolerancia:	Peso(gr) :	Material:	
				± 0.5	1878.26	ABS	
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó: 15/1/2024	Altamirano, Robalino	Polea dentada 2	
				Revisó:	Ing. César Arroba	Escala:	
				Aprobó:	Ing. César Arroba	1:2	
				UTA-FICM INGENIERIA MECÁNICA		No. de lámina:	Registro:
						4 de 10	(Sustitución)
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



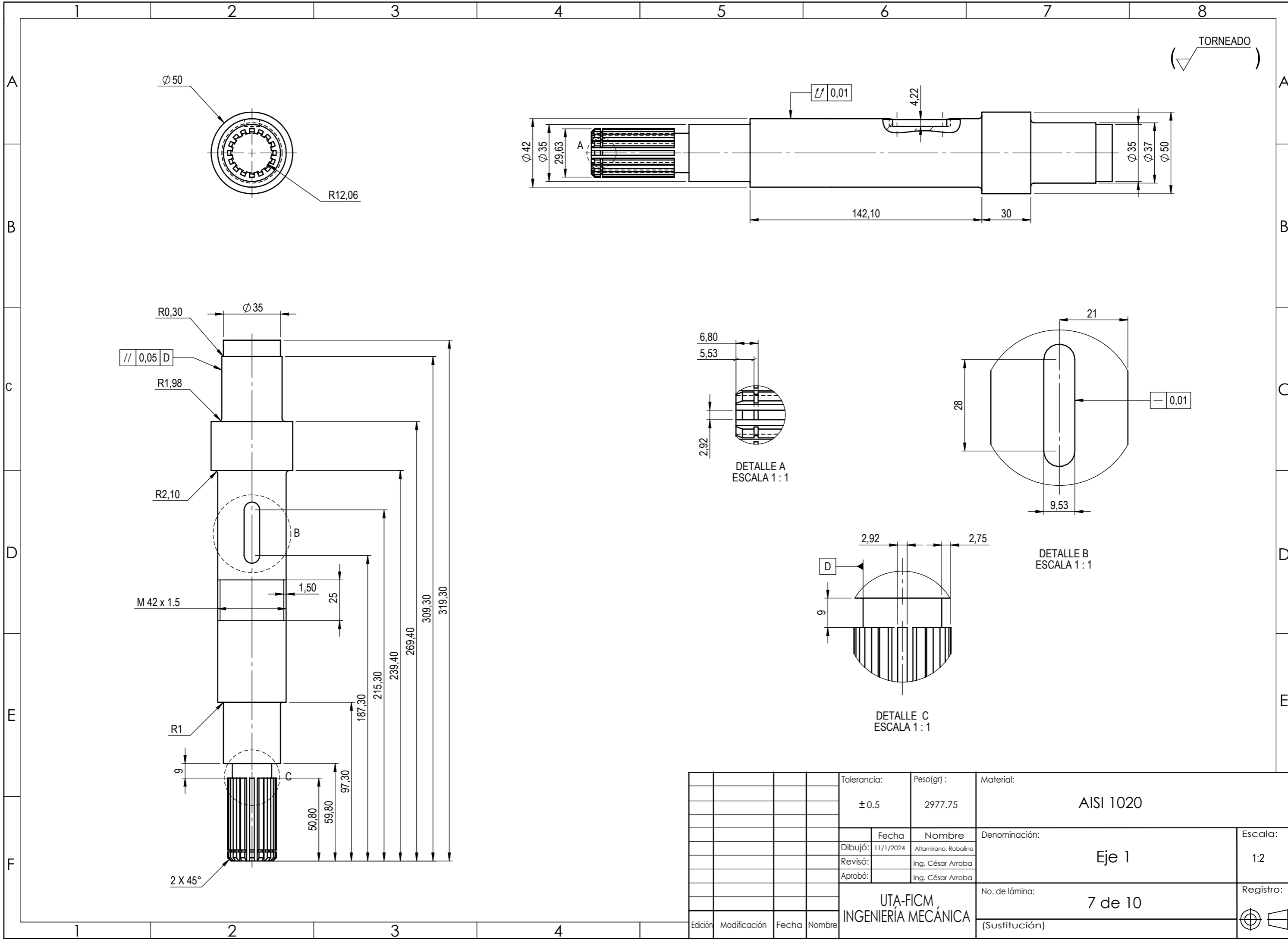
DETALLE A
ESCALA 1 : 1



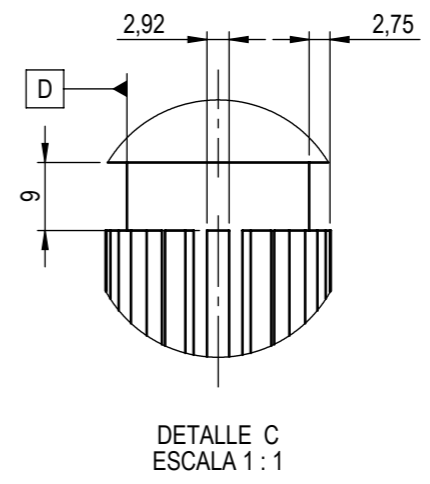
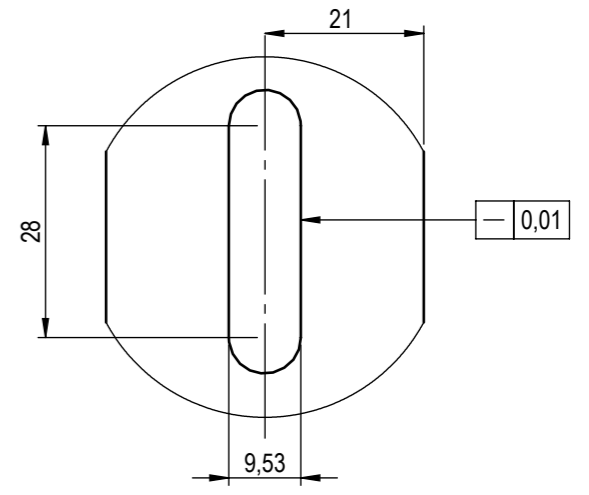
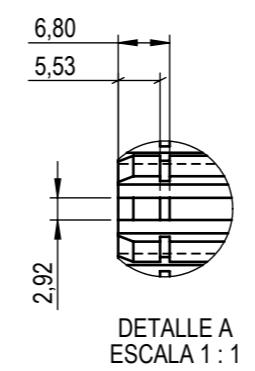
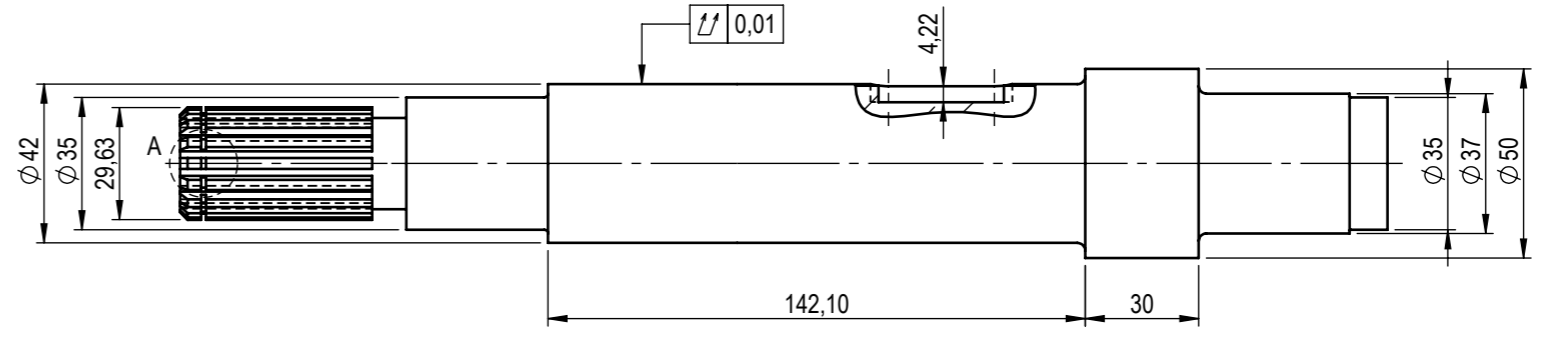
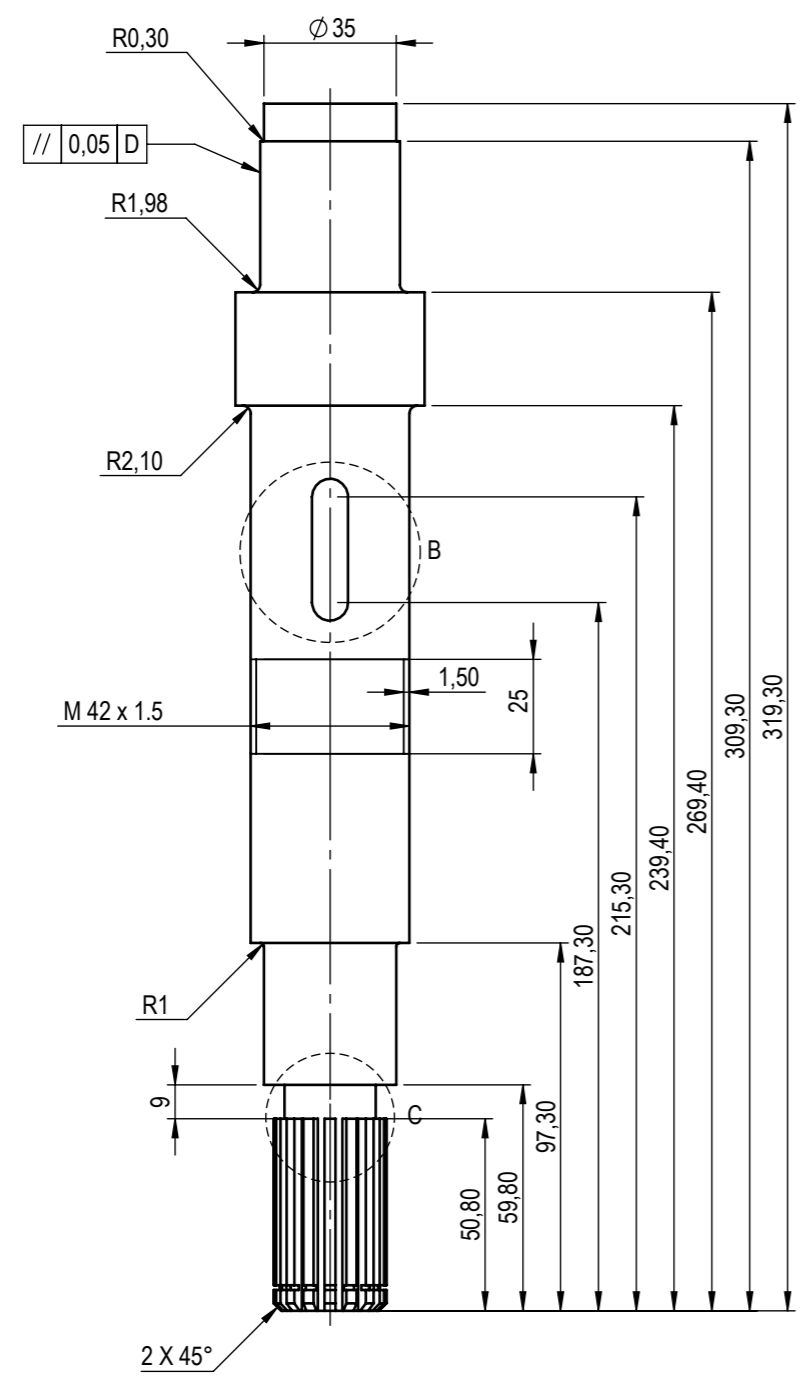
				Tolerancia:	Peso(gr) :	Material:		
				± 0.5	496.23	Ing. César Arroba		
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dibujó: 15/1/2024	Altamirano, Robalino	E 2A-3A Pared Inferior		1:2
				Revisó:	Ing. César Arroba			
				Aprobó:	Ing. César Arroba			
				UTA-FICM INGENIERÍA MECÁNICA		No. de lámina:		Registro:
						5 de 10		⊕
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)		⊞



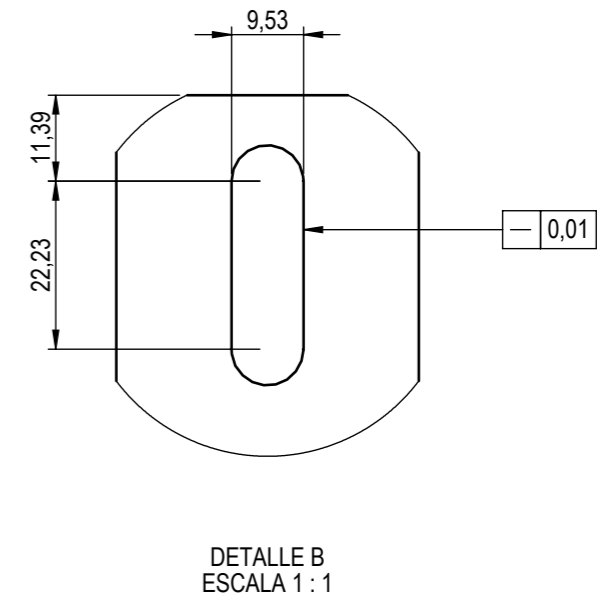
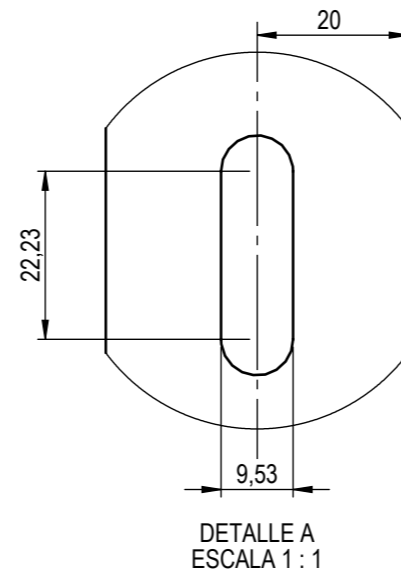
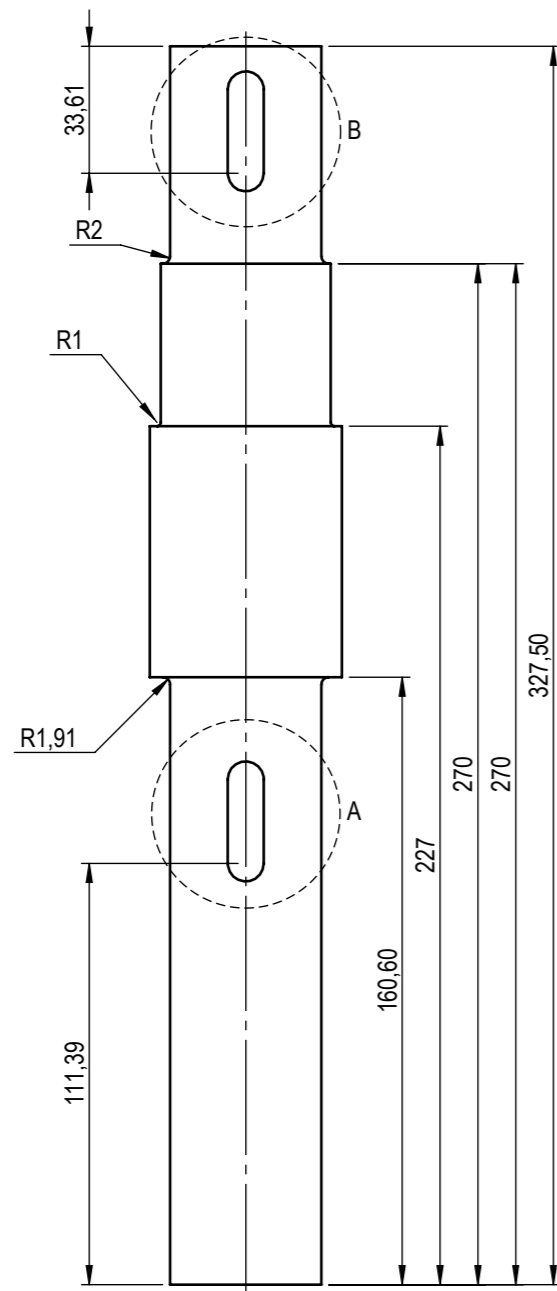
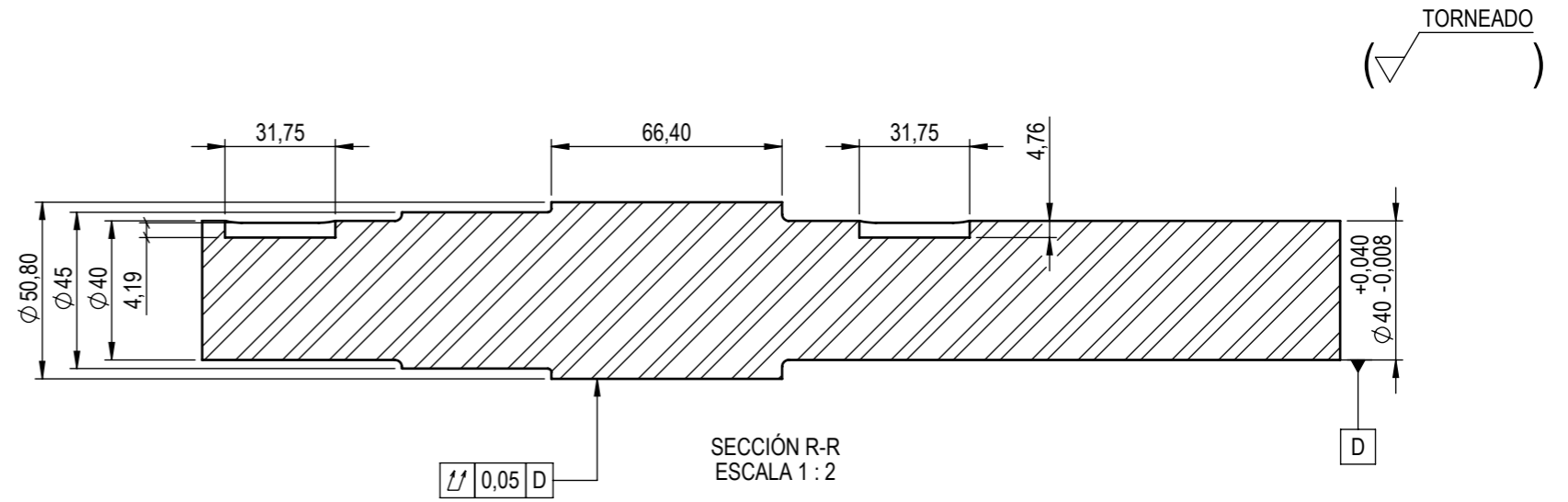
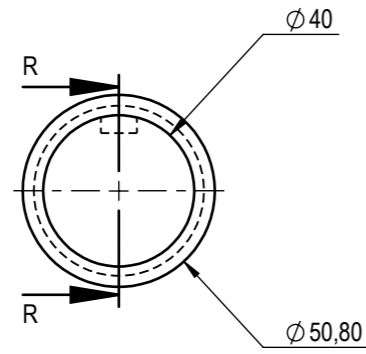
				Tolerancia:	Peso(gr) :	Material:		
				± 0.5	184.88	Acrílico (Impacto medio-alto)		
				Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
				Dibujó: 15/1/2024	Altamirano, Robalino	E 2A-3A Pared superior		1:2
				Revisó:	Ing. César Arroba			
				Aprobó:	Ing. César Arroba			
				UTA-FICM INGENIERIA MECÁNICA		No. de lámina:		Registro:
						6 de 10		⊕
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)		⊕



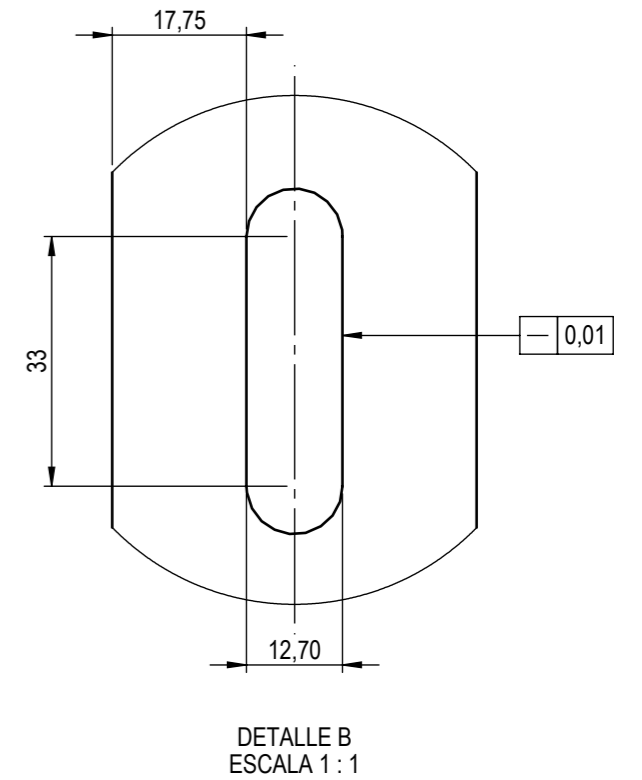
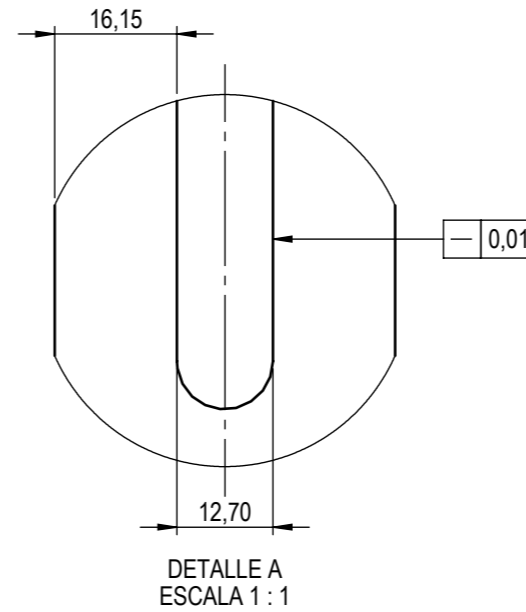
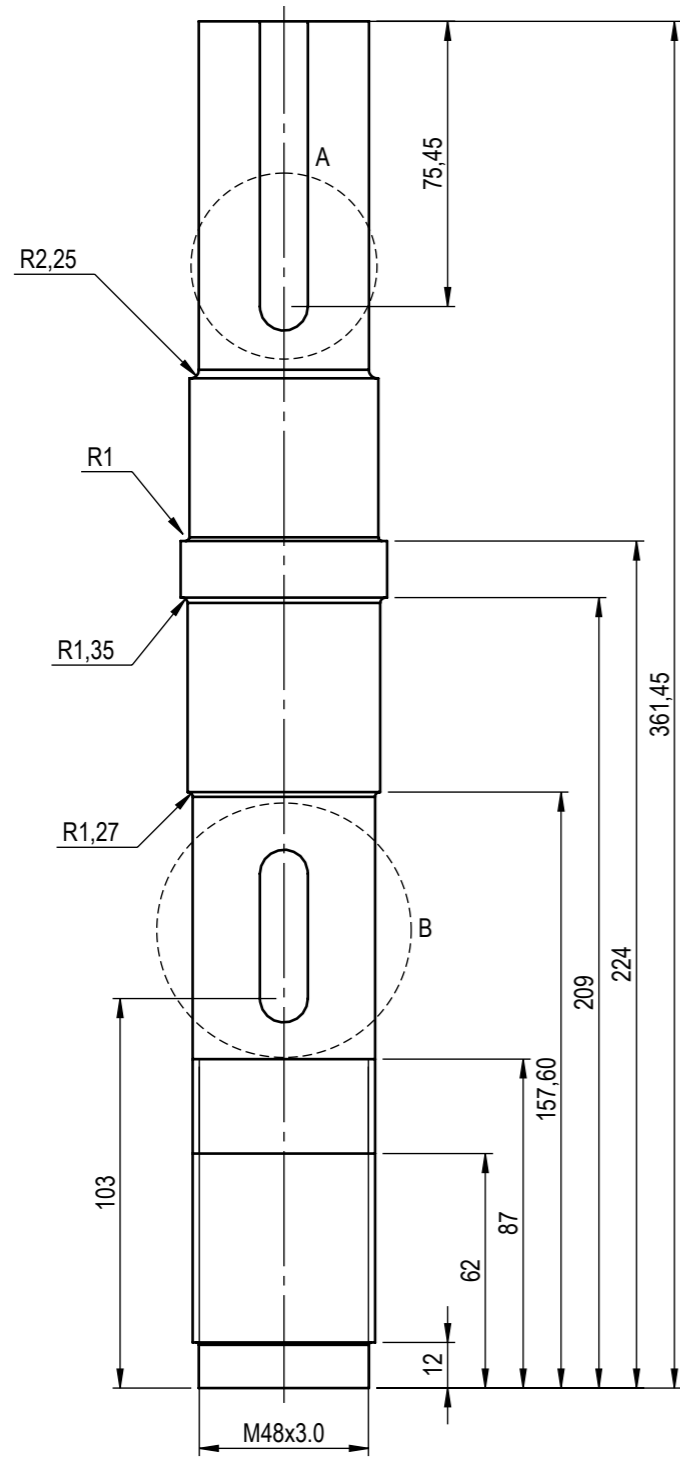
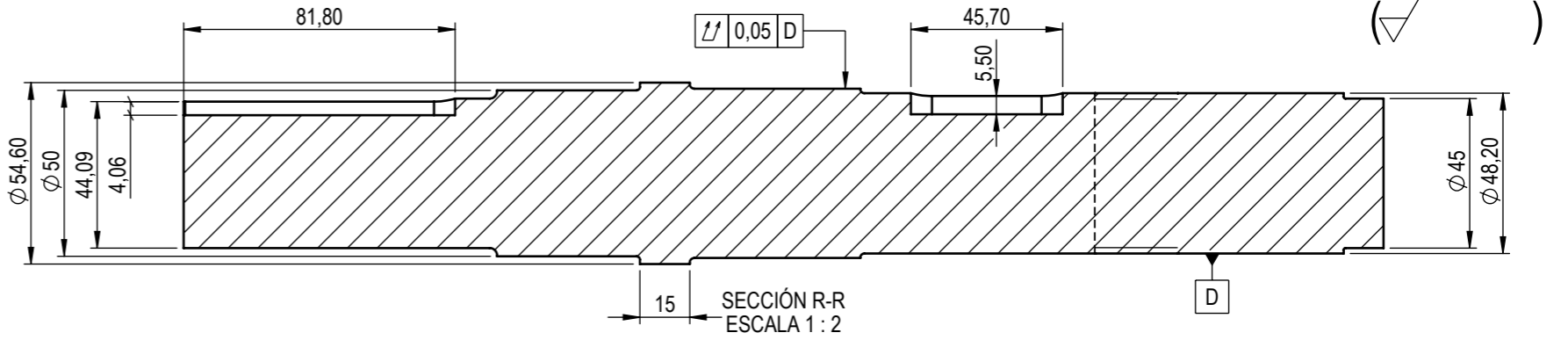
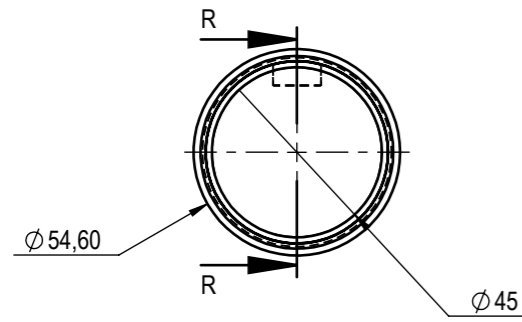
TORNEADO



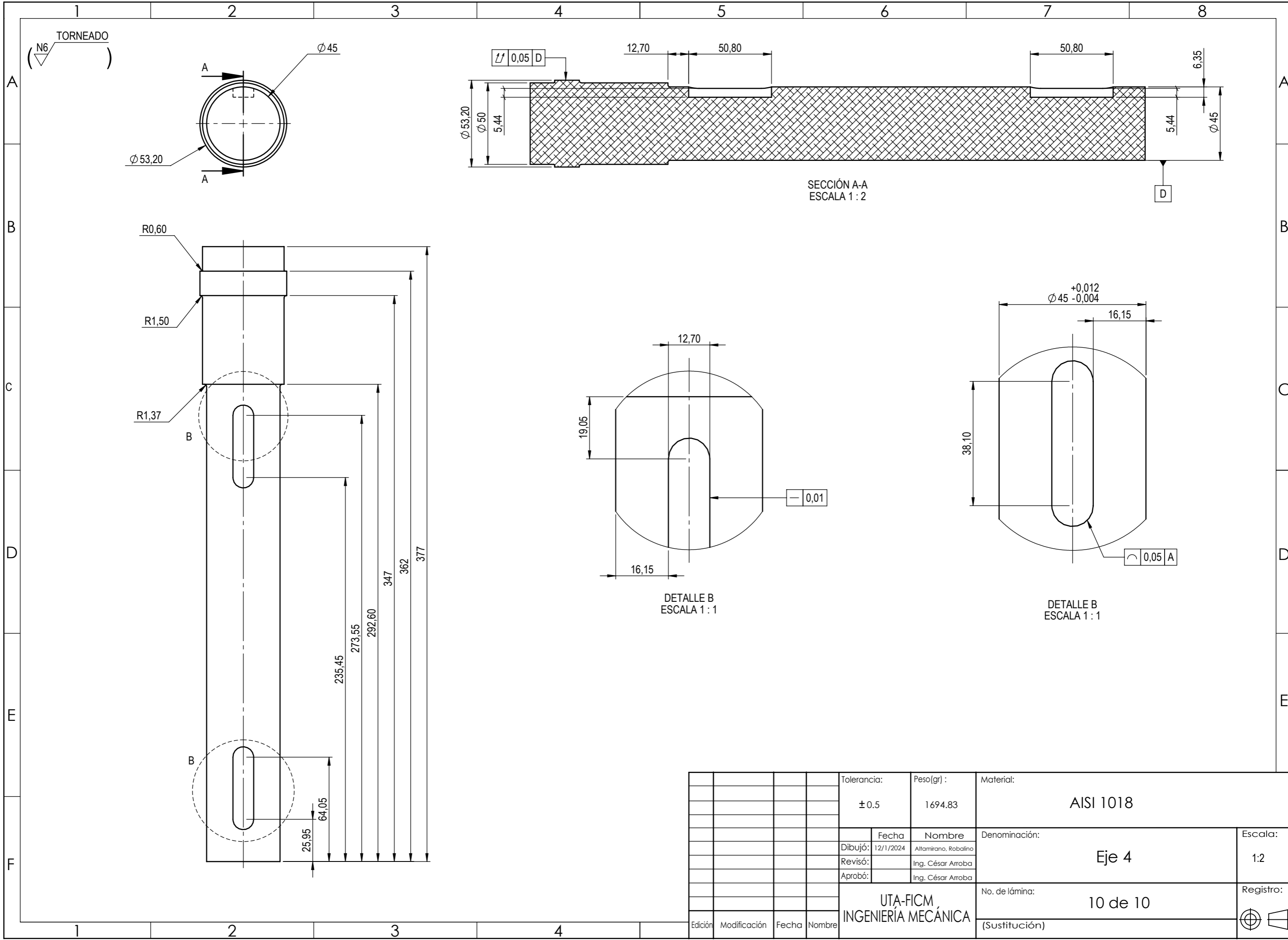
				Tolerancia:	Peso(gr) :	Material:	
				± 0.5	2977.75	AISI 1020	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 11/1/2024	Altamirano, Robalino	Eje 1	1:2
				Revisó:	Ing. César Arroba		
				Aprobó:	Ing. César Arroba		
				UTA-FICM INGENIERIA MECÁNICA		No. de lámina:	Registro:
						7 de 10	(Sustitución)
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



				Tolerancia:	Peso(gr) :	Material:	
				± 0.5	3750.05	AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó: 11/1/2024	Altamirano, Robalino	Eje 2	
				Revisó:	Ing. César Arroba	Escala:	
				Aprobó:	Ing. César Arroba	1:2	
				UTA-FICM INGENIERÍA MECÁNICA		No. de lámina:	Registro:
						8 de 10	(Sustitución)
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



				Tolerancia:	Peso(gr) :	Material:	
				± 0.5	651.84	AISI 1018	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	11/1/2024	Altamirano, Robalino	Eje 3
				Revisó:		Ing. César Arroba	
				Aprobó:		Ing. César Arroba	Escala:
							1:2
				UTA-FICM INGENIERÍA MECÁNICA		No. de lámina:	Registro:
						9 de 10	(Sustitución)
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



				Tolerancia:	Peso(gr):	Material:	
				± 0.5	1694.83	AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó: 12/1/2024	Altamirano, Robalino	Eje 4	
				Revisó:	Ing. César Arroba	Escala:	
				Aprobó:	Ing. César Arroba	1:2	
				UTA-FICM INGENIERIA MECÁNICA		No. de lámina:	Registro:
						10 de 10	(Sustitución)
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				