

FACULTAD DE INGENIERÍA

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Tesis

**Diseño de un mecanismo giratorio de precisión de un
torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector
de turbinas PELTON**

Cristian Alejandro Moreno
Luis Alberto Moreno Quillatupa

Para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

Huancayo, 2022

Repositorio Institucional Continental
Tesis digital



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

ASESOR

Ing. Roberto Quispe Cabana

AGRADECIMIENTOS

Esta tesis es el resultado de un arduo trabajo y compromiso que agradecemos a las personas que han contribuido a la culminación satisfactoria de este proyecto, dar las gracias a la Universidad por brindarnos una formación académica acorde a las exigencias actuales, como también por brindarnos sus instalaciones para recabar datos y realizar avances del proyecto.

También agradecer a la Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica y a toda su plana de docentes por sus conocimientos teóricos y prácticos impartidos en estos años de formación.

Del mismo modo queremos expresar nuestra gratitud al ingeniero Roberto Quispe Cabana quien, con sus conocimientos y experiencia, nos brindó la asesoría durante el proceso de realización de la presente tesis que nos permite concluir con nuestros objetivos.

También manifestar un agradecimiento especial a la empresa Maqor S. A. C. por brindarnos sus instalaciones, materiales, equipos y herramientas para el diseño y fabricación del torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton. Además de hacer mención del ingeniero Henry Orihuela Romero quien es Gerente General de la empresa, gracias por brindarnos sus conocimientos teóricos y prácticos para el desarrollo de nuestro proyecto.

Para finalizar, queremos agradecer a nuestros hermanos, familiares y en especial a nuestros padres, quienes fueron los pilares principales que permitieron que culminemos este proceso de formación profesional satisfactoriamente.

DEDICATORIA

A nuestros padres, por su paciencia, comprensión y apoyo incondicional durante nuestra formación técnica, académica y profesional.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Asesor	ii
Agradecimientos.....	iii
Dedicatoria	iv
Índice de contenidos	v
Índice de figuras	ix
Índice de tablas	xii
Resumen.....	xv
Abstract.....	xvi
Introducción.....	xvii
CAPÍTULO I.....	19
PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO	19
1.1 Caracterización y formulación del problema	19
1.1.1 Caracterización del problema.....	19
1.1.2 Formulación del problema	21
1.1.2.1 Problema general.....	21
1.1.2.2 Problemas específicos.....	21
1.2 Objetivos	22
1.2.1 Objetivo general	22
1.2.2 Objetivos específicos.....	22
1.3 Justificación	22
1.3.1 En lo teórico.....	22
1.3.2 En lo práctico.....	22
1.3.3 En lo metodológico	23
1.3.4 En lo económico	23
CAPÍTULO II.....	24
MARCO TEÓRICO	24
2.1 Antecedentes de la investigación.....	24
2.1.1 Antecedentes internacionales.....	24
2.1.2 Antecedentes nacionales	30
2.2 Bases teóricas	32
2.2.1 Sistema de encendido y potencia.....	32

2.2.1.1	Motor eléctrico	32
2.2.1.2	Interruptor termomagnético.....	36
2.2.1.3	Conductores eléctricos (cables).....	38
2.2.2	Estructura	39
2.2.2.1	Eje.....	39
2.2.2.2	Mesa giratoria	45
2.2.2.3	El perno	47
2.2.2.4	Rodamientos.....	54
2.2.2.5	Soldadura	60
2.2.3	Mecanismos de transmisión	62
2.2.3.1	Poleas.....	62
2.2.3.2	Sistema de transmisión de potencia mediante fajas	65
2.2.3.3	Reductores de velocidad	74
2.2.4	Mecanizado	75
2.2.4.1	Descripción de mecanizado.....	75
2.2.4.2	Taladro fresador.....	86
2.2.4.3	Torno	88
2.2.5	Vibraciones mecánicas.....	91
2.2.5.1	Forma de onda del desplazamiento.....	91
2.2.5.2	Vibración armónica simple.....	92
2.2.5.3	Parámetros admisibles de vibración	93
2.2.6	Anillo de turbina.....	93
2.2.7	Mediciones (metrología)	96
2.2.7.1	Tipos de metrología	96
2.2.7.2	Sistemas de medición.....	97
2.2.7.3	Límites de tolerancia.....	97
2.2.7.4	Instrumentos de medición.....	98
2.2.8	Diseño asistido por computadora (CAD)	101
2.2.8.1	Ventajas del CAD.....	102
2.2.8.2	Características generales que debe tener un software CAD	103
2.2.8.3	SolidWorks.....	104
2.3	Definición de términos básicos	106
CAPÍTULO III.....		109

4.2.10	Cálculo de vibración.....	206
CAPÍTULO V	214
CONSTRUCCIÓN	214
5.1	Construcción	214
5.1.1	Construcción de la base del torno.....	214
5.1.2	Construcción del eje del torno.....	215
5.1.3	Construcción de las bases del motor y reductor	215
5.1.4	Construcción de las poleas	216
5.1.5	Ensamble general	216
5.2.	Pruebas y resultados.....	217
5.2.1	Verificación de dimensiones	217
5.2.2	Inspección visual de juntas y soldadura.....	218
5.2.3	Verificación de la capacidad	219
5.2.4	Prueba de funcionamiento en vacío del torno.....	220
5.2.5	Prueba de funcionamiento con carga del torno.....	221
5.2.5.1	Referencia técnica para el rectificado de una décima	222
5.2.6	Resultados	224
5.3	Presupuesto de la máquina	227
5.3.1	Costo de materiales	227
5.3.2	Costos de elementos elaborados.....	229
5.4	Costos en otras empresas	232
5.4.1	Cotización de costos en otras empresas	232
5.4.2	Comparaciones de costos.....	234
Conclusiones	235
Trabajos futuros	237
Lista de referencias	238
Anexos	242

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Formas de onda de corriente continua y alterna.	32
Figura 2. Forma de onda trifásica de un generador alterno trifásico.	33
Figura 3. Clasificación de motores eléctricos AC según NEMA.	33
Figura 4. Montaje del rotor en un motor AC trifásico de inducción de jaula de ardilla.....	35
Figura 5. Partes principales de un motor eléctrico AC trifásico de inducción. ...	35
Figura 6. Relación de uso de interruptores automáticos.	37
Figura 7. Interruptores magnéticos Riel Din.	37
Figura 8. Interruptores magnéticos en la caja moldeada.....	38
Figura 9. Diseño básico de los cables de media y alta tensión	38
Figura 10. Coeficiente de acabado superficial.....	41
Figura 11. Concentración de tensión.....	41
Figura 12. Margen de seguridad para los casos de: a) material dúctil y b) material frágil.....	42
Figura 13. Disco en anillos de radio x , y de anchura dx	46
Figura 14. Terminología de roscas de tornillo	48
Figura 15. Perfil básico de las roscas métricas M y MJ (18)	48
Figura 16. Montaje en O.....	57
Figura 17. Montaje en X.	57
Figura 18. Curvas de características de rodamientos cónicos.	58
Figura 19. Representación simbólica de soldadura estándar AWS con la ubicación de los elementos del símbolo	60
Figura 20. Símbolos de soldadura por arco y autógena (18)	61
Figura 21. Poleas móviles.	63
Figura 22. Sistema simple de poleas con correa.....	65
Figura 23. Transferencia de potencia en una transmisión por correa.	67
Figura 24. Esquema de una correa trapezoidal.....	73
Figura 25. Colocación de la correa en el canal de la polea.	74
Figura 26. Ensamble de reductor de velocidad	75
Figura 27. Estructura y ángulos de corte de una cuchilla.....	78
Figura 28. Rangos de las propiedades para materiales de herramientas.	80

Figura 29. Proceso de mecanizado.....	81
Figura 30. Planos asociados al corte: a) corte ortogonal b) corte oblicuo.	82
Figura 31. Simplificación del proceso de mecanizado en 2 dimensiones.....	83
Figura 32. Espesores de viruta.....	84
Figura 33. Taladro de pedestal.....	88
Figura 34. Torno horizontal	88
Figura 35. Torno vertical	90
Figura 36. Movimiento oscilatorio.....	91
Figura 37. Vibración simple.....	91
Figura 38. Rangos de vibración.....	93
Figura 39. Inyector de turbina.....	94
Figura 40. Sistema de inyección turbina Pelton.	96
Figura 41. Causas de error de medición más comunes	98
Figura 42. Un eje en el que se incluyen cargas en tiempo real.	106
Figura 43. Caja negra “black box”.	111
Figura 44. Caja negra.....	120
Figura 45. Estructura de funciones.....	124
Figura 46. Solución 1	126
Figura 47. Solución 2	127
Figura 48. Solución 3	127
Figura 49. Evaluación técnica	128
Figura 50. Evaluación económica	129
Figura 51. Vista general de componentes.....	132
Figura 52. Elementos del rodete	134
Figura 53. Fuerzas de corte aplicadas al rodete	135
Figura 54. Rozamientos en rotación del rodete.....	137
Figura 55. Superficies sometidas a fricción.....	140
Figura 56. Fuerzas de corte aplicadas al rodete	142
Figura 57. Momentos obtenidos de $M_{rodete 1}$ y $M_{rodete 2}$	144
Figura 58. Fuerza de torsión en el motor eléctrico	146
Figura 59. Torques a los que son sometidos los pernos	148
Figura 60. Reacciones en cada perno con respecto al centro.....	149
Figura 61. determinación del ángulo de esfuerzo.....	150
Figura 62. Dimensiones principales de un perno	152

Figura 63. Análisis de trabajo y factor de seguridad de un perno M20 en SolidWorks	157
Figura 64. Gráfico de la selección de la sección de la correa	161
Figura 65. Disposición en el rodete de cada rayo en un ángulo θ de 45°	182
Figura 66. Elementos que soporta el eje	183
Figura 67. Esfuerzos aplicados al eje principal	184
Figura 68. Centro de gravedad en el conjunto rodete	187
Figura 69. Diagrama del esfuerzo axial en el eje	194
Figura 70 Diagrama del esfuerzo cortante en X y Diagrama del momento flector en x (plano yz)	194
Figura 71. Diagrama del esfuerzo cortante en Y y Diagrama del momento flector en y (plano xz)	195
Figura 72. Diagrama del momento torsor en z	195
Figura 73. Diagrama de análisis de soldadura	200
Figura 74. Diagrama de análisis en un punto del cordón de soldadura.....	200
Figura 75. Factores geométricos para analizar la soldadura como una línea	201
Figura 76. Refuerzos de soldadura	203
Figura 77. Diagrama de soldadura	205
Figura 78. Diagrama de soldadura	205
Figura 79. Vista general	206
Figura 80. Análisis de vibraciones en SolidWorks	208
Figura 81. Vista general de eje.....	209
Figura 82. Análisis de frecuencia en SolidWorks	211
Figura 83. Vista general de eje sólido	212
Figura 84. Análisis del eje ideal para disminuir la vibración	213
Figura 85. Construcción de base torno	215
Figura 86. Construcción de eje.....	215
Figura 87. Construcción de bases de motor y reductor.....	216
Figura 88. Construcción de poleas.....	216
Figura 89. Ensamble general	217
Figura 90. Medición de profundidad de arranque.....	218
Figura 91. Prueba en vacío	220
Figura 92. Prueba con carga del anillo.....	221

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Coeficiente de tipo de carga.....	40
Tabla 2. Coeficiente de tamaño.....	40
Tabla 3. Factores de seguridad recomendados para la construcción de maquinaria.....	43
Tabla 4. Composición química del material de acero de aleación AISI 4140 ...	44
Tabla 5. Equivalencias del acero AISI 4140.....	45
Tabla 6. Tabla de torques de alto grado.....	49
Tabla 7. Factor k en función a la condición de perno	49
Tabla 8. Dimensiones de pernos de cabeza cuadrada y hexagonal	50
Tabla 9. Dimensiones de arandelas métricas (mm)	51
Tabla 10. Tamaños más usuales de sujetadores y los números de Renard	51
Tabla 11. Diámetro y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino	52
Tabla 12. Propiedades comunes de material, bandas metálicas	52
Tabla 13. Clases métricas de propiedades mecánicas de pernos y birlos de acero	53
Tabla 14. Perfiles normalizados para correa trapezoidal	73
Tabla 15. Tabla de parámetros de corte	85
Tabla 16. Composición química en % peso del acero T1	95
Tabla 17. Formulario de lista de exigencias	111
Tabla 18. Matriz morfológica	112
Tabla 19. Lista de exigencias	117
Tabla 20. Secuencia de operaciones	123
Tabla 21. Evaluación técnica.....	128
Tabla 22. Evaluación económica.....	128
Tabla 23. Criterio de puntajes	129
Tabla 24. Clasificación de los aceros según su contenido en carbono	131
Tabla 25. Datos del acero t1 para máquinado.....	131
Tabla 26. Características de dureza del acero Chronit T1	135
Tabla 27. Presión específica de corte (ks)	136
Tabla 28. Masas, volúmenes, centroides y momentos de inercia	137
Tabla 29. Coeficientes de rozamiento de algunos materiales (μ).....	141

Tabla 30. Coeficientes de rozamiento de algunos materiales (μ).....	145
Tabla 31. Cálculo de velocidades y torque de cada polea	145
Tabla 32. Tabla de características de motor eléctrico WEG	147
Tabla 33. Características de motor eléctrico WEG que usamos	148
Tabla 34. Esfuerzos soportados de los pernos en SolidWorks	151
Tabla 35. Características principales de perno calculado	158
Tabla 36. Factor de servicio (F_s)	159
Tabla 37. Longitud primitiva (l_p)	163
Tabla 38. Factor de distancia entre centros h	166
Tabla 39. Potencia base A	168
Tabla 40. Potencia suplementaria B.....	170
Tabla 41. Potencia suplementaria por correa C para duraciones de vida distintas	172
Tabla. 42. Factor de corrección G del arco de contacto	172
Tabla 43. Factor de corrección C_I	173
Tabla 44. Tolerancias mínimas de la distancia entre centros para la instalación y recuperación de la correa	175
Tabla 45. Factor M	176
Tabla 46. Secciones y dimensiones nominales.....	178
Tabla 47. Secciones y dimensiones nominales.....	178
Tabla 48. Código de identificación de las correas Súper HC	179
Tabla 49. Identificación de las correas seleccionadas	179
Tabla 50. Reacciones y magnitudes aplicadas al eje.....	184
Tabla 51. Datos para la selección de rodamiento	187
Tabla 52. Selección de rodamiento mediante diámetros.....	187
Tabla 53. Características del rodamiento seleccionado	193
Tabla 54. Torsión en eje escalonado	196
Tabla 55. Límite de fatiga de la probeta estándar	197
Tabla 56. Ensayo a la tracción para ejes SAE 4140	197
Tabla 57. Características de tubo de eje principal.....	200
Tabla 58. Tamaños mínimos de soldadura	204
Tabla 59. Tamaños mínimos de soldadura	205
Tabla 60. Reporte del software SolidWorks	207
Tabla 61. Estudio de frecuencias en el software SolidWorks	209

Tabla 62. Análisis de elementos / frecuencias de resonancia en el software SolidWorks	212
Tabla 63. Análisis de elementos / frecuencias de resonancia en el software SolidWorks	213
Tabla 64. Tabla de verificación en vacío	221
Tabla 65. Tabla de verificación con carga	222
Tabla 66. Relación entre precisión geométrica relativa y magnitud de la tolerancia dimensional	224
Tabla 67. Resultados obtenidos según los objetivos planteados	226
Tabla 68. Costos directos de materiales para la fabricación	227
Tabla 69. Costos directos por maquinado	229
Tabla 70. Costos directos de elementos elaborados.....	229
Tabla 71. Costo total del mecanismo (directos e indirectos)	231

RESUMEN

El presente trabajo de tesis se encaminó en el diseño de un mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton con conocimientos de ingeniería, evaluando análisis matemático y de software en la estructura y otros componentes; como también de análisis técnicos y mecánicos. Para lograr los objetivos deseados se utilizó una metodología tecnológica, a un nivel aplicado; para el diseño se hizo uso del método normalizado VDI 2221, que tiene recomendaciones de la asociación alemana de ingenieros (VDI). Usando una lista de exigencias elaborada gracias a la recopilación de exigencias y deseos por parte de la empresa Maqor S. A. C., el usuario final Electroperú y recomendaciones técnicas de los investigadores como diseñadores; de ahí se infirieron las funciones principales en un caja negra, para posteriormente estudiar posibles componentes mecánicos o eléctricos para cada función y brindar otras opciones que pueden brindar los mismos resultados convenientemente en una matriz morfológica, posterior a ello, se hizo un estudio para diseñar las posibles soluciones y analizar técnica y económicamente cuál de las posibles soluciones era la óptima y, finalmente, se diseñó la solución óptima en el programa CAD *SolidWorks*. Obteniendo como resultado el diseño de un mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton, como también para mecanizar piezas mecánicas de hasta 2 m de diámetro. Y se concluyó que, el diseño es óptimo para el mecanizado de estos elementos, también que las cargas críticas se encuentran en la cuchilla y el eje; así mismo, se utilizó una relación de transmisión mediante fajas para obtener 3 rpm y con ello mantener una vibración mínima para no disminuir la precisión.

Palabras claves: anillo, diseño, inventor, turbina

ABSTRACT

The present work of thesis himself I lead in designing a rotating mechanism of precision of a vertical lathe for the mechanization of rings of injector of turbines Pelton with knowledge of engineering evaluating mathematical and software analysis in the structure and other components; I eat also of technical and mechanical analysis. We used a technological methodology, to a level once the designing was applied for to achieve the desired objectives VDI went through use of the standard method 2221 Which has the association's recommendations German of engineers (VDI). The one that we used a list of requirements elaborated thanks to the compilation of requirements and desires by company part with Maqor S. A. C, the end user Electroperu and technical our recommendations like designers, from there he inferred the main shows in one black box, stops at a later time studying possible mechanical or electric components for each show and offering other options that can offer the same results conveniently in a morphologic, posterior womb to it made a study to lay plans itself the possible solutions and analyzing technically and economically which one of the possible solutions was her more optimal and finally himself the optimal solution in the program designed DAC SolidWorks. Getting as a result the design of a rotating mechanism of precision of a vertical lathe for the mechanization of rings of injector of turbines Pelton, I eat also to mechanize mechanical pieces of to 2 m of diameter. And it was concluded that the design is optimal for the mechanization of these elements, also that the critical loads are in the blade and the axle as also a relation of intervening transmission used belts to obtain 3 rpm itself and then with it holding a minimal vibration not to decrease precision.

Keywords: design, inventor, ring, turbine

INTRODUCCIÓN

En estos años el desgaste que presentan algunos componentes de las turbinas Pelton en algunas hidroeléctricas genera que se necesite realizar el mecanizado de componentes como los anillos de estas, siendo necesario trasladar estos componentes a ciudades como Lima, donde se cuenta con los equipos necesarios para el mecanizado, este hecho acarrea muchos días en el traslado, desde la planta hasta el lugar del procesamiento, generando además gastos económicos adicionales. Por ello, la empresa Maqor S. A. C., con la colaboración de los investigadores, está poniendo énfasis en el diseño y fabricación de un torno vertical de hasta 3000 mm de volteo con una precisión de una décima, siendo la precisión de gran importancia con el avance de la tecnología, que eleva la calidad de un producto determinado y, con ello, poder obtener utilidades, además pudiendo ser factible darle otras funcionalidades que se requiera en la zona, como la reconstrucción y rectificado de volantes, cabezales, ruedas guía y otros trabajos de refrentado, planeado y alineado.

Para poder cumplir determinados objetivos, para el diseño y fabricación del torno vertical de hasta 2000 mm de volteo y los diversos talleres puedan implementar sus maquinarias a través de la construcción de estos tornos, se estructuró la tesis en 5 capítulos:

En el capítulo I se realiza la caracterización y formulación del problema, objetivos generales y específicos, la justificación teórica, práctica, metodológica y económica.

En el capítulo II se realiza el marco teórico, antecedentes de investigación, bases teóricas y definición de términos básicos.

En el capítulo III se realiza el método y los alcances de la investigación.

En el capítulo IV se presenta el análisis y diseño de la solución, identificación de requerimientos, cálculo y selección de componentes.

En el capítulo V se plantean la construcción, pruebas y resultados.

En la parte última se establecen las conclusiones, trabajos futuros, lista de referencias y anexos.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

1.1 Caracterización y formulación del problema

1.1.1 Caracterización del problema

En el caso de la república mexicana, se presentó un proceso de rehabilitación de tres turbinas generadoras de energía eléctrica, durante las pruebas se identificaron grandes vibraciones, sobre todo en la chumacera al lado de la turbina, además de recalentamiento por empuje axial, siendo observados los siguientes daños: desgaste o desprendimiento de material en los álabes, desgastes en la chumacera, y un problema similar en el caso de esta investigación, que es el desgaste o rozamiento de anillos, donde además según García y Pérez en su artículo titulado *“Análisis de la falla y mal funcionamiento de una turbina hidráulica de 15 MW”* (1), el análisis de falla tiende a ser complejo, pero se observa que uno de los problemas viene a ser que los sectores de los anillos en los extremos están con una variación de medida entre 0.81 a 0.99 mm, cuando inicialmente, por diseño es necesario tan solo de 0.5 mm por diseño, ya que conlleva a fricción, dicho rozamiento inicial puede provocar una excitación externa al rotor, aumentando aún más la vibración, hasta hacer vibrar todo el rodete en todas direcciones, tal como se analiza en este trabajo, la precisión es muy importante, ya que, la precisión de equipos siempre ha sido un tema que se enfoca en la industria del mecanizado para la obtención de una productividad

adecuada, que no existan errores mayores a la tolerancia diseñada y que estos no representen mayores aportes o sobrecostos en una empresa (1).

En el Perú, en la tesis *“Optimización de los factores de operación para mejorar el rendimiento de la picoturbina Mitchell-Banki”* (2), se utilizaron constantes experimentales para máquinas industriales, para demostrar que, optimizando los factores de operación se logra mejorar el rendimiento de la máquina, se recomienda proponer estudios de optimización en los parámetros de los elementos implicados en una turbina y, por consiguiente, sus dimensiones físicas con lo que se mejorarán algunos problemas de desgaste en las turbinas.(2)

En la empresa Maqor S. A. C., este año se presenta este reto de poder solucionar este problema con los anillos de turbinas Pelton y obtener utilidades. La empresa Electroperú tiene una buena perspectiva sobre la empresa ya que esta tiene experiencia al estar involucrada y dar servicios de mecanizado, soldadura y brindar soluciones diversas en ingeniería a diversos sectores como minería, construcción, energía, entre otros, dentro de la región; por lo que, el gerente y propietario, Henry Orihuela Romero propone diseñar algún mecanismo con componentes que se tiene en el taller, y que se pueda diseñar algún mecanismo con las características necesarias para obtener los requerimientos que necesita la construcción de anillos para inyectores de turbinas Pelton y a este mecanismo darle otras funcionalidades que son requeridas en la zona. Por desconocimiento de las personas o propietarios, prefieren llevarlo a la ciudad de Lima, incurriendo en gastos de transporte, llegando a gastar en este rubro un aproximado de 15 mil soles y otros adicionales, además de ser el tiempo un factor importante, ya que se toma una semana más de lo solicitado en un trabajo de este tipo, por la razón de que en la ciudad no se puede solucionar por falta de máquinas que realicen este trabajo.

Se observa que en la empresa, en el año 2018, se presentan trabajos de mecanizado pesado y de piezas de grandes dimensiones como son los anillos de turbinas Pelton con una precisión de una décima

de milímetro; que no se logran realizar en el mismo distrito y ciudades aledañas, debido a que ningún taller mecánico de la zona cuenta con los equipos adecuados, ni con equipos que puedan reemplazar el funcionamiento de un torno vertical de mesa giratoria de hasta 2000 mm de diámetro, un torno horizontal convencional no podría realizar trabajos de esta magnitud, por lo que se debe diseñar un mecanismo que solucione problemas más comunes y necesarios de la zona, tales como: reconstrucción y rectificado de volantes cabezales, ruedas guía de medianas y grandes dimensiones y refrentado, planeado y alineado de componentes planos de dimensiones menores de 2 metros.

El mecanizado de precisión ha obtenido una gran importancia con el avance de la tecnología, sin que importe la dimensión o el material de la pieza. En la actualidad es necesario obtener precisiones estrictas en gran número de componentes que son importantes para la calidad de un producto.

1.1.2 Formulación del problema

1.1.2.1 Problema general

¿Cómo diseñar un mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton?

1.1.2.2 Problemas específicos

- ¿Cuáles serán las cargas y esfuerzos críticos que soporta el mecanismo giratorio de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton?

- ¿Cómo diseñar el sistema de transmisión en el mando final de un mecanismo giratorio de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton?

- ¿Cómo reducir el efecto de vibración en el mando final de un mecanismo giratorio de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton?

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Diseñar un mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton.

1.2.2 Objetivos específicos

- Determinar las cargas y esfuerzos críticos que soporta el mecanismo giratorio de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton.
- Diseñar el sistema de transmisión en el mando final de un mecanismo giratorio de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton.
- Reducir el efecto de vibración en el mando final de un mecanismo giratorio de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton.

1.3 Justificación

1.3.1 En lo teórico

Busca aportar conocimientos de vibraciones de torno vertical mecánico a través de un cambio del rodamiento axial y el análisis detallado de límites permisibles en el sector de maestranza, también mediante el cálculo de transmisión, sistemas mecánicos, estructura, selección de tipo de material, bajo recomendación de empresas especialistas en acero y otros tipos de cálculos necesarios.

1.3.2 En lo práctico

Se realizó un análisis del mecanismo de plato giratorio de torno vertical que tiende a dar precisión y es muy sensible a la vibración, para

reemplazar el rodaje axial de 1500 mm de diámetro no-convencional y de muy difícil obtención en el mercado, con componentes convencionales de mayor accesibilidad, bajo costo que consiga las mismas prestaciones técnicas, y así, mejorar la precisión y reducir la vibración con rodamientos cónicos en diferentes puntos y un sistema de transmisión de poleas con correas.

1.3.3 En lo metodológico

Se aporta con el diseño de una mesa giratoria con rodajes cónicos de menor dimensión de diámetro y su adaptación para que disminuyan las cargas, vibraciones y esfuerzos críticos del mecanismo giratorio en el mando final que se buscará aplicar para reemplazar al rodamiento axial de 1500 mm de diámetro de uso convencional, mediante un análisis de elementos finitos en programa CAD, y este a su vez, pueda determinar las variaciones o cambios en el sistema con material o refuerzos dependiendo en costo-beneficio para mejora de la máquina.

1.3.4 En lo económico

Es muy importante recatar que un torno vertical de estas características en el mercado internacional está en promedio unos 85 000.00 dólares y el impacto económico pretendido es construir dicho mecanismo con las mismas características y mejorar su precisión hasta una décima de milímetro con un promedio menor a 20 000.00 soles.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes de la investigación

2.1.1 Antecedentes internacionales

En la tesis *“Diseño de un sello mecánico para el eje de una turbina hidráulica vertical”* (3), se expone la problemática que se ha presentado a raíz de un rediseño de sello mecánico del eje de turbinas hidráulicas del proyecto hidroeléctrico de Toro 1, centrándose en el desgaste rápido y desigual de un anillo de carbón de los sellos del grupo. El objetivo de este estudio es proponer modificaciones en cuanto a la geometría y especificaciones de operación de un sello de turbina hidráulica, con lo que se espera mejorar la presión y reducir el desgaste prematuro. El estudio aporta una metodología que permite seguir un proceso ordenado que permita identificar las causas del mal funcionamiento del sello del eje y plantear una solución satisfactoria. Este diagnóstico permitió sustentar por una simulación, utilizando un software de elementos finitos, para observar el perfil de las presiones en el sello. Se obtuvo como principales resultados la identificación de las principales causas de desgaste acelerado de los carbones de los anillos, solucionar y mejorar los perfiles de presión y desgaste de los anillos, instalar un sello de laberinto escalonado en la cámara inferior y que, a través de la disminución de la fuerza de arrastre, reducir el desgaste acelerado del sello (3).

En la tesis *“Optimización del diseño de bancada para máquina herramienta de aplicación especial”* (4), el problema principal fue la optimización del diseño de una bancada para máquina herramienta que se pueda utilizar en maquinados especiales de alta velocidad. La metodología utilizada aplica dos caminos para lograr la optimización; por un lado, el método experimental y, por otra parte, aplicando el procedimiento de simulación matemática mediante tecnología avanzada. La presente tesis aporta con la optimización de un diseño de una bancada para máquina herramienta, obtenido a partir del modelo paramétrico donde se analizó su estado de esfuerzos y deformaciones calculados, utilizando el método del elemento finito con software comercial; se analizó el diseño original comparando la rigidez calculada respecto a la requerida por las especificaciones particulares deseadas de la bancada. Se modificó sucesivamente la geometría de la bancada, utilizando un método de optimización que permita realizar trabajos para ISO 7, se minimizó el peso del material utilizado en la fabricación de la bancada, teniendo en cuenta que su resistencia a la deformación máxima permita el funcionamiento de la máquina en alta velocidad; finalmente, se puede notar que la metodología utilizada en este proceso de diseño puede ser utilizado en el diseño de productos diversos del área metalmecánica (4).

En la tesis *“Útiles de corte de alta y baja velocidad y los procesos de fresado vertical en el centro de mecanizado de la facultad de Ciencias de la Educación Humanas y Tecnológicas de la Universidad Nacional de Chimborazo en el año 2017”* (5), el problema es analizar de qué manera influyen las herramientas de corte de alta y bajas velocidades en los procesos de maquinado en una fresadora en la universidad mencionada. El objetivo principal es determinar qué herramientas de corte son las más adecuadas para cada operación con alta y baja velocidad. La investigación usa una metodología no experimental basada en el análisis de estudios pasados sin variar la variable independiente, es decir, observar fenómenos en su forma natural y hacer un posterior análisis. El estudio aporta información generada en base al desconocimiento de los estudiantes de la Escuela Técnica, carrera de Mecánica Industrial-

Automotriz, que propone determinar la investigación de los útiles de corte de alta y baja velocidad y los procesos de fresado vertical en instituciones técnicas, empresas pequeñas, medianas o grandes y deben ser apropiadas para cada tipo de material. Los resultados permiten obtener la aplicación de los utensilios de corte de alta y baja velocidad en los distintos tipos de materiales a mecanizarse y se logró sustentar que la aplicación no adecuada de todas estas normas produce rotura, deterioro del útil y un nivel de acabado rústico (5).

En la tesis *“Análisis de funcionamiento, operación, mantenimiento e implementación de herramientas para el torno marca Yucy modelo 6250C del centro de producción de la U. T. C”* (6), se tiene como problema que, en mecanizado convencional se debe controlar y mejorar diversos parámetros, como son la velocidad de corte, la profundidad con la cual se va a maquinar las piezas y el avance que será aplicado a la herramienta de corte. Para ello se pretende, con el objetivo, dar a conocer el funcionamiento del torno marca Yucy modelo 6250C y las operaciones que realiza. Para ello, se procedió a utilizar en la metodología el método científico, que describe el conjunto de actividades sistemáticas que el investigador utiliza para descubrir la verdad y enriquecer la ciencia. Los resultados obtenidos de las técnicas de investigación usadas incitaron al interés y apoyo de su presente proyecto, demostrándose así su requerimiento de urgencia, en vista de que la propuesta sí es factible para su implementación. El estudio aporta una estrategia teórica y práctica con el que se superarán los conocimientos en el manejo de esta máquina herramienta, incrementando el nivel de destrezas académicas de los estudiantes, además se determinó que es notable la gran deficiencia de habilidades en cuanto a esta tecnología y su mejor aplicación dentro del campo laboral, por lo que, los investigadores concluyen que la realización de este proyecto será de gran ayuda para futuros profesionales. Adicionalmente se dan algunas aplicaciones posibles en el torno Yucy 6250C, así como el mantenimiento preventivo por horas de trabajo, además de herramientas y accesorios (6).

En la tesis “*Diseño y construcción de prototipo para mecanizado multiejes en materiales blandos, utilizando arquitectura paralela Stewart-Gough*” (7), se presentó como problema que, observando que la tecnología no tan solo se puede aplicar y relacionar con la metalmecánica como con otras tantas que necesitan de extracción y manipulación de material, se puede implementar a varios trabajos comunes este tipo de dispositivo para la solución de problemas en industrias de otro rubro. Por lo que, se presentó como objetivo principal diseñar y construir el prototipo de un dispositivo con arquitectura paralela, que permita el mecanizado en 5 grados de libertad de materiales blandos, integrando un proceso CAD/CAM/CAE/CNC. Y como resultado final se obtuvo una fabricación de un dispositivo que permite obtener una máquina con holguras muy pequeñas y con mayor precisión entre los componentes manufacturados, de igual modo con los acabados y detalles del dispositivo en su elaboración, que también mejora la estética en su diseño y construcción. La presente tesis aporta con el diseño y la fabricación de un dispositivo para mecanizado multiejes en materiales blandos, basado en arquitectura paralela con 5 grados de libertad, tipo *Stewart-Gough* (SG), incluyendo el desarrollo de su respectivo posprocesador. Se realiza una integración de los procesos CAD/CAM/CAE/CNC, incluyendo herramientas de simulación dinámica y cosimulación para comprobar el comportamiento del manipulador y su controlador en un modelo virtual, lo que permite verificar la generación de trayectorias y la detección previa de colisiones en el mecanizado (7).

La tesis “*Diseño y simulación de un torno para modelado de arcilla*” (8), nace de la necesidad de fabricar una máquina con mejores características para el modelado de arcilla con componentes mecánicos como un disco muy pesado y algunas labores físicas que generan errores en el moldeado. Y el objetivo principal es cumplir con los requerimientos de desarrollo de necesidades para elaborar un mecanismo para modelado de arcilla. Para ello se utilizó una metodología experimental basada en diagramas de estructuras de funciones mediante comparaciones de sus ventajas y desventajas. Obteniendo resultados donde se observa que

conceptualizar la máquina en varios módulos ayuda a rediseñar componentes simples mediante fácil montaje, mantenimiento y diseño. El estudio aporta con un diseño de torno la conceptualización de módulos para facilitar la tarea de diseñado, como también el uso de un software de diseño 3D, con gran utilidad en diseños conceptuales, donde se puede variar o realizar diferentes cambios según se va avanzando el prototipo, de tal manera, que se visualice mejor la manera de funcionamiento de la máquina, su ubicación de los elementos y el abaratamiento de ciertos procesos de manufactura. Características resaltantes de esta tesis es el método de cálculos en los elementos mecánicos de manera ordenada y en ciertos aspectos apoyado del software de diseño con análisis de cargas, mallas y elementos finitos (8).

En el artículo *“Amortiguación dinámica como atenuación de vibraciones generadas por máquinas empleadas en la industria alimenticia”* (9), se presenta el análisis y la solución de un problema de vibraciones generado por falta de previsión en la colocación de las máquinas de selección, empleadas en una industria venezolana, las cuales tenían la primordial función de vibrar con una determinada amplitud y a una frecuencia específica. Para realizar el análisis dinámico se midieron los espectros de vibración de la placa con las máquinas en operación, y así poder conocer la magnitud del problema; con las máquinas apagadas, para estimar la vibración de fondo; y luego de aplicar pruebas de impacto sobre la placa, a fin de estimar las características naturales del sistema placa-máquinas. Se comprobó que la frecuencia natural del sistema tenía un valor muy cercano al de la frecuencia de operación de las máquinas, condición que permitió diagnosticar el fenómeno de resonancia y explicar las elevadas amplitudes de vibración de la placa. Se evaluaron diferentes alternativas para atenuar los niveles de vibración detectados, pero al no poder cambiar las características de las máquinas, solo se podía aumentar la rigidez general de la estructura soporte o emplear amortiguadores dinámicos de vibración, adoptándose esta última como solución. Una vez diseñados y fabricados, los amortiguadores fueron instalados y sintonizados adecuadamente,

lográndose disminuir las amplitudes de vibración significativamente. Los espectros de vibración de la placa tomados antes y después de incorporar los amortiguadores dinámicos, revelaron la eficiencia de estos dispositivos y su conveniencia en cuanto a costo relativo, demostrando que pueden ser una alternativa a considerar en casos similares al presentado. Y se concluye con la evaluación y medición de vibraciones que conducen al esclarecimiento de sus causas y permiten establecer el diagnóstico necesario para plantear la solución de control en caso de necesitarla, pero si el estudio de vibraciones es debidamente contemplado en las etapas de diseño y mantenimiento industrial, muchas situaciones indeseables pueden evitarse (9).

En la tesis *“Optimización de la transmisión de potencia en sistemas de transmisión mediante correas trapezoidales”* (10), el problema que se presenta son los factores que influyen en los costos adicionales que generan los sistemas de potencia por concepto de mantención de las empresas. La presente tesis aporta con estudios en los factores que inciden en la transmisión mediante correas trapezoidales, con los parámetros de operación de estas, realizando una guía de mantenimiento preventivo del mencionado sistema y se realiza el diagnóstico de equipos mediante el análisis de vibraciones mecánicas. Se menciona además algo resaltante, como son los sistemas de transmisión mediante correas, que son utilizados con más frecuencia en sistemas donde hay grandes velocidades de rotación, pero se puede optar, en ciertos casos, el uso de estos, puesto que elementos como las correas son de bajo costo de fabricación, dando la opción de usarlas en situaciones no favorables, otra ventaja es que una vez instaladas, su mantenimiento se reduce bastante siendo casi nulo, lo que genera más oportunidades en los planes de mantenimiento, algo resaltante es la posibilidad de transmitir el movimiento a grandes distancias o en ejes de gran dimensión como en este caso, el funcionamiento es silencioso y suave por las características flexibles del material del que están hechos, los diseños que requiere son sencillos, en caso de atascamiento es más favorable retirar las correas para detener el sistema, contribuyendo a la seguridad del operario, estos

se puede notar en los taladros industriales, su fiabilidad es alta por las características de sus materiales de fabricación y, algo a tener en cuenta, es la ventaja de que permiten absorber choques, altas vibraciones en distintos momentos, como en la puesta en marcha debido a la inercia que le llega al sistema por parte del elemento motriz. Se elaboró el diseño utilizando un método experimental para el diseño, con lo cual se seleccionaron correas, materiales y dispositivos para un análisis técnico-económico apropiado de estos sistemas. Los resultados muestran que se debe planear el mantenimiento del sistema de transmisión mediante correas para que sea de manera eficiente, muestra también que la mejor forma de diagnóstico de fallas de este sistema es mediante el análisis de “vibraciones mecánicas” al ser este aplicado durante la marcha además de evitar tiempos muertos (10).

2.1.2 Antecedentes nacionales

En la tesis “*Diseño mecánico del cabezal y el bastidor de una fresadora CNC de 500 x 500 x 300 mm con mesa de trabajo tipo plataforma de Gough*” (11), el problema que se presenta es el movimiento fijo entre la herramienta y la pieza, y se pretende solucionar dicho inconveniente a través de una plataforma móvil de 6 GDL, logrando así una rigidez en la estructura para soportar esfuerzos y vibraciones. La presente tesis aporta con el diseño del cabezal y del bastidor de una fresadora CNC que puede usar una plataforma móvil de 6 GDL como mesa de trabajo, cuya dinámica se regirá a partir de una correcta acción de control, posee una mesa de trabajo que permitirá 3 desplazamientos y 3 orientaciones, también la selección de componentes internos. Se elaboró el diseño utilizando la metodología que plantea la norma VDI 2225 para el diseño, seleccionando componentes, materiales y accesorios mediante un análisis técnico-económico apropiado. Los resultados son el aseguramiento del mecanizado, que no tendrá vibración al reducir la frecuencia a 15.2 Hz, con ello lograr buenos acabados en el mecanizado, además, mediante el análisis de elementos finitos se logró comprobar el soporte de esfuerzos y vibraciones (11).

En la tesis “*Diseño de un troquel adora para corte de perfiles de aluminio en la empresa Ospina S. A. C. Huancayo*” (12), el problema que se presenta es la necesidad de realizar cortes precisos, disminuyendo la pérdida de material y la disminución del tiempo para este proceso. Los objetivos que se lograron son cumplir los parámetros de diseño en función de la lista de exigencias, realización de los componentes de la máquina troquel adora, cálculo de componentes y realización de planos. La presente tesis aporta un método sistémico con un tipo de investigación tecnológico y nivel descriptivo. Los resultados obtenidos son una máquina troquel adora que funciona con un cilindro de impacto neumático accionado por un pulsador, la fuerza de corte para los elementos seleccionados es de 2100 kg, la simulación de la meza de corte realizado en *SolidWorks*, que indica que el pandeo máximo que se obtendrá será de 0.14 siendo el diseño el adecuado, además se presentaron los planos de construcción y montaje (12).

En la tesis “*Optimización de los factores de operación para mejorar el rendimiento de la pico turbina Michell-Banki*” (13), el problema principal es la optimización de los factores de operación para mejorar el rendimiento de un pico turbina *Michell-Banki*, para ello se deben identificar los factores principales de mayor preponderancia que influyen en el rendimiento. El objetivo principal de esta tesis es la optimización de los factores de operación para mejorar el rendimiento de la pico turbina *Michell-Banki*. El estudio aporta en gran medida con unos análisis experimentales con herramientas como CDF ANSYS-CFX que permite posibles cambios de geometría de componentes de una turbina. Y teniendo como principales características, la obtención de una simulación de fluidos dinámicos del pico turbina *Michell-Banki*, que son analizados desde un punto de vista hidráulico y que con estos resultados luego se puede utilizar en posteriores etapas de diseño mecánico y este estudio organiza los resultados a obtener con relación con las mejoras de las características de operación. Los resultados muestran que todo procedimiento se realizó con éxito, los resultados del cálculo analítico permiten dar los principales parámetros para la simulación y desarrollar

los planos, los resultados permiten analizar posibles cambios en diferentes componentes de la turbina, de igual manera, el punto óptimo de trabajo para lograr una eficiente transformación de energía hidráulica en dicha turbina (13).

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Sistema de encendido y potencia

2.2.1.1 Motor eléctrico

Estas resultan de una serie de combinación de principios sobre electromagnetismo y leyes como la de inducción de Faraday, los motores eléctricos poseen circuitos magnéticos y eléctricos entrelazados. Una característica resaltante de las máquinas eléctricas es que convierten energía. Esta máquina transforma la energía eléctrica en mecánica al entrar corriente externamente a la máquina, este interacciona con el campo magnético y produce el movimiento de la máquina, apareciendo una f. e. m. inducida que se opone a la corriente (fuerza contra electromotriz) (14).

a) Corriente eléctrica

La corriente alterna (AC) se caracteriza por que circula variando periódicamente por la polaridad, siendo corriente bidireccional, lo opuesto a esto es la corriente directa (CD) siendo esta unidireccional (14).

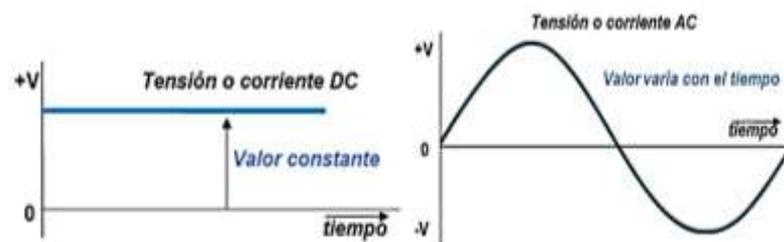


Figura 1. Formas de onda de corriente continua y alterna. Tomada de Diseño y construcción de un banco de prácticas en motores eléctricos, como apoyo a la asignatura Diseño de Máquinas II (14)

➤ **Corriente alterna trifásica**

En este generador los devanados están a 120° de desfase uno de otro, proporcionando cada uno de estos una forma de onda. De este generador se obtiene un tipo de corriente o tensión de forma sinodal (14).

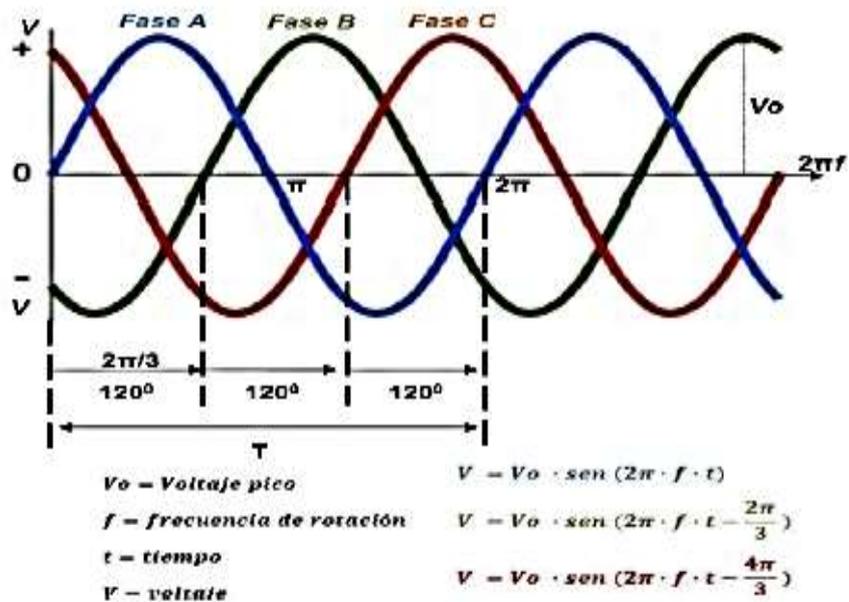


Figura 2. Forma de onda trifásica de un generador alterno trifásico. Tomada de Diseño y construcción de un banco de prácticas en motores eléctricos, como apoyo a la asignatura Diseño de Máquinas II (14)

b) Clasificación de los motores eléctricos

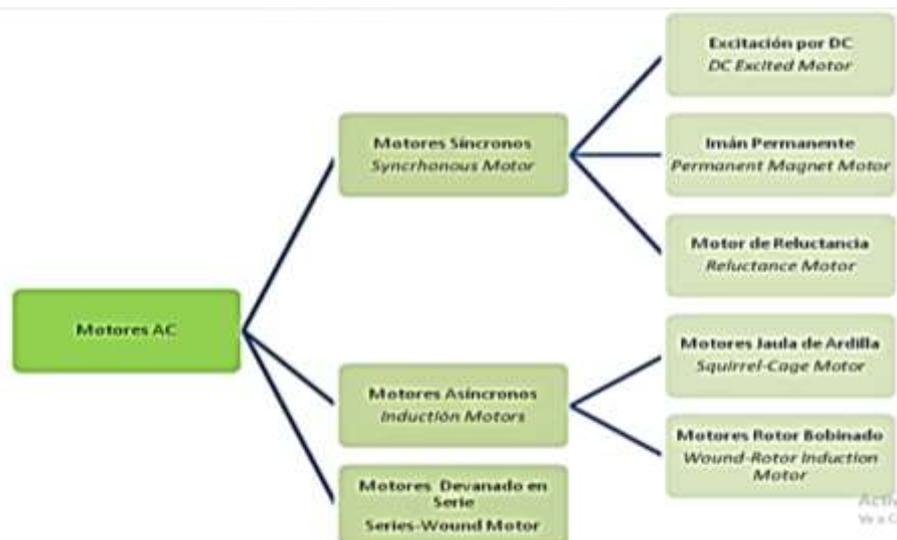


Figura 3. Clasificación de motores eléctricos AC según NEMA. Tomada de Diseño y construcción de un banco de prácticas en motores eléctricos, como apoyo a la asignatura Diseño de Máquinas II (14)

➤ **Motor síncrono**

Con características parecidas a un motor de jaula de ardilla, posee devanados de bobina y barras del rotor. Se tiene una alimentación DC que conecta los devanados de bobina con anillos colectores y escobillas. Para iniciar se le aplica AC al estator, el motor síncrono arranca con jaula de ardilla. Luego se les da DC a las bobinas del rotor una vez que el motor esta acelerado, esto genera un fuerte campo magnético de polaridad fija en el rotor. Entonces se atraen los campos magnéticos del estator y el campo magnético fijo del rotor, generando igualdad de velocidades sin deslizarse (velocidad de sincronismo) (14).

➤ **Motor de inducción o asíncrono**

Se alimenta una fuente AC que va al estator y producirá un campo magnético que inducirá una fuerza electromotriz en el rotor y circulará una corriente inducida, que generará pares de fuerzas y, por consiguiente, rotación. Una característica resaltante es que a mayor carga el rotor disminuirá su velocidad en relación al campo magnético del estator, notándose la pérdida de sincronismo al haber deslizamiento (diferencia de velocidad de sincronismo y la velocidad real del motor) (14).

➤ **Motor devanado en serie**

Se nota que la polaridad magnética del rotor y la armadura son opuestas, por consiguiente, la corriente y polaridad del estator quedan invertidas, notando la oposición magnética del rotor a la armadura. La causa de esto es por la inversión que produce a la armadura y al campo al estar en serie. La entrada constante de esta corriente produce inversiones constantes y, por lo tanto, giro del motor (14).

c) Motores eléctricos AC

Uno de los motores de más uso es el motor de tres fases de inducción, sus principales partes son el rotor, estator y el recinto (14).

La parte estática del circuito electromagnético es el estator, su núcleo está compuesto de gran número de hojas de metal laminado, cuya función de estas hojas es de disminuir las pérdidas de energía (14).

Además, estas láminas se acomodan dando forma a un cilindro hueco, en cuyas ranuras se instalan las bobinas de cable aislado. Al entrar en funcionamiento el motor, estas bobinas de estator tienen contacto directo con la fuente de alimentación y este conjunto se convierte en un electroimán (14).

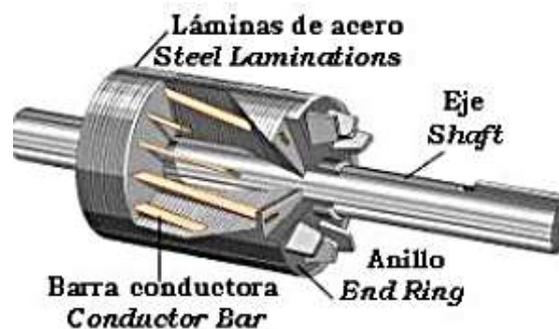


Figura 4. Montaje del rotor en un motor AC trifásico de inducción de jaula de ardilla. Tomado de Diseño y construcción de un banco de prácticas en motores eléctricos, como apoyo a la asignatura Diseño de Máquinas II (14)

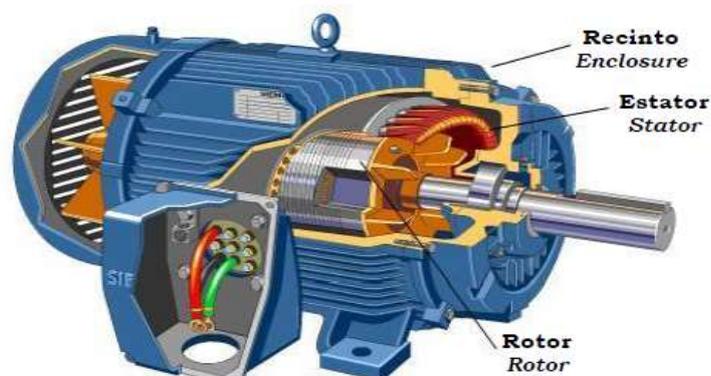


Figura 5. Partes principales de un motor eléctrico AC trifásico de inducción. Tomado de Diseño y construcción de un banco de prácticas en motores eléctricos, como apoyo a la asignatura Diseño de Máquinas II (14)

d) Potencia y par de un motor eléctrico

La unidad de medida de la potencia mecánica de los motores se da en Hp o kilowatts, quienes cuantifican el trabajo de un motor eléctrico en un periodo específico. Dos cualidades importantes que resaltan la potencia mecánica son el par y la velocidad de rotación. La velocidad se cuantifica en revoluciones por minuto (rpm) y, por otro lado, el par se cuantifica en Libras-pie o Newton-metro (14).

La potencia es igual al producto de la velocidad por el par (potencia = velocidad x par). Cuanto menor velocidad exista hay mayor par para una determinada potencia, por lo tanto, estos motores necesitan componentes más resistentes que los motores de alta velocidad, para poder obtener la misma potencia nominal (14).

2.2.1.2 Interruptor termomagnético

Es un dispositivo que tiene la capacidad de cortar la corriente eléctrica de un circuito al generarse exceso de ciertos valores. Su principio de funcionamiento está basado en el efecto térmico y magnético, por ello cuenta con una lámina bimetálica y un electroimán que van ensambladas en serie por donde discurre la corriente (15).

Ante una gran gama de variadores es indispensable elegir el variador ideal para cada proceso, por ello se hace necesario conocer ciertos factores, entre los que se tiene (15):

Datos técnicos del motor como corriente, potencia nominal, rango de tensiones, factor de potencia, velocidad máxima, etc.

Tipo de carga como par constante, variable o potencia constante. Par en el arranque, este par no debe superar lo especificado por el variador. Frenado regenerativo como gran inercia, ciclos rápidos, movimientos verticales.

Condiciones ambientales como temperatura, humedad, etc.

Aplicación multimotor, porque la suma de las potencias de los motores en uso será la nominal del variador, por ello es necesaria la protección térmica (15).

- 12kA para una tensión de alimentación de 208 V - 50/60Hz.
- 22kA para una tensión de alimentación de 230 V - 50/60Hz.
- 22kA para una tensión de alimentación de 400 V - 50Hz.
- 65kA para una tensión de alimentación de 460 V - 60Hz.



Figura 6. Relación de uso de interruptores automáticos (15)

El contactor de línea es un dispositivo que cumple con el seccionamiento del circuito en forma automática en caso de paradas inesperadas o errores. Para asegurar un correcto funcionamiento del variador se usa un interruptor automático, su selección está en función a la potencia y corriente nominal del motor en uso (15).

a) Tipos de interruptores

- Interruptores termo magnéticos Riel Din

Para seleccionar este tipo de interruptores se tiene en cuenta el amperaje principalmente y luego la tensión de servicio, la cantidad de polos, el poder de corte o llamado también corriente nominal de ruptura (16).



Figura 7. Interruptores magnéticos Riel Din (15)

➤ Interruptores automáticos en la caja moldeada

En este caso estos interruptores son perfectos para instalaciones de distribución secundaria tanto en corriente alterna y continua, estas pueden además ser instaladas en partes civiles como también industriales en los rangos de corriente de 1 a 3200 A (16).



Figura 8. Interruptores magnéticos en la caja moldeada (15)

2.2.1.3 Conductores eléctricos (cables)

En general el conductor eléctrico aislado se requiere instalar en lugares donde existe distancias de conducción entre partes vivas que pueda existir contacto directo. Y se pueden dar algunos usos para redes subterráneas en casas o residencias. Alimentación y distribución de subestaciones o plantas industriales (17).

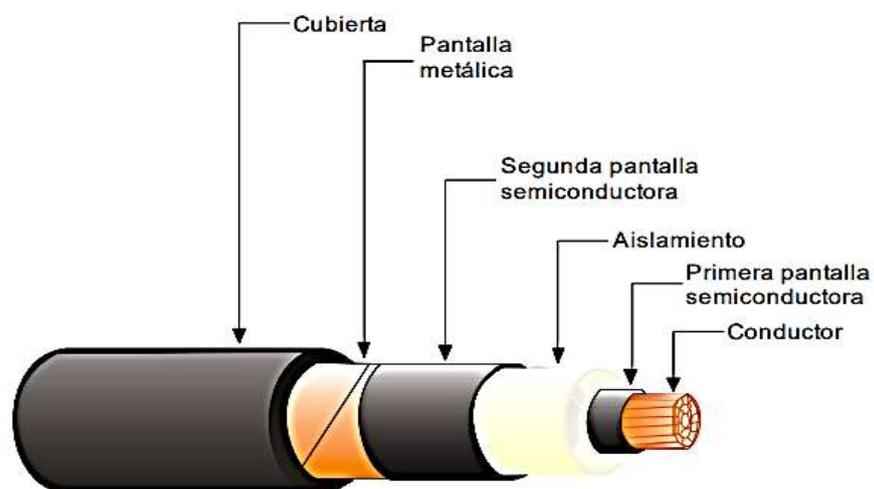


Figura 9. Diseño básico de los cables de media y alta tensión (17)

2.2.2 Estructura

2.2.2.1 Eje

Un eje es un elemento no giratorio que no transmite par de torsión y que se utiliza para soportar ruedas rotatorias, poleas, entre otros. Al ser un eje no rotatorio puede diseñarse con facilidad, analizándolo como un cuerpo sometido a carga estática.

b) Cálculo del eje

A partir de los diagramas de esfuerzos se determinarán los puntos de apoyo con esfuerzo máximo y, por tanto, donde la sección es crítica.

En este punto, la flexión es rotativa y la torsión constante, y en consecuencia, aplicable la fórmula de Soderberg (18).

$$d^3 = \frac{32 * Cc * Cs}{\pi} * \left[\left(\frac{M_F}{S_F} \right)^2 + \left(\frac{M_T}{R_e} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2. 1)$$

Donde:

MF: momento flector [Nm]

MT: momento torsor [Nm]

SF: resistencia a la fatiga de la pieza (flexión rotativa) [N/mm²]

Re: límite elástico [N/mm²]

CC: coeficiente de divergencia de carga

CS: coeficiente de seguridad

La resistencia a la fatiga de la pieza, SF, se determina a partir del límite de fatiga de la probeta estándar corregida mediante unos coeficientes de modificación (18).

$$S_F = K_l * K_d * K_s * \frac{1}{K_f} * S'_F \quad (2. 2)$$

Donde:

Kl: coeficiente de tipo de carga

Kd: coeficiente de tamaño

Ks: coeficiente de acabado superficial

Kf: coeficiente de concentración de tensiones

S'F: límite de fatiga de la probeta estándar (flexión rotativa)

Donde los coeficientes se determinarán de las siguientes tablas:

➤ Coeficiente de tipo de carga Kl

Tabla 1. Coeficiente de tipo de carga

Flexión (rotativa y no rotativa)	K1 = 1
Tracción - compresión	K1= 0,9 Carrega perfectamente centrada (sense flexió)
Torsió	K1= 0,6 - 0,85 Carrega descentrada
	K1= 0,58 (acero)
	K1= 0,8 (fosa)

Nota: tomada de La fatiga dels elements mecànics (19)

➤ Coeficiente de tamaño Kd

En la siguiente tabla se presenta un resumen de los valores Kd para diferentes diámetros y para diferentes tipos de carga (19).

Tabla 2. Coeficiente de tamaño

Diámetro (mm) "d"	Flexión, tracción-compresión, torsión "Kd"
$d \leq 7,6$	1
$7,6 < d \leq 50$	0,85
$d > 50$	0,75

Nota: tomada de La fatiga dels elements mecànics (19)

➤ Coeficiente de acabado superficial KS

El efecto del acabado superficial se determina a partir de la resistencia a la tracción del material de la pieza Rm (19).

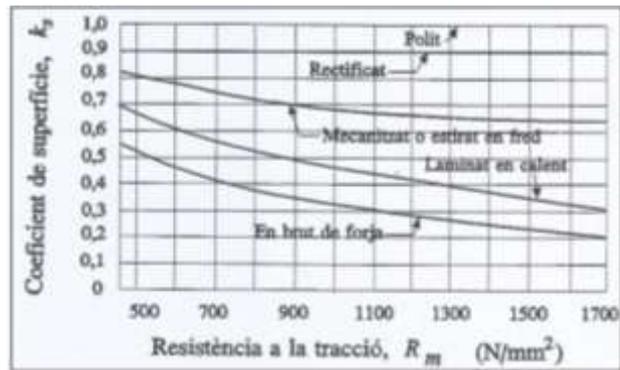


Figura 10. Coeficiente de acabado superficial (19)

➤ Coeficiente de concentración de tensiones K_f

El factor teórico de concentración de tensiones (K_t), este factor solo se aplica para ejes con discontinuidades geométricas en las que se produce el fenómeno de concentración de tensiones. Dichos factores mayor al cálculo de la tensión teórica obtenida a partir de los valores solicitados y de la forma geométrica, logrando así estimar el valor de tensión máxima que se produce en la discontinuidad y que es mayor a la obtenida con el cálculo teórico de los factores de concentración de tensiones se obtienen mediante procedimientos experimentales o con el uso de modelos numéricos de precisión (19).

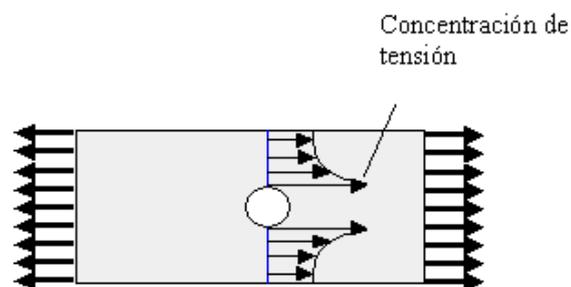


Figura 11. Concentración de tensión (19)

La aplicación en materiales dúctiles las concentraciones de tensiones sobredimensionadas pueden provocar la fluencia local del material (si se supera el límite de fluencia) y por lo general es recomendable cambiar la distribución de tensiones hacia puntos menos tensionados, sin comprometer al eje (19).

a) Factor de seguridad

Con el uso del factor de seguridad (FS) se mejoran las dudas o algunas incertidumbres que se presentan en los cálculos. Matemáticamente está dado por el cociente entre el esfuerzo límite del material y el esfuerzo de trabajo (en general corresponde al esfuerzo calculado por teoría de falla) (20).

$$FS = \frac{\sigma_{Lim}}{\sigma_{eq}} (> 1) \quad (2. 3)$$

Si se está dimensionando un elemento, bajo un factor de seguridad mínimo, el esfuerzo equivalente en la práctica será:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_{Lim}}{FS} \quad (2. 4)$$

Además, se puede definir al esfuerzo admisible:

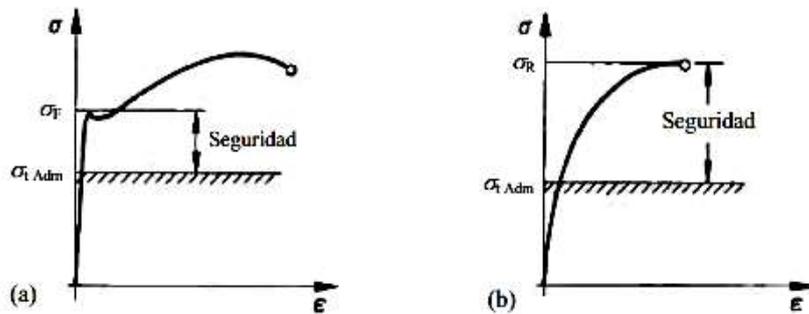


Figura 12. Margen de seguridad para los casos de: a) material dúctil y b) material frágil (20)

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{Lim}}{FS} \quad (2. 5)$$

$$\sigma_{lim} = \llbracket \sigma_F \dots \dots \text{sí es material dúctil} \rrbracket$$

$$\sigma_{lim} = \llbracket \sigma_R \dots \dots \text{sí es material frágil} \rrbracket$$

En conclusión, la relación fundamental para el diseño por resistencia es:

$$e q \leq \sigma_{adm} = \frac{\sigma_{Lim}}{FS} \quad (2. 6)$$

El factor de seguridad se da por recomendación, en algunos casos por experiencia y en algunos casos están dados por normas de diseño y construcción (20).

Se pueden utilizar relaciones aproximadas para distintos materiales de los resultados de ensayos a tracción de la siguiente tabla.

Tabla 3. Factores de seguridad recomendados para la construcción de maquinaria

Caso	Factor de Seguridad FS	Observaciones
1	1,25 ... 1,5	Para materiales excepcionalmente confiables usados bajo condiciones controladas y sujetos a carga y esfuerzos que pueden determinarse con exactitud. Una consideración muy importante es que casi siempre se usan para pesos pequeños.
2	1,5 ... 2	Para materiales bien conocidos, para condiciones de medio ambiente razonablemente constante y sujeto a carga y esfuerzos que pueden calcularse con facilidad.
3	2 ... 2,5	Para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias y sujetas a carga y esfuerzos que puedan calcularse con facilidad.
4	2,5 ... 3	Para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
5	3 ... 4	Para materiales no experimentados usados para condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
6	3 ... 4	Deberá también usarse con materiales mejor conocidos que vayan a usarse en condiciones

	ambientales inciertas o sujetos a cargas y esfuerzo inciertos.
7	Cargas repetidas: son aceptables los factores indicados en los puntos 1 al 6, pero debe aplicarse el límite de rotura por carga cíclica o esfuerzo de fatiga en lugar del esfuerzo de fluencia del material.
8	Fuerza de impacto: son aquellos los factores dados en los puntos 3 al 6, pero deberá incluirse un factor de impacto.
9	Materiales frágiles: si se considera a la resistencia máxima (σ_R) como la máxima teórica, los factores indicados en los puntos 1 al 6 deberán multiplicarse por 2.
10	Para el caso deseable de tener factores elevados, deberá efectuarse un análisis muy completo del problema antes de decidir sobre su uso.

b) Acero AISI 4140

Cromo-molibdeno son ampliamente usadas para la manufactura de componentes de bombas, árboles de transmisiones, engranes, pernos, acoplamientos de ejes, piñones, ejes de maquinaria hidráulica, barras de perforación, collarines de perforación, y diferentes herramientas (21).

Rango de suministro de acero de aleación AISI 4140:

Barra redonda de acero 4140: diámetro 5 mm - 400 mm

Placa de acero 4140: grosor 5 –500 mm x ancho 200– 2300 mm

Bloque de acero 4140: 210 mm x 500-810 mm

Tabla 4. Composición química del material de acero de aleación AISI 4140

1.7225/42CrMo4	0.38-0.45	≤0.4	0.6-0.9	0.035 Max	0.035 Max	0.9-1.2	0.15-0.3
GB/T 1229	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
42CrMo	0.38-0.45	0.17-0.37	0.5-0.8	0.03 Max	0.03 Max	0.9-1.2	0.15-0.25
JIS G4105	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
SCM440	0.38-0.43	0.15-0.35	0.6-0.85	0.03 Max	0.03 Max	0.9-1.2	0.15-0.3

Nota: tomada de Análisis de la falla y malfuncionamiento de una turbina hidráulica de 15 MW (1)

- AISI 4140 aleación de acero equivalentes y especificaciones relacionadas

Tabla 5. Equivalencias del acero AISI 4140

USA	Alemán	Japón	China	ISO
ASTM 29/A29M	DIN 17350	JIS G4404	GB/T 1229	ISO 683/18
4140	1.7225/42CrMo4	SCM440	42CrMo	42CrMo4

Nota: tomada de Análisis de la falla y malfuncionamiento de una turbina hidráulica de 15 MW (1)

- Propiedades mecánicas acero de aleación ASTM AISI 4140:

Dureza, Rockwell C: 22 HRC, densidad: 7.85kg / m³

Resistencia a la tracción: 655 MPa

Punto de fusión: 1416 °C

Expansión térmica: 12.2 μm / m °C (20-100 °C)

Módulo elástico: 190-210 GPa (a 25 °C)

2.2.2.2 Mesa giratoria

La mesa giratoria es donde se colocarán las piezas de gran dimensión y que cumplirá la labor de sujetar y mantener centrado a las piezas con el torno vertical, mediante pernos de sujeción y otros componentes de ser necesario, como ganchos prensas, etc.

a) Base

Es un sistema que puede estar compuesto por soportes diversos, cuya función es mantener el sistema, en ella se ubican rodamientos, soporte de la superficie giratoria (22).

b) Rodamientos

Elementos mecánicos que ayudan a reducir la fricción entre un eje y elementos adheridos a este, siendo apoyo y ayudando al mejor desplazamiento, pudiéndose ubicar en los extremos del eje base, sus funciones son la de facilitar el movimiento del sistema y soportar el peso (22).

c) Superficie giratoria

Es una lámina de hierro de forma circular acoplada a la base principal mediante pernos u otros dispositivos de sujeción. Esta superficie se usa como mesa de trabajo para hacer sujetar diversos mecanismos y realizar un mecanizado con precisión (22).

d) Cálculo del momento total que resulta del rozamiento entre la superficie del disco y el plano horizontal

Se toma en cuenta como si el elemento fuese un disco con una velocidad angular " ω " referenciado de un plano horizontal, se toma una parte del anillo a una distancia x de su centro; la velocidad deseada de dicho elemento es " $\omega \cdot x$ ", y cuya dirección es perpendicular al radio para lo cual la fuerza de rozamiento es opuesta al normal movimiento como se ve en la figura siguiente (23):

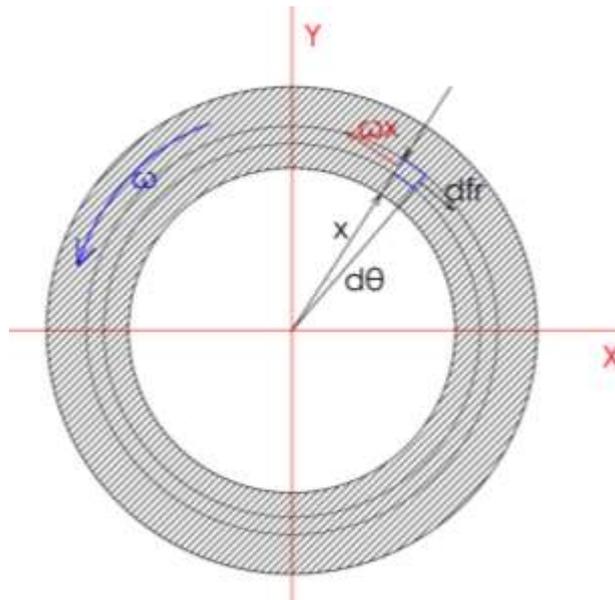


Figura 13. Disco en anillos de radio x , y de anchura dx

Del mismo modo si se divide el disco en anillos de un radio r y el espesor de una derivada de x , se analiza que el momento de las fuerzas aplicadas de rozamiento generado por todos los elementos ensamblados al anillo tienen el mismo módulo, sentido y la misma dirección (23).

$$dM_r = \mu \cdot dN \cdot x$$

Donde la derivada de N viene a ser la relación del plano e igual al peso generado por el anillo de radio x y derivada de x (23).

$$dN = \frac{Mg}{\pi R^2} 2\pi x \cdot dx = \frac{2Mg}{R^2} x \cdot dx \quad (2.7)$$

El momento total generado, es la sumatoria de los momentos de las divisiones del anillo (23).

$$M_r = \int_0^R \mu \frac{2Mg}{R^2} * x^2 dx - \int_0^r \mu \frac{2Mg}{R^2} * x^2 dx$$

$$M_r = \frac{2\mu MgR}{3} - \frac{2\mu Mgr}{3} \quad (2.8)$$

$$M_r = \frac{2\mu Mg}{3} * (R - r)$$

2.2.2.3 El perno

Sin duda el perno de rosca helicoidal fue un gran invento mecánico, siendo una de las metas del diseño y manufactura actual la reducción de número de sujetadores (18).

a) Terminología de roscas de tornillo

- El paso (p) es la distancia entre dos cuerdas adyacentes, medida en forma paralela al eje de la rosca.
- El paso en unidades inglesas a una equivalencia del número de cuerdas por pulgada N.
- El diámetro mayor d es el diámetro más grande de una rosca de tornillo.
- El diámetro menor (o raíz) d_r es el diámetro más pequeño de una rosca de tornillo.
- El diámetro de paso d_p es un diámetro teórico entre los diámetros mayor y menor.
- El avance l, que no se muestra, es la distancia que se desplaza

una tuerca en forma paralela al eje del tornillo cuando a esta se le da una vuelta (18).

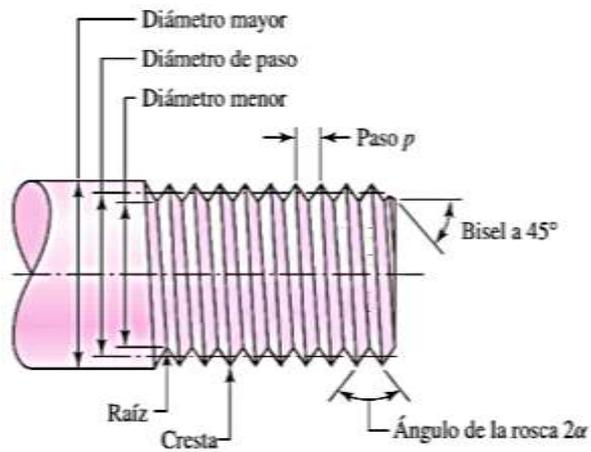


Figura 14. Terminología de roscas de tornillo (18)

b) Terminología de roscas de tornillo de perfil básico de las roscas métricas M y MJ

- d: diámetro mayor
- d_r : diámetro menor
- d_p : diámetro de paso
- p: paso

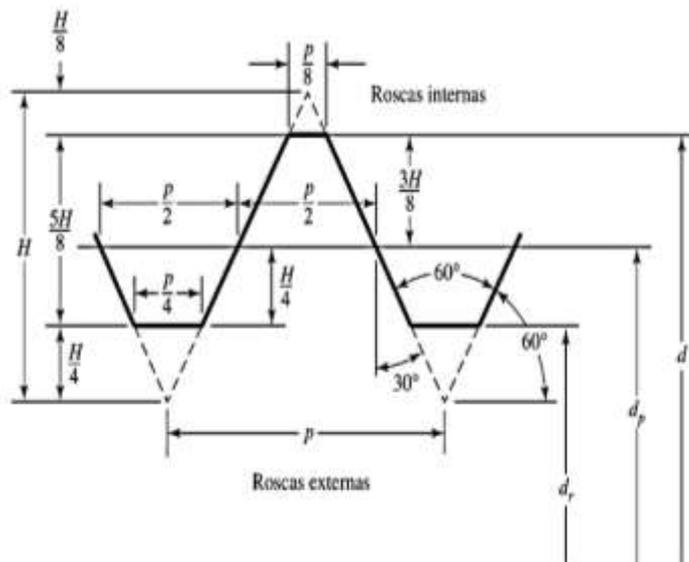


Figura 15. Perfil básico de las roscas métricas M y MJ (18)

Cada vez que se estudien los sujetadores roscados se debe estar alerta a la presencia de evaluación o selección de datos mediante tablas o aproximaciones y determinísticos (18).

c) Tablas necesarias para el cálculo de selección de pernos

Esta carga es el torque necesario que se le da al perno al momento del ensamblaje.

Tabla 6. Tabla de torques de alto grado

Torque en (Nm)	Clase 8.8		Clase 10.9		Inox. A2
	Lub.	Seco	Lub.	Seco	Seco
3	1.13	1.34	1.88	2.26	1
4	2.6	3.04	4.31	5.15	2.5
5	5.1	6.03	9.48	10.2	4.9
6	9	11	12	17	8.4
8	22	28	32	40	20.4
10	43	55	63	80	41
12	75	95	110	140	70
14	120	150	175	225	112
16	190	240	275	350	173
18	260	330	375	475	246
20	375	475	530	675	351
24	650	825	925	1150	336
30	1300	1650	1850	2300	643

Nota: tomada de <http://imtor.com.mx/torques.pdf>

La ecuación de torque se definiría así (24):

$$T = k * F_i * d \quad (2. 9)$$

Donde:

T: torque (Nm)

F_i: fuerza de tensión que ejerce el torque sobre la superficie del perno

D: diámetro del perno

K: coeficiente de par de torsión

El coeficiente de fricción depende de la uniformidad de la superficie, de la precisión y del grado de lubricación.

Tabla 7. Factor k en función a la condición de perno

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.3
Galvanizado	0.2
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con <i>Anti-Seize Bowman</i>	0.12
Con tuercas <i>Bowman-Grip</i>	0.09

Nota: tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (18)

Para ello se usarán las distintas tablas mencionadas líneas abajo:

Tabla 8. Dimensiones de pernos de cabeza cuadrada y hexagonal

Tamaño nominal, pulgada	Cuadrada		Hexagonal regular			Hexagonal pesada			Hexagonal estructural		
	W	H	W	H	R min.	W	H	R min.	W	H	R min.
1/4	3/8	1 1/4	7/16	1 1/4	0.01						
5/16	1/2	1 3/4	1/2	3/4	0.01						
3/8	9/16	1 1/2	9/16	1 1/4	0.01						
7/16	5/8	1 9/16	5/8	1 9/16	0.01						
1/2	3/4	2 1/4	3/4	1 1/2	0.01	3/8	1 1/2	0.01	3/8	5/8	0.009
5/8	15/16	2 7/8	15/16	2 7/8	0.02	1 1/16	2 7/8	0.02	1 1/16	2 5/8	0.021
3/4	1 1/8	3 1/2	1 1/8	3 1/2	0.02	1 1/4	3 1/2	0.02	1 1/4	3 1/2	0.021
1	1 1/2	4 1/2	1 1/2	4 3/4	0.03	1 5/8	4 3/4	0.03	1 5/8	4 3/4	0.062
1 1/8	1 11/16	5 1/4	1 11/16	5 1/4	0.03	1 13/16	5 1/4	0.03	1 13/16	5 1/4	0.062
1 1/4	1 3/8	6 1/4	1 3/8	6 1/4	0.03	2	6 1/4	0.03	2	6 1/4	0.062
1 3/8	2 1/16	7 1/4	2 1/16	7 1/4	0.03	2 3/16	7 1/4	0.03	2 3/16	7 1/4	0.062
1 1/2	2 1/4	8 1/4	2 1/4	8 1/4	0.03	2 3/8	8 1/4	0.03	2 3/8	8 1/4	0.062
Tamaño nominal. Mm											
M5	8	3.58	8	3.58	0.2						
M6			10	4.38	0.3						
M8			13	5.68	0.4						
M10			16	6.85	0.4						
M12			18	7.95	0.6	21	7.95	0.6			
M14			21	9.25	0.6	24	9.25	0.6			
M16			24	10.75	0.6	27	10.75	0.6	27	10.75	0.6
M20			30	13.4	0.8	34	13.4	0.8	34	13.4	0.8
M24			36	15.9	0.8	41	15.9	0.8	41	15.9	1
M30			46	19.75	1	50	19.75	1	50	19.75	1.2
M36			55	23.55	1	60	23.55	1	60	23.55	1.5

Nota: tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (18)

Tabla 9. Dimensiones de arandelas métricas (mm)

Tamaño de la arandela	DI mín.	DE máx.	Espesor máximo	Tamaño de la arandela	DI mín.	DE máx.	Espesor máximo
1.6 N	1.95	4	0.7	10N	10.85	20	2.3
1.6 R	1.95	5	0.7	10R	10.85	28	2.8
1.6 W	1.95	6	0.9	10W	10.85	39	3.5
2N	2.5	5	0.9	12N	13.3	25.4	2.8
2R	2.5	6	0.9	12R	13.3	34	3.5
2W	2.5	8	0.9	12W	13.3	44	3.5
2.5N	3	6	0.9	14N	15.25	28	2.8
2.5R	3	8	0.9	14R	15.25	39	3.5
2.5W	3	10	1.2	14W	15.25	50	4
3N	3.5	7	0.9	16N	17.25	32	3.5
3R	3.5	10	1.2	16R	17.25	44	4
3W	3.5	12	1.4	16W	17.25	56	4.6
3.5N	4	9	1.2	20N	21.8	39	4
3.5R	4	10	1.4	20R	21.8	50	4.6
3.5W	4	15	1.75	20W	21.8	66	5.1
4N	4.7	10	1.2	24N	25.6	44	4.6
4R	4.7	12	1.4	24R	25.6	56	5.1
4W	4.7	16	2.3	24W	25.6	72	5.6
5N	5.5	11	1.4	30N	32.4	56	5.1
5R	5.5	15	1.75	30R	32.4	72	5.6
5W	5.5	20	2.3	30W	32.4	90	6.4
6N	6.65	13	1.75	36N	38.3	66	5.6
6R	6.65	18.8	1.75	36R	38.3	90	6.4
6W	6.65	25.4	2.3	36W	38.3	110	8.5
8N	8.9	18.8	2.3				
8R	8.9	25.4	2.3				
8W	8.9	32	2.8				

Nota: tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (18)

Tabla 10. Tamaños más usuales de sujetadores y los números de Renard (serie R)

1/64	1/32	1/16	3/32	1/8	5/32	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	11/16	3/4	7/8	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 3/4	3	
3 1/4	3 1/2	3 3/4	4	4 1/4	4 3/4	5	5 1/4	5 1/2	5 3/4	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	9 1/2	10	10 1/2	11	11 1/2	12			
12 1/2	13	13 1/2	14	14 1/2	15	15 1/2	16	16 1/2	17	17 1/2	18	18 1/2	19	19 1/2	20										
Décimas de pulgadas																									
0.010	0.012	0.016	0.020	0.025	0.032	0.040	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.16	0.20	0.24	0.30										
0.40	0.50	0.60	0.80	1.00	1.20	1.40	1.60	1.80	2.0	2.4	2.6	2.8	3.0	3.2	3.4	3.6	3.8	4.0	4.2						
4.4	4.6	4.8	5.0	5.2	5.4	5.6	5.8	6.0	7.0	7.5	8.5	9.0	9.5	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	12.5						
13.0	13.5	14.0	14.5	15.0	15.5	16.0	16.5	17.0	17.5	18.0	18.5	19.0	19.5	20.0											
Milímetros																									
0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.16	0.20	0.25	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.0	1.1	1.2								
1.4	1.5	1.6	1.8	2.0	2.2	2.5	2.8	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	8.0	9.0	10	11	12	14			
16	18	20	22	25	28	30	32	35	40	45	50	60	80	100	120	140	160	180	200	250	300				
Números de Renard*																									
1a. Elección, R5:		1	2	3	4	6	10																		
2a. Elección, R10:		1.25	2	3.15	5	8																			
3a. Elección, R20:		1.12	1.4	1.8	2.24	2.8	3.55	5.6	7.1	9															
4a. Elección, R40:		1.06	1.18	1.32	1.5	1.7	1.9	2.12	2.36	2.65	3	3.35	3.75	4.25	4.75	5.3	6								
		6.7	7.5	8.5	9.5																				

*se puede multiplicar por, o dividir entre, potencias de 10.

Nota: tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (18)

Tabla 11. Diámetro y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino

Diámetro mayor nominal d, mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p, mm	Área de esfuerzo de tensión At mm ²	Área del diámetro menor Ar mm ²	Paso p, mm	Área de esfuerzo de tensión At mm ²	Área del diámetro menor Ar mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.4	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36
10	1.5	58	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

*Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978.

El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_r = d - 1.226\ 869p$, y el diámetro de paso a partir de $d_p = d - 0.649\ 519p$.

La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

Nota: tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (18)

Tabla 12. Propiedades comunes de material, bandas metálicas

Aleación	Esfuerzo de cedencia, kpsi	Módulo de Young, Mpsi	Relación de Poisson
Acero inoxidable 301 o 302	175	28	0.285
BeCu	170	17	0.22
Acero al carbono 1075 o 1095	230	30	0.287
Titanio	150	15	-
Inconel	160	30	0.284

Nota: tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (18)

Tabla 13. Clases métricas de propiedades mecánicas de pernos y birlos de acero

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusivos	Resistencia de prueba mínima Mpa	Resistencia mínima a la tensión, Mpa	Resistencia mínima a la fluencia, Mpa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100	Acero aleado, T y R	

Nota: tomada de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (18)

2.2.2.4 Rodamientos

Es un cojinete de rodadura mecánica que trabaja entre dos elementos que realizan un movimiento relativo respecto al otro que se encuentra fijo, por lo que el trabajo principal de un rodamiento es disminuir la fricción (que viene a ser la resistencia a movimiento entre dos superficies en contacto) y garantizar el correcto posicionamiento de los dos elementos. También llamado como elemento mecánico que se encuentra entre dos elementos de una máquina con un eje de rotación común, de tal manera que uno de ellos gira respecto al otro (25)

a) Tipos de rodamientos

➤ Rodamientos de agujas

Tienen varios rodillos ensamblados cuya longitud es de 3 a 10 de diámetro, con lo cual resulta que la relación de diámetro del rodaje y del rodillo es muy pequeña, con lo que se puede tener una carga radial elevada (25).

➤ Rodamientos de rodillos cónicos

Este tipo de rodamientos cónicos guiados por una base cónica con este tipo de rodamientos puede soportar cargas radiales muy elevadas y también cargas axiales en una sola dirección. Teniendo en cuenta su ángulo de contacto este se divide en tres tipos de ángulo normal, medio y pronunciado (25).

➤ Rodamientos de rodillos esférico

Estos rodamientos cuentan con rodillos con una geometría de unos barriles, son un tipo de rodamiento autoalineante, debido a su geometría en la pista que tienen unas ranuras que hacen el contacto con el eje. Si se produce desplazamiento del eje o de los soportes o desalineación de los ejes, se corrige de forma automática, de forma que no se aplica un exceso de fuerza sobre los rodamientos. También están muy bien diseñados para soportar

altas cargas radiales y cargas axiales en una dirección, usados con frecuencia en lugares donde existe alto impacto (25).

➤ Rodamientos de bolas de apoyo axial de una sola dirección

Este tipo de rodamientos está conformado por dos anillos similares a una arandela con una pista de rodadura de las bolas. Como su nombre se menciona es muy utilizado para soportar cargas axiales en una dirección (25).

➤ Rodamientos de bolas de apoyo axial de doble dirección

Este tipo de rodamiento tiene tres anillos de fijación y el del medio cumple la función de alineación con el eje para poder compensar desalineaciones del eje o errores de montaje (25).

➤ Rodamientos de rodillos esféricos de apoyo axial

Tiene rodillo de forma de barril y están ensamblados en una pista de rodadura esférica, es por lo que estos rodamientos son autoalineantes y también con ello pueden soportar cargas axiales muy elevadas; pueden soportar cargas radiales moderadas cuando se aplican sobre ellos cargas axiales (25).

➤ Rodajes cónicos

Los rodamientos de rodillos cónicos, siempre montados en oposición a otro rodamiento de la misma geometría, permiten una gran rigidez del montaje, en particular si están precargados (26).

- **Jaula:** los rodamientos de rodillos cónicos generalmente tienen una jaula de chapa rígida o, en algún caso, de material sintético (26).
- **Ángulo de contacto:** el rodamiento de rodillos cónicos no puede aceptar más que cargas axiales en una sola dirección y debe estar montado en oposición a un rodamiento del mismo tipo (26).

- **Cargas y velocidades:** el rodamiento de rodillos cónicos tienen un contacto angular que puede soportar importantes cargas radiales y axiales (26).
- **Defectos de alineamiento:** la corrección de los perfiles de las generatrices en contacto permite defectos de alineamiento del orden de $0,06^\circ$ (26).
- **Tolerancias:** estos rodamientos tienen una precisión estándar con tolerancias según la Norma ISO 492 y pueden ser suministrados bajo pedido con tolerancias específicas en una o varias de sus dimensiones o características (26).
- **Juego axial:** estando estos rodamientos montados siempre en oposición, el juego axial se determina por el reglaje de los rodamientos en el momento del montaje, es decir, por el ajuste de la posición inicial relativa de los conos respecto a las cubetas. El reglaje determina un juego mecánico (juego positivo) o una precarga (juego negativo) (26).

b) Cálculos de selección

➤ Tipos de montaje

- **Montaje en O:** permite, en particular, realizar montajes compactos, sean estos precargados o con juego. El reglaje se hace sobre la distancia del diámetro interno de los conos de ambos rodamientos, determinada, ya sea por una longitud de separador, o por una tuerca de reglaje (26).

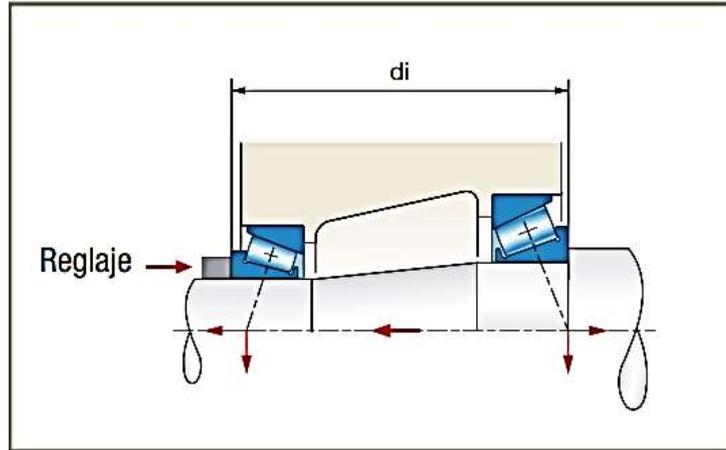


Figura 16. Montaje en O (26)

- **Montaje en X:** montar un eje totalmente equipado con los rodamientos dentro de un cárter. El reglaje se hace sobre la distancia del diámetro exterior de las cubetas de ambos rodamientos, que se determina mediante galgas o tuerca de reglaje (26).

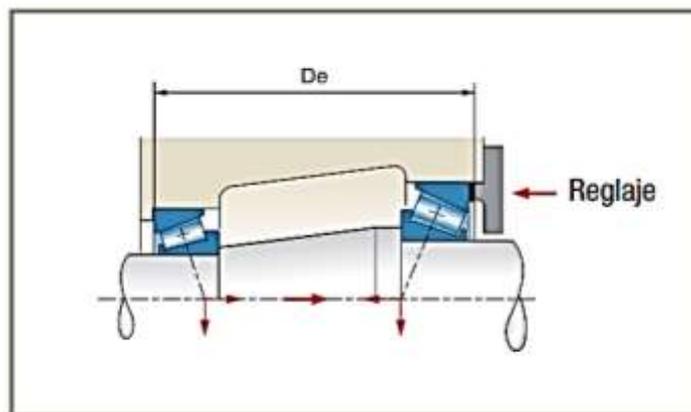


Figura 17. Montaje en X (26)

➤ **Precarga**

Los rodamientos de rodillos cónicos se precargan cada vez que se quiere asegurar la rigidez axial del montaje (rodamientos de piñón cónico, rodamientos de cabezal de máquina herramienta) (26).

La curva de penetración axial que caracteriza la rigidez del rodamiento, que depende del ángulo de contacto, del número de rodillos y de la longitud efectiva de los mismos (26).

La curva de par de rozamiento, que permite verificar por medio de un medidor de par que el reglaje de la precarga es correcto (26).

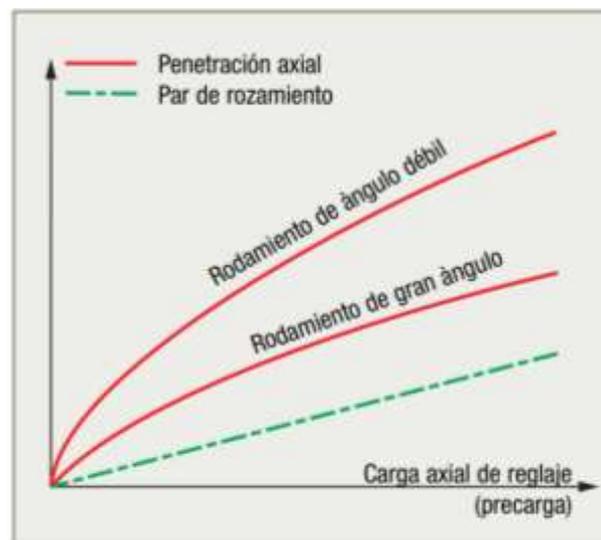


Figura 18. Curvas de características de rodamientos cónicos (26)

➤ Cálculos para la selección de rodamientos

El cálculo de los rodamientos del *rodete* se fundamenta en el “Catálogo general” y “Soportes de pie SNL” de S. K. F.

- **Determinación de los esfuerzos en los rodamientos**

Los esfuerzos en los rodamientos se determinan a partir del equilibrio de fuerzas y momentos que actúan sobre el eje.

- **Carga mínima en el rodamiento**

Como ya se ha mencionado anteriormente y debido a su sobredimensionamiento, es importante que las cargas a las que se ven sometidos sean mayores a la carga mínima que pueden soportar.

- **Capacidad de carga axial de los rodamientos**

La capacidad de la carga axial de los rodamientos montados sobre manguito de fijación, si se montan sobre ejes lisos sin resaltes, depende del rozamiento entre el manguito y el eje. Se calcula mediante la fórmula.

$$F_{aa} = 3 * B * d \quad (2. 10)$$

Donde:

F_{aa}: máxima carga axial admisible [N]

B: anchura del rodamiento [mm]

d: diámetro del agujero del rodamiento [mm]

- **Carga estática equivalente**

La carga estática equivalente en un rodamiento se define como la carga que si se aplicara, produciría la misma deformación en el rodamiento que las cargas reales.

- **Duración de los rodamientos**

La vida útil de un rodamiento se define como el número de revoluciones (o de horas a una velocidad constante determinada) que el rodamiento puede dar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga, desconchado, en uno de sus aros o de sus elementos rodantes. Y se determina por la fórmula.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (2. 11)$$

Donde:

L₁₀: duración nominal en millones de revoluciones

C: capacidad de carga dinámica [N]

P: carga dinámica equivalente sobre el rodamiento [N]

p: exponente de la fórmula de duración (p = 10/3 en rodamientos a rodillos)

2.2.2.5 Soldadura

La soldadura está constituida por un conjunto de formas metálicas que son cortadas en formas indistintas y son unidas soldando, después de este proceso se logra contacto con firmeza. Existen símbolos en la soldadura que están estandarizados por la *American Welding Society* (AWS), en la siguiente figura se muestra una flecha (apunta a la unión a soldar) y el cuerpo (contiene los elementos necesarios) (18).

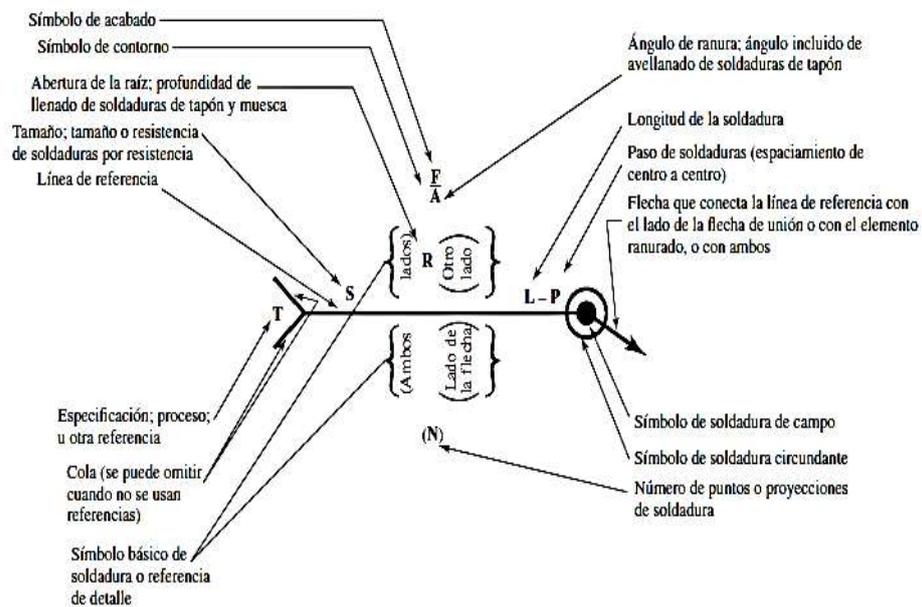


Figura 19. Representación simbólica de soldadura estándar AWS con la ubicación de los elementos del símbolo (18)

En la operación de soldadura se desprende calor y cambios (físicos y químicos) en el metal base, además se adicionan esfuerzos residuales por sujeción o unión de elementos debido al orden de la soldadura, siendo bajos de severidad estos esfuerzos residuales, siendo así en algunos casos necesario un tratamiento térmico suave para desprenderlos, se recomienda hacer un precalentamiento al tener partes gruesas (18).

Tipo de soldadura							
Cordón	Filete	Tapón o muesca	Ranura				
			Cuadrada	V	Bisel	U	J
							

Figura 20. Símbolos de soldadura por arco y autógena (18)

a) Cálculo de soldadura

Cálculo de esfuerzos (27):

- Tensión de la compresión

$$fn = \frac{P}{A_w} \quad (2. 12)$$

- Cortante directo

$$fn = \frac{P}{A_w} \quad (2. 13)$$

- Flexión

$$fn = \frac{M}{S_w} \quad (2. 14)$$

- Torsión

$$fn = \frac{T}{J_w} \quad (2. 15)$$

Donde:

A_w : área / longitud = longitud

S_w : módulo de la sección Z / longitud = longitud²

J_w : momento polar de inercia de área J / longitud = longitud³

2.2.3 Mecanismos de transmisión

Las máquinas están compuestas de mecanismos, estos son sistemas integrados por elementos que transforman fuerzas y movimientos de entrada en otra de salida. El elemento de entrada o motriz tiene un tipo de movimiento en común con el movimiento de salida o conducido (28).

a) Clasificación de mecanismos de transmisión

➤ Mecanismos de transmisión lineal

Caracterizado porque el elemento de ingreso y salida poseen movimiento lineal como una palanca (28).

➤ Mecanismos de transmisión circular

Caracterizado porque el elemento de ingreso y salida poseen movimiento circular (28).

2.2.3.1 Poleas

La polea es una máquina simple cuya función es la de transmitir fuerza, la forma que tiene es la de una rueda acanalada por los bordes y en general es sólida, el acanalado que posee es para que pase una cuerda, cadena, correa, etc., que está encargada de transmitir una carga o resistencia R y generando fuerza o potencia, una función que se le da a este mecanismo comúnmente es para elevar pesos de manera más sencilla y con poco esfuerzo (28).

a) Tipos de poleas

➤ Poleas fijas

Consideradas así al poseer una rueda suspendida y anclada en un punto fijo (28).

➤ Poleas móviles

Se caracterizan por poseer dos poleas o sistema de armadura gancho, es decir, una fija y una móvil que ayudan a

disminuir el esfuerzo que se realiza a la mitad, tiene el inconveniente de hacer un recorrido doble para poder elevar una altura determinada (28).

La polea puede ser independiente o simple, o al anclarse a otras y forma un sistema es llamada compuesta o combinada. Con las poleas se logra obtener esfuerzos de forma cómoda y sobre todo amplificándola (28).

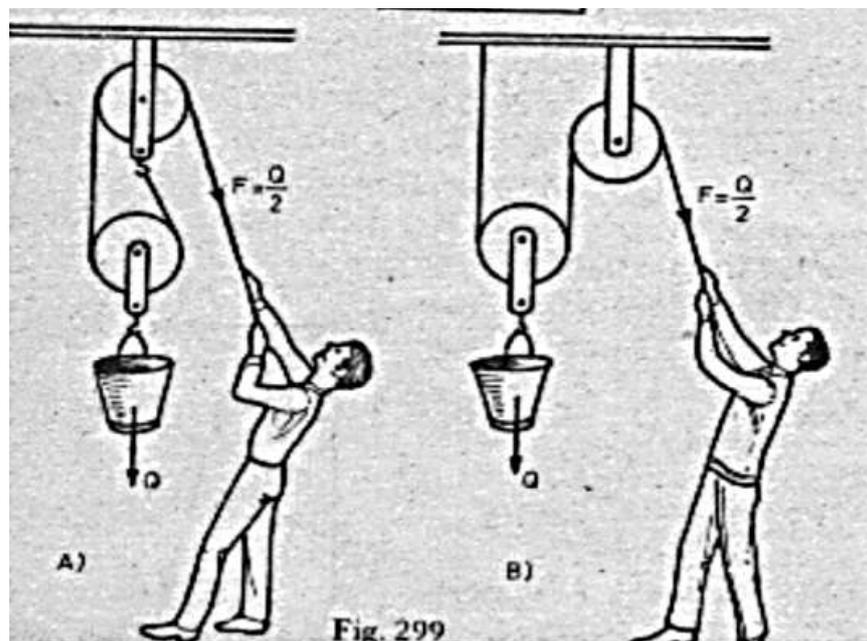


Figura 21. Poleas móviles. Tomada de propuesta de mejora del mecanismo articulado captador parabólico solar, Ayala (2008)

b) Sistema de poleas con correa

Este sistema consiste en la instalación de dos poleas a determinada longitud y se realiza el movimiento al hacer rozamiento entre la correa y la polea motriz, posteriormente la correa hace rozamiento con la polea conducida produciéndose así un movimiento circular (28).

Elementos del sistema de poleas con correa:

➤ Polea motriz

Es la polea que conduce el movimiento al recibir la transmisión del eje que posee movimiento (motor) (28).

➤ Polea conducida

Caracterizada por estar acoplada al eje que se desea mover (28).

➤ Correa de transmisión

Tiene las características de una cinta o tira cerrada, los materiales de los que está hecho son cuero, caucho u otros materiales flexibles y resistentes que permitan un rango de tensión (28).

c) Clasificación de las poleas según tamaño

➤ Sistema de reducción

Se caracteriza porque la polea conducida posee menor velocidad que la polea motriz, la razón es porque la polea conducida tiene mayor diámetro que la polea motriz (28).

➤ Sistema multiplicador

En este tipo de sistema se produce lo contrario a lo anterior, donde la polea motriz es de mayor tamaño que la polea conducida.

Un dato a tener en cuenta es la unidad en que se mide, siendo esta en rpm (revoluciones por minuto) (28).

d) Ventajas del sistema de poleas con correa

➤ Permiten la transmisión de movimiento a grandes distancias en forma circular (28).

➤ Al existir inconvenientes de atascamiento la polea tiende a salir de la ranura, parando el movimiento de transmisión, de esta manera se eleva el grado de muchas máquinas que usan este

sistema (28).

- En lo económico tiene un costo bajo de fabricación a la vez que es de fácil diseño (28).
- Posee un funcionamiento suave y silencioso (28).

e) Desventajas del sistema de poleas con correa

- Al permitir la transmisión a grandes distancias tiene el inconveniente de ocupar demasiado espacio (28).
- La correa puede perder rozamiento al estar a elevadas revoluciones y por consiguiente sufrir de patinadas (28).
- Posee un límite de potencia en su transmisión (28).

2.2.3.2 Sistema de transmisión de potencia mediante fajas

Muy utilizados en la industria para la transmisión de energía mecánica entre un elemento motriz hacia otro elemento conducido que, a su vez, acciona un dispositivo. El elemento motriz es un mecanismo que puede ser activado mediante energía eléctrica, hidráulica, mecánica, etc. (29).

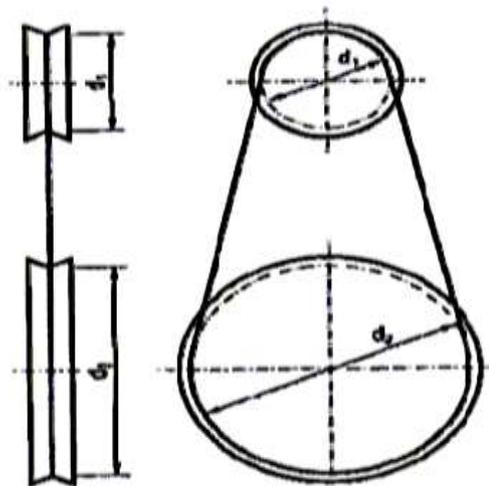


Figura 22. Sistema simple de poleas con correa. Tomada de propuesta de mejora del mecanismo articulado captador parabólico solar, Ayala (2008)

a) Fórmulas para el cálculo de transmisiones

Donde

V: velocidad en metros

D: diámetro en metros

N: número en rpm

Fórmula de velocidad tangencial

Conociendo diámetro y numero de rpm

$$V = \frac{D * \pi * n}{60000} = \frac{D * n}{19100} = \frac{\text{metros}}{\text{segundos}} \quad (2. 16)$$

➤ Formula de número de rpm

Conociendo la velocidad y el diámetro

$$n = \frac{19100 * v}{D} \text{ número } r. p. m. \quad (2. 17)$$

Donde

D: diámetro de polea mayor en mm

d: diámetro de polea menor en mm

n1: número de rpm polea mayor

N 2: número de rpm polea menor

n: número en rpm

Md: par en Nm (newton / metro)

P: potencia en kW

➤ Fórmula de relación de transmisión

$$D * n_1 = d * n_2 \quad (2. 18)$$

➤ Fórmula de potencia

Conociendo la potencia a trasmitir (kW) y número de rpm

$$Md = \frac{P * 9555}{n} Nm \left(\frac{\text{Newton}}{\text{metro}} \right) \quad (2. 19)$$

b) Transmisión por correa

Este tipo de transmisiones donde existe la fricción (polea - correa) y la flexibilidad, que va a dar la posibilidad de transmitir el movimiento de una polea conductora a una conducida.

En la transmisión por correas real, la relación de torques son iguales a las ideales, pero con la velocidad sucede lo contrario (30).

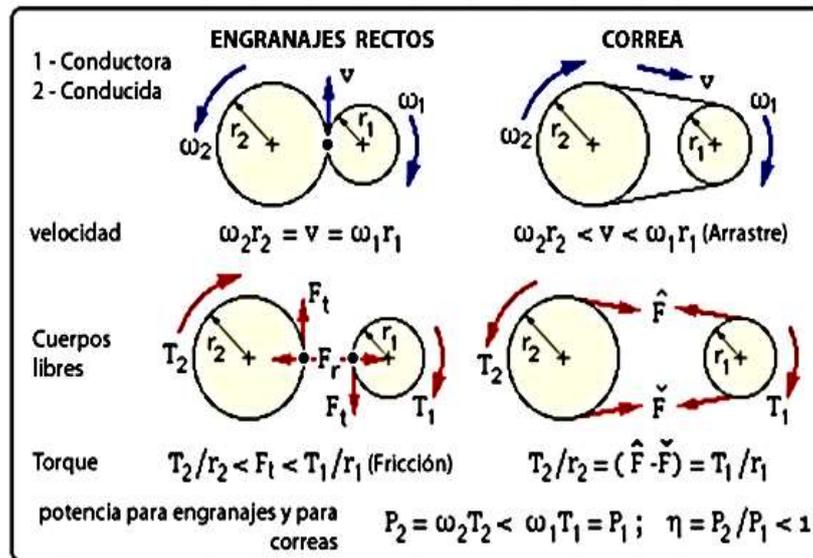


Figura 23. Transferencia de potencia en una transmisión por correa.
Tomada de <https://n9.cl/wz9o6>

$$N_y = D_x * N_x \quad (2. 20)$$

Donde:

D_x : diámetro de la polea motriz

N_x : N.º de rpm de la polea motriz

c) Cálculo general de transmisión y correas

➤ En el par resultante del rodete se tiene que el rendimiento de la transmisión por correas trapezoidales es del 98% y se tiene un deslizamiento en la función de 0.01% a 0.02%. Se determina el

par del rodete con (31):

$$M_{POLEA7} = \frac{\Gamma_{resistente}}{\text{rendimiento} * i_{real}} = \frac{1138.03599}{0.98 * 1} = 1161.2612 Nm \quad (2.21)$$

Y con la ecuación siguiente la potencia del rodete:

$$P = \frac{M * n}{9.55} \quad (2.22)$$

Donde:

P: potencia para generar movimiento en el rodete (W)

M: El torque del rodete (Nm)

N: número de revoluciones (rpm)

Para alargar la vida de la transmisión se debe tener presente:

Condiciones de trabajo, garantía de la máquina, costo del mantenimiento de las correas, horas de trabajo (31).

➤ La potencia de cálculo con la siguiente formula:

$$P_{corregida} = \text{Factor de servicio} * P_{necesaria} \quad (2.23)$$

Para realizar el cálculo de la velocidad de las correas se tiene (31):

$$V = \frac{d * \omega}{19100} \quad (2.24)$$

Donde

V: velocidad de la correa [m/s]

d: diámetro primitivo de una de las poleas [mm]

ω : número de rpm de esta misma polea

➤ La distancia entre centros y la longitud de la correa (31)

$$LAC = 2 * DEC + 1.57 * (D_{POLEA7} + D_{RODETE}) + \frac{(D_{POLEA7} + D_{RODETE})^2}{4 * DEC} \quad (2. 25)$$

Donde:

LAC es la longitud aproximada de la correa [mm].

DEC es la distancia entre centros aproximada.

➤ Distancia real entre centros (31).

$$E = \frac{F - h * (D_{RODETE} - D_{POLEA7})}{2} \quad (2. 26)$$

Donde:

E: es la distancia real entre centros mm

$F = LP - 1.57 * (D_{RODETE} - D_{MOTOR})$

h: es el factor de la distancia entre centros, obtenida de tabla y depende del valor:

$$\frac{(D_{RODETE} - D_{MOTOR})}{F}$$

➤ Para determinar la cantidad de correas

Se hace uso de los siguientes datos como D_{rodete} y ω_{rodete} en rpm y a partir de tablas que se muestran en la sección de cálculos como potencia base A, potencia suplementaria B, potencia suplementaria por correa c, factor de corrección G del arco de contacto, factor de corrección de CL (31).

- Determinación de la potencia neta transmitible por correa

$$POTENCIA_{NETA \times CORREA} = (A + B + C) * G * C_L \quad (2. 27)$$

- Determinación del número de correas N (31).

$$CANTIDAD \ DE \ CORREAS = \frac{POTENCIA \ CORREGIDA}{POTENCIA_{NETA \times CORREA}} \quad (2. 28)$$

- Cálculo de tensión estática por correa media (31)

$$F_{0/correa} = 45 * \frac{(2.5 - G)}{G} * \frac{Potencia \ corregida}{N * V} + M * V^2 \quad (2. 29)$$

Donde

$F_{0/correa}$: tensión estática por ramal de correa [daN]

M: constante que depende de la masa de la correa por unidad de longitud.

- Tensión estática total se da con (31):

$$F_0 = N * F_{0/correa} = 2 * 144.93 \ daN \quad (2. 30)$$

- Cálculo de los esfuerzos en el eje del rodete. Par transmitido (31).

$$\Gamma_{transmitido} = \frac{POTENCIA_{TRANSMITIDA}}{\omega_{RODETE}} = \frac{N * POTENCIA_{NETA \times CORREA}}{\omega_{RODETE}} \quad (2. 31)$$

➤ Fuerza tangencial útil Ft (31)

$$\Gamma_{transmitido} = F_T * \frac{D_{RODETE}}{2} \rightarrow F_T = \frac{2 * \Gamma_{TRANSMITIDO}}{D_{RODETE}} \quad (2. 32)$$

➤ Factores de fuerza centrífuga Fc y fuerza centrífuga FCR

$$F_c = M * V^2 \quad (2. 33)$$

Donde:

M: masa constante en kg/m

V: velocidad de las correas

➤ Fuerza centrífuga total FCR (31)

$$F_{CR} = 2 * F_c * \text{sen} \frac{\beta}{2} \quad (2. 34)$$

Donde:

B: ángulo de contacto de las correas en la polea

➤ La fuerza resultante en el eje lado polea (31)

En el eje x:

$$R_x = (F_1 + F_2) * \cos \alpha - 2 * F_c * \cos \alpha \quad (2. 35)$$

Donde:

α : ángulo formado por las fuerzas F1 y F2, $\alpha = 180^\circ - \beta$.

En el eje y:

$$R_y = (F_2 - F_1) * \text{sen} \alpha \quad (2. 36)$$

De ahí sale la resultante:

$$R = \sqrt{R_{x'}^2 + R_{y'}^2} \quad (2. 37)$$

➤ Esfuerzo axial

En el sistema generado por el peso de los elementos.

➤ Esfuerzo radial

De donde que se considera el esfuerzo radial (31).

$$F_{RADIAL} = P_{ELEMENTOS MECANICOS} + F_{DESEQUILIBRIO} \quad (2. 38)$$

➤ La fuerza de desequilibrio residual se calcula con (31):

$$F_{DESEQUILIBRIO} = 1.07 * 10^{-5} * P_{ELEMENTOS MECANICOS} * (GRADO EQUILIBRADO) * \omega_{RODETE} \quad (2. 39)$$

Donde:

$F_{desequilibrio}$: fuerza de desequilibrio residual [N]

$P_{ELEMENTOS MECANICOS}$: peso del rodete [N]

Grado equilibrado: grado de calidad del equilibrado [mm/s]

ω_{rodete} : velocidad que gira el rodete [rpm]

Para finalmente reemplazar en la fórmula principal y hallar la fuerza radial.

$$F_{RADIAL} = P_{ELEMENTOS MECANICOS} + F_{DESEQUILIBRIO} \quad (2. 40)$$

d) Selección de fajas

Las fajas o correas de transmisión son elementos de transmisión de potencia, de material flexible que van sobre poleas con el objetivo de transportar el par de giro. La faja trabaja en rozamiento con la polea que va montada, que trabajan como si

fuera un fusible, dado que se comportan como amortiguador, reduciendo las vibraciones que pueden generarse entre ejes (29).

➤ Correas trapezoidales

Las fajas trapezoidales o correas en "V" trabajan a partir de generar contacto con los costados de la faja o flecos (29).

Según las normas ISO las fajas trapezoidales se clasifican en dos grandes grupos: las fajas de secciones con los perfiles clásicos Z, A, B, C, D y E y las correas estrechas de secciones SPZ, SPA, SPB y SPC (29).

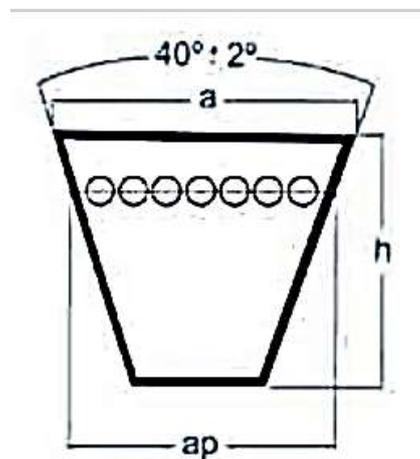


Figura 24. Esquema de una correa trapezoidal. Tomada de <http://www.indarbelt.es>, Ingeniería Mecánica

Donde:

a: ancho de la cara superior de la correa

h: la altura o espesor de la correa

ap.: ancho primitivo de la correa

Tabla 14. Perfiles normalizados para correa trapezoidal

Sección	a (mm)	h (mm)	ap (mm)
Z	10	6	8.5
A	13	8	11
B	17	11	14
C	22	14	19
D	32	19	27
E	38	25	32

Nota: tomada de <https://ingemecanica.com>

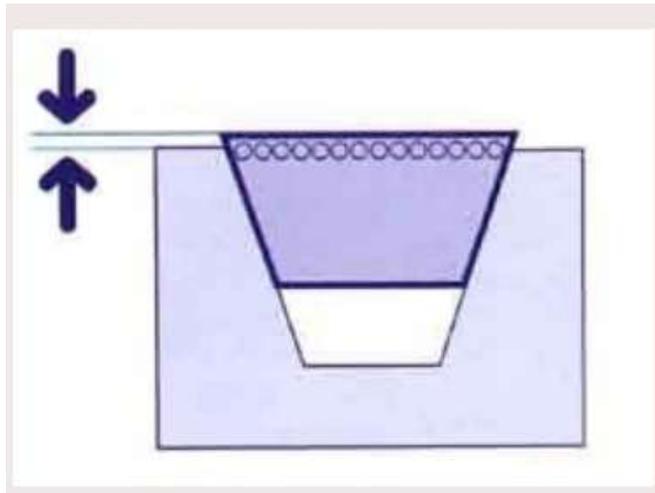


Figura 25. Colocación de la correa en el canal de la polea. Tomada de <https://ingemecanica.com>

2.2.3.3 Reductores de velocidad

Los reductores o motorreductores son componentes mecánicos muy eficaces para el accionamiento de diversos tipos de máquinas o aparatos de uso industrial, como bombas, compresores elevadores, transportadoras, etc. Que tienen la necesidad de reducir su velocidad y aumentar el par de torsión, como también aprovechar espacios reducidos y también ciertas ventajas en (32):

- Regularidad en transmisión de velocidad y potencia desde el motor al componente (32).
- Seguridad y reducción de costos de mantenimiento (32).
- Menor espacio de instalación y mayor robustez de rigidez de montaje (32).
- Menor tiempo de instalación por la sencillez (32).

a) Componentes de un reductor de velocidad

- 1) Caja
- 2) Engranajes
- 3) Flechas

- 4) Baleros
- 5) Sellos de aceite
- 6) Tornillos y tuercas
- 7) Cuñas

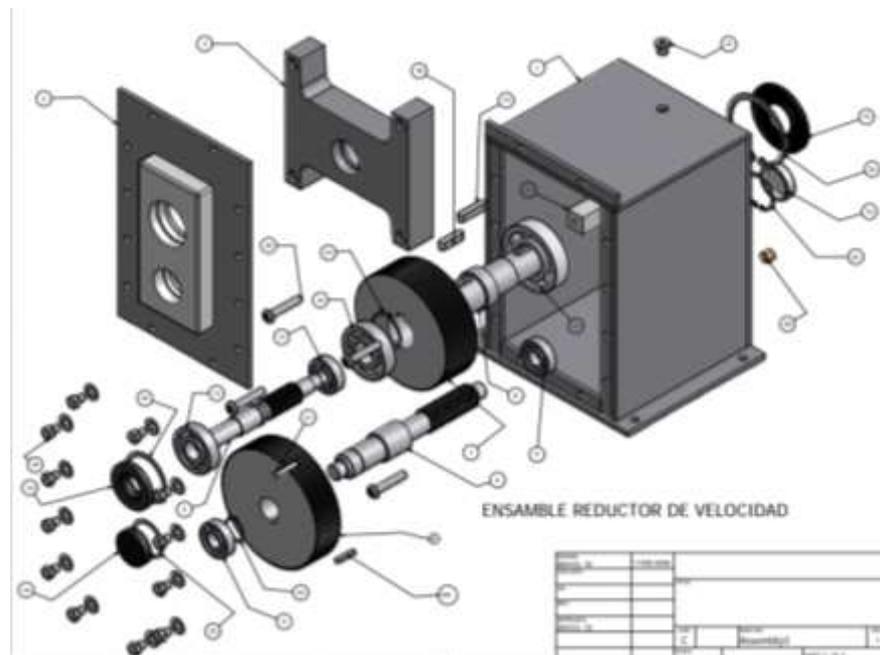


Figura 26. Ensamble de reductor de velocidad (32)

2.2.4 Mecanizado

Es un vocablo utilizado para referirse a los procesos de manufactura con arranque de viruta, estos pueden ser, por ejemplo, la fabricación de productos con el desecho de materia sobrante sobre una forma preestablecida hasta lograr los estándares requeridos por el diseño (33).

2.2.4.1 Descripción de mecanizado

a) Las ventajas y desventajas del mecanizado

Una de las principales ventajas del mecanizado es la precisión dimensional que se obtiene, además de poder realizar geometrías muy complicadas. Algo muy notorio es además el acabado superficial altamente mayor a otros métodos como la fundición (33).

Un detalle que se puede notar rápidamente es el tiempo que se requiere en el mecanizado, puede resultar mayor al que es necesario en la fabricación de otra pieza, con lo que en la producción a gran escala se hace un proceso muy extenso (33).

Algo que resalta en el mecanizado en el aspecto económico son las ventajas que trae consigo cuando se quiere obtener características especiales en la superficie de una pieza, especialmente al tratarse de producción a pequeña escala, pero la viruta producida en el mecanizado reduce algunas de estas ventajas (33).

Existen tres parámetros que destacan en el proceso de mecanizado, como son:

- El factor herramienta en el que se puede notar el ángulo de corte tanto como el desgaste que sufre (33).
- El factor humano del que se puede desprender la velocidad de la pieza o herramienta, el avance longitudinal y la profundidad de corte (33).
- Las propiedades del material a mecanizar varían independientemente por factores como la temperatura o el tipo de viruta que desprende (33).

En el torneado el elemento giratorio es la pieza al instante que la herramienta de corte realiza las maniobras de corte, mientras que en el fresado el que realiza el giro es el elemento de corte con movimientos longitudinales de la pieza en proceso (33).

b) Nomenclatura y descripción del proceso

Los procesos de mecanizado por eliminación de material se caracterizan por los acabados geométricos que se obtienen al

eliminar materia sobrante de una preforma, en este proceso existen dos categorías (33):

- **Procesos no convencionales:** la eliminación de material sobrante es distinto a los mecánicos como pueden ser eléctricos, fisicoquímicos, entre otros (33).
- **Procesos convencionales:** el desecho de material se da por medios mecánicos como torneado, fresado, taladrado, etc. (33).

El mecanizado, actualmente, se ha difundido en la pequeña y gran industria sobre todo por la facilidad de realizar geometrías y la gran precisión que se logra frente a otros métodos (33).

c) Elementos de mecanizado

Para realizar el proceso del mecanizado se requiere de:

- **Pieza:** este término hace referencia al elemento material que se transformará en el proceso de ejecución, la forma inicial del material presenta sobredimensionamiento, que se irán eliminando con precisión en tareas e irá tomando la forma de la pieza con la operación de acabado (33).
- **Herramienta:** estas tienen filos de corte o aristas, de las cuales, las principales son la cara de incidencia que enfrenta a la pieza a mecanizar y la cara de desprendimiento por la que resbala la viruta (33).
- **Máquina-herramienta:** es una máquina constituida por un conjunto de dispositivos que logran desplazar el elemento a mecanizar y con las herramientas logra eliminar el material innecesario de la preforma (33).

d) Herramienta de corte

Estos dispositivos son instalados en las máquinas herramientas que tienen la función de desprender viruta, como pueden ser el torno, la fresadora, taladro entre otros. Este desprendimiento se realiza con los filos de una herramienta con geometría singular (33).

- Formas geométricas de las herramientas de corte (estructura).
- La geometría de estas incide en el mecanizado por factores como el desgaste, potencia de mecanizado, vida útil de la herramienta, la calidad en la superficie, etc. (33).
- Al tener los más simples dispositivos como las cuñas hasta otras herramientas complejas, estas dependen de un ángulo de incidencia (α) y el de ataque (γ) (33).

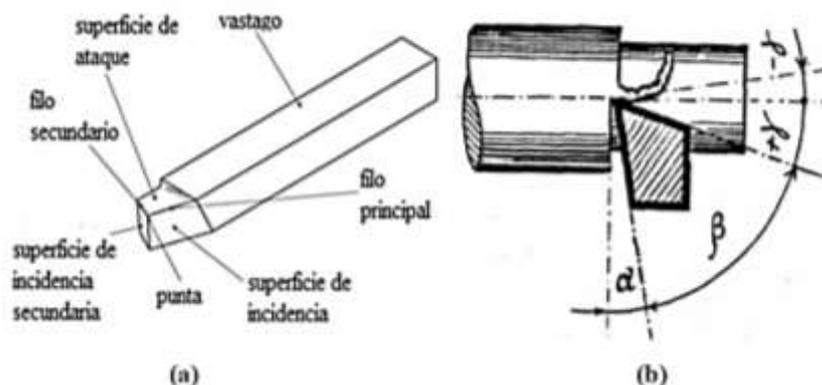


Figura 27. Estructura y ángulos de corte de una cuchilla. Tomada de estructura y ángulos de corte en la cuchilla Gamboa (2009)

Para realizar una determinación en el tipo y valor del ángulo de ataque se debe tener en consideración lo siguiente:

- El tipo de operación a realizar ya sea continuo o con paradas.
- El material para mecanizar y la forma de la herramienta de corte.
- La dureza que posee el material a mecanizar.
- La resistencia al borde del corte (33).

➤ Tipos de herramientas de corte

Existe una gran gama de herramientas de corte que varían en función a la composición que pueden tener, la geometría, velocidad de corte, resistencia al calor y la materia prima a mecanizar como (33):

- **Aceros al carbono endurecidos:** estas poseen hierro, carbono en partes menores al 2% y poseen un tratamiento térmico (33).
- **Aceros aleados (HSS):** la característica principal de estas es que son hechas para trabajos a gran velocidad (alto calor y difícil deformación). Hechas principalmente de aleación de cromo y vanadio (33).
- **Carburo de tungsteno sinterizado:** se fabrican herramientas de este material para trabajos muy pesados como perforado de rocas, mecanizado de materiales duros, brocas de concreto, cerámicos o vidrios, etc. La desventaja es su difícil afilado y fragilidad (33) .
- **Corindón:** hechas de óxido de aluminio, una sustancia muy dura casi después del diamante, usada también en la fabricación de abrasivos (33).
- **Partículas de diamante:** estas son buenas herramientas, pero son muy caras y solo se usan en trozos (33).
- **Insertos:** son placas pequeñas que se usan en el mecanizado, en su composición poseen carburo de tungsteno, cobalto, carburo de titanio, tántalo de cromo, etc. (33).
- La forma, la calidad y el tamaño dependen del material y del tipo de mecanizado (33).

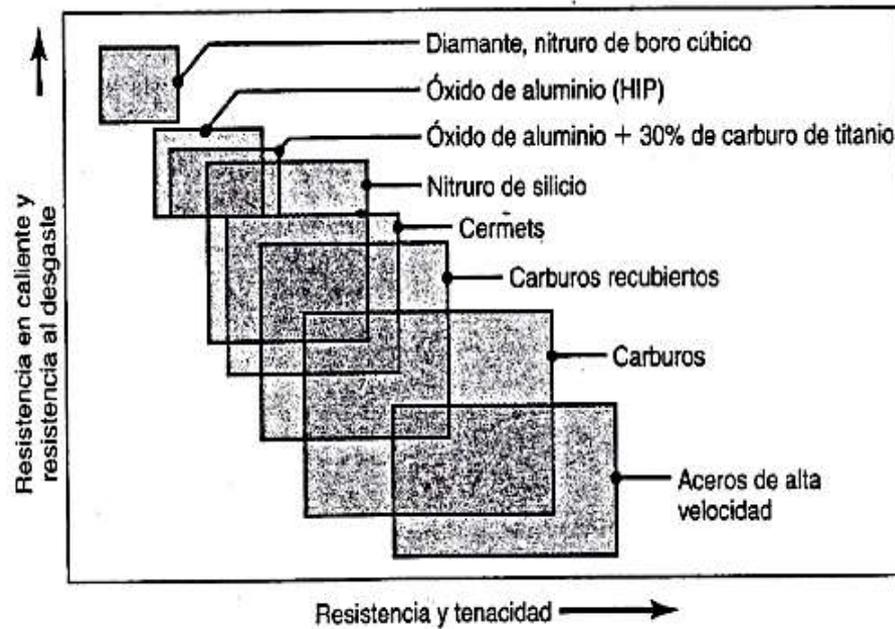


Figura 28. Rangos de las propiedades para materiales de herramientas. Tomada de Rangos de las propiedades para materiales de herramientas Kalpakjian (2008)

- **Brocas:** es un dispositivo metálico de corte que realiza orificios o cavidades cilíndricas, y para su elección se tiene en cuenta la velocidad de corte y la dureza del material (33).

e) Factores que influyen sobre un proceso de corte

- El material, recubrimiento y condiciones de la herramienta
 - El acabado superficial y la forma
 - Estado y temperatura de la pieza
 - Especificaciones de corte, velocidad, avance y profundidad de corte
 - Fluidos de la máquina
 - Especificaciones de la máquina herramienta
 - Soporte y sujeción de la pieza (33)
- Estos factores influyen en la obtención del resultado del mecanizado.
- El tipo de viruta producida.
 - La energía y fuerza producidas en el proceso de mecanizado.
 - La temperatura de la pieza, la viruta y la herramienta se elevan.

- Deterioro y errores de la herramienta.
- El tipo de acabado realizado en la pieza mecanizada (33).

El proceso de arranque de viruta se realiza con una herramienta penetrante, teniendo en cuenta que la herramienta posee mayor dureza que la pieza a mecanizar, este proceso se efectúa con un movimiento relativo entre la herramienta y la pieza (33).

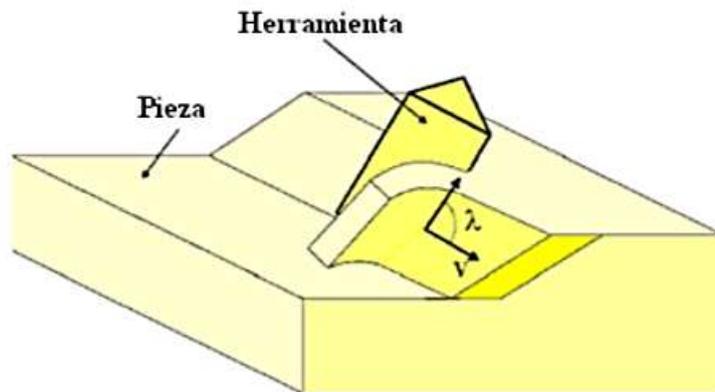


Figura 29. Proceso de mecanizado. Tomada de Tecnología mecánica Micheletti (1986)

f) Parámetros geométricos

- Plano de referencia de trabajo es el plano perpendicular al movimiento de corte (33).
- Plano de corte es el que está en forma tangencial a la superficie de corte (33).
- Y el plano perpendicular a estos dos es el plano de medida de trabajo (33).
- Plano de deslizamiento es donde se lleva a cabo la deformación del material de la pieza, en realidad se trata más de una zona de deslizamiento (33).

- Magnitudes angulares
- Ángulo de inclinación (λ) formado por la dirección de la velocidad resultante de corte y la arista de corte. Al ser $\lambda=90^\circ$ se llama corte ortogonal o si es diferente a 90° es corte oblicuo (33).

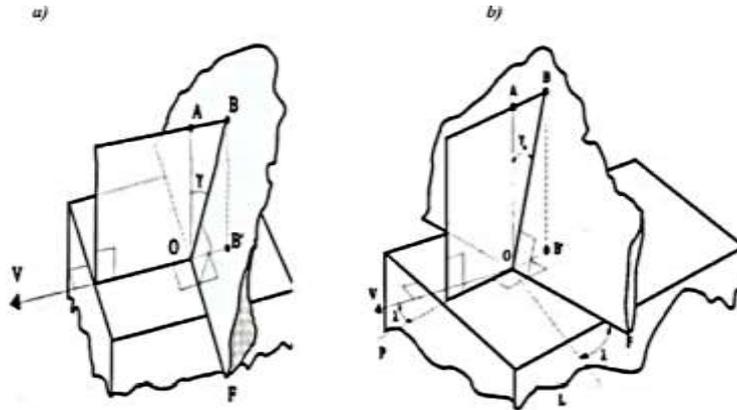


Figura 30. Planos asociados al corte: a) corte ortogonal b) corte oblicuo. Tomada de Rangos de las propiedades para materiales de herramientas Kalpakjian (2008)

- Ángulo de posición (X) formado por el plano de trabajo y corte (33).
- Ángulo de filo (β) formado por las caras de desprendimiento e incidencia de la herramienta (33).
- Ángulo de incidencia u holgura (α) constituido por el ángulo de la cara de incidencia de la herramienta y la superficie de la pieza mecanizada, hecha sobre el plano de referencia de trabajo (33).
- Ángulo de desprendimiento (γ) formado por la cara de desprendimiento y la dirección perpendicular a la superficie de mecanizado (33).
- Ángulo de deslizamiento (ϕ) formado por la superficie de la pieza y el plano de deslizamiento (33).

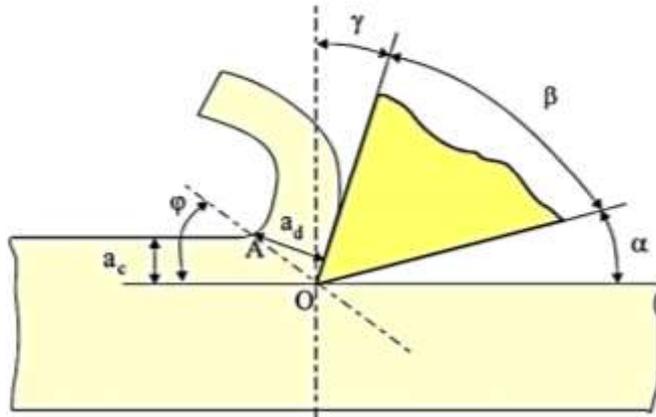


Figura 31. Simplificación del proceso de mecanizado en 2 dimensiones. Tomada de Tecnología mecánica Micheletti (1986)

g) Fuerza de corte basado en la resistencia al corte del material

El corte de material ha sido estudiado en varias investigaciones internacionales y por diversas organizaciones desde inicios de la revolución industrial, y ganó más adeptos con la fabricación en masa de máquinas herramientas, dada esta coyuntura se desarrolló un modelo por Kronoberg, que es analizado junto con otros modelos (34).

Basado en la ecuación:

$$T_f = K_s * f * c \quad (2.41)$$

Donde:

Tf: fuerza de corte es proporcional a la resistencia al corte del material

f: avance de la herramienta

d: profundidad de corte

Ks: presión específica de corte

h) Espesores de viruta y los factores de la naturaleza del corte

- **Sección de la viruta deformada (ac):** espesor de material desechado sin deformación (33).

- **Sección de viruta deformada (ad):** espesor de material desechado con deformación (33).
- **Avance (f):** recorrido de la herramienta entre dos pasadas seguidas (33).
- **Profundidad de corte (ap):** es la medida de la penetración tomada en forma perpendicular a la superficie libre de la pieza (33).

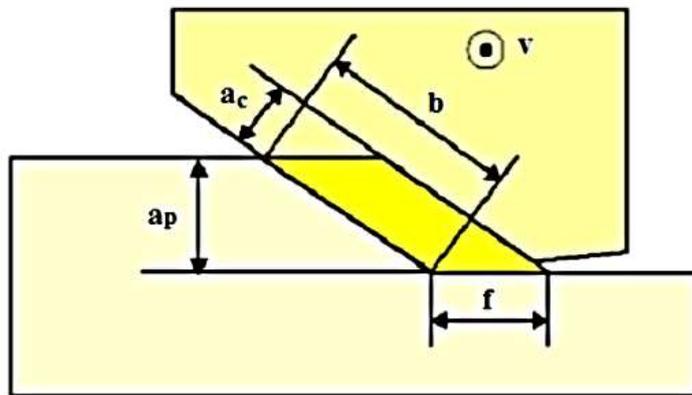


Figura 32. Espesores de viruta. Tomada de ASM Handbook (1995)

i) Cálculos de mecanizado

Basándonos en los manuales de taller, se realiza el cálculo para el mecanizado de dicho anillo (35).

Cálculo del tiempo requerido para el mecanizado por pasada.

$$T_m = \frac{\pi * D_0 * L}{f * V_c * c} \quad (2. 42)$$

Donde:

T_m: tiempo de maquinado por pasada

D₀: diámetro inicial (mm)

L: longitud (mm)

f: avance (mm/rev.)

c: profundidad de corte (mm)

V_c: velocidad de corte (mm/rev)

Así también, se puede hallar la velocidad (rpm) a la que debe de girar el rodete o mesa de trabajo (35).

$$RPM = \frac{V_c}{\pi * D_0} \quad (2. 43)$$

Cantidad de material removido por pasada (35)

$$V_1 = V_c * f * d \quad (2. 44)$$

Tabla 15. Tabla de parámetros de corte

Material por trabajar	Velocidad de corte m/min		Ángulos de afilado	
	Desbaste	Pulido	A(°)	B(°)
"Hierro" y acero hasta 45 kg/mm ²	30	45	8	60
Acero 45-65 kgf/mm ²	25	40	6	65
Acero 65-85 kgf/mm ³	20	30	6	70
Acero fundido hasta 70 kgf/mm ⁴	15	20	6	70
Acero 85-100 kgf/mm ⁵				
Acero inoxidable hasta 70 kgf/mm ⁶	10	15	6	75
Acero fundido 70-100 kgf/mm ⁷				
Acero 100-140 kgf/mm ⁸				
Acero de más de 140 kgf/mm ⁹	5	8	6	80
Acero inoxidable de más de 70 kgf/mm ¹⁰				
Fundición dureza hasta 180 HB	22	30	6	70
Fundición dureza mayor que 180 HB	14	22	6	75
Cobre	50	80	8	60
Latón blando				
Aluminio	200	250	8	60
aleaciones ligeras blandas				
Aleaciones ligeras duras				
	100	150	6	75
Avances (en milímetros por revolución)				
Piezas con grandes aumentos de material, procedentes de forjado o fundición: desbaste a gran pasada con torno de suficiente potencia				de 1 a 1,5 mm
Piezas con aumentos prudentiales de material, desbaste con pasada corriente				de 0,6 a 0,8 mm
Piezas que después del torneado son terminadas de rectificadora: superficie sin afinación con pasada única				de 0,4 a 0,6 mm
Piezas pequeñas: desbaste con pasada ligera				0.25 a 0,4 mm

Afinados a punta de cuchilla	0.05 a 0,1 mm
	0,15 a 0,2 mm
Profundidad de corte (valores normales medios)	
Desbaste de metales y fundición de hierro 5x avance	
<i>Nota:</i> tomada de Máquinas para cálculos de taller (35)	

Todo mecanizado requiere un proceso, que lleva un número de operaciones, donde se tiene determinados lapsos donde se expulsa viruta de un determinado material y otros tiempos indispensables, pero que no producen nada (colocación y remoción de un mecanismo, reglaje, cambios de marcha, cambio de herramienta, etc.). Estos tiempos se obtienen al mecanizar gran cantidad de piezas, luego son tabulados y están disponibles en manuales técnicos u otros libros de mecanizado (36).

2.2.4.2 Taladro fresador

El taladro fresador es una máquina herramienta que desarrolla principalmente dos funciones a la vez, una de taladrado y la segunda de fresado, su funcionamiento se da a través de movimientos continuos que permiten el mecanizado de diversos materiales por intermedio de una herramienta de corte (37).

Los movimientos que posee este taladro son tres: transversal, longitudinal y uno vertical (cabezal portafresa). Para los movimientos utiliza manivelas en cada extremo de la mesa y uno en la parte superior, además de palancas que permiten hacer recorridos más largos, pero que son menos precisos que las manivelas (37).

Durante el mecanizado se produce una gran fricción, razón por la que se recomienda usar refrigerante como la taladrina, este refrigerante está compuesto de aceite, agua, antioxidantes, antiespumantes entre otros aditivos (37).

a) Tipos de taladros

➤ Taladros de banco

Este es uno de los más comunes en el mercado, está caracterizado por poseer un avance manual (37).

➤ Taladros de pedestal

Este tipo de taladro se usa generalmente para realizar trabajos pesados (37).

➤ Taladro con husillos múltiples

La principal característica de este taladro es que tiene una cabeza taladradora, además de ello los husillos que tiene permiten localizar una determinada cantidad de puntos donde taladrar con precisión y al mismo tiempo (37).

➤ Taladro múltiple

Lo característico de este tipo de taladro es la forma de la mesa (larga), esta máquina fue diseñada para realizar trabajos en serie y por ello posee una gran cantidad de husillos (37).

➤ Mandrinadora

Es un taladro con pedestal y de alta precisión, que tiene coordenadas que permiten realizar trabajos en todas las posiciones (37).

➤ Taladro radial

Este tipo de taladro se caracteriza por tener la mesa de trabajo en la parte inferior que le ayuda a asegurar mejor las piezas, sobre todo las de gran tamaño. Posee motores independientes para cada parte, como por ejemplo la mesa de trabajo, el husillo y el cabezal (37).

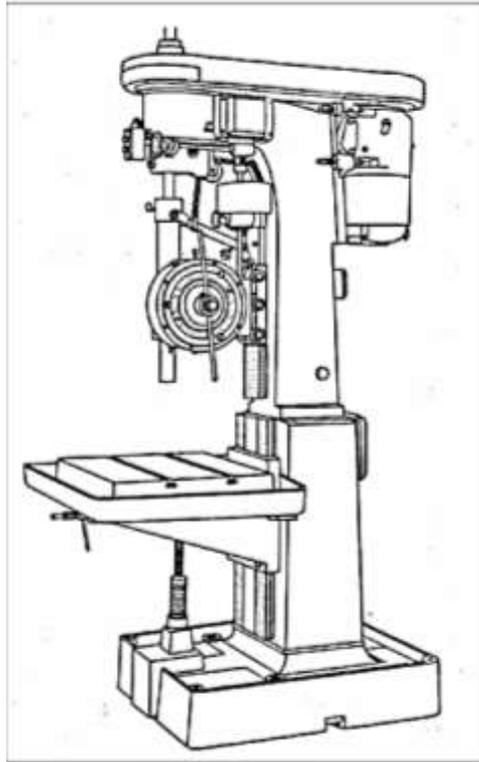


Figura 33. Taladro de pedestal (38)

2.2.4.3 Torno

El torno es un dispositivo que hace girar una pieza de trabajo contra una herramienta de corte que, a medida que se mueva longitudinal y transversalmente, le dará la forma deseada a la pieza de trabajo. Y para el dimensionamiento de un torno se necesitan algunas medidas básicas que determinan su capacidad de trabajo (38).

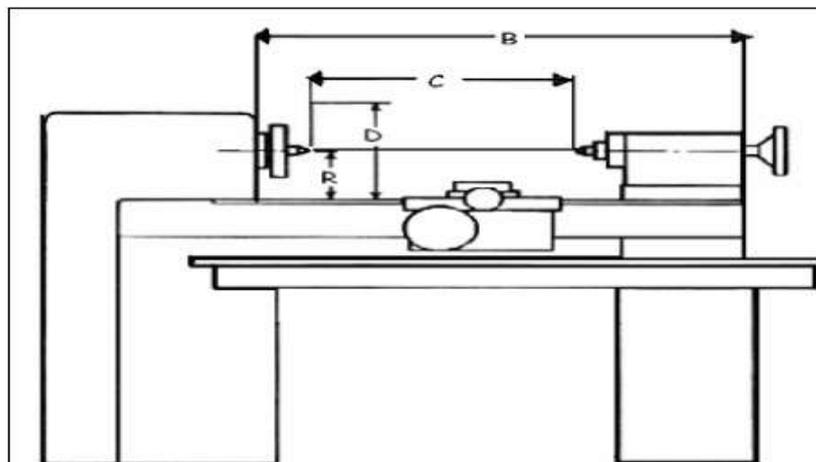


Figura 34. Torno horizontal (38)

Donde

C = distancia máxima entre centros

D = diámetro máximo de la pieza de trabajo hasta las guías prismáticas, volteo del torno

R = radio, medio volteo

B = longitud de la bancada

Otras características que se tienen en cuenta son el diámetro del agujero del husillo, número y gama de velocidades, potencia del motor, volteo (38).

a) Tipos de tornos

➤ Torno paralelo

Es una máquina que trabaja en los planos (X, Y), mediante movimiento longitudinal que desplaza las herramientas que sirve para realizar torneados cilíndricos; y si se desplaza de forma perpendicular que realiza un refrentado. Como también se puede realizar elementos cónicos con el carro superior (38).

Lo peculiar de este tipo de torno es que se pueden realizar en él mismo, varios trabajos de torneado, ya sea taladrado, cilindrado, refrentado, roscado, conos, rasurado, escariado y muleteado entre otros; mediante diferentes tipos de herramientas y útiles intercambiables (38).

➤ Torno vertical

Este tipo de torno tiene el eje portaherramientas en forma vertical, el plato giratorio en forma horizontal y el plato giratorio en el plano horizontal. Lo que es muy práctico para piezas de gran dimensión y que sean pesados en su fijación. También le caracteriza que este tipo de torno no tiene contrapunto, por lo que se trabaja con piezas sujetas a las garras del plato presor (38).



Figura 35. Torno vertical (38)

➤ Torno coprador

Es un tipo de torno que con componentes mecánicos hidráulicos permiten copiar piezas siguiendo el perfil de una plantilla. El principio de funcionamiento es que un palpador muy sensible va guiándose con el borde de la pieza patrón y es transmitido por un mecanismo hidráulico o magnético a un carro de husillo transversal (38).

➤ Torno revólver

Es un tipo de torno diseñado para que varias herramientas trabajen de forma secuencial rápida sobre una pieza, con el fin de disminuir el tiempo de mecanizado. La característica resaltante primordial es que lleva un carro de torreta giratoria que ataca frontalmente a la pieza (38).

➤ Torno CNC

Es un tipo de torno operado mediante control numérico por computadora. Que tiene una herramienta de mecanizado muy eficaz para piezas de revolución ideal para trabajos en serie o pieza para mecanizado muy complejos. Dado que es una máquina muy

robusta permite trabajar a velocidades de avance y corto muy superiores a los tornos convencionales (38).

2.2.5 Vibraciones mecánicas

La vibración es un movimiento oscilatorio, ya sea de una estructura, una máquina o parte de esta en función a una posición inicial de equilibrio (10).

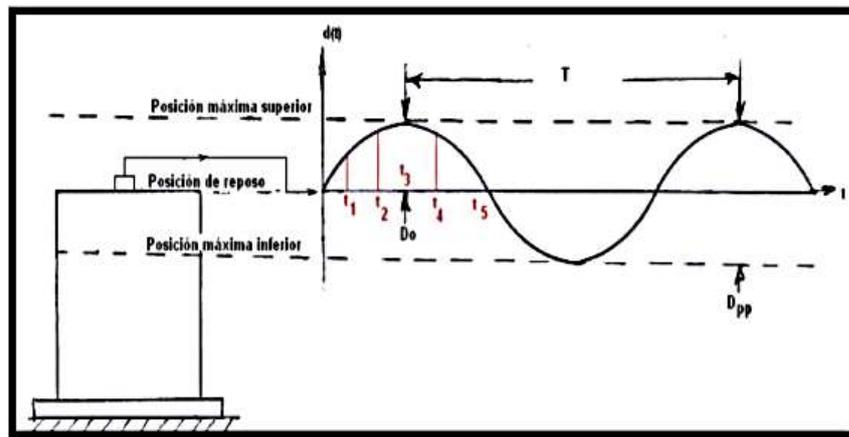


Figura 36. Movimiento oscilatorio (10)

2.2.5.1 Forma de onda del desplazamiento

La forma de la onda de desplazamiento está dada en el plano cartesiano por el desplazamiento vibratorio y el tiempo. En la imagen se ve una forma sinusoidal o también llamada armónica simple (10).

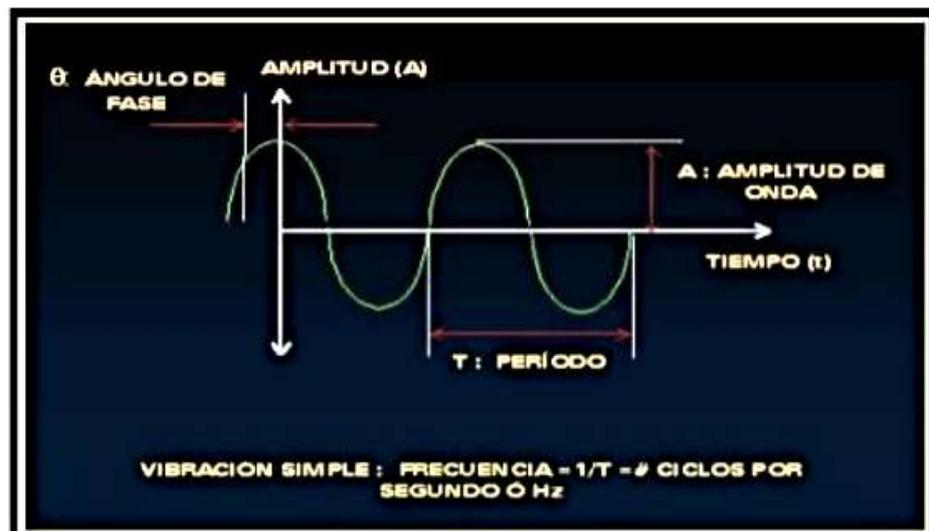


Figura 37. Vibración simple (10)

2.2.5.2 Vibración armónica simple

Es una forma de vibración considerada la más simple. Por ejemplo, se tiene la vibración que genera un motor, cuyos elementos son (10):

➤ **Amplitud**

Es el movimiento dinámico expresado en una magnitud, o también de pico a pico (10).

➤ **Fase**

Este es expresado en grados de rotación y se considera un retraso en el tiempo de dos señales (10).

➤ **Pico**

Está dado por cada línea que está compuesto el espectro (10).

➤ **Frecuencia**

Es parte del período y representa la cantidad de oscilaciones completas por unidad de tiempo (10).

➤ **Período**

Es el tiempo que pasa para que haya una oscilación o se cumpla un ciclo. Su unidad es el segundo o minuto (10).

➤ **Ciclo**

Está dado por valores donde hay repetición de un fenómeno periódicamente (10).

a) Frecuencia de vibración (f)

Esta representa el número de ciclos y oscilaciones que se realiza en un cuerpo en cada segundo, también significa el tiempo que transcurre para que un cuerpo realice una oscilación, matemáticamente se expresa así (10):

$$f = \frac{1}{T} \quad (2.45)$$

Donde:

f: medido en ciclos/segundos o en Hz

T: segundos/ciclos

2.2.5.3 Parámetros admisibles de vibración

• Vibración – Nuestro Principal Enemigo

Rangos de Vibración	Alerta
4 - 7 mm/s	Rango de Operación Normal
8 - 10 mm/s	Rango de Alerta, verificar número de horas de operación
mayor a 11 mm/s	Parada inmediata del equipo, riesgo de falla del motor



Figura 38. Rangos de vibración. Tomada de <https://n9.cl/kt6jh>

2.2.6 Anillo de turbina

Este equipo tiene como misión dirigir convenientemente un chorro de agua cilíndrico y de sección uniforme sobre el rotor, también regula la distancia precisa para que fluya el agua hacia el rotor, llegando incluso a cortarlo totalmente; cuando no se regula este componente de precisión el número de equipos de inyección, colocados alrededor del rotor, depende de la potencia y características del generador y según las condiciones del salto de agua (39).

El anillo de turbina es necesario para que el centro de producción Mantaro desarrolle sus labores operativas dentro del demandado por la población para la generación de electricidad, satisfaciendo la necesidad de los clientes en forma eficiente y competitiva, maximizando la rentabilidad de esta. Los anillos de turbina Pelton se utilizan en el proceso de balanceo estático de los rodetes Pelton, se requiere compensar la distribución de carga en diferentes puntos de la masa del rodete, esta

actividad consiste en agregar anillos circulares de acero T1 que deberá tener una pestaña que encajará en el canal circular que tienen los rodets Pelton, estos anillos circulares deberán ser fabricados con las tolerancias máximas una décima de milímetro para cumplir y ajuste adecuado y el balanceo adecuado.

La invención de un conjunto de anillo de turbina pretende evitar los inconvenientes que se mencionan por balancear o fabricar con calces seccionados. Y a tal efecto propone un conjunto de anillo de turbina que comprende la unión de sectores de anillo en una sola pieza de material adecuado a su utilización y depende de una estructura de soporte de anillo para su fabricación, siendo cada anillo más estable y sin holgura radial para la estructura de soporte de mecanizado (40).

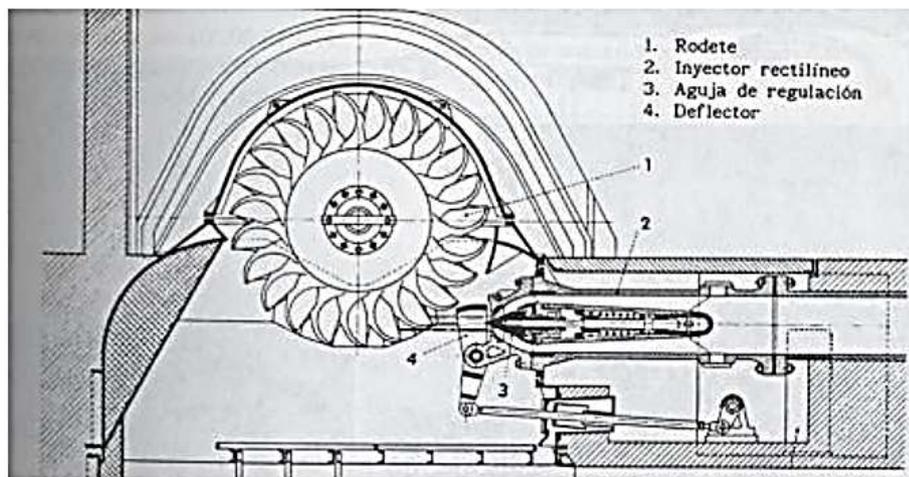


Figura 39. Inyector de turbina. Tomada de Diseño y construcción de turbina Pelton (2012)

a) Material (CHRONIT T1)

T1 es acero para herramientas de tipo tungsteno de muy alta resistencia al desgaste y al ablandamiento, con buena tenacidad y capacidad de corte y endurecimiento profundo de respuesta. Con aplicaciones en herramientas de torneado, cepillado y ranurado, cintas, taladros helicoidales, matrices de roscado, elementos mecánicos como anillos de inyector de turbinas, herramientas de corte de perfil, herramientas de brochado, escariadores (41).

- Propiedades físicas (valores promedio) a temperatura ambiente

Módulo de elasticidad [10³ x N / mm²]: 217

Densidad [g / cm³]: 8.70

Conductividad térmica [W / m.K]: 19.0

Resistencia eléctrica [Ohm mm²/ m]: 0.50

Capacidad calorífica específica [J / g.K]: 0.46

- Composición química en% peso

Tabla 16. Composición química en % peso del acero T1

C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	V	W	Others
0.78	Máx. 0.45	Máx. 0.45	4.15	-	-	1.1	17.95	-

Nota: tomada de <http://www.geremiaredutores.com.br/>

- Tratamiento térmico de recocido suave

Calentar a 820-880 °C, enfriar lentamente en el horno.

Esto producirá una dureza Brinell máxima de 230-300 (41).

b) Funcionamiento del sistema

El principal funcionamiento de un anillo de inyector de turbina es separar al inyector del alabe, dar la suficiente holgura para la presión de inyector, regular y disminuir el desgaste prematuro de inyectores y alabes de turbinas Pelton. La cantidad de equipos de inyección, colocados circunferencialmente alrededor de un rodete, es variable según la potencia y características del grupo, según las condiciones del salto de agua. Tal es el caso de turbinas Pelton con eje vertical que pueden ser hasta seis los equipos que proyectan chorros de agua sobre un mismo rodete, derivando todos y cada uno de ellos de la tubería forzada, en este caso se utilizan anillos de inyector para controlar ciertos parámetros de inyección (42):

- Dirigir un chorro de agua (cilíndrico y de sección uniforme) hacia el rodete (42).
- Regular el caudal que ha de fluir hacia dicho rodete, llegando a cortarlo

totalmente cuando proceda (42).

- Para paradas rápidas debe contar con una pantalla deflectora que desvíe el chorro a la salida (42).

2.2.7 Mediciones (metrología)

Definido como resultado de comparar cuantitativamente entre un parámetro predefinido y otra magnitud desconocida, para ello el procedimiento y los aparatos de medición utilizados con lo que se comparará, han de ser verificables y normalizados. Y siempre medir tiene como significado principal comparar bien (43).

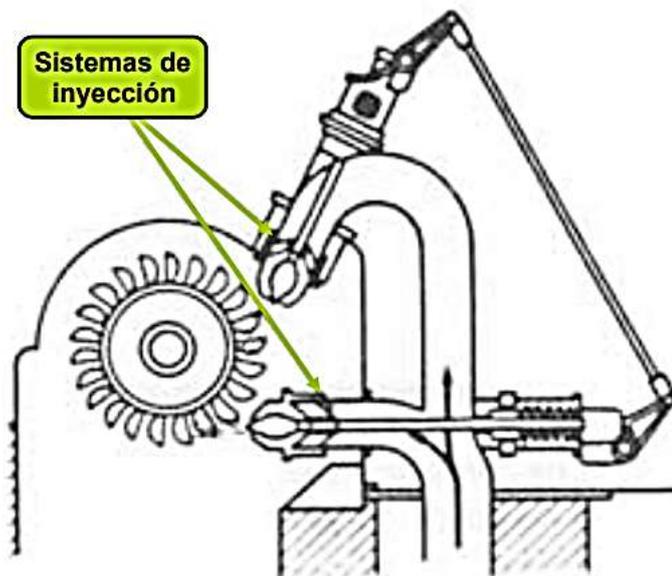


Figura 40. Sistema de inyección turbina Pelton. Tomada de Sistema de inyección turbina Pelton Fernández (2014)

2.2.7.1 Tipos de metrología

a) La metrología legal: muy relacionado con requisitos de medición y términos obligatorios utilizados para áreas de interés común como el comercio, público, salud, seguridad y medio ambiente (43).

b) La metrología industrial: más utilizados en el control y producción de calidad y la metrología industrial ayuda en gran medida a la industria en su producción, analizando y aplicando

en el costo, la ganancia con un mejor control (43).

c) La metrología científica: analiza casos teóricos y prácticos relacionados con las unidades de medida como sistema de unidades o la conversión de las unidades del problema de los errores en la medida; del problema en las propiedades metroológicas de los nuevos instrumentos de medidas y magnitudes (43).

2.2.7.2 Sistemas de medición

a) El sistema métrico decimal SI: la longitud normalizada establecida para este sistema, es “el metro” (43).

b) Sistema inglés: el sistema inglés utilizado, por lo común, en Gran Bretaña y en los Estados Unidos, utilizando como unidad de longitud una pulgada (43).

2.2.7.3 Límites de tolerancia

Todo producto industrial tiene un control de calidad, para ello se debe tener una comparación con una característica de calidad o medición del producto culminado con algunas especificaciones que debe cumplir. A veces las especificaciones, o límites de tolerancia los diseña una persona especializada o están dados por el cliente o alguna norma de calidad determinada. De otra forma cuando no se diseña o si se realizan modificaciones, es bueno especificar o analizar; el proceso puede mantener una característica de calidad en una variación que contemple y pueda satisfacer los requerimientos o la calidad deseada. Así, se habla de límites de tolerancia "naturales"; es decir que el proceso establezca sus propios límites, que según señala la experiencia, puede cumplir en la práctica (44).

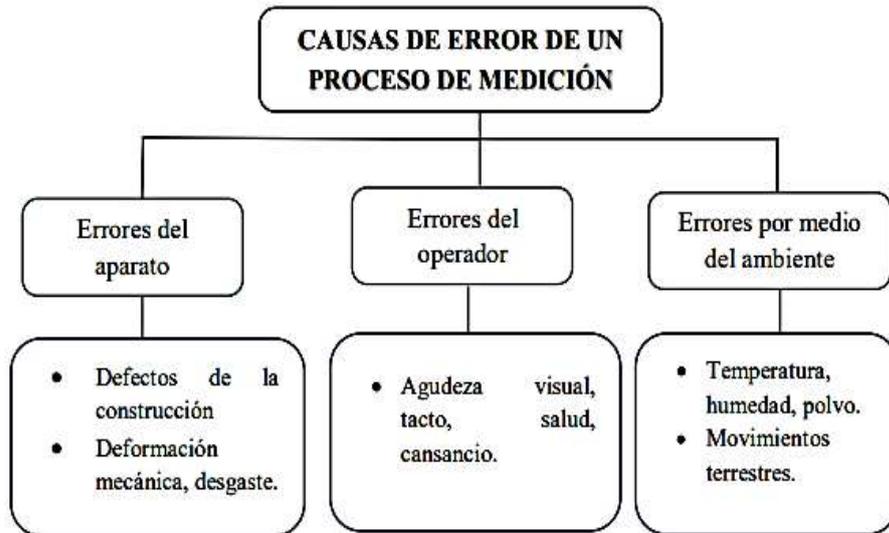


Figura 41. Causas de error de medición más comunes (43)

2.2.7.4 Instrumentos de medición

Se llama instrumento de medición al aparato que se usa para comparar magnitudes físicas mediante un proceso de medición. Como unidades de medida se utilizan objetos y sucesos previamente establecidos como estándares o patrones y, de la medición, resulta un número que es la relación entre el objeto de estudio y la unidad de referencia (45).

a) Instrumentos de medición para la electricidad

- **Galvanómetro:** son aparatos que se emplean para indicar el paso de corriente eléctrica por un circuito y para la medida precisa de su intensidad. Suelen estar basados en los efectos magnéticos o térmicos causados por el paso de la corriente (45).
- **Amperímetro:** es un instrumento que sirve para medir la intensidad de corriente que está circulando por un circuito eléctrico. En la actualidad, los amperímetros utilizan un conversor analógico / digital para la medida de la caída de tensión sobre un resistor por el que circula la corriente a medir (45).
- **Voltímetro:** es un instrumento que sirve para medir la diferencia

de potencial o voltaje entre dos puntos de un circuito eléctrico cerrado, pero a la vez abierto en los polos (45).

b) Instrumentos de medición para par torsional

- **Taquímetros digitales:** son extremadamente ligeros. Capaces de apretar y aflojar tornillos hasta 180 lbf-in. La cabeza gira 300° y se puede utilizar en lugares estrechos (45).
- **Torquímetros de carátula:** práctico dispositivo para la medición del torque mediante una carátula, que permite al usuario una rápida y precisa identificación del torque aplicado (45).

c) Instrumentos de medición de fuerza

- **Dinamómetro:** es cualquiera de los diferentes instrumentos de laboratorio empleados para medir la fuerza. Un dinamómetro básicamente no es otra cosa que un resorte graduado, del cual se cuelga el objeto que se desea pesar (45).
- **Medidor de fuerza para fuerza de tracción y de compresión:** el medidor de fuerza posee una caja dinamométrica conectada a un cable de 2 m (cable con clavija conectada a la armadura del aparato) (45).

d) Instrumentos de medición mecánica

- **Micrómetro:** es un instrumento de medición cuyo funcionamiento está basado en el tornillo micrométrico que sirve para medir con alta precisión del orden de centésimas en milímetros (0,01 mm) y de milésimas de milímetros (0,001 mm) (micra) las dimensiones de un objeto (46).
- **Pie de rey:** el calibre o pie de rey es un instrumento para medir dimensiones de objetos relativamente pequeños, desde centímetros hasta fracciones de milímetros (1/10 de milímetros o hasta 1/20 de milímetro) (46).

- **Regla:** es un instrumento de medición, construida de metal, madera o material plástico, que tiene una escala graduada y numerada en centímetros y milímetros y su longitud total rara vez supera el metro de longitud (46).

- **Reloj comparador:** es un instrumento de medición que se utiliza en los talleres e industrias para la verificación de piezas, ya que por sus propios medios no da lectura directa, pero es útil para comparar las diferencias que existen en la cota de varias piezas que se quieran verificar (46).

- **Goniómetro:** es un instrumento de medición que se utiliza para medir ángulos, comprobación de conos, y puesta a punto de las máquinas-herramientas de los talleres de mecanizado (46).

- **Cinta métrica:** es un instrumento de medición que se construye en una delgada lámina de acero al cromo, o de aluminio, o de un tramado de fibras de carbono, unidas mediante un polímero de teflón (las más modernas). Las cintas métricas más usadas son las de 10, 15, 20, 25, 30, 50 y 100 metros (46).

- **Compases:** son instrumentos de medición de variados usos y diversas formas. Como elementos de comprobación se usan principalmente el compás de espesor y el de interior. Se usan especialmente para comprobar paralelismos (46).

- **Manómetro:** el manómetro es un instrumento utilizado para la medición de la presión en los fluidos, generalmente, determinando la diferencia de la presión entre el fluido y la presión local. En la mecánica, la presión se define como la fuerza por unidad de superficie que ejerce un líquido o un gas perpendicularmente a dicha superficie (46).

- **Galgas:** se llama galga o calibre fijo a los elementos que se utilizan en el mecanizado de piezas para la verificación de las cotas con tolerancias estrechas cuando se trata de la verificación de piezas en serie. La galga también es una unidad de medida, esta es utilizada para indicar el grosor (espesor) de materiales muy delgados o extremadamente finos; la galga se define como el grosor de un objeto expresado en micras multiplicado por 4 (46).

2.2.8 Diseño asistido por computadora (CAD)

El vocablo CAD proviene del acrónimo inglés que tiene por significado *Computer Aided Design* que representa un conglomerado de aplicaciones informáticas que permiten definir o fabricar, con mayor facilidad de desarrollo y pruebas, los productos (47).

El significado CAD ha tenido variantes a través de los años, teniendo como significado inicial análisis de elementos finitos, en otro momento cambió a lo que se conoce como diseño asistido por computadora y actualmente se le relaciona al diseño y modelado de objetos en tres dimensiones. Es imprescindible decir que el diseño está asociado al uso de ordenadores para la realización de gráficos y modelado con un sinnúmero de características que poseerá el producto final, lo que facilita al diseñador en la modificación o adaptación posterior (47).

La representación CAD se puede dar de dos maneras, básicamente en 2D, que es la representación de planos donde las características se presentan en dos vistas o dimensiones, por otro lado, el modelado geométrico o en tres dimensiones (3D) presenta datos del producto con relaciones geométricas, matemáticas y restricciones opcionales al diseñador. Los avances tecnológicos no solo han permitido el desarrollo de esta tecnología en el campo de la ingeniería mecánica, sino también en el campo de la arquitectura, ingeniería civil, ingeniería de minas, etc. Se puede remarcar la gran cantidad de softwares de acuerdo a la necesidad del diseñador (47).

En el campo del diseño de la ingeniería mecánica se pueden realizar piezas, dispositivos, máquinas; iniciando desde bocetos y mediante otras herramientas del software obtener la geometría con el proceso de vaciado, barrenados, recortes, etc. Dentro del paquete de los softwares de diseño se encuentran herramientas para realizar cálculos veloces de las configuraciones diseñadas como son momentos de inercia, centros de gravedad, masa, propiedades físicas, etc., que son muy importantes en el proceso de la ingeniería (47).

Se recomienda realizar un boceto a mano alzada para centrar la idea general del producto que se desea obtener, además tomar y realizar el mayor número de acotado posible, luego, si es posible, usar el paquete CAD (47).

La base para gestionar el paquete CAD está compuesto de los fundamentos de la geometría como puntos, líneas, arcos, planos, etc., que facilitan la edición del diseño gráfico mediante comandos que el programa desarrolla y se puede observar a través de una pantalla gráfica. Algo importante es que ayuda a procesar imágenes vectoriales, archivos fotográficos, mapas de bits que son de gran ayuda en el rediseño. En pocas palabras, se puede resumir la palabra CAD como la creación, modificación, acotado, análisis, optimización de un producto lo más realista posible con el uso de hardware y software (47).

2.2.8.1 Ventajas del CAD

El diseño asistido por computadora ofrece una serie de ventajas con respecto al diseño tradicional como un sinnúmero de simulaciones y diseños adicionales con costo cero, entre las ventajas más sobresalientes están (47):

- Reducción de tiempos en la producción de dibujos.

- Alta precisión y calidad en los dibujos, adicionando además la simplicidad de edición sin desechar el plano que se tiene.

- Mayor limpieza que los planos tradicionales.
- Se puede editar con mayor facilidad los planos que tengan errores.
- Rapidez en los cálculos y análisis del diseño.
- Mejora continua en los diseños.
- Reducción de requisitos para el desarrollo.
- Los resultados se pueden llevar a la realidad mediante animaciones y simulaciones.
- Facilidad de integrar otras disciplinas al diseño.
- La facilidad de acotar al mismo tiempo de desarrollar, planificar y fabricar.
- Disminución de tiempos muertos.
- Disminución de costos en procesos de producción (47).

2.2.8.2 Características generales que debe tener un software CAD

La utilización de un software CAD se puede dar de dos modos, a través de lenguajes de programación y paquetes aplicativos. La aplicación a través de lenguajes de programación abiertos requiere del dominio en alto grado de tecnologías de exhibición, análisis matemático, vectorial y geométrico; entre los softwares de más uso están el *Visual Basic* y el *Java*. Por otro lado, debido al gran uso, especialización en diferentes ramas y facilidad de uso han logrado una fácil adaptación y aceptación. Algunas características del software CAD son (47):

- Las simulaciones dinámicas deben tener rasgos especiales que permitan visualizar los procesos y resultados, como por ejemplo giros, sonido, permitir tabular o hacer diagramas.
- Optimizar las soluciones de acuerdo a las aplicaciones que se den.
- Ingeniería concurrente *on line* que permita desarrollar múltiples trabajos en línea, con diversos tipos de acceso y con referencias en el geoprocesamiento.
- Debe permitir personalizar y realizar algunos programas adicionales (*glue functions*), es decir, tener una arquitectura de software abierta.
- Debe permitir realizar la ingeniería inversa, es decir, obtener un escaneado en tres dimensiones de una pieza real.
- Debe permitir el trabajo multiplataforma (*run anywhere*) a través de un intercambio de formatos de archivos estandarizados.
- Las pantallas de trabajo deben permitir compartir diversas aplicaciones y programas (47).

2.2.8.3 SolidWorks

Es un programa que se desarrolla computacionalmente, muy utilizado en la industria del diseño mecánico, basado en el diseño paramétrico de piezas mecánicas en 2D y 3D con simulación de movimientos, funcionamientos y fácil modelado (48).

a) Herramientas más importantes y disponibles

- **Modelado 2D:** permite dibujo de figuras planas y posteriores cambios de medidas y reasignación de parámetros frecuentes (48).

- **Dibujo y bosquejo en 3D:** con la ayuda de comandos como revolución, extrusión interna y externa, se puede transformar figuras 2D a figuras tridimensionales (48).
- **Ensamble de piezas:** se combinan distintos tipos de piezas en un solo producto mediante restricciones de un movimiento relativo y se realiza una simulación de movimientos para desempeñar el funcionamiento (48).
- **Análisis de esfuerzos:** se puede colocar vectores de módulos físicos como fuerzas, torsiones, momentos y etc. El programa puede realizar estudios de elementos finitos, análisis de esfuerzos en regiones, que son muy útiles en figuras geométricas muy complejas (48).
- **Creación de planos:** con este programa se pueden desarrollar planos isométricos y los planos se actualizan automáticamente a medida que se cambian medidas o diseños (48).

b) Ventajas

- Crear piezas mecánicas y que sea adaptable, que se puede cambiar al variar pequeñas dimensiones o parámetros (48).
- Simulación en tiempo real y se puede movilizar para ver si existe interferencia, cambiarlo o modificarlo a lo que conviene como diseñador (48).
- Desarrollar análisis complejos de forma casi instantánea y con ello modificar y ahorrar tiempo (48).
- Desarrollar planos de acuerdo a normas de dibujo automáticamente y se puede modificar las escalas a voluntad (48).

- El diseño a detalle se puede elaborar con los datos realizados en el componente principal o en el ensamble y este se reajusta (48).

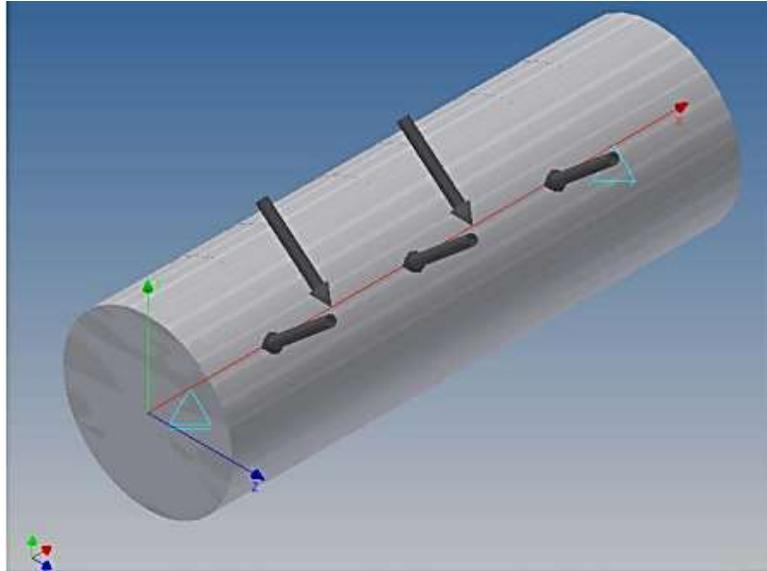


Figura 42. Un eje en el que se incluyen cargas en tiempo real (48)

2.3 Definición de términos básicos

- a) Rodete:** es un elemento que cumple la función de sujetar a los elementos que se apoyen sobre él y de transmitir el giro a los elementos de trabajo.
- b) Husillo:** es una parte del torno que está equipado con un agujero cónico para recibir el extremo cónico del portaherramientas.
- c) Torno:** el torno es un dispositivo que hace girar una pieza de trabajo contra una herramienta de corte, que a medida que se mueva, longitudinal y transversalmente, para darle la forma deseada a la pieza de trabajo.
- d) Refrentado:** operación que se desarrolla en un torno, en el cual se hace mecanizado del extremo de una pieza con la herramienta perpendicular al eje de giro.
- e) Desbastado:** consiste en un mecanizado de desgaste, iniciando el corte con la profundidad y el avance deseado.

- f) **Moleteado:** consiste en imprimir en la superficie de la pieza un grabado con una herramienta denominada “moleta”.
- g) **Polea:** máquina simple compuesta por una rueda, que posee un acanalado.
- h) **Levas:** estos mecanismos tienen la capacidad de transformar el movimiento de rotación uniforme en otro movimiento alternativo, establecido previamente a otro dispositivo cinemático, como puede ser una palanca, una corredera, o un balancín, entre otros.
- i) **Engranajes:** mecanismo cuya función es la de transmisión de movimiento rotatorio y movimiento de torsión entre ejes, generando aumentar o disminuir de manera significativa la velocidad, invertir o mantener el sentido de giro.
- j) **Potencia:** la unidad de medida de la potencia mecánica de los motores se da en Hp o kilowatts, quienes cuantifican el trabajo de un motor eléctrico en un periodo específico.
- k) **Devanado:** es un componente de un circuito eléctrico, que está formado por un hilo conductor aislado.
- l) **Conmutador:** un conglomerado de láminas con pequeñas separaciones y aisladas una de otras que están instaladas sobre el rotor y cuya función es de transmitir corriente.
- m) **Taladro:** máquina que agujera usando brocas en el cabezal móvil.
- n) **Mandrinadora:** es un taladro con pedestal y de alta precisión, que tiene coordenadas que permiten realizar trabajos en todas las posiciones.
- o) **Mecanizado:** procesos de manufactura con arranque de viruta.
- p) **Viruta:** es una tira fina y enrollada en forma espiral de la madera o metal que sale producto de la fricción de un instrumento cortante.

- q) Turbina:** máquina que posee una rueda en el interior de un tambor, caracterizado por tener paletas curvas en las que actúa un fluido a presión.
- r) Rodamiento:** cojinete que posee un par de cilindros concéntricos entre los que van rodillos o bolas que giran de forma libre.
- s) Electrodo:** empleado como polo eléctrico de un circuito, que en su extremo se forma un arco eléctrico, además es usado como material fundente, esta varilla suele ser recubierta con materiales especiales.

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 Método y alcances de la investigación

Para lograr los objetivos deseados se utilizó un análisis y seguimiento estructurado de procesos, por lo que será más fácil y menos dificultoso cumplir con el diseño de un mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton.

3.1.1 Método de la investigación

3.1.1.1 Método general o teórico de la investigación

La presente tesis tecnológica se desarrolló con una investigación general de acompañamiento estructurado de procesos, ya que se desea diseñar un mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton; para ello se logró investigar y analizar el uso del método normalizado VDI 2221.

Que tiene recomendaciones de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI) del cual se tomó la VDI 2221. De donde se tomaron los procedimientos para desarrollar de manera ordenada y bajo determinados lineamientos.

3.1.1.2 Método específico de la investigación (VDI 221)

Se analizó el proyecto diseñado, se recolectó la lista de exigencias y deseos para trabajarlo en una matriz morfológica y los procesos se describieron específicamente en una caja negra (*black box*). Con esta información se hicieron diseños a mano alzada, describiendo cuáles serán los posibles mecanismos que se puedan usar en cada proceso, para luego enlazarlos, evaluando el mejor camino para poder cumplir el mismo objetivo.

Estas posibles soluciones fueron evaluadas por características técnicas y económicas para luego escoger una sola solución y poder diseñarla en el software “*SolidWorks*” y evaluar posibles cambios y mejoras en el diseño. Una vez obtenido el diseño se evaluará si el mecanismo giratorio tiene la precisión adecuada en el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton.

a) Lista de exigencias

Se determinan las características del sistema técnico en forma de pedidos o exigencias de manera ordenada y con algunos detalles cuantificables. Algunos pasos por tomar en cuenta son:

- Tomar el problema como algo crítico.

- Estado de la tecnología y análisis de la situación problemática.

- Posibilidades de realización.

- Definir las exigencias en orden y de manera cuantificable bajo ciertas prioridades.

- Detalle pormenorizado de la lista de exigencias.

Tabla 17. *Formulario de lista de exigencias*

Lista de exigencias		Edición	Pág. _ de _
Proyecto		Clientes	Fecha
Deseo o Exigencia		Descripción	Autor:
Características	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable

Nota: tomada de Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica Barriga (1985)

- Planeamiento y organización

b) Determinación de la estructura de funciones

- *Black box* (caja negra)

La caja negra es donde se toma en consideración las señales, energía y materiales tanto a la entrada y salida.

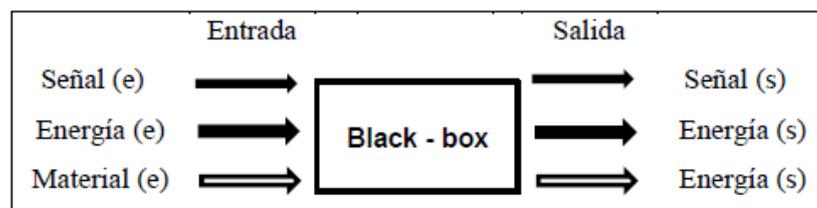


Figura 43. Caja negra “black box”. Tomada de Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica Barriga (1985)

- Determinación de principios tecnológicos y secuencia de operaciones.

- Proceso técnico PT – PT

Es indispensable un proceso técnico (preparación, ejecución, control y la fase final).

- Determinación de la aplicación de los sistemas técnicos y sus delimitaciones

Se determina la ejecución para desarrollarse de manera mecánica o automatizada.

- Agrupación de funciones, determinación y representación de la estructura de funciones

c) Determinar el concepto de soluciones

Se realiza la transformación de la estructura de funciones en una estructura de construcción.

➤ Inputs y tipo de acción

En el proceso técnico se tiene en consideración la energía, señales y materiales. Para la conversión aparecen otras magnitudes o *out puts*.

➤ Clases de portadores de la función o matriz morfológica

En este proceso se subdividen las funciones principales en funciones parciales. Se deben evitar soluciones inconsistentes y la integración de soluciones incompatibles.

Tabla 18. Matriz morfológica

Funciones parciales (o elementos)	Alternativas de efecto de portadores de principios de solución, de forma, de grupos funcionales, de bloques funcionales				
	1	2	3	4	n
1	S11	S12	S13	S14	S1 n
2	S21	S22	S23	S24	S2 n
3	S31	S32	S33	S34	S3 n
4	S41	S42	S43	S44	
.					
.					
.					
.					
n					
		Solución 1	Solución 3	Solución 2	

Nota: tomada de Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica Barriga (1985)

➤ Integrar portadores de funciones

Realizar uniones para disminuir la solución y el proceso de evaluación. Luego se deben inspeccionar las uniones obtenidas, buscando que sean compatibles con cada elemento y otros parámetros técnicos.

- Determinar la disposición básica

Los conceptos deben expresar una idea que tenga familiaridad con los elementos.

- Determinar el concepto óptimo, mejorar y verificar

Es indispensable realizar una inspección para realizar mejoras.

d) Determinación del proyecto preliminar

Se debe desarrollar una descripción de la estructura de construcción técnicamente, en la que se tenga plasmado un bosquejo del proyecto preliminar.

- Determinar los puntos de orientación para la elaboración de la forma

En principio, se deben establecer puntos de orientación que podrían estar en la parte técnica o algunas exigencias.

- Disponer, asumir y elaborar la forma aproximada

Como punto de partida se toma el boceto de concepto solución a partir del cual se diseñarán los sistemas parciales (piezas).

- Determinar el tipo de material, clases de los procesos de fabricación, tolerancia.

- Determinar el proyecto de preliminar a óptimo, mejorar, evaluar y verificar.

- Para determinadas prioridades del diseño, proporcionar su fundamentación (descripción del funcionamiento de la solución óptima).

- Restricciones técnicas
 - Funciones
 - Fabricación
 - Montaje
 - Tolerancias
 - Solidificaciones
 - Seguridad contra destrucción
 - Confiabilidad
 - Pruebas de control (calidad)
 - Propiedades de los materiales
 - Influencia del medio ambiente
 - Influencia propia, autodestrucción
 - Tribología
 - Mantenimiento
 - Peso
 - Volumen
 - Masa
 - Restricciones económicas
 - Costo mínimo requerido
 - Costo mínimo referido a calidad y calidad de los materiales
 - Costo mínimo de funcionamiento (costo de operación)
 - Empleo de parques y piezas estandarizados y normalizados

- Restricción ergonómica
 - Manipulación de servicio
 - Libertad de reacción

- Restricción trazada en las condiciones de seguridad de la vida y la salud
 - Protección contra explosiones
 - Amortiguaciones de choque
 - Seguridad contra fragmentos o fragmentación

- Restricciones como consecuencia de la condición del mercado
 - Diseño
 - Patentes

- Reglas básicas para proyectar
 - Función
 - Principios – efecto
 - Diseño – seguridad
 - Ergonomía
 - Fabricación
 - Control (de calidad)
 - Montaje
 - Transporte
 - Uso
 - Mantenimiento
 - Costo – Plazo

e) Determinación de proyecto óptimo del diseño

- Evaluar mejorar o verificar

Los métodos para efectuar la evaluación pueden ser las siguientes recomendaciones VDI.

- VDI 2802 *Wertanalyse: Vergleichsrechnuns.* (Análisis de valores: cálculo de comparación)
- VDI 2225 *Technisch – Wirtschaftliches Konstruieren.* (Diseño técnico - económico)
- VDI 2212 *Systematisches Suchen und Optimieren Konstruktive Losunger.* (Búsqueda sistemática y optimización de soluciones constructivas)

Y por supuesto, una comparación con la lista de exigencias (comprobar si el proyecto satisface las exigencias y deseos).

f) Elaboración de detalles (cálculo y selección de componentes)

- Elaboración de las formas, dimensionar definitiva y completamente.

- Determinar completa y definitivamente el material, clase de procesos de fabricación, tolerancias y calidad del acabado superficial.

- Representar las piezas, dimensionar, dar tolerancias, la calidad del acabado superficial y material.

- Detallar planos del conjunto de lista de piezas (de despiece) y otros documentos.

- Mejorar, evaluar, verificar.

3.1.2 Alcances de la investigación

3.1.2.1 Tipo de investigación

Este tipo de investigación se apoya en conocimientos teóricos científicos para transformar ciertas condiciones de la realidad, e integra la investigación y la transformación al conocer primero el objeto de estudio y luego ir modificando el estado hasta alcanzar el objetivo.

Es decir, se desarrolla una investigación tecnológica o de desarrollo, porque se ejecutan procesos con el fin de llevarlos a un establecimiento y obtener diversos beneficios (49).

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN

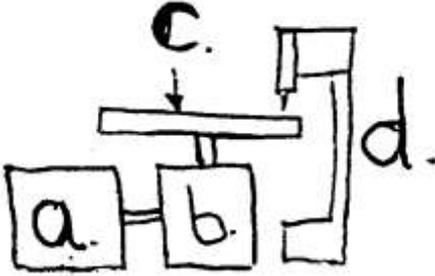
4.1 Identificación de requerimientos

4.1.1 Lista de exigencias

Teniendo como base los antecedentes del problema y las necesidades de la empresa Maqor S. A. C. para realizar trabajos de torneado en el distrito de San Jerónimo, se realiza la lista de exigencias siguiente:

Tabla 19. Lista de exigencias

Lista de exigencias		Universidad Continental	
Facultad de Ingeniería		E. A. P. Ingeniería Mecánica	Fecha: 22/7/2019
Cliente: Electroperú	Proyecto: Diseño de un mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton.	Responsables: Cristian, Alejandro Moreno (C. A. M.) Luis Moreno Quillatupa (L. M. Q.) Maqor S. A. C.	
N.º	Deseo o exigencia	Descripción	Responsable
1	E	Diseñar un mecanismo giratorio de un torno vertical para la fabricación de anillos de inyector de turbinas Pelton de precisión de una décima de milímetro.	C. A. M. L. M. Q.

		<p>Función principal: El principio del diseño es como se muestra en el gráfico:</p> 	
2	E	<p>Donde: a. Generador de energía trifásica b. Relación de transmisión final de 3 rpm c. Mesa giratoria para mecanizar piezas mecánicas de hasta 2 m de diámetro d. Taladro fresador</p>	C. A. M. L. M. Q.
3	E	<p>Función: Mecanizar piezas y componentes de grandes dimensiones y volúmenes.</p>	C. A. M. L. M. Q.
4	E	<p>Materiales: Los materiales para la construcción deben ser con elementos disponibles en la empresa.</p>	C. A. M. L. M. Q.
5	E	<p>Energía: La máquina de torneado debe emplear energía eléctrica trifásica.</p>	Maqor S. A. C.
6	E	<p>Energía: La potencia del motor debe ser menor a 3 HP.</p>	C. A. M. L. M. Q.
7	D	<p>Transmisión: La transmisión debe ser flexible, debe reducir la vibración, debe ser de mantenimiento fácil, de bajo costo y transmitir su fuerza en radios más amplios que los tornos convencionales.</p>	C. A. M. L. M. Q. Maqor S. A. C.
8	E	<p>Cinemática (transmisión) El elemento de conducción debe tener un movimiento de rotación lento.</p>	C. A. M. L. M. Q. Maqor S. A. C.
9	D	<p>Geometría: La distribución debe ser la adecuada dentro de su área de trabajo y debe soportar una carga máxima de 600 kg.</p>	C. A. M. L. M. Q.
10	E	<p>Geometría: La estructura de la mesa giratoria debe ser grande y compacta, para evitar desigualdades y pandeos, consiguiendo un mejor mecanizado.</p>	Maqor S. A. C.
11	E	<p>Cinemática (eje) El eje principal y la estructura deben soportar el peso del material de manera distribuida.</p>	C. A. M. L. M. Q.
13	E	<p>Geometría: El torno vertical no debe exceder de las siguientes dimensiones en la estructura principal: Largo: 2 m</p>	C. A. M. L. M. Q.

		Ancho: 2 m	
14	E	Fuerzas (estructura) La estructura del rodete deberá ser resistente, ya que soportará fuerzas en movimiento y la forma deberá distribuir las cargas.	C. A. M. L. M. Q.
15	E	Precisión: El torno vertical debe tener una precisión de una décima de mm en el acabado final.	C. A. M. L. M. Q.
18	D	Factibilidad: El torno vertical debe permitir su construcción en cualquier taller de la localidad y sobre todo debe haber facilidad de disposición de los mecanismos que se usan en su construcción.	C. A. M. L. M. Q.
19	E	Uso: El accionamiento debe ser de fácil operatividad.	Maqor S. A. C.
20	D	Uso: El accionamiento debe ser silencioso.	C. A. M. L. M. Q.
21	D	Montaje: El ensamblado del torno vertical debe ser realizado en las mismas instalaciones de la empresa Maqor S. A. C.	Maqor S. A. C.
22	E	Montaje: El mantenimiento de la máquina debe considerarse de fácil desmontaje de las piezas y su posterior montaje.	C. A. M. L. M. Q. Maqor S. A. C.
23	D	Costo: El diseño debe tener un costo accesible en el mercado.	C. A. M. L. M. Q. Maqor S. A. C.
24	E	Mantenimiento: Las partes móviles de la máquina deben ser de fácil acceso para su respectiva limpieza y mantenimiento.	C. A. M. L. M. Q. Maqor S. A. C.
25	D	Plazos: La fecha de entrega del <i>diseño de un mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton</i> se dio para la última semana de julio 2020. D: deseo E: exigencia	C. A. M. L. M. Q.

4.1.2 Caja negra (*Black box*)

La caja negra o denominación en inglés "*Black box*", es donde se determinan las entradas y salidas que se dan en todo el proceso de trabajo.

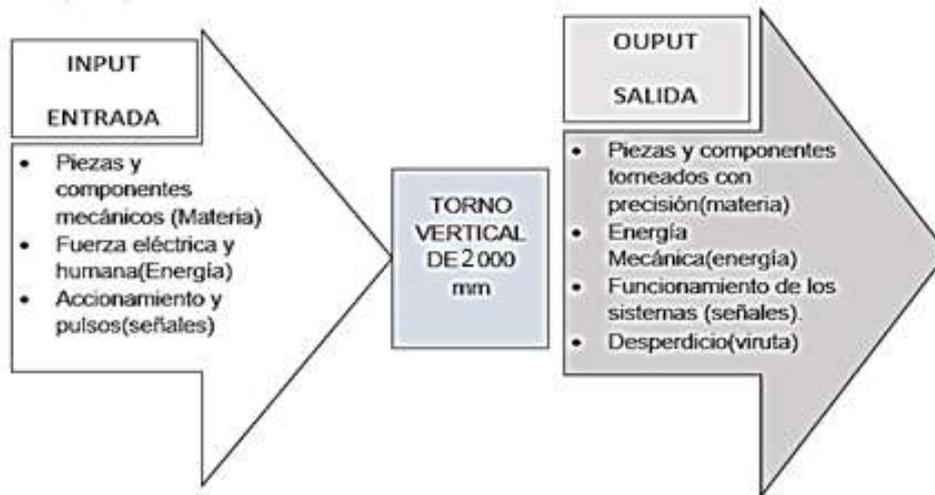


Figura 44. Caja negra

a) Entradas

- Materia: piezas y componentes mecánicos
- Energía: fuerza eléctrica y humana
- Señal: accionamiento y pulsos

b) Salidas

- Materia: piezas y componentes torneados con precisión
- Energía: energía mecánica, vibraciones, desgaste y calor de fricción
- Señal: señales sonoras y mecánicas que indiquen el buen funcionamiento del torno vertical.

4.1.3 Secuencia de operaciones

Se inicia la operación al comprobar el estado óptimo del mecanismo giratorio de precisión del torno vertical, al verificar el buen estado y operatividad de la máquina, se hace la sujeción del componente o pieza mecánica a tornear, haciendo sujeción con las mordazas, para luego encender el motor eléctrico del mecanismo giratorio y observar la posición del área de trabajo.

A continuación, se verifica que las revoluciones sean las indicadas para mecanizar el material que se tenga sobre la mesa del torno, una vez que se termine este paso, se procede a instalar la cuchilla del taladro fresador en el ángulo que se necesite, se encenderá el taladro fresador,

se hará una aproximación al material a mecanizar, algo a tener en cuenta es la regulación de las revoluciones de trabajo de esta acorde al material.

Una vez que se tengan listos los pasos anteriores, se procede a realizar el desgaste por fricción en todas las partes del mecanismo y dando la precisión que se requiera, sin dejar de lado la seguridad en el trabajo, que implica el uso de indumentaria y accesorios de seguridad personal.

4.1.3.1 Fijación de los procesos técnicos

a) Preparación

- Posicionamiento en el área de trabajo y sujeción a las mordazas.

- Posicionamiento y aseguramiento de la herramienta de corte del taladro fresador.

- Regulación de la caja de velocidades de la mesa de trabajo y del taladro fresador.

b) Ejecución

- Pulsación del botón de encendido de la mesa giratoria.

- Acercamiento de la herramienta de desgaste del taladro fresador al elemento mecánico a torneear.

- Desgaste por fricción.

- Emisión de calor y viruta del material a mecanizar.

- Eliminación de calor con el refrigerante.

- Medición de las holguras y dimensiones del elemento a torneear.

c) Control

- Verificar que el elemento mecánico esté correctamente sujeto en el soporte.

- Posicionamiento conveniente para mecanizar.

- Verificar que el motor se encuentre bien posicionado en el área de trabajo (rotación vertical).

- Verificar que el desplazamiento vertical del taladro fresador sea el adecuado.

- Verificar que la rotación horizontal (ángulo de trabajo) sea correcto, una vez determinado el ángulo de trabajo para poder trabajar.

- Controlar el proceso de torneado.

- Controlar el desmontaje del mecanismo torneado.

d) Fase final

- Desmontaje del mecanismo torneado

- Traslado del mecanismo torneado a otras áreas

- Reiniciar la secuencia de operación

Se detalla lo descrito en el siguiente diagrama:

Tabla 20. Secuencia de operaciones

Secuencia de operaciones de torneado vertical	
Atributos	Función
1. Sistema de fijación	En este proceso se realiza el buen estado de todos los componentes de la máquina, se realiza el montaje del elemento mecánico, la sujeción, posicionamiento en el área de trabajo y sujeción a las mordazas.
1.1. Inspección de la máquina	
1.2. Carga y fijación a la máquina	
2. Sistema de impulsión	Proporcionar energía que permita el movimiento al mecanismo, además de permitir una velocidad de giro determinada al tipo de material a mecanizar.
2.1. Energía motriz	
2.2. Sistemas de transmisión (movimiento)	
3. Sistema de mecanizado	En este proceso se pone una herramienta de corte, acorde al uso que se dará, además de darle un acercamiento al mínimo al lugar de desprendimiento de viruta. Luego se pone en movimiento la máquina para empezar el mecanizado.
3.1. Instalación y regulación de la herramienta de corte	
3.2. Energizado del torno fresador	
3.3. Mecanizado de elemento mecánico	
4. Sistema de inspección	Se realiza el control estricto bajo las holguras y medidas que se requiere obtener.
4.1. Medición de la precisión	
5. Desmontaje del elemento	Se realiza el desmontaje de elemento mecánico bajo medidas de seguridad.

4.1.4 Estructura de funciones

La estructura de funciones delimita las funciones que debe contener la máquina de manera teórica y práctica, teniendo definido los procesos adecuados y necesarios para una correcta manipulación y operación de la máquina.

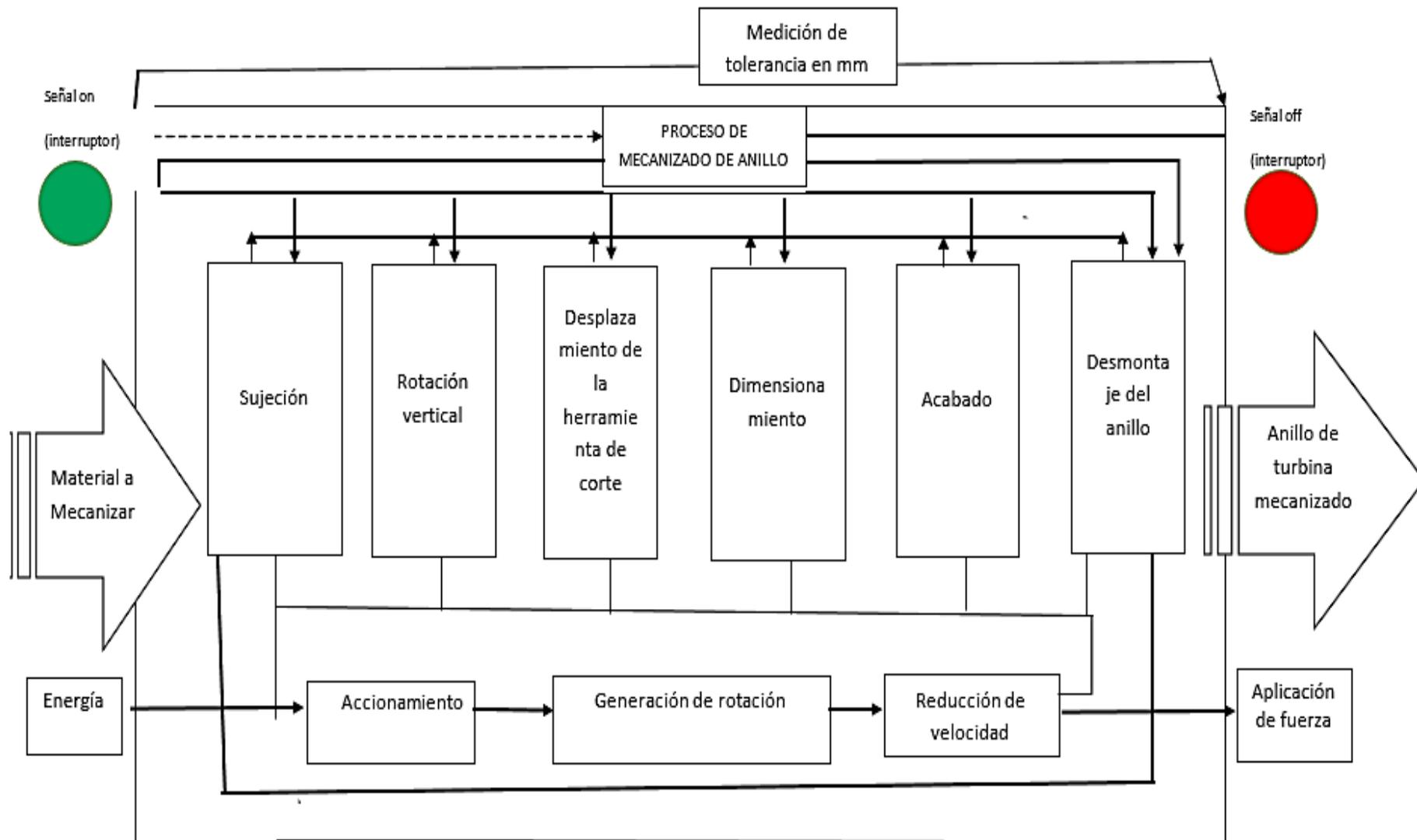
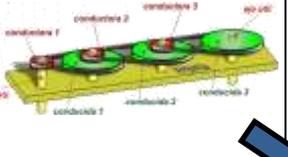
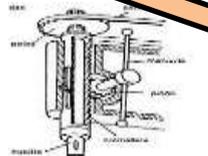
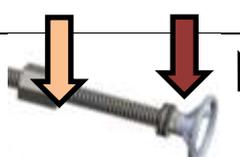


Figura 45. Estructura de funciones

4.1.5 Matriz morfológica

Tabla 21. Matriz morfológica

Funciones parciales		Portadores de funciones		
		1	2	3
1	Montaje del elemento a maquinar	 Forma manual	 Empleo de tecles o polipastos	 Empleo de montacargas
2	Señal de accionamiento			
3	Energía para la rotación			
4	Reductores de velocidad			
5	Sujeción del elemento a maquinar	 Plato de 4 garras	 Plato autocentrante	 Soporte regulable con garras de sujeción
6	Soporte de la herramienta de corte	 Torreta de torno de cambio rápido	 Husillo para soporte de fresa de corte angular	 Portaherramienta de cambio rápido giratorio
7	Desplazamiento de la herramienta de corte	 Guía con cola de milano	 Guías lineales	

8	Mecanismo de empuje para el dimensionamiento y acabado	 Tornillo de potencia con graduado tambor		
9	Desmontaje del elemento a maquinar	 Forma manual	 Empleo de tecles o polipastos	 Empleo de montacargas
	Soluciones	SOLUCIÓN 1	SOLUCIÓN 2	SOLUCIÓN 3

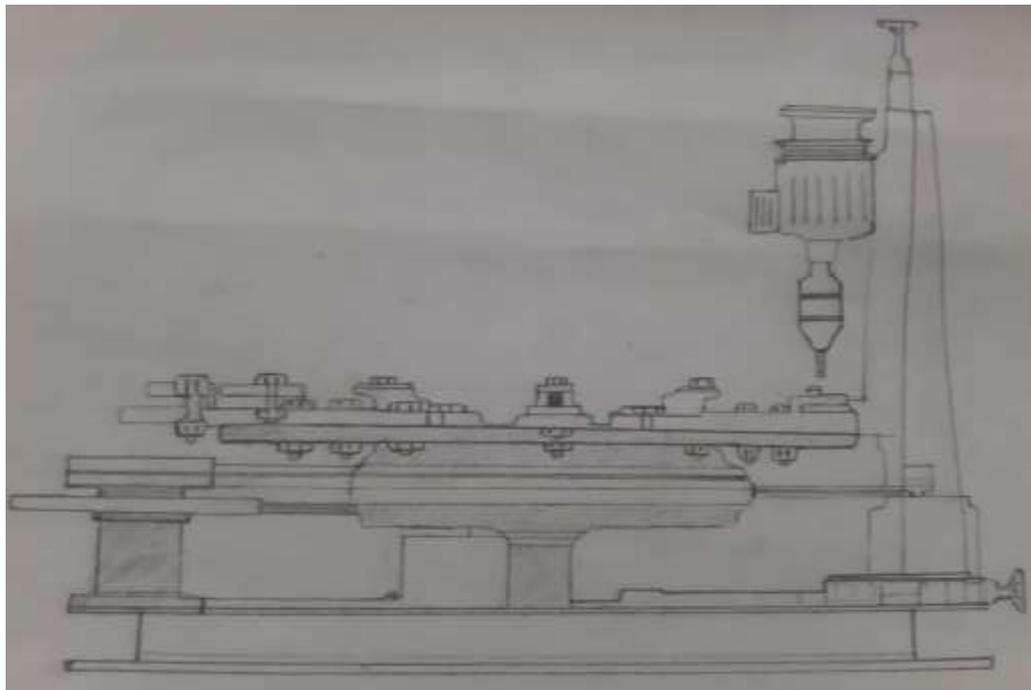


Figura 46. Solución 1

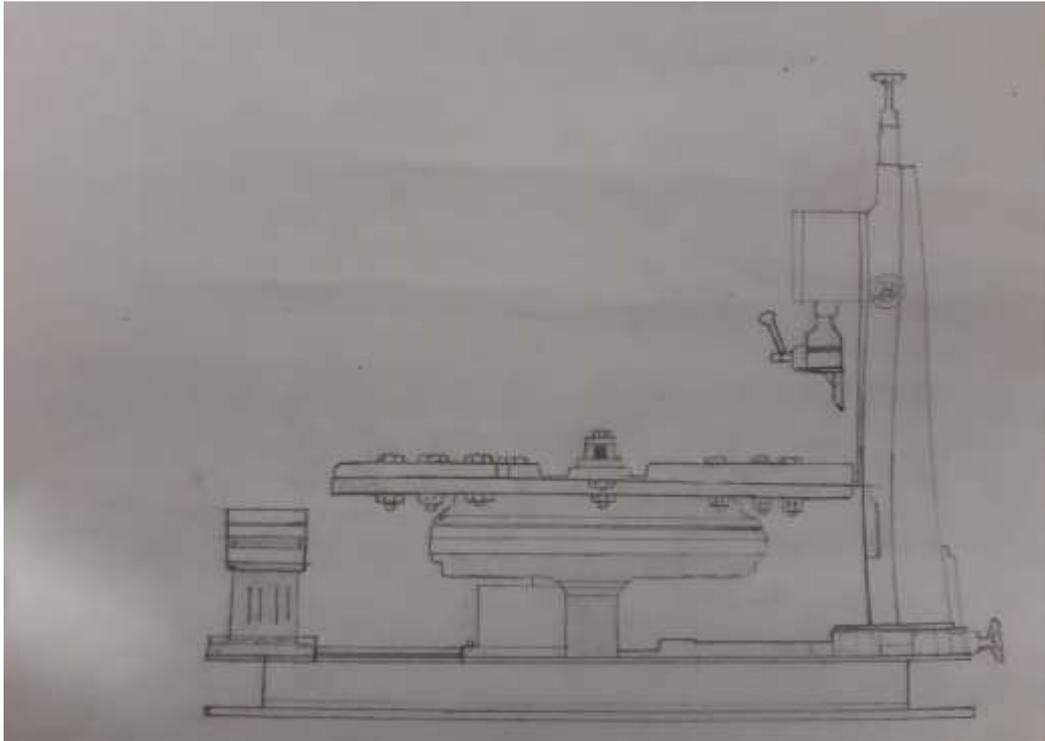


Figura 47. Solución 2

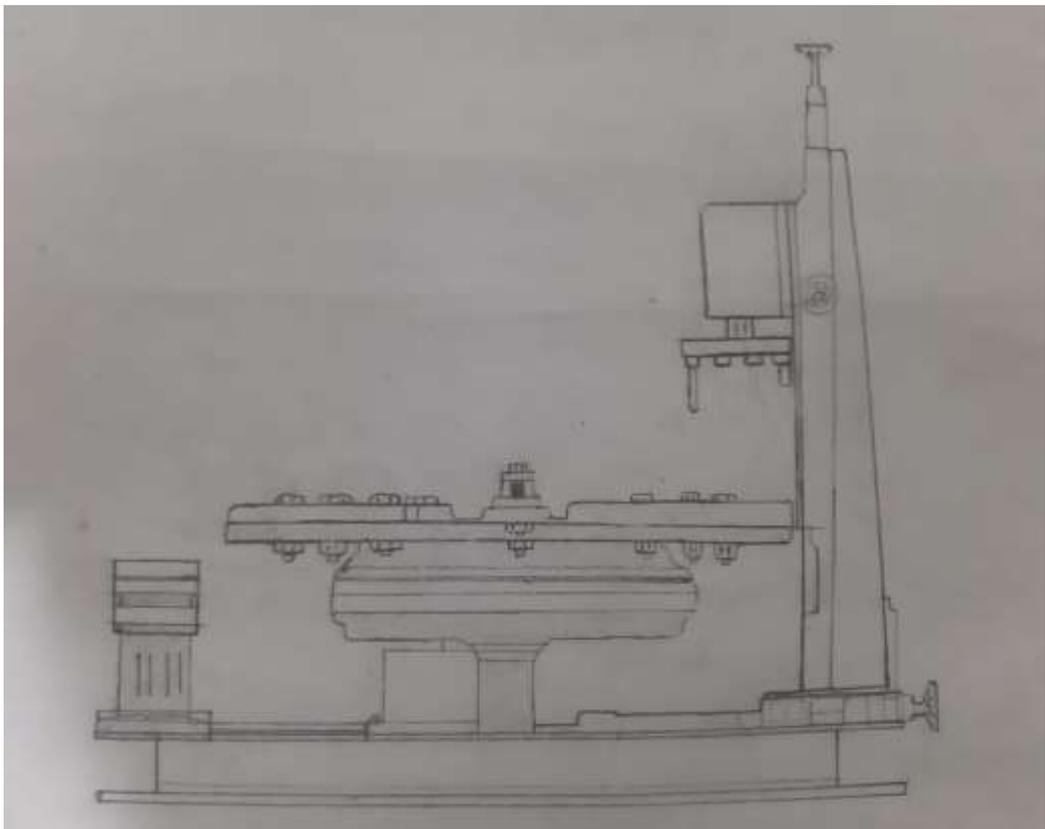


Figura 48. Solución 3

4.1.5.1 Evaluación de soluciones

Tabla 21. Evaluación técnica

Criterios técnicos	S1	S2	S3
Montaje del elemento a maquinar	3	4	3
Señal de accionamiento	4	4	4
Energía para la rotación	4	4	4
Reductores de velocidad	3	4	4
Sujeción del elemento a maquinar	5	3	4
Soporte de la herramienta de corte	5	4	4
Desplazamiento de la herramienta de corte	5	3	3
Mecanismo de empuje para el dimensionamiento y acabado	4	4	4
Desmontaje del elemento a maquinar	3	4	3
Total	36	34	33

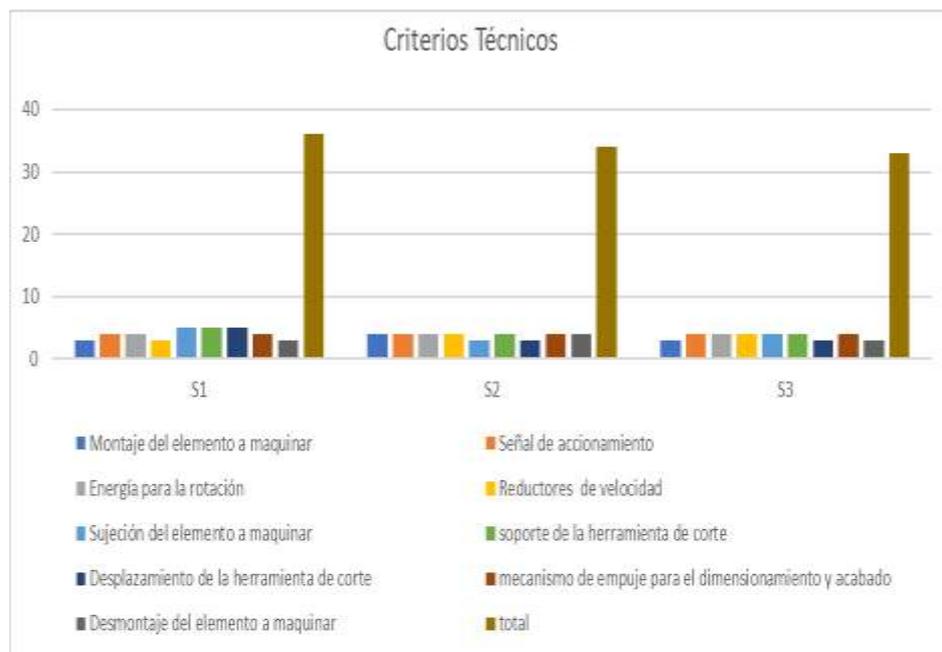


Figura 49. Evaluación técnica

Tabla 22. Evaluación económica

Criterios Económicos	Solución 1	Solución 2	Solución 3
Costos de materiales	4	3	3
Bajos costos de montaje	4	4	4
Reducido número de piezas	3	4	4
Costos de mantenimiento	4	3	3
Costos diversos	4	2	3
Total	19	16	17

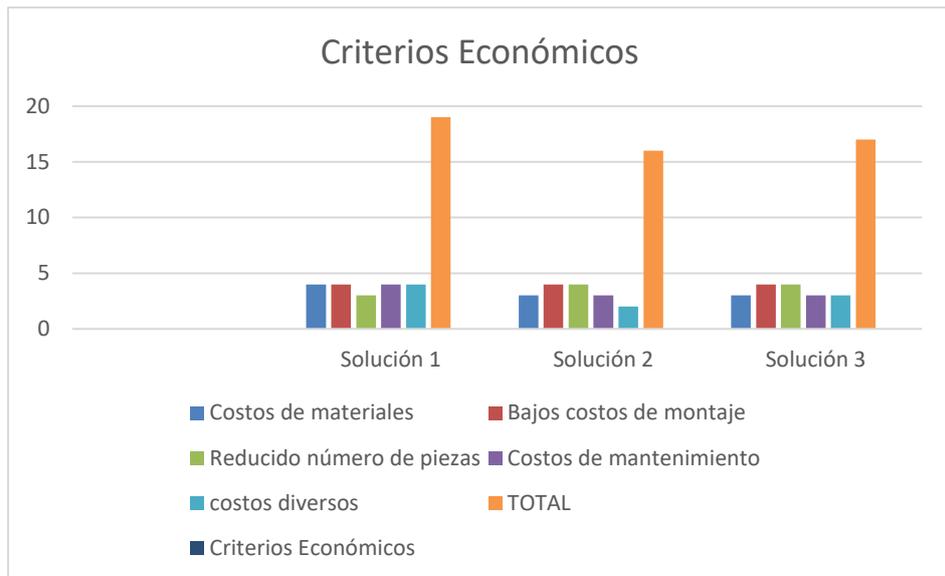


Figura 50. Evaluación económica

Tabla 23. Criterio de puntajes

Criterio	Puntaje
Muy bueno	4
Bueno	3
Regular	2
Malo	1

Evaluación según criterios técnicos y económicos de las posibles soluciones.

La solución 1 es la más adecuada, según los criterios técnicos y económicos para poder solucionar el problema de mejorar la precisión en milímetros de acabado en el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton a través de un mecanismo giratorio de un torno vertical.

4.2 Diseño

Al iniciar el diseño del mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton, primero se deben de calcular los parámetros iniciales con los cuales la máquina va a trabajar.

Se ha de comenzar mencionando que el taller realiza la compra de un anillo que es producto del corte de una plancha con el proceso de oxiacetileno.

Ya que el anillo es producto del corte, se da una tolerancia de 5 mm, tanto como para el diámetro exterior como para el diámetro interior.

Debido a esto, se obtiene un anillo con 1555 mm de diámetro exterior y 1457 mm de diámetro interior, que debe de ser mecanizado en el menor tiempo posible.

Datos

$$\phi_{ext} = 1555mm$$

$$\phi_{int} = 1457mm$$

Se sabe que el material a desbastar es un acero t1 con un espesor de 40 mm y este anillo va a ser maquinado hasta llegar 1550 mm de diámetro exterior y un diámetro interior de 1450 mm.

4.2.1 Cálculo de parámetros principales de mecanizado

4.2.1.1 Cálculo del tiempo requerido para el mecanizado por pasada

$$f = \frac{1}{T} \quad (4. 1)$$

$$Tm = \frac{\pi * D_0 * L}{f * V_c * c} \quad (4. 2)$$

Remplazando los datos que se tienen:

$$D_o = 1550 \text{ mm}$$

$$L = 40 \text{ mm}$$

Determinando la velocidad de corte del material (V_c).

Para determinar este dato primero se debe analizar el material con el que se está trabajando; en este caso es un T1, de cuya ficha técnica del material, se determinan sus componentes.

De igual manera, los aceros pueden clasificarse según la cantidad de carbono que se encuentre en su composición, basándose en la tabla siguiente:

Tabla 24. Clasificación de los aceros según su contenido en carbono

Clasificación de los aceros según su contenido en carbono		
% carbono	Denominación	Resistencia
0.1-0.2	Aceros extra suaves	38-48 kg/mm ²
0.2-0.3	Aceros suaves	48-55 kg/mm ²
0.3-0.4	Aceros semisuaves	55-62 kg/mm ²
0.4-0.5	Aceros semiduros	62-70 kg/mm ²
0.5-0.6	Aceros duros	70-75 kg/mm ²
0.6-0.7	Aceros extra duros	75-80 kg/mm ²

Nota: tomada de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn101.html>

Donde se determina que el acero T1 que tiene un porcentaje de carbono de 0.75% se encuentra catalogado como un acero extraduro con un valor de resistencia de 75 a 80 kg/mm².

De la tabla 25 se determinan los datos restantes:

Tabla 25. Datos del acero t1 para maquinado

Material	Desbaste	Pulido	Ángulos de filo	
			A	B
T1	15m/min	20 m/min	6	70
	Avance		0.4 mm/rev.	
	Profundidad de corte es 5 veces el avance		2 mm	

Reemplazando en la ecuación 4.2

$$T_m = \frac{\pi * 1555mm * 40mm}{0.4 \frac{mm}{rev} * 15 \frac{m}{min} * 2mm} = 16.2 \text{ min}$$

Se determina que se necesitan 16.2 min por pasada. Así también, se puede hallar la velocidad (rpm) a la que debe de girar el rodete o mesa de trabajo.

$$RPM = \frac{V_c}{\pi * D_0} \quad (4. 3)$$

$$RPM = \frac{15 \frac{m}{min}}{\pi * 1555mm} = 3.07 \frac{rev}{min}$$

Cantidad de material removido por pasada.

$$V_1 = V_c * f * d \quad (4. 4)$$

$$V_1 = 15 \frac{m}{min} * 0.4 \frac{mm}{rev} * 2mm = 12000 \frac{mm^3}{min}$$

4.2.2 Cálculo de tren de poleas

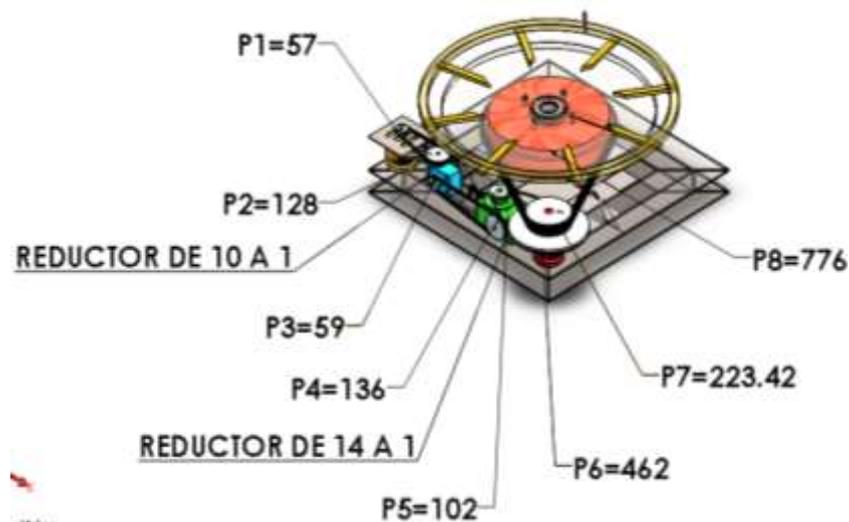


Figura 51. Vista general de componentes

Donde

- P1: polea montada en el motor con un diámetro de 57 mm
- P2: polea de montada en el reductor 1 (ingreso) con un diámetro de 128 mm
- P3: polea de montada en el reductor 1 (salida) con un diámetro de 59 mm
- P4: polea de montada en el reductor 2 (ingreso) con un diámetro de 136 mm

P5: polea de montada en el reductor 2 (salida) con un diámetro de 102 mm

P6: polea de transmisión 1 (ingreso) con un diámetro de 462 mm

P7: polea de transmisión 2 (salida) con un diámetro de 223.42 mm

P8: rodete o mesa de trabajo 776 mm

Según el cálculo anterior, se determinó que se tienen 3 rpm en el rodete.

$$N8 = 3 \text{ rpm}$$

$$N8 * D8 = N7 * D7$$

$$3RPM * 776mm = N7 * 223.42$$

$$N7 = 10.41$$

También se determina que N7 es igual a N6.

$$N6 * D6 = D5 * N5$$

$$10.41RPM * 462mm = 102mm * N5$$

$$N5 = 47.15$$

Donde se ingresa a la reducción de 14 a 1.

$$N4 = N5 * 14$$

$$N4 = 66.11RPM$$

Se halla N3

$$N3 * D3 = N4 * D4$$

$$N3 * 59mm = 66.11RPM * 136mm$$

$$N3 = 152.38$$

Donde i se ingresa a la reducción de 10 a 1.

$$N2 = 10 * N3$$

$$N2 = 1523.8RPM$$

Hallando las revoluciones del motor.

$$D1 * N1 = D2 * N2$$

$$57mm * N1 = 128mm * 1523.8$$

$$N1 = 3421.8RPM$$

En la tabla, para que se cumpla con el parámetro, el motor deberá tener 3600 rpm.

Por tanto, el motor a usar en el diseño debe generar una revolución de salida de 3600 rpm para ser eficiente en el desempeño del mecanizado.

4.2.3 Cálculos de los esfuerzos producidos para el corte del material

4.2.3.1 Cálculo de la fuerza de corte

En este proceso el elemento que va a rotar, que es el conjunto llamado rodete, compuesto por los diferentes elementos mecánicos.

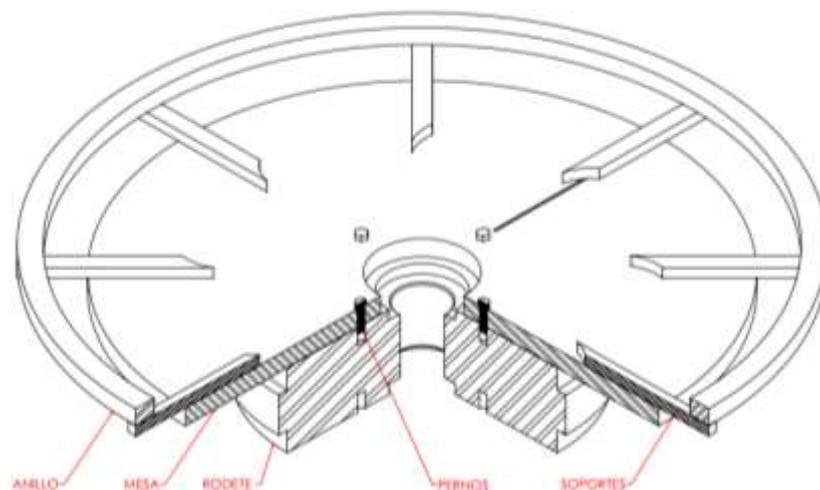


Figura 52. Elementos del rodete

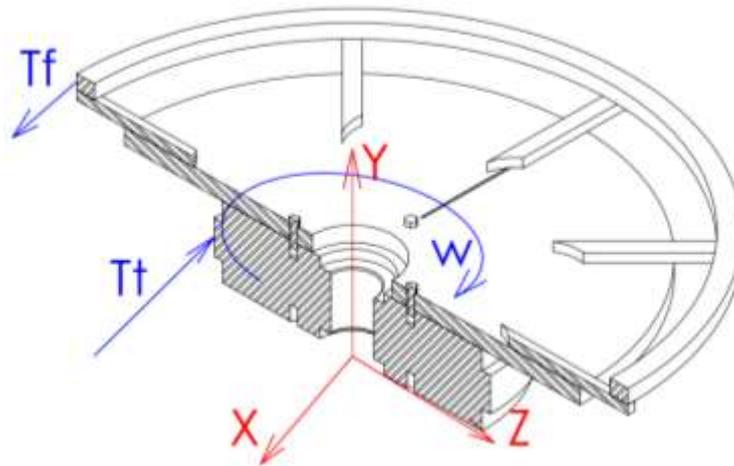


Figura 53. Fuerzas de corte aplicadas al rodete

Hallando la fuerza Tf que se produce debido a la fuerza de corte es proporcional a la resistencia al corte del material.

Se tiene:

$$T_f = K_s * f * c \quad (4.5)$$

Se procede a hallar Ks, previamente, teniendo como dato las características de dureza del acero Chronit T1.

Tabla 26. Características de dureza del acero Chronit T1

Características mecánicas	Chronit T1 450	Chronit T1 500
Dureza de suministro HB	420 - 480	450 - 530
Resistencia a la tracción N/mm ²	1316	1650
Límite de fluencia N/mm ²	1163	1300
Elongación (mínimo)%	10	8
Tenacidad (longitudinal) Joules	25 (-40 °C)	25 (-40 °C)

Nota: tomada de <https://n9.cl/wdm8g>

Teniendo en cuenta que la dureza del acero es de 530 Hb, ha de basarse ahora en la siguiente tabla:

Tabla 27. Presión específica de corte (ks)

Material	Resistencia atracción		
	Dureza HB	K50 daN/mm ²	Z
Acero al carbono	<50 daN/mm ²	155	0.2
Acero al carbono	50/70 daN/mm ²	171	0.2
Acero al carbono	70/100 daN/mm ²	186	0.2
Acero colado	<50 daN/mm ²	136	0.2
Acero colado	50/65 daN/mm ²	148	0.2
Acero colado	>65 daN/mm ²	163	0.2
Acero aleado	70/85 daN/mm ²	171	0.2
Acero aleado	85/100 daN/mm ²	186	0.2
Acero aleado	100/140 daN/mm ²	202	0.2
Acero aleado	140/180 daN/mm ²	225	0.2
Acero inoxidable austénico		179	0.2
Acero inoxidable ferrítico-martensítico		155	0.2
Fundición	<200 HB	97	0.2
Fundición	>200 HB	136	0.2
Fundición blanca	<500 HB	210	0.2
Fundición blanca	>500 HB	233	0.2

Nota: tomada de <https://es.slideshare.net/yici2013/yicela-muoz-t1>

De la tabla anterior determinamos un Ks de 225 daN/mm².

Reemplazando datos se tiene:

f=0.4mm/rev.

c=2mm

Estos datos se hallaron en el cálculo del tiempo requerido para el mecanizado por pasada:

$$Tf = 225 \frac{daN}{mm^2} * 0.4mm * 2mm$$

$$Tf = 1800N$$

De donde da que la fuerza de corte es proporcional a la resistencia al corte del material que es de 1800 N.

4.2.3.2 Calculando el momento debido a las cargas

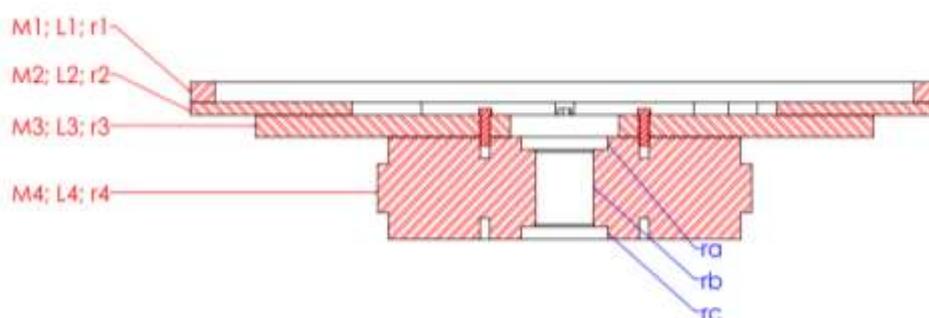


Figura 54. Rozamientos en rotación del rodete

Se halla la inercia de cada uno de los elementos presentes en el ensamble de los siguientes componentes mediante el software *SolidWorks*:

Tabla 28. Masas, volúmenes, centroides y momentos de inercia

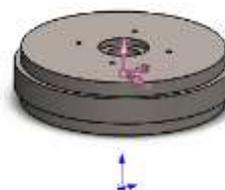
Cálculo de masas, volúmenes, centroides y momentos de inercia

Propiedades del rodete

Masa = 676.90 kilogramos
 Volumen = 0.09 metros cúbicos
 Área de superficie = 1.50 metros cuadrados
 Centro de masa: (metros)
 X = 0.00
 Y = 0.44
 Z = 0.00

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)

Medido desde el centro de masa
 $I_x = (0.00, 0.00, 1.00)$ $P_x = 26.98$
 $I_y = (1.00, 0.00, 0.00)$ $P_y = 26.98$
 $I_z = (0.00, 1.00, 0.00)$ $P_z = 49.66$



Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$L_{xx} = 26.98$ $L_{xy} = 0.00$ $L_{xz} = 0.00$
 $L_{yx} = 0.00$ $L_{yy} = 49.66$ $L_{yz} = 0.00$
 $L_{zx} = 0.00$ $L_{zy} = 0.00$ $L_{zz} = 26.98$

Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$I_{xx} = 160.14$ $I_{xy} = 0.00$ $I_{xz} = 0.00$
 $I_{yx} = 0.00$ $I_{yy} = 49.66$ $I_{yz} = 0.00$
 $I_{zx} = 0.00$ $I_{zy} = 0.00$ $I_{zz} = 160.14$

Propiedades de masa de MESA

Masa = 420.86 kilogramos
Volumen = 0.05 metros cúbicos
Área de superficie = 2.71 metros cuadrados
Centro de masa: (metros)
X = 0.00
Y = 0.57
Z = 0.00

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)

Medido desde el centro de masa.

$I_x = (0.00, 0.00, 1.00)$ $P_x = 44.54$
 $I_y = (1.00, 0.00, 0.00)$ $P_y = 44.54$
 $I_z = (0.00, 1.00, 0.00)$ $P_z = 88.94$

Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)

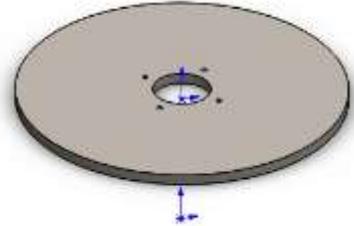
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$L_{xx} = 44.54$ $L_{xy} = 0.00$ $L_{xz} = 0.00$
 $L_{yx} = 0.00$ $L_{yy} = 88.94$ $L_{yz} = 0.00$
 $L_{zx} = 0.00$ $L_{zy} = 0.00$ $L_{zz} = 44.54$

Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$I_{xx} = 179.15$ $I_{xy} = 0.00$ $I_{xz} = 0.00$
 $I_{yx} = 0.00$ $I_{yy} = 88.94$ $I_{yz} = 0.00$
 $I_{zx} = 0.00$ $I_{zy} = 0.00$ $I_{zz} = 179.15$



Propiedades de masa brazos

Masa = 21.52 kilogramos
Volumen = 0.0027 metros cúbicos
Área de superficie = 0.38 metros cuadrados
Centro de masa: (metros)
X = 0.00
Y = 0.60
Z = 0.00

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)

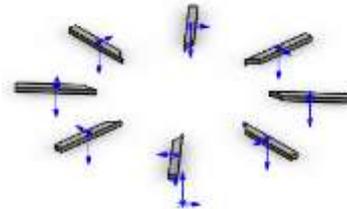
Medido desde el centro de masa.

$I_x = (0.00, 0.00, 1.00)$ $P_x = 4.06$
 $I_y = (1.00, 0.00, 0.00)$ $P_y = 4.06$
 $I_z = (0.00, 1.00, 0.00)$ $P_z = 8.11$

Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

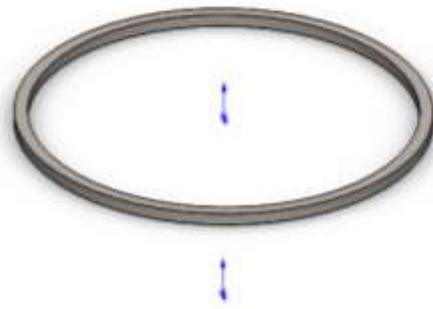
$L_{xx} = 4.06$ $L_{xy} = 0.00$ $L_{xz} = 0.00$
 $L_{yx} = 0.00$ $L_{yy} = 8.11$ $L_{yz} = 0.00$
 $L_{zx} = 0.00$ $L_{zy} = 0.00$ $L_{zz} = 4.06$



Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$I_{xx} = 11.80$ $I_{xy} = 0.00$ $I_{xz} = 0.00$
 $I_{yx} = 0.00$ $I_{yy} = 8.11$ $I_{yz} = 0.00$
 $I_{zx} = 0.00$ $I_{zy} = 0.00$ $I_{zz} = 11.80$



Propiedades de masa de anillo

Masa = 72.55 kilogramos

Volumen = 0.01 metros cúbicos

Área de superficie = 0.84 metros cuadrados

Centro de masa: (metros)

X = 0.00

Y = 0.63

Z = 0.00

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)

Medido desde el centro de masa.

$I_x = (0.00, 0.00, 1.00)$ $P_x = 20.46$
 $I_y = (1.00, 0.00, 0.00)$ $P_y = 20.46$
 $I_z = (0.00, 1.00, 0.00)$ $P_z = 40.91$

Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$L_{xx} = 20.46$ $L_{xy} = 0.00$ $L_{xz} = 0.00$
 $L_{yx} = 0.00$ $L_{yy} = 40.91$ $L_{yz} = 0.00$
 $L_{zx} = 0.00$ $L_{zy} = 0.00$ $L_{zz} = 20.46$

Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$I_{xx} = 49.49$ $I_{xy} = 0.00$ $I_{xz} = 0.00$
 $I_{yx} = 0.00$ $I_{yy} = 40.91$ $I_{yz} = 0.00$
 $I_{zx} = 0.00$ $I_{zy} = 0.00$ $I_{zz} = 49.49$

Propiedades de masa de todo el sistema

Masa = 1191.836320 kilogramos

Volumen = 0.151826 metros cúbicos

Área de superficie = 5.426778 metros cuadrados

Centro de masa: (metros)

X = 0.000000

Y = 0.500950

Z = 0.000000

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)

Medido desde el centro de masa.

$I_x = (0.00, 0.00, 1.00)$ $P_x = 101.487864$
 $I_y = (1.00, 0.00, 0.00)$ $P_y = 101.487864$
 $I_z = (0.00, 1.00, 0.00)$ $P_z = 187.625028$

Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$L_{xx} = 101.487864$ $L_{xy} = 0.000000$ $L_{xz} = 0.000000$
 $L_{yx} = 0.000000$ $L_{yy} = 187.6250$ $L_{yz} = 0.000000$
 $L_{zx} = 0.000000$ $L_{zy} = 0.000000$ $L_{zz} = 101.487864$

Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.
I_{xx} = 400.580727 I_{xy} = 0.000000 I_{xz} = 0.000000
I_{yx} = 0.000000 I_{yy} = 187.6250 I_{yz} = 0.000000
I_{zx} = 0.000000 I_{zy} = 0.000000 I_{zz} = 400.580727

De los datos obtenidos por el software se obtiene el momento de inercia total de 187.625 kg/m² para el ensamble completo de los componentes descritos.

Luego se procede a usar la fórmula de equilibrio en la ecuación de movimiento basados en la siguiente ecuación:

$$M - M_r = I_{TOTAL} * \partial \quad (4.6)$$

Donde

M: suma de momentos debido a las cargas

Mr: el rozamiento entre la superficie del disco y el plano horizontal ejerce un momento

I: inercia del sistema

∂ : aceleración angular

Hallando Mr (el rozamiento entre la superficie del disco y el plano horizontal ejerce un momento).

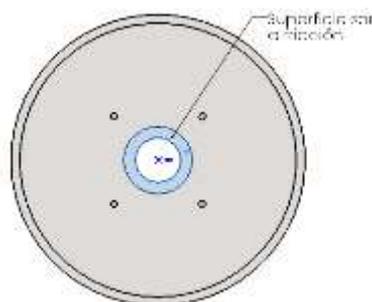


Figura 55. Superficies sometidas a fricción

Se tienen los datos de los radios que posee el anillo de contacto:

R: radio mayor del anillo que es de 0.18 m

r: radio menor del anillo que es de 0.12 m

Hallando la fricción, basándose en la siguiente tabla:

Tabla 29. Coeficientes de rozamiento de algunos materiales (μ)

Coeficiente de rozamiento estático= μ_e , Coeficiente de rozamiento dinámico = μ_d		
Materiales en contacto	Coeficiente rozamiento estático μ_e	Coeficiente rozamiento dinámico μ_d
Articulaciones humanas	0,02	0,003
Acero // Hielo	0,028	0,09
Acero // Teflón	0,04	0,04
Teflón // Teflón	0,04	0,04
Hielo // Hielo	0,1	0,03
Esquí (encerado) // Nieve (0 °C)	0,1	0,05
Acero // Acero	0,15	0,09
Vidrio // Madera	0,25	0,2
Caucho // Cemento (húmedo)	0,3	0,25
Madera // Cuero	0,5	0,4
Caucho // Madera	0,7	0,6
Acero // Latón	0,5	0,4
Madera // Madera	0,7	0,4
Madera // Piedra	0,7	0,3
Vidrio // Vidrio	0,9	0,4
Caucho // Cemento (seco)	1	0,8
Cobre // Hierro (fundido)	1	0,3

Nota: tomada de <https://n9.cl/o4aeku>

De esta tabla se determina el coeficiente de fricción de 0.09. Con lo cual se reemplazan los datos hallados en la siguiente fórmula:

$$M_r = \frac{2\mu Mg}{3} * (R - r) \quad (4.7)$$

$$M_r = \frac{2 * 0.09 * M_{rodet e} * 9.81 \frac{m}{s^2}}{3} * (0.18 - 0.12)$$

$$M_r = 0.031392 * M \frac{kg * m^2}{s^2}$$

Luego se reemplaza en la ecuación principal:

$$M * M_r = I_{TOTAL} * \omega \quad (4. 8)$$

Y del siguiente gráfico:

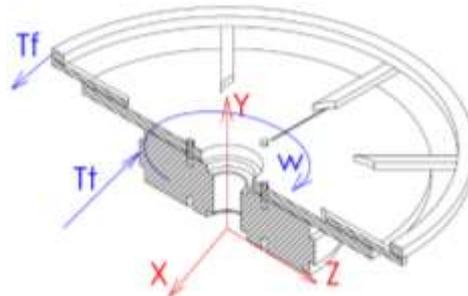


Figura 56. Fuerzas de corte aplicadas al rodete

Se despeja la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} M &= M_{rodete} - M_{anillo} \\ M &= T_t * R_{rodete} - T_f * R_{anillo} \end{aligned} \quad (4. 9)$$

$$\begin{aligned} M - M_r &= I_{TOTAL} * \partial \\ M - 0.031392M &= 187.62 * \partial \end{aligned} \quad (4. 10)$$

La aceleración del cuerpo es determinada por la aceleración tangencial en un punto del borde de mecanismo, del que se tiene la relación siguiente entre aceleraciones:

$$a = \alpha \cdot R \quad (4. 11)$$

La aceleración del cuerpo se da eliminando la tensión con:

$$\alpha = \frac{2(mg - M_r / R)}{2m + M} \quad (4. 12)$$

De estas ecuaciones se obtiene la aceleración del bloque al introducir el Mr:

$$\alpha = \frac{6m - 4\mu M}{6m + 3M} * g \quad (4. 13)$$

Donde se tiene los siguientes datos de los resultados anteriores:

Donde:

m: masa que es de 1191.836 kg

μ : coeficiente de fricción dinámica que es de 0.09

g: gravedad que es de 9.81 m/s²

$$\begin{aligned} \partial &= \frac{6m - 4\mu M}{6m + 3M} * g \\ \partial &= \left(\frac{6 * 1191.83 * kg - (4 * 0.09 * M)}{6 * 1191.83 * kg + 3M} \right) * 9.81 \frac{m}{s^2} \\ \partial &= \frac{7151.016 - 0.36M}{7151.016 + 3M} * 9.81 \end{aligned}$$

Luego se reemplaza en la ecuación 4-10:

$$\begin{aligned} M - 0.031392M &= 187.62 * \partial \\ M - 0.031392M &= 187.62 * \frac{7151.016 - 0.36M}{7151.016 + 3M} \\ 0.968608M &= 187.62 * \frac{7151.016 - 0.36M}{7151.016 + 3M} \\ 3M^2 + 7081.283766M - 1385156.453 \\ M_1 &= -2542.0597 \\ M_2 &= 181.6318 \end{aligned}$$

Considerando los valores hallados de M con anterioridad:

$$M = M_{rodete} - M_{anillo} \quad (4. 14)$$

$$M = T_t * R_{rodete} - T_f * R_{anillo}$$

Se halla Tt:

$$181.6318 = T_t * 0.39 - (1800) * 0.78$$

$$4565.7226 = T_t$$

$$-2542.0597 = T_t * 0.39 - (1800) * 0.78$$

$$-2918.041 = T_t$$

Se obtiene los siguientes resultados de los cálculos desarrollados anteriormente, y se procede a hallar Mrodete:

$$M_{rodete} = T_t * 0.39$$

$$M_{rodete 1} = 4565.6226 * 0.39$$

$$M_{rodete 1} = 1780.063 Nm$$

$$M_{rodete 2} = -2918.041 * 0.39$$

$$M_{rodete 2} = -1138.03599 Nm$$

A continuación, se procede a contrastar los resultados obtenidos en el software *SolidWorks* con la siguiente figura:

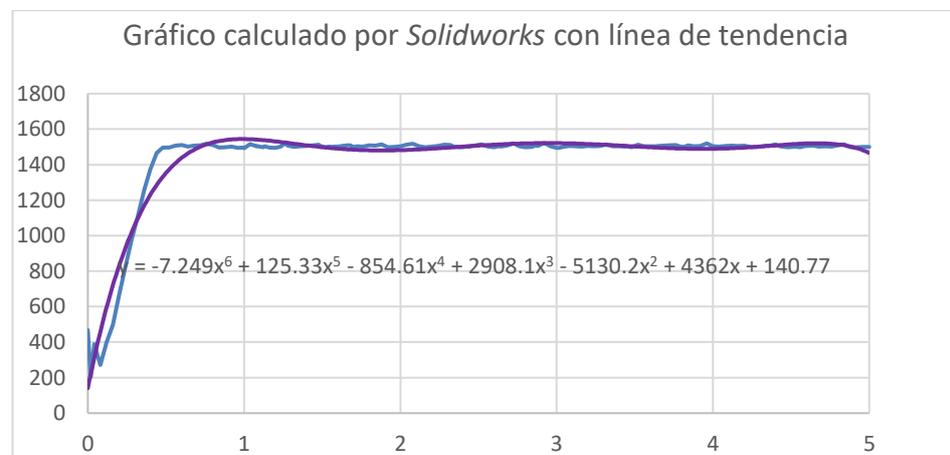


Figura 57. Momentos obtenidos de $M_{rodete 1}$ y $M_{rodete 2}$

Se hace un análisis de los valores obtenidos (Mrodete 1 y Mrodete 2), con respecto a los datos de las gráficas obtenidas en el software *SolidWorks* para luego analizarlo, tomando en cuenta la diferencia respecto al promedio de todas las iteraciones correspondientes a las fuerzas de torsión (diferencia promedio) y también con respecto al valor de estabilización (diferencia valor estable):

Tabla 30. Coeficientes de rozamiento de algunos materiales (μ)

Valor	Magnitud	Diferencia (valor estable)	Diferencia (promedio)	Proporción 1	Proporción 2
1504.59042	Promedio de estabilización				
1780.063	M rodete 1	275.4725838	335.5916488	18.309%	23.233%
1444.47135	Promedio de Fuerzas de Torsión				
1138.03599	M rodete 2	-366.5544262	-306.4353612	24.362%	21.214%

Después del análisis de proporciones y diferencias se tiene que el valor hallado de 1138.03599 N.m es el valor más razonable debido a que es el valor que menos se aleja del parámetro que describe el fenómeno completo.

Con todos los datos obtenidos en los cálculos del sistema de transmisión se realizó la siguiente tabla:

Tabla 31. Cálculo de velocidades y torque de cada polea

Poleas	Diámetro (m)	Radio (m)	RPM	Torque (Nm)
P1	0.057	0.0285	34268	0.206
P2	0.128	0.064	15260	0.464
Reductor			10:1	
P3	0.059	0.0295	1526	5
P4	0.136	0.068	662	11
Reductor			14:1	
P5	0.102	0.051	47.29	150
P6	0.462	0.231	10.44	678
P7	0.223	0.1115	10.44	327
P8	0.776	0.388	3	1138

Es resaltante resaltar que esta tabla fue obtenida sin considerar las fricciones que existentes entre las poleas y los ejes,

así como entre los diversos componentes mecánicos de cada uno de los reductores.

Con ayuda del software *Solidworks* se determinó una gráfica de la curva de arranque siendo este torque necesario en el motor eléctrico que genera el movimiento del mecanismo giratorio.

Un dato a tener en cuenta es el tiempo, esta curva se desarrolla en 5 segundos de simulación considerando la fricción entre los elementos mecánicos.

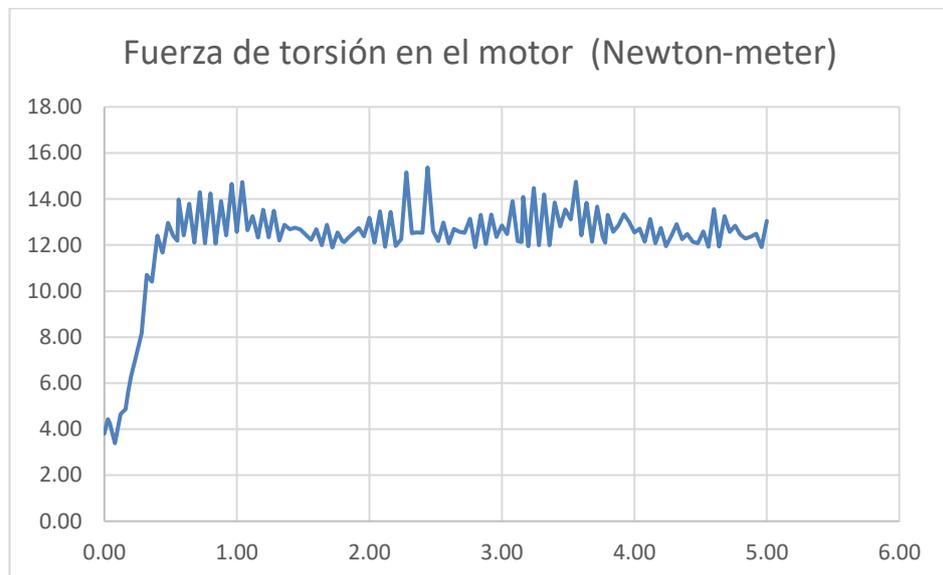


Figura 58. Fuerza de torsión en el motor eléctrico

En la siguiente figura se determina el torque máximo que debe ejercer el motor eléctrico, siendo este de 16 Nm.

Luego con las tablas del catálogo de WEG se verifica el torque obtenido y el motor a usar en el mecanismo:

Tabla 32. Tabla de características de motor eléctrico WEG

HP	kW	rpm	Frame size	Catalog number	List price	Multiplier	Approx. shipping weight (lbs)	Service factor	FL Amps	FL Eff	"C" dimension	Voltage	Notes
1	0.75	3600	143/5t	00136ET3E143T-SG	560	RSP	39	1.15	1.4	84	13.189	208-230/460	9
				00136ET3E143T-SG	560	RSP	39	1.15	1.12	84	13.189	575	9
				00118ET3E143T-SG	599	RSP	43	1.15	1.47	85.5	13.583	208-230/460	9;34
		1800	143/5T	00118ET3E143T-SG	599	RSP	43	1.15	1.18	85.5	13.583	575	9;34
				00118ET3E143T-SG	599	RSP	43	1.15	1.69	85.5	13.583	200/400	9;34
				00112ET3E145T-SG	669	RSP	43	1.15	1.58	82.5	13.583	208-230/460	9;34
1.5	1.1	1200	143/5T	00112ET3E145T-SG	669	RSP	43	1.15	1.26	82.5	13.583	575	9;34
				00112ET3E145T-SG	669	RSP	43	1.15	1.26	82.5	13.583	575	9;34
		3600	143/5T	00156ET3E143T-SG	613	RSP	39	1.15	1.87	84	13.189	208-230/460	9;34
				00156ET3E143T-SG	613	RSP	39	1.15	1.49	84	13.189	575	9;34
		1800	143/5T	00158ET3E145T-SG	620	RSP	43	1.15	2.02	86.5	13.583	208-230/460	9;34
				00158ET3E145T-SG	620	RSP	43	1.15	1.62	86.5	13.583	575	9;34
		143/5T	00158ET3E145T-SG	620	RSP	43	1.15	3.32	86.5	13.583	200/400	9;34	

Nota: tomada de https://est-aegis.com/oem/weg/WEG_Motors_with_AEGIS.pdf

Con la siguiente fórmula se calcula el torque:

$$T = \frac{P(\text{hp}) * \frac{33000}{2\pi}}{V(\text{RPM})} = \frac{1 * 5252}{3600} = 1.458 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} \quad (4. 15)$$

Haciendo la equivalencia sería 19.2 Nm de torque que posee el motor WEG con 1 HP con 3600 rpm.

Se concluye en esta parte que:

Tabla 33. Características de motor eléctrico WEG que usamos
Características técnicas del motor seleccionado

Marca	WEG
Potencia	1 HP
Torque	19.2 Nm
Velocidad	3600 rpm
Código	00136ER3E143T-SG

4.2.4 Cálculo de pernos

Se observa que se generan 2 torques, que son los 2 momentos principales que los pernos son sometidos a corte.

Después de ello, se halla el punto o centroide del grupo de pernos, este se determina por simetría, si se traza un diagrama de cuerpo libre las reacciones cortantes V pasarían por el punto central y las reacciones del momento M pasaría con respecto al centro.

Estas reacciones son:

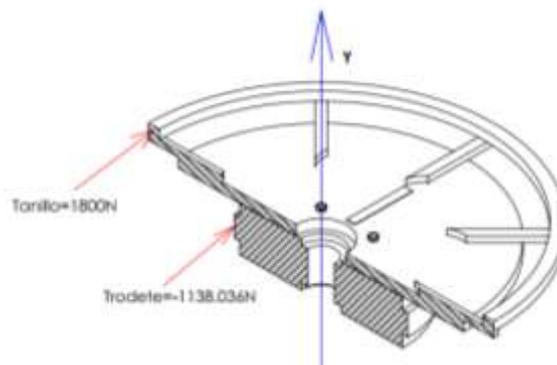


Figura 59. Torques a los que son sometidos los pernos

$$V = 1800 - 1138.036$$

$$V = 661.964N$$

$$M_{anillo} = 1800N * 0.78m = 1404Nm$$

$$M_{rodetete} = -1138.036N * 0.39m = -443.83Nm$$

$$M = M_{anillo} - M_{rodetete}$$

$$M = 960.17$$

En la siguiente gráfica se representan las reacciones en cada perno, dado que la distancia entre cada perno es de 233.35 mm se determina la distancia entre el punto O al centro de cada uno de los pernos.

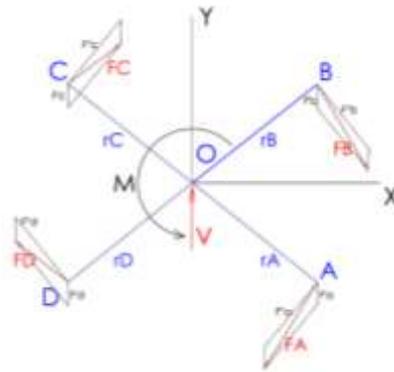


Figura 60. Reacciones en cada perno con respecto al centro

$$R = \sqrt{(116.675)^2 + (116.675)^2} = 165.003mm$$

165.003 mm es la distancia que se encuentra en el punto O al centro de cada perno, también conocido como $r_A=r_B=r_C=r_D$, tal y como se representa en la gráfica.

Se halla la carga cortante primaria por perno corresponde a:

$$F' = \frac{V}{n} = \frac{661.964}{4} = 330.982N$$

$$F'' = \frac{Mr}{4r^2} = \frac{M}{4r} = \frac{960.17Nm}{4 * 165.003mm} = 1454.776N$$

Analizando y dibujando a escala las fuerzas determinamos el ángulo.

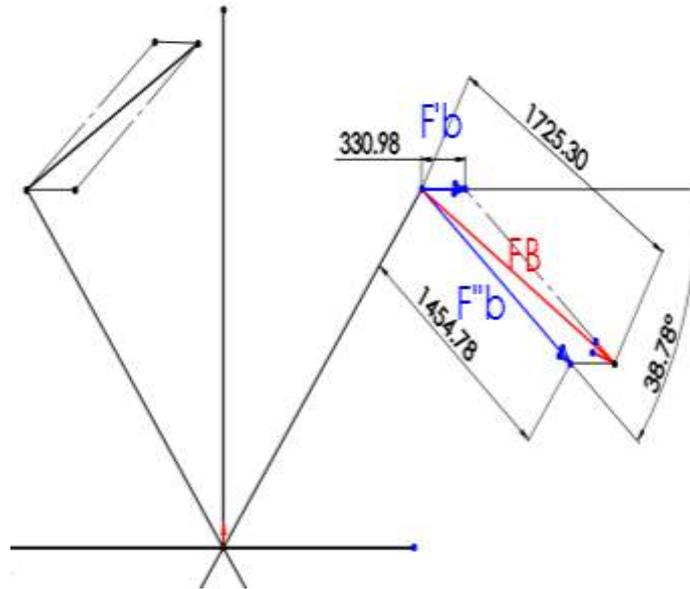


Figura 61. determinación del ángulo de esfuerzo

Empleando la regla del paralelogramo se determina:

$$F_A = \sqrt{(F'')^2 + (F')^2 - 2 * F'' * F' * \cos(38.78)}$$

$$F_A = \sqrt{(330.982)^2 + (1454.776)^2 - 2 * 330.982 * 1454.776 * \cos(38.78)} \quad (4. 16)$$

$$F_A = 1725.30N$$

Y se sabe que $F_A = F_B = F_C = F_D$

Se determina mediante cálculo que la fuerza cortante es de 1725N.

Tabla 34. Esfuerzos soportados de los pernos en SolidWorks

Datos de los esfuerzos que soportan los pernos del programa SolidWorks					
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante	Conector
Fuerza cortante (N)	-1215.6	0	-1737.1	2120.2	Refrentado con tuerca-9
Fuerza axial (N)	0	74405	0	74405	Refrentado con tuerca-9
Momento flector (N.m)	42.926	0	-29.959	52.347	Refrentado con tuerca-9
Fuerza cortante (N)	-1735.1	0	1223.9	2123.3	Tornillo refrentado-9
Fuerza axial (N)	0	74405	0	74405	Tornillo refrentado-9
Momento flector (N.m)	-30.243	0	-42.881	52.473	Tornillo refrentado-9
Fuerza cortante (N)	1233.2	0	1740.9	2133.4	Tornillo refrentado-10
Fuerza axial (N)	0	74405	0	74405	Tornillo refrentado-10
Momento flector (N.m)	-43.037	0	30.364	52.671	Tornillo refrentado-10
Fuerza cortante (N)	1746.8	0	-1222.5	2132.1	Tornillo refrentado-11
Fuerza axial (N)	0	74404	0	74404	Tornillo refrentado-11
Momento flector (N.m)	30.094	0	43.115	52.579	Tornillo refrentado-11

Comparando los resultados sacados del cálculo y los resultados del programa SolidWorks, se obtiene que el promedio de fuerza cortante es de 2127.25 N dando un margen de error de 0.18% por métodos de cálculo manual.

Cálculo de la fuerza axial

De la tabla de torques de alto grado, dice que para un diámetro de 20 mm se debe de dar un torque de 475 Nm y la tabla de condición de Shigley del cual se elige $k=0.3$.

Reemplazando la ecuación del torque se obtiene:

$$\begin{aligned}
 T &= k * Fi * d \\
 830 &= 0.3 * Fi * 0.02 \\
 Fi &= 138333.3N
 \end{aligned}
 \tag{4. 17}$$

Se determina una fuerza axial en el perno de 138333.3N.

En comparación con la tabla obtenida por el programa SolidWorks se determina que la fuerza axial es de 74405N.

Blake y Kurtz publicaron numerosos resultados sobre ensayos del apriete de pernos. Y mencionan que, cuando se someten sus datos a un análisis estadístico, se logra determinar una tabla aproximada de coeficiente de par de torsión (18).

Para este caso hay que recordar que la tabla de coeficiente de par de torsión obtenida por Blake y Kurtz fue realizada con métodos experimentales y a un par de torsión de 90 Nm (18).

En este caso se determina que el factor k es de 0.557 para cumplir con el resultado del programa SolidWorks.

De la tabla de dimensiones de pernos de cabeza cuadrada y hexagonal se determina que se hallan las magnitudes del perno para luego hallar su longitud total.

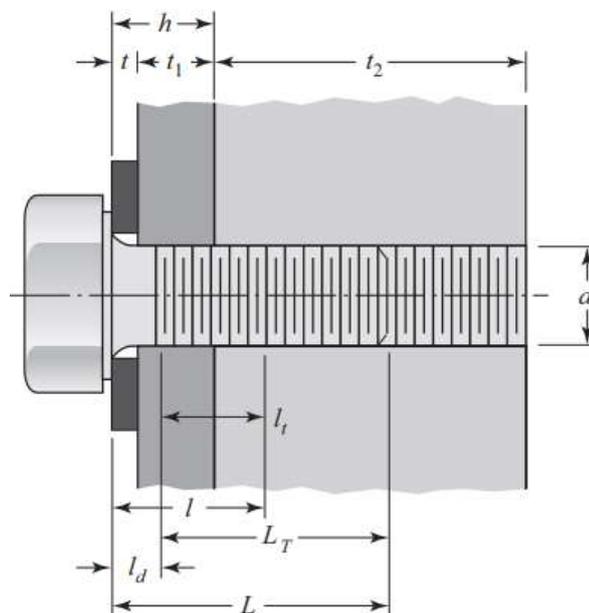


Figura 62. Dimensiones principales de un perno (18)

Se determina de la tabla de dimensiones de arandelas métricas una arandela 20N que tiene un espesor de 4 mm.

Como se muestra en la figura superior es un perno empotrado.

$$l = \begin{cases} \left[\frac{h+t_2}{2} \right] & t_2 < d \\ \left[\frac{h+d}{2} \right] & t_2 \geq d \end{cases} \quad (4. 18)$$

Donde

d: 20 mm

h: 47 mm

t₂: 42 mm

$$l = h + \frac{d}{2} \rightarrow 47 + \frac{20}{2} \rightarrow 57 \text{ mm}$$

La longitud del sujetador se redondea con la tabla de tamaños más usuales de sujetadores y los números de Renard (serie R); redondeando la longitud de sujetador se obtiene que l=60 mm.

$$L > h + 1.5d$$

$$L > 47 + 1.5 * 20$$

$$L > 77 \text{ mm}$$

Longitud roscada L_t serie métrica.

$$L_t = \begin{cases} 2d + 6 \text{ mm}, & L \leq 125 \text{ mm} \\ 2d + 12 \text{ mm} & 125 \leq L \leq 125 \text{ mm} \quad d \leq 48 \text{ mm} \\ 2d + 25 \text{ mm}, & L > 125 \text{ mm} \end{cases} \quad (4. 19)$$

L = longitud roscada + longitud sin rosca + parte cónica del perno.

$$L = 40 \text{ mm} + 43.04 \text{ mm} + 5.26 \text{ mm}$$

$$L = 88.26 \text{ mm}$$

$$L_t = 2d + 6 \text{ mm}$$

$$L_t = 2 * 20 + 6 \text{ mm}$$

$$L_t = 46 \text{ mm}$$

Longitud de la parte sin roscar en el agarre:

$$l_d = L - L_t \rightarrow 88.26 - 46 = 42.26 \text{ mm}$$

Longitud de la parte roscada en el agarre:

$$l_t = l - l_d \rightarrow 57 - 42.26 = 14.74 \text{ mm}$$

Área de la parte sin roscar:

$$A_d = \pi * \frac{d^2}{4} \rightarrow \pi * \frac{20^2}{4} \rightarrow 314.159 \text{ mm}^2$$

El área de la parte roscada se obtiene según la tabla de diámetros y área de roscados métricos de paso grueso y fino, que da para un M20 con esfuerzo a la tensión $A_t=272 \text{ mm}^2$.

Rigidez del sujetador:

$$K_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d} \quad (4. 20)$$

Se determina de la tabla propiedades comunes de materiales, bandas metálicas un módulo de Young de $E = 30 \text{ Mpsi}$ por ser un acero al carbono entre 1075 y 1095.

$$K_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d} \rightarrow \frac{314.159 \text{ mm}^2 * 272 \text{ mm}^2 * 30 \text{ Mpsi}}{314.159 \text{ mm}^2 * 14.74 \text{ mm} + 272 \text{ mm}^2 * 42.26 \text{ mm}}$$
$$K_b = 158.974 \text{ Mpsi} * \text{mm}$$

Se determina que la rigidez del sujetador es de $158.974 \text{ Mpsi} * \text{mm}$, las rigidez de cada uno se unen para obtener km mediante la ecuación,

Si los elementos de la unión tienen el mismo módulo de Young E con troncos espalda con espalda simétricos, entonces actúan como dos resortes idénticos en serie.

El diámetro de la cara de la arandela es, aproximadamente, 50 por ciento mayor que el diámetro del sujetador en pernos estándar de cabeza hexagonal y tornillos con cabeza.

Entonces $d_w = 1.5d$. Si también se usa $\alpha=30^\circ$, entonces la ecuación se escribe como:

$$K_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 * \ln\left(5 \frac{0.5774l + 0.5d}{0.5774l + 2.5d}\right)} \quad (4. 21)$$

Remplazando:

$$K_m = \frac{0.5774 * \pi * 30Mpsi * 20mm}{2 * \ln\left(5 \frac{0.5774 * 57mm + 0.5 * 20mm}{0.5774 * 57mm + 2.5 * 20mm}\right)}$$

$$K_m = 1144.683347Mpsi * mm$$

Cálculo de la constante de rigidez C de la siguiente ecuación:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \rightarrow \frac{158.9747}{158.974 + 1144.68347}$$

$$C = 0.12194$$

De la tabla 13, clases métricas de propiedades mecánicas de pernos, tornillos y birlos de acero, se determina una resistencia de prueba mínima, $S_p = 600$ Mpa para un perno de grado 8.

De la ecuación para conexiones no permanentes, sujetadores reutilizables:

$$F_i = 0.75 * F_p \quad \dots(1) \quad (4. 22)$$

Donde

F_p: carga de prueba

S_p: resistencia de prueba

F_i: precarga

$$F_p = A_t * S_p \quad \dots(2) \quad (4. 23)$$

Remplazando (2) en (1)

$$F_i = 0.75 * A_t * S_p \rightarrow 0.75 * 272mm * 600Mpa$$

$$F_i = 122400Mpa * mm$$

Cálculo del número de pernos:

$$n = \frac{S_p * A_t - F_i}{C * \frac{P}{N}} \quad (4. 24)$$

Donde

P: fuerza a la ruptura

n: número de pernos

N: factor de seguridad

$$N = \frac{C * n * P}{S_p * A_t - F_i} = \frac{0.12194 * 2.5 * 635722.48}{600 * 272 - 122400}$$

$$N = 3.8536$$

Redondeando, se determina que son necesarios 4 pernos.

Determinar el factor de seguridad:

$$n = \frac{Sp * At - Fi}{C * \frac{P}{N}} \rightarrow \frac{600 * 272 - 122400}{0.12194 * \frac{635722.4865}{4}}$$

$n = 2.2$

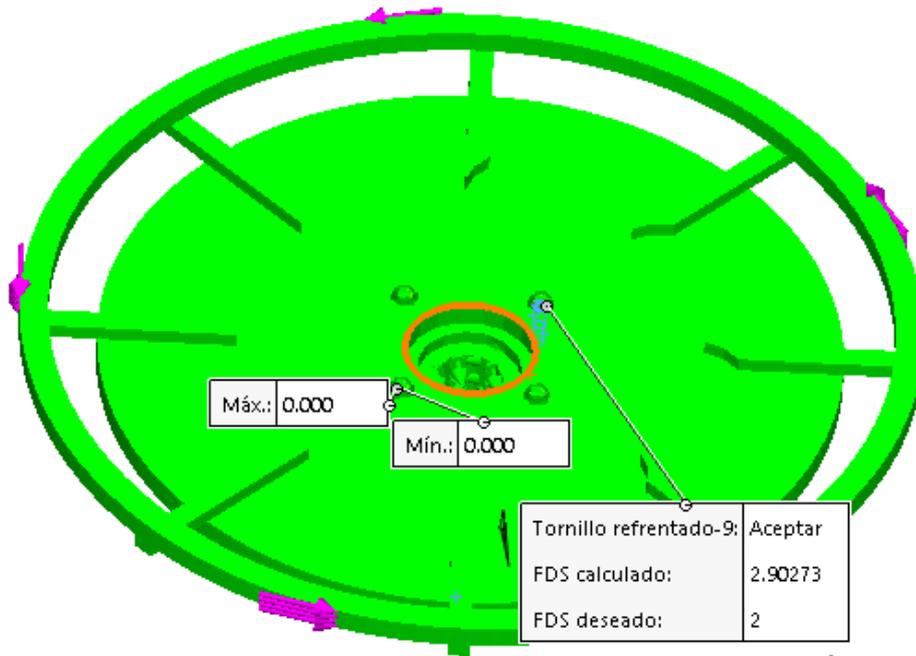


Figura 63. Análisis de trabajo y factor de seguridad de un perno M20 en SolidWorks

Conclusiones

Se determina que, tanto los valores que se sacan del software como los valores sacados de forma manual, son aproximadas asegurando un factor de seguridad mayor a 2.

También se demuestra que se necesita de 4 pernos para poder asegurar el anclaje de la mesa al rodete.

Tabla 35. Características principales de perno calculado

Características del perno escogido	
Sistema	Métrico
Diámetro del perno	20 mm
Grado	8.8
Longitud del perno	88.9 mm o 3.5 in
Longitud de la parte sin roscar	40 mm
Longitud de la parte roscada	14.74 mm
Factor de seguridad	2.1
Paso del perno	1.5 mm
Ancho total de la cabeza del perno (W)	30 mm
Espesor de la cabeza del perno (H)	13.4 mm
Código de la arandela empleada	20N
Espesor de la arandela	4 mm
Diámetro interno de la arandela	21.8 mm
Diámetro externo de la arandela	39 mm

4.2.5 Cálculo de la transmisión de poleas y correas

Con los datos obtenidos en el par de momento de 1138.03599 Nm se determina el par de la polea número 7 con los datos dados a continuación y la siguiente fórmula:

$$R_{\text{rodete}} = 388 \text{ mm}$$

$$\omega_{\text{RODETE}} = 3 \text{ rpm}$$

$$\Gamma_{\text{RODETE}} = 1138.03599 \text{ Nm (el par requerido o resistente)}$$

$$\omega_{\text{POLEA7}} = 10 \text{ rpm}$$

$$M_{\text{POLEA7}} = \frac{\Gamma_{\text{resistente}}}{\text{rendimiento} * i_{\text{real}}} = \frac{1138.03599}{0.98 * 1} = 1161.2612 \text{ Nm}$$

Luego, se determina la potencia necesaria en el rodete con:

$$P = \frac{M * n}{9.55} \quad (4.25)$$

$$P_{\text{rodete}} = \frac{1138.03599 \text{ Nm} * 3 \text{ rpm}}{9.55} = 357.498 \text{ watt}$$

A partir de la siguiente tabla se obtiene el factor de servicio:

Tabla 36. Factor de servicio (F_s)

Máquina accionada		Máquina motriz					
Clase	Ejemplos	Motores eléctricos (C. A. de arranque suave, C. D. con arrancador estrella delta, C. D. Shunt), motores de combustión interna de 4 cilindros, máquinas con acoples flexibles.			Motores eléctricos (C. A. de arranque directo, C. D. serie y compuesto), máquinas de combustión interna con menos de 4 cilindros.		
		Horas de trabajo diarias			Horas de trabajo diarias		
		<10	10 a 16	>16	<10	10 a 16	>16
1 (servicio ligero)	Agitador (densidad uniforme) Ventilador y soplador (<7.5 kW) Compresor y bomba centrífuga Banda transportadora (carga uniforme)	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
2 (servicio medio)	Agitador (densidad variable) Ventilador y soplador (<7.5 kW) Compresor y bomba rotatoria Banda transportadora (carga no uniforme), generador, lavadora, eje de transmisión Máquina herramienta, imprenta, máquina para madera Máquina para fabricar ladrillo	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
3 (servicio pesado)	Elevador, compresor y bomba recíproca, transportadora (carga pesada), montacargas, molino de persecución, pulverizadora, prensa, cizalla, maquinaria para caucho, vibrador, maquinaria textil	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
4 (servicio extrapesado)	Troqueladora, laminadora Trituradora circular de mordazas de rodillos Molino triturador de bolas y de barras	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Nota: para transmisiones con reducción de velocidad:

Si $(1.0 < i < 1.24)$ multiplique fs por 1.0
Si $(1.25 < i < 1.74)$ multiplique fs por 1.05
Si $(1.75 < i < 2.49)$ multiplique fs por 1.11
Si $(2.5 < i < 3.49)$ multiplique fs por 1.18
Si $(i < 1.24)$ multiplique fs por 1.25

Nota: tomada de <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/105189/MEMORIA.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

De la tabla anterior se utiliza un factor de servicio de 1.3.

a) Determinación de la potencia de cálculo

La potencia de cálculo o corregida se determina con la siguiente fórmula:

$$\begin{aligned}P_{\text{corregida}} &= \text{Factor de servicio} * P_{\text{necesaria}} \\P_{\text{corregida}} &= 1.3 * 357.498 \text{ watt} \\P_{\text{corregida}} &= 464.7474 \text{ watt}\end{aligned} \quad (4. 26)$$

b) Selección de la sección de la correa

A partir de la siguiente figura se determina la velocidad y potencia de cálculo.

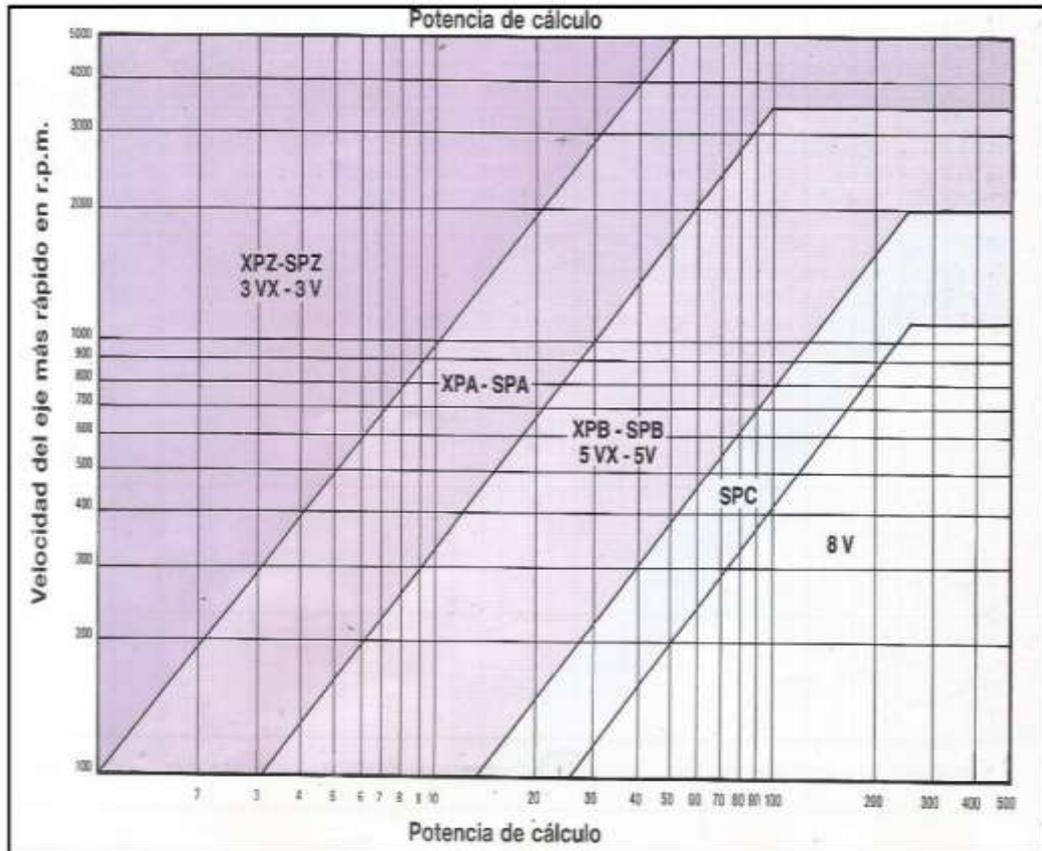


Figura 64. Gráfico de la selección de la sección de la correa

Con los siguientes datos de la ω_{RODETE} , 3 rpm, y la potencia corregida, 464.47474 W, se obtiene en la intersección un punto cercano a las zonas XPZ/SPZ y XPA/SPA. Al notarse que se obtiene una buena transmisión en las dos secciones se escoge una correa SPA.

c) Determinación de la relación de transmisión

$$i = \frac{PRM \text{ eje mas rapido}}{PRM \text{ eje mas lento}} = \frac{10}{3} \quad (4.27)$$

$$i = 3.333$$

d) Selección del diámetro primitivo de las poleas

Ya se tiene un diámetro de rodete definido de 776 mm, entonces queda por definir el diámetro de la patea número 7 y se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned}
 D_{polea7} &= i * D_{rodete} \rightarrow 3.333 * 776 \text{ mm} \\
 D_{polea7} &= 2586.408 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{4. 28}$$

De ahí, se concluye que el diámetro recomendado de la polea 7 y del rodete son:

$$\begin{aligned}
 D_{polea7} &= 223.43 \text{ mm} \\
 D_{RODETE} &= 776 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

e) Cálculo de la velocidad de la correa

$$V = \frac{d * \omega}{19100}
 \tag{4. 29}$$

$$V = \frac{d * \omega}{19100} = \frac{776 \text{ mm} * 3}{19100} = 0.1218 \frac{m}{s}$$

f) Determinación de la distancia entre centros y de la longitud de la correa

Con el dato del rodete de 776 mm, se obtiene la longitud aproximada de la correa y, además, de la distancia entre centros con las siguientes ecuaciones:

Longitud aproximada de la correa:

$$LAC = 2 * DEC + 1.57 * (D_{POLEA7} + D_{RODETE}) + \frac{(D_{POLEA7} + D_{RODETE})^2}{4 * DEC}
 \tag{4. 30}$$

$$LAC = 2 * 776 \text{ mm} + 1.57 * (223.43 \text{ mm} + 776 \text{ mm}) + \frac{(223.43 \text{ mm} + 776 \text{ mm})^2}{4 * 776 \text{ mm}}$$

$$LAC = 3121.426 \text{ mm}$$

Tabla 37. Longitud primitiva (lp)

Descripción		Long de ref.									
MN	Super HC® con forro	mm	MN	Super HC® con forro	mm	MN	Super HC® con forro	mm	MN	Super HC® con forro	mm
	SPZ487	487	SPZ1347MN	SPZ1347	1347	SPA732MN	SPA732	732		SPA1850	1850
	SPZ512	512		SPZ1360	1360	SPA757MN	SPA757	757	SPA1857MN	SPA1857	1857
SPZ560MN	SPZ560	560	SPZ1362MN	SPZ1362	1362	SPA782MN	SPA782	782	SPA1882MN	SPA1882	1882
SPZ562MN	SPZ562	562	SPZ1387MN	SPZ1387	1387	SPA800MN	SPA800	800	SPA1900MN	SPA1900	1900
	SPZ587	587	SPZ1400MN	SPZ1400	1400	SPA807MN	SPA807	807	SPA1907MN	SPA1907	1907
SPZ612MN	SPZ612	612	SPZ1412MN	SPZ1412	1412	SPA819MN		819	SPA1932MN	SPA1932	1932
	SPZ615	615	SPZ1420MN		1420	SPA832MN	SPA832	832	SPA1950MN	SPA1950	1950
SPZ630MN	SPZ630	630	SPZ1437MN	SPZ1437	1437	SPA850MN	SPA850	850	SPA1957MN	SPA1957	1957
SPZ637MN	SPZ637	637	SPZ1450MN	SPZ1450	1450	SPA857MN	SPA857	857	SPA1982MN	SPA1982	1982
SPZ662MN	SPZ662	662	SPZ1462MN	SPZ1462	1462	SPA882MN	SPA882	882	SPA2000MN	SPA2000	2000
SPZ670MN	SPZ670	670	SPZ1487MN	SPZ1487	1487	SPA900MN	SPA900	900	SPA2032MN	SPA2032	2032
SPZ687MN	SPZ687	687	SPZ1500MN	SPZ1500	1500	SPA907MN	SPA907	907	SPA2057MN	SPA2057	2057
SPZ710MN	SPZ710	710	SPZ1512MN	SPZ1512	1512	SPA925MN	SPA925	925	SPA2060MN	SPA2060	2060
SPZ722MN	SPZ722	722	SPZ1520MN		1520	SPA932MN	SPA932	932	SPA2082MN	SPA2082	2082
SPZ730MN	SPZ730	730	SPZ1537MN	SPZ1537	1537	SPA950MN	SPA950	950	SPA2120MN	SPA2120	2120
SPZ737MN	SPZ737	737	SPZ1550MN	SPZ1550	1550	SPA957MN	SPA957	957	SPA2132MN	SPA2132	2132
SPZ750MN	SPZ750	750	SPZ1562MN	SPZ1562	1562	SPA975MN	SPA975	975		SPA2180	2180
	SPZ760MN	760		SPZ1575	1575	SPA982MN	SPA982	982	SPA2182MN	SPA2182	2182
SPZ762MN	SPZ762	762	SPZ1587MN	SPZ1587	1587	SPA1000MN	SPA1000	1000	SPA2207MN	SPA2207	2207
SPZ772MN	SPZ772	772	SPZ1600MN	SPZ1600	1600	SPA1007MN	SPA1007	1007	SPA2232MN	SPA2232	2232
SPZ775MN	SPZ775	775	SPZ1612MN	SPZ1612	1612	SPA1030MN	SPA1030	1030	SPA2240MN	SPA2240	2240
SPZ787MN	SPZ787	787	SPZ1637MN	SPZ1637	1637	SPA1032MN	SPA1032	1032	SPA2282MN	SPA2282	2282

SPZ800MN	SPZ800	800	SPZ1650MN	SPZ1650	1650		SPA1057	1057	SPA2300MN	SPA2300	2300
SPZ812MN	SPZ812	812	SPZ1662MN	SPZ1662	1662	SPA1060MN	SPA1060	1060	SPA2307MN	SPA2307	2307
SPZ825MN	SPZ825	825	SPZ1687MN	SPZ1687	1687	SPA1082MN	SPA1082	1082	SPA2332MN	SPA2332	2332
SPZ837MN	SPZ837	837	SPZ1700MN	SPZ1700	1700	SPA1090MN	SPA1090	1090	SPA2360MN	SPA2360	2360
SPZ850MN	SPZ850	850	SPZ1737MN	SPZ1737	1737	SPA1107MN	SPA1107	1107	SPA2382MN	SPA2382	2382
SPZ862MN	SPZ862	862	SPZ1750MN	SPZ1750	1750	SPA1120MN	SPA1120	1120	SPA2430MN	SPA2430	2430
SPZ875MN	SPZ875	875	SPZ1762MN	SPZ1762	1762	SPA1132MN	SPA1132	1132		SPA2432	2432
SPZ887MN	SPZ887	887	SPZ1782MN		1782	SPA1140MN		1140	SPA2482MN	SPA2482	2482
SPZ900MN	SPZ900	900	SPZ1787MN	SPZ1787	1787	SPA1150MN	SPA1150	1150	SPA2500MN	SPA2500	2500
SPZ912MN	SPZ912	912	SPZ1800MN	SPZ1800	1800	SPA1157MN	SPA1157	1157	SPA2532MN	SPA2532	2532
SPZ925MN	SPZ925	925	SPZ1812MN	SPZ1812	1812	SPA1180MN	SPA1180	1180	SPA2582MN	SPA2582	2582
SPZ937MN	SPZ937	937	SPZ1837MN	SPZ1837	1837	SPA1207MN	SPA1207	1207	SPA2607MN	SPA2607	2607
SPZ950MN	SPZ950	950	SPZ1850MN	SPZ1850	1850	SPA1215MN	SPA1215	1215	SPA2632MN	SPA2632	2632
SPZ962MN	SPZ962	962	SPZ1862MN	SPZ1862	1862	SPA1232MN	SPA1232	1232	SPA2650MN	SPA2650	2650
SPZ975MN	SPZ975	975	SPZ1887MN	SPZ1887	1887	SPA1250MN	SPA1250	1250	SPA2682MN	SPA2682	2682
SPZ987MN	SPZ987	987	SPZ1900MN	SPZ1900	1900	SPA1257MN	SPA1257	1257	SPA2732MN		2732
SPZ1000MN	SPZ1000	1000	SPZ1937MN	SPZ1937	1937	SPA1272MN	SPA1272	1272	SPA2782MN	SPA2782	2782
SPZ1010MN		1010	SPZ1950MN	SPZ1950	1950	SPA1282MN	SPA1282	1282	SPA2800MN	SPA2800	2800
SPZ1012MN	SPZ1012	1012	SPZ1987MN	SPZ1987	1987	SPA1285MN	SPA1285	1285	SPA2832MN	SPA2832	2832
	SPZ1024	1024	SPZ2000MN	SPZ2000	2000	SPA1307MN	SPA1307	1307	SPA2847MN	SPA2847	2847
SPZ1025MN		1025	SPZ2037MN	SPZ2037	2037	SPA1320MN	SPA1320	1320		SPA2872	2872
SPZ1030MN	SPZ1030	1030	SPZ2060MN	SPZ2060	2060	SPA1332MN	SPA1332	1332	SPA2882MN	SPA2882	2882
SPZ1037MN	SPZ1037	1037	SPZ2120MN	SPZ2120	2120	SPA1357MN	SPA1357	1357	SPA2900MN	SPA2900	2900
SPZ1047MN	SPZ1047	1047	SPZ2137MN	SPZ2137	2137	SPA1360MN	SPA1360	1360	SPA2932MN	SPA2932	2932
SPZ1060MN	SPZ1060	1060		SPZ2150		SPA1382MN	SPA1382	1382	SPA2982MN	SPA2982	2982
SPZ1062MN	SPZ1062	1062	SPZ2160MN		2160	SPA1400MN	SPA1400	1400	SPA3000MN	SPA3000	3000
SPZ1077MN	SPZ1077	1077	SPZ2180MN	SPZ2180	2180	SPA1407MN	SPA1407	1407		SPA3032	3032
SPZ1080MN		1080	SPZ2187MN	SPZ2187	2187	SPA1432MN	SPA1432	1432		SPA3082	3082

SPZ1087MN	SPZ1087	1087	SPZ2240MN	SPZ2240	2240	SPA1450MN	SPA1450	1450	SPA3150MN	SPA3150	3150
SPZ1090MN	SPZ1090	1090	SPZ2262MN		2262	SPA1457MN	SPA1457	1457		SPA3182	3182
SPZ1112MN	SPZ1112	1112	SPZ2280MN		2280	SPA1482MN	SPA1482	1482		SPA3282	3282
SPZ1120MN	SPZ1120	1120	SPZ2287MN	SPZ2287	2287	SPA1500MN	SPA1500	1500	SPA3350MN	SPA3350	3350
SPZ1137MN	SPZ1137	1137	SPZ2360MN	SPZ2360	2360	SPA1507MN	SPA1507	1507		SPA3382	3382
SPZ1140MN		1140	SPZ2410MN		2410	SPA1532MN	SPA1532	1532	SPA3550MN	SPA3550	3550
SPZ1150MN	SPZ1150	1150	SPZ2430MN	SPZ2430	2430	SPA1550MN	SPA1550	1550		SPA3650	3650
SPZ1162MN	SPZ1162	1162	SPZ2500MN	SPZ2500	2500	SPA1557MN	SPA1557	1557	SPA3750MN	SPA3750	3750
SPZ1180MN	SPZ1180	1180	SPZ2540MN	SPZ2540	2540	SPA1582MN	SPA1582	1582	SPA4000MN	SPA4000	4000
SPZ1187MN	SPZ1187	1187	SPZ2650MN	SPZ2650	2650	SPA1600MN	SPA1600	1600		SPA4250	4250
SPZ1200MN		1200	SPZ2690MN	SPZ2690	2690	SPA1607MN	SPA1607	1607		SPA4500	4500
SPZ1202MN	SPZ1202	1202	SPZ2800MN	SPZ2800	2800	SPA1632MN	SPA1632	1632		SPA5000	5000
SPZ1212MN	SPZ1212	1212	SPZ2840MN	SPZ2840	2840	SPA1650MN	SPA1650	1650			
	SPZ1215	1215	SPZ3000MN	SPZ3000	3000	SPA1657MN	SPA1657	1657			
SPZ1237MN	SPZ1237	1237	SPZ3150MN	SPZ3150	3150	SPA1682MN	SPA1682	1682			
SPZ1250MN	SPZ1250	1250	SPZ3350MN	SPZ3350	3350	SPA1700MN	SPA1700	1700			
SPZ1262MN	SPZ1262	1262	SPZ3550MN	SPZ3550	3550	SPA1707MN	SPA1707	1707			
SPZ1270MN		1270		SPZ3750	3750	SPA1732MN	SPA1732	1732			
	SPZ1285	1285				SPA1750MN	SPA1750	1750			
SPZ1287MN	SPZ1287	1287				SPA1757MN	SPA1757	1757			
SPZ1312MN	SPZ1312	1312				SPA1782MN	SPA1782	1782			
SPZ1320MN	SPZ1320	1320				SPA1800MN	SPA1800	1800			
SPZ1337MN	SPZ1337	1337				SPA1807MN	SPA1807	1807			
SPZ1340MN		1340				SPA1832MN	SPA1832	1832			

Nota: tomada de <https://ww2.gates.com/Poland/>

De esta se obtiene la correa trapezoidal de longitud normalizada que más se aproxima a LAC es de 3150 mm, siendo esta L_p o longitud primitiva.

g) Distancia real entre centros

$$E = \frac{F - h * (D_{RODETE} - D_{POLEA7})}{2} \tag{4. 31}$$

Tabla 38. Factor de distancia entre centros h

(D-d) / F	Factor h	(D-d)/F	Factor h	(D-d) / F	Factor h
0.00	0.00	0.21	0.11	0.40	0.22
0.02	0.01	0.23	0.12	0.41	0.23
0.04	0.02	0.25	0.13	0.43	0.24
0.06	0.03	0.27	0.14	0.44	0.25
0.08	0.04	0.29	0.15	0.46	0.26
0.1	0.05	0.3	0.16	0.47	0.27
0.12	0.06	0.32	0.17	0.48	0.28
0.14	0.07	0.34	0.18	0.50	0.29
0.16	0.08	0.35	0.19	0.51	0.30
0.18	0.09	0.37	0.2		
0.20	0.10	0.39	0.21		

Nota: tomada de <https://ww2.gates.com/Poland/>

De ahí se tiene:

$$F = LP - 1.57 * (D_{RODETE} - D_{MOTOR}) \rightarrow 3150 - 1.57 * (776mm - 223.23mm) \tag{4. 32}$$

$$F = 2282.1511$$

De ello, se busca un valor para comparar en la tabla.

$$\frac{(D_{RODETE} - D_{polea7})}{F} \rightarrow \frac{776 - 223.43}{2282.1511} \rightarrow 0.2421 \tag{4. 33}$$

De estas tablas se determina h : $h = 0.13$

A continuación, se reemplazan los datos en la fórmula principal:

$$E = \frac{F - H * (D_{RODETE} - D_{POLEA7})}{2}$$

$$E = \frac{2282.1511 - 0.13 * (776 - 223.43)}{2} \quad (4. 34)$$

$$E = 1176.9926 \text{ mm}$$

h) Determinación de la cantidad necesaria de correas

Determinación de la potencia base A en función del diámetro y velocidad de la polea rodete. Siendo $D_{rodete} = 776 \text{ mm}$ y $\omega_{rodete} = 3 \text{ rpm}$. A partir de la siguiente tabla se obtiene la potencia base, que en este caso se encuentra entre dos valores, con lo que se ha de interpolar.

Tabla 39. Potencia base A

rpm del eje	100	106	112	118	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212	224	236	250
1600	2.96	3.43	3.89	4.34	4.87	5.39	5.98	6.71	7.44	8.15	8.85	9.53	10.2	11	11.8	12.6	13.4
1700	3.1	3.59	4.07	4.55	5.11	5.66	6.28	7.05	7.8	8.54	9.27	9.99	10.7	11.5	12.3	13.1	14
1800	3.23	3.75	4.25	4.76	5.34	5.92	6.57	7.37	8.15	8.93	9.69	10.4	11.2	12	12.9	13.7	14.6
1900	3.36	3.9	4.43	4.96	5.57	6.17	6.84	7.68	8.5	9.3	10.1	10.9	11.6	12.5	13.4	14.2	15.1
2000	3.49	4.05	4.6	5.15	5.78	6.41	7.12	7.98	8.83	9.66	10.5	11.3	12.1	13	13.8	14.7	15.6
2100	3.61	4.19	4.77	5.34	6	6.65	7.38	8.28	9.15	10	10.9	11.7	12.5	13.4	14.3	15.1	16.1
2200	3.73	4.33	4.93	5.52	6.21	6.88	7.63	8.56	9.46	10.3	11.2	12	12.9	13.8	14.7	15.6	16.5
2300	3.84	4.47	5.09	5.7	6.41	7.1	7.88	8.83	9.76	10.7	11.5	12.4	13.2	14.2	15.1	16	16.9
2400	3.95	4.6	5.24	5.87	6.6	7.32	8.12	9.1	10.1	11	11.9	12.7	13.6	14.5	15.5	16.3	17.3
2500	4.06	4.73	5.39	6.04	6.79	7.52	8.35	9.35	10.3	11.3	12.2	13.1	13.9	14.9	15.8	16.6	17.6
2600	4.16	4.85	5.53	6.2	6.97	7.72	8.57	9.59	10.6	11.5	12.5	13.4	14.2	15.2	16.1	16.9	17.8
2700	4.26	4.97	5.67	6.36	7.14	7.92	8.78	9.83	10.8	11.8	12.7	13.6	14.5	15.5	16.4	17.2	18.1
2800	4.35	5.08	5.8	6.5	7.31	8.1	8.98	10	11.1	12.1	13	13.9	14.8	15.7	16.6	17.4	18.2
2900	4.44	5.19	5.92	6.65	7.47	8.28	9.17	10.3	11.3	12.3	13.2	14.1	15	15.9	16.8	17.6	18.4
3000	4.53	5.29	6.05	6.78	7.62	8.44	9.36	10.5	11.5	12.5	13.5	14.4	15.2	16.1	17	17.7	18.5
3100	4.61	5.39	6.16	6.91	7.77	8.6	9.53	10.6	11.7	12.7	13.7	14.5	15.4	16.3	17.1	17.8	
3200	4.69	5.49	6.27	7.04	7.91	8.76	9.69	10.8	11.9	12.9	13.8	14.7	15.5	16.4	17.2	17.9	
3300	4.76	5.58	6.37	7.15	8.04	8.9	9.85	11	12	13.1	14	14.9	15.7	16.5	17.2		
3400	4.83	5.66	6.47	7.26	8.16	9.03	9.99	11.1	12.2	13.2	14.1	15	15.8	16.6	17.3		
3500	4.89	5.74	6.56	7.37	8.28	9.15	10.1	11.3	12.3	13.3	14.2	15.1	15.8	16.6			
3600	4.95	5.81	6.65	7.46	8.38	9.27	10.2	11.4	12.5	13.4	14.3	15.2	15.9	16.6			
3700	5.01	5.88	6.73	7.55	8.48	9.37	10.3	11.5	12.6	13.5	14.4	15.2	15.9				
3800	5.06	5.94	6.8	7.64	8.57	9.47	10.4	11.6	12.6	13.6	14.5	15.2	15.9				
3900	5.1	6	6.87	7.71	8.65	9.56	10.5	11.7	12.7	13.7	14.5	15.2					
4000	5.15	6.05	6.93	7.78	8.73	9.63	10.6	11.7	12.8	13.7	14.5	15.2					
4100	5.18	6.1	6.98	7.84	8.79	9.7	10.7	11.8	12.8	13.7	14.5						
4200	5.21	6.14	7.03	7.89	8.85	9.75	10.7	11.8	12.8	13.7	14.4						
4300	5.24	6.17	7.07	7.93	8.89	9.8	10.8	11.9	12.8	13.6							
4400	5.26	6.2	7.11	7.97	8.93	9.83	10.8	11.9	12.8	13.6							
4500	5.27	6.22	7.13	8	8.96	9.85	10.8	11.8	12.7								
4600	5.29	6.24	7.15	8.02	8.97	9.86	10.8	11.8	12.6								

Nota: tomada de <https://ww2.gates.com/Poland/>

Para $D = 776 \text{ mm}$ y $\omega = 3 \text{ rpm} \rightarrow A = 0.28 \text{ kW}$

Se determina una potencia base $A = 0.28 \text{ kW}$

i) Determinación de la potencia suplementaria B

Siendo $i = 3.333$ y $\omega_{\text{RODETE}} = 3 \text{ rpm}$, a partir de la tabla siguiente se obtiene la potencia suplementaria, que en este caso se encuentra entre dos valores, con lo que se ha de interpolar.

Tabla 40. Potencia suplementaria B

rpm del eje	1.00 a 1.01	1.02 a 1.05	1.06 a 1.11	1.12 a 1.18	1.19 a 1.26	1.27 a 1.38	1.39 a 1.57	1.58 a 1.94	1.95 a 3.38	3.39 y más
585	0.00	0.02	0.05	0.09	0.12	0.15	0.18	0.2	0.22	0.23
700	0.00	0.02	0.06	0.11	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26	0.27
725	0.00	0.02	0.06	0.11	0.15	0.19	0.22	0.25	0.27	0.28
870	0.00	0.03	0.06	0.14	0.18	0.22	0.26	0.3	0.32	0.34
950	0.00	0.03	0.09	0.15	0.2	0.24	0.29	0.32	0.35	0.37
1160	0.00	0.04	0.10	0.18	0.25	0.3	0.35	0.39	0.43	0.45
1450	0.00	0.05	0.13	0.23	0.31	0.37	0.44	0.49	0.54	0.57
1750	0.00	0.06	0.16	0.27	0.37	0.45	0.53	0.59	0.65	0.68
2850	0.00	0.09	0.26	0.44	0.61	0.73	0.86	0.97	1.05	1.12
3450	0.00	0.11	0.31	0.54	0.73	0.89	1.04	1.17	1.27	1.35
100	0.00	0.00	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.04	0.04
200	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.07	0.06
300	0.00	0.01	0.03	0.05	0.06	0.08	0.09	0.1	0.11	0.12
400	0.00	0.01	0.04	0.06	0.06	0.1	0.12	0.14	0.15	0.16
500	0.00	0.02	0.04	0.06	0.11	0.13	0.15	0.17	0.18	0.2
600	0.00	0.02	0.05	0.09	0.13	0.15	0.18	0.1	0.22	0.23
700	0.00	0.02	0.06	0.11	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26	0.27
800	0.00	0.03	0.07	0.12	0.17	0.21	0.24	0.27	0.3	0.31
900	0.00	0.03	0.08	0.14	0.19	0.23	0.27	0.31	0.33	0.35
1000	0.00	0.03	0.09	0.16	0.21	0.26	0.3	0.34	0.37	0.39
1100	0.00	0.04	0.10	0.17	0.23	0.28	0.33	0.37	0.41	0.43
1200	0.00	0.04	0.11	0.19	0.25	0.31	0.36	0.41	0.44	0.47
1300	0.00	0.04	0.12	0.2	0.28	0.33	0.39	0.44	0.48	0.51
1400	0.00	0.05	0.13	0.22	0.3	0.36	0.42	0.47	0.52	0.55
1500	0.00	0.05	0.13	0.23	0.32	0.39	0.45	0.51	0.55	0.59

1600	0.00	0.05	0.14	0.25	0.34	0.41	0.48	0.54	0.59	0.63
1700	0.00	0.06	0.15	0.27	0.36	0.44	0.51	0.58	0.63	0.67
1800	0.00	0.06	0.16	0.28	0.38	0.46	0.54	0.61	0.67	0.7
1900	0.00	0.06	0.17	0.3	0.4	0.49	0.57	0.64	0.7	0.74
2000	0.00	0.07	0.18	0.31	0.42	0.51	0.6	0.68	0.74	0.78
2100	0.00	0.07	0.19	0.33	0.45	0.54	0.63	0.71	0.78	0.82
2200	0.00	0.07	0.20	0.34	0.47	0.57	0.66	0.75	0.81	0.86
2300	0.00	0.08	0.21	0.36	0.49	0.59	0.69	0.78	0.85	0.9
2400	0.00	0.08	0.21	0.37	0.51	0.62	0.72	0.81	0.89	0.94
2500	0.00	0.08	0.22	0.39	0.53	0.64	0.75	0.85	0.82	0.98
2600	0.00	0.09	0.23	0.41	0.55	0.67	0.78	0.88	0.86	1.02
2700	0.00	0.09	0.24	0.42	0.57	0.69	0.81	0.92	1	1.06
2800	0.00	0.09	0.25	0.44	0.59	0.72	0.84	0.95	1.03	1.1
2900	0.00	0.10	0.26	0.45	0.62	0.75	0.87	0.98	1.07	1.13
3000	0.00	0.10	0.27	0.47	0.64	0.77	0.9	1.02	1.11	1.17
3100	0.00	0.10	0.28	0.48	0.66	0.8	0.93	1.05	1.15	1.21
3200	0.00	0.11	0.29	0.5	0.68	0.82	0.96	1.09	1.18	1.25
3300	0.00	0.11	0.30	0.51	0.7	0.85	0.99	1.12	1.22	1.29
3400	0.00	0.11	0.30	0.53	0.72	0.87	1.02	1.15	1.26	1.33
3500	0.00	0.11	0.31	0.55	0.74	0.9	1.05	1.19	1.29	1.37
3600	0.00	0.12	0.32	0.56	0.76	0.93	1.08	1.22	1.33	1.41
3700	0.00	0.12	0.33	0.58	0.79	0.95	1.12	1.25	1.37	1.45
3800	0.00	0.12	0.34	0.59	0.81	0.98	1.15	1.29	1.4	1.49
3900	0.00	0.13	0.35	0.61	0.83	1	1.18	1.32	1.44	1.53
4000	0.00	0.13	0.36	0.62	0.85	1.03	1.21	1.36	1.48	1.57

Nota: tomada de <https://ww2.gates.com/Poland/>

Con $\omega = 3 \text{ rpm}$ y una $i = 3.3333 \rightarrow B = 0.23$

Se halla una potencia suplementaria $B = 0.23 \text{ kW}$

j) Determinación de la potencia suplementaria por correa C para duraciones de vida

Con la siguiente tabla se tienen diferentes opciones según las horas de duración. Se elige la de mayor duración, 25.000 h, y se obtiene:

A partir de la tabla A.5 se tienen diferentes opciones según las horas de duración. Se escoge la de mayor duración, 25.000 h, y se obtiene que:

Tabla 41. Potencia suplementaria por correa C para duraciones de vida distintas

	25 000 horas	12 000 horas	6 000 horas
C	0	$\frac{d \times rpm}{361\ 644}$	$\frac{d \times rpm}{185\ 977}$

Nota: tomada de <https://ww2.gates.com/Poland/>

De ello se determina que la potencia suplementaria por correa y vida C es igual a 0 kW.

k) Determinación del factor de corrección del arco de contacto G

Tabla. 42. Factor de corrección G del arco de contacto

$\frac{D - d}{A}$	Arco de contacto sobre la polea pequeña (grados)	Factor G
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

Nota: tomada de <https://ww2.gates.com/Poland/>

De la siguiente fórmula:

$$\frac{D_{RODETE} - D_{POLEA7}}{E} = \frac{776mm - 223.43mm}{1176.9926mm} \rightarrow 0.4694 \quad (4.35)$$

De ello se determina un factor de corrección del arco de contacto G, que es 0.93.

Además, se detalla un arco de contacto sobre la polea 7 de $\beta=151$ grados.

I) Determinación del factor de corrección de longitud CL

Con los datos de la longitud de correa elegida 3150 mm SPA y la tabla siguiente, se obtiene:

Tabla 43. Factor de corrección CL

Ref. de la correa	Long. prim. ISO mm	Fact. de corr. CL
SPA 800	800	0.82
SPA 850	850	0.83
SPA 900	900	0.84
SPA 950	950	0.85
SPA 1000	1000	0.86
SPA 1060	1060	0.87
SPA 1120	1120	0.88
SPA 1180	1180	0.89
SPA 1250	1250	0.9
SPA 1320	1320	0.91
SPA 1400	1400	0.92
SPA 1500	1500	0.93
SPA 1600	1600	0.94
SPA 1700	1700	0.95
SPA 1800	1800	0.96
SPA 1900	1900	0.97
SPA 2000	2000	0.98
SPA 2120	2120	0.99
SPA 2240	2240	1.00
SPA 2360	2360	1.01
SPA 2500	2500	1.02
SPA 2650	2650	1.03
SPA 2800	2800	1.04

SPA 3000	3000	1.05
SPA 3150	3150	1.06
SPA 3350	3350	1.07
SPA 3550	3550	1.08
SPA 3750	3750	1.09
SPA 4000	4000	1.1
SPA 4250	4250	1.11
SPA 4500	4500	1.12

Nota: tomada de <https://ww2.gates.com/Poland/>

De esta tabla se saca el valor de $CL=1.06$

m) Determinación de la potencia neta transmitible por correa

$$\begin{aligned}
 POTENCIA_{NETA \times CORREA} &= (A + B + C) * G * C_L && (4. \\
 POTENCIA_{NETA \times CORREA} &= (0.28 + 0.23 + 0) * 0.4694 * 1.06 && \\
 POTENCIA_{NETA \times CORREA} &= 258 \text{ W} && 36)
 \end{aligned}$$

n) Determinación del número de correas N

$$\begin{aligned}
 CANTIDAD \text{ DE } CORREAS &= \frac{POTENCIA \text{ CORREGIDA}}{POTENCIA_{NETA \times CORREA}} && \\
 CANTIDAD \text{ DE } CORREAS &= \frac{464.7 \text{ W}}{258 \text{ W}} && (4. 37) \\
 CANTIDAD \text{ DE } CORREAS &= 1.8
 \end{aligned}$$

De esto, se concluye que la cantidad de correas es 2.

o) Tolerancia de instalación y recuperación

Con la siguiente tabla y con la correa de 3150 mm, se muestra entre 3082-3150, y su sección la SPA ISO MN, se determinan las tolerancias mínimas de la distancia entre centros para la instalación y recuperación de la correa.

Tabla 44. Tolerancias mínimas de la distancia entre centros para la instalación y recuperación de la correa

Longitud primitiva mm	Tolerancias mínimas de instalación mm																	Tolerancias mínimas de recuperación mm
	Sección de la correa																	
	XPZ 3VX SPZ 3V	XPA SPA	XPB 5VX SPB 5V	SPC	8V 8VK	9J PB	15J PB	25J PB	Z	AX A	A PB	BX B	B PB	CX X	C PB	D	D PB	
420-1199	15	20	-	-	-	30	-	-	15	20	30	25	35	40	50	-	-	25
1200-1999	20	25	25	-	-	35	55	-	20	20	30	30	40	40	50	50	65	35
2000-2749	20	25	25	35	40	35	55	85	20	25	35	30	40	40	50	50	65	40
2750-3499	20	25	25	35	40	35	55	85	-	25	35	30	40	40	50	50	75	45
4500-4499	20	25	25	35	40	35	55	85	-	25	35	30	40	50	55	55	75	55
4500-5499	-	25	25	35	-	-	55	90	-	25	35	40	50	50	60	60	80	65
5500-6499	-	-	35	40	45	-	60	90	-	25	35	40	50	50	60	60	80	85
6500-7999	-	-	35	40	45	-	60	90	-	-	-	40	50	50	65	65	85	95
8000-	-	-	35	45	50	-	60	100	-	-	-	-	50	50	65	65	85	110

Nota: tomada de <https://ww2.gates.com/Poland/>

De esto se concluye que:

Tolerancia mínima de instalación es de 25 mm

Tolerancia mínima de recuperación es de 45 mm

p) Cálculo de la tensión estática por correa, medida individualmente

Se expresa con:

$$F_{0/correa} = 45 * \frac{(2.5 - G)}{G} * \frac{\text{Potencia corregida}}{N * V} + M * V^2 \quad (4. 38)$$

Donde

$F_{0/correa}$: tensión estática por ramal de correa [daN]

M: constante que depende de la masa de la correa por unidad de longitud

Tabla 45. Factor M

Sección correa simple	M
Z	0.005
A	0.009
B	0.014
C	0.026
D	0.052
AX	0.008
BX	0.013
CX	0.023
SPZ/3V	0.0066
SPA	0.012
SPB/5V	0.017
SPC	0.032
8V	0.046
XPZ/3VX	0.006
XPA	0.0104
XPB/5VX	0.013

Nota: tomada de <https://ww2.gates.com/Poland/>

Se determina que $M = 0,012$.

Luego:

$$F_{0/correa} = 45 * \frac{(2.5 - G)}{G} * \frac{\text{Potencia corregida}}{N * V} + M * V^2$$
$$F_{0/correa} = 45 * \frac{(2.5 - 0.93)}{0.93} * \frac{464.7474 \text{ watt}}{2 * 0.1218} + 0.012 * 0.1218^2 \quad (4. 39)$$
$$F_{0/correa} = 144.93 \text{ daN}$$

Se determina una tensión estática por rama de correa de 144.93 daN/correa.

La tensión estática total será por el número de correas.

$$F_0 = N * F_{0/correa} = 2 * 144.93 \text{ daN}$$
$$F_0 = 289.86 \text{ daN} \quad (4. 40)$$
$$F_0 = 2898.6 \text{ N}$$

Al principio, las correas nuevas se pueden tensar hasta que su longitud este cerca de longitud alargada máxima calculada para $1,5 \times F_0$. De ello, en el primer montaje la tensión podrá ser de 4347.9 N.

De estos cálculos, se concluye que:

Del catálogo de "Gates" , donde se encuentra la correa de transmisión de marca *Super HC MN & Super HC* de tipo trapezoidal para aplicación industrial:

Tabla 46. Secciones y dimensiones nominales

Secciones y dimensiones nominales



	Anchura mm	Altura mm
SPZ(-MN)	10	8
SPA(-MN)	13	10
SPB(-MN)	16	13
SPC(-MN)	22	18

Nota: tomada de <https://ww2.gates.com/Poland/>

De ahí se determina la correa, siendo esta de tipo SPA con dimensiones de 13 mm de ancho y una altura de 10 mm.

Tabla 47. Secciones y dimensiones nominales

SPA					
Descripción		Long. de ref	Descripción		Long. de ref.
MN	Super HC con forro	mm	MN	Super HC con forro	mm
SPA1407MN	SPA1407	1407		SPA3032	3032
SPA1432MN	SPA1432	1432		SPA3082	3082
SPA1450MN	SPA1450	1450	SPA3150MN	SPA3150	3150
SPA1457MN	SPA1457	1457		SPA3182	3182
SPA1482MN	SPA1482	1482		SPA3282	3282
SPA1500MN	SPA1500	1500	SPA3350MN	SPA3350	3350
SPA1507MN	SPA1507	1507		SPA3382	3382
SPA1532MN	SPA1532	1532	SPA3550MN	SPA3550	3550
SPA1550MN	SPA1550	1550		SPA3650	3650
SPA1557MN	SPA1557	1557	SPA3750MN	SPA3750	3750
SPA1582MN	SPA1582	1582	SPA4000MN	SPA4000	4000
SPA1600MN	SPA1600	1600		SPA4250	4250
SPA1607MN	SPA1607	1607		SPA4500	4500
SPA1632MN	SPA1632	1632		SPA5000	5000
SPA1650MN	SPA1650	1650			
SPA1657MN	SPA1657	1657			

Nota: tomada de <https://ww2.gates.com/Poland/>

Adicionalmente, con los cálculos de longitud hallados, se selecciona SPA3150. Además, se tiene el cuadro siguiente donde muestra la manera de identificar una correa trapezoidal:

Tabla 48. Código de identificación de las correas Súper HC

El código de las correas Super HC° (MN) se identifica de la siguiente manera:

SPZ560(MN)	
SPZ	-Sección
560	-Longitud de referencia (mm)
(MN)	-Dentado moldeado

Nota: tomada de <https://ww2.gates.com/Poland/>

Concluyendo con este cuadro general:

Tabla 49. Identificación de las correas seleccionadas

Correa de marca Super HC MN & Super HC

SPA3150MN	
SPA	Sección (que en este caso es una polea trapezoidal)
3150	Longitud de referencia
MN	Moldeado

Nota: tomada de <https://ww2.gates.com/Poland/>

4.2.6 Cálculo de los esfuerzos en el eje del rodete

a) Par transmitido

$$\Gamma_{transmitido} = \frac{POTENCIA_{TRANSMITIDA}}{\omega_{RODETE}} = \frac{N * POTENCIA_{NETA X CORREA}}{\omega_{RODETE}} \quad (4.41)$$
$$\Gamma_{transmitido} = \frac{2 * 258 W}{3} \rightarrow 172 Nm$$

b) Fuerza tangencial útil Ft

$$\Gamma_{transmitido} = F_T * \frac{D_{RODETE}}{2} \rightarrow F_T = \frac{2 * \Gamma_{TRANSMITIDO}}{D_{RODETE}} \quad (4.42)$$
$$F_T = \frac{2 * 172 Nm}{0.776 m} \rightarrow 443.29 N$$

c) Fuerza de tensión inicial F0

Se realizó el cálculo anterior y se obtuvo:

$$F_0 = 2898.6 N$$

d) Fuerzas en las correas F1, F2

Donde F1 es la fuerza de la rama descargada y F2 vienen a ser la rama cargada.

En el momento estático la transmisión es:

$$F_0 = F_1 = F_2 = 2898.6 N$$

Al contrario, en movimiento se tiene:

$$2 * F_0 = F_1 + F_2$$

$$F_t = F_2 - F_1$$

Se realiza un despeje de las fuerzas en las ramas en funcionamiento:

$$F_1 = F_0 - \frac{F_t}{2} = 2898.6 N - \frac{443.29N}{2} = 2676.95N$$

$$F_2 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 2898.6 N + \frac{443.29N}{2} = 3120.245N$$

e) Factor de fuerza centrífuga FC y fuerza centrífuga FCR

Determinado con la siguiente ecuación:

$$F_c = M * V^2 \tag{4. 43}$$

Se tiene m que es la constante dependiente de la masa, determinada como M=0.012 kg/m, y se tiene V como la velocidad de las correas, también hallado ya V = 0.1218 m/s.

$$F_c = M * V^2 \rightarrow 0.012 * 0.1218^2 = 1.78022 * 10^{-4} N$$

Fuerza centrífuga total FCR

$$F_{CR} = 2 * F_c * \text{sen} \frac{\beta}{2} \quad (4. 44)$$

Donde se tiene que β es el ángulo de contacto en las poleas y cuyo valor se determinó de 151° .

$$F_{CR} = 2 * 1.78022 * 10^{-4} N * \text{sen} \frac{151}{2}$$

$$F_{CR} = 3.447 N$$

f) Fuerza resultante en el eje lado de polea

La fuerza resultante en el eje x' está dada por:

$$R_{x'} = (F_1 + F_2) * \cos \alpha - 2 * F_c * \cos \alpha \quad (4. 45)$$

De ahí F_1 y F_2 forman el ángulo α con $\alpha = 180^\circ - \beta$, luego, $\alpha = 21^\circ$.

$$R_{x'} = (2676.95 N + 3120.245 N) * \cos(21) - 2 * 1.78022 * 10^{-4} N * \cos(21)$$

$$R_{x'} = 5412.14 N$$

En tanto en el eje y' :

$$R_{y'} = (F_2 - F_1) * \text{sen} \alpha$$

$$R_{y'} = (3120.245 - 2676.95) * \text{sen}(21) \quad (4. 46)$$

$$R_{y'} = 158.86 N$$

Finalmente, la resultante:

$$R = \sqrt{R_x'^2 + R_y'^2} \quad (4. 47)$$
$$R = \sqrt{5412.14^2 + 158.86^2} = 5414.47N$$

El espacio entre centros de los rayos de la mesa y la polea motor se determinó $E = 1176.9926$ mm. Además, por la disposición en el rodete cada rayo se encuentra en un ángulo θ de 45° .

$$R_y = R * \text{sen}\theta \rightarrow 5414.47 * \text{sen}(45) = 3828.6 \quad (4. 48)$$
$$R_x = \sqrt{R^2 - R_y^2} \rightarrow \sqrt{5414.47^2 - 3828.6^2} = 3828.616$$

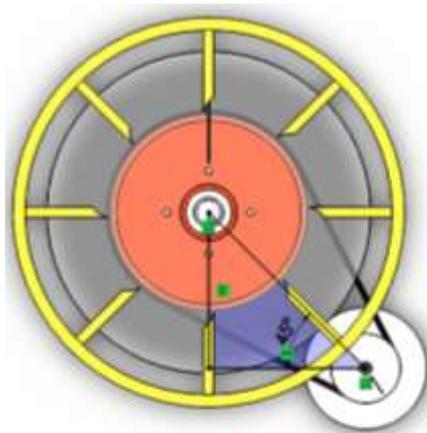


Figura 65. Disposición en el rodete de cada rayo en un ángulo θ de 45°

g) Par resistente

Esta magnitud se ha determinado anteriormente:

$$\Gamma_{\text{rodete}} = 1138.03599 \text{ Nm}$$

h) Esfuerzo axial

Mediante el software SolidWorks se determina el esfuerzo axial, que está dado por el peso de los elementos que soporta el eje.

Peso de los rodamientos = $4.1 * 2 = 8.2$ kg

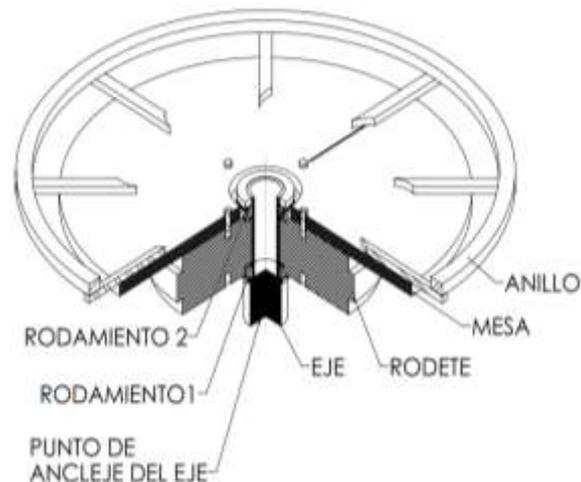
Peso rodete = 420.9 kg

Peso de la mesa = 260.29 kg

Peso del anillo=72.95 kg

Peso de brazos=17.2*8=137.6

La carga axial que soporta el eje es de 899.94 kg o 8999.4N



i) Esfuerzo radial

Donde debemos considerar la fuerza de desequilibrio residual.

$$F_{RADIAL} = P_{ELEMENTOS MECANICOS} + F_{DESEQUILIBRIO} \quad (4. 49)$$

Esta fuerza de desequilibrio residual se calcula a partir de:

$$F_{DESEQUILIBRIO} = 1.07 * 10^{-5} * P_{ELEMENTOS MECANICOS} * (GRADO EQUILIBRADO) * \omega_{RODETE} \quad (4. 50)$$

En este caso, al ser el eje vertical, las masas de los elementos montados no generan esfuerzos radiales.

$$F_{DESEQUILIBRIO} = 1.07 * 10^{-5} * 0 * (6.3) * 3$$

$$F_{DESEQUILIBRIO} = 0N$$

Luego, se reemplaza en la fórmula general:

$$F_{RADIAL} = 0$$

No hay fuerzas radiales en la carga.

4.2.7 Cálculo de rodamientos

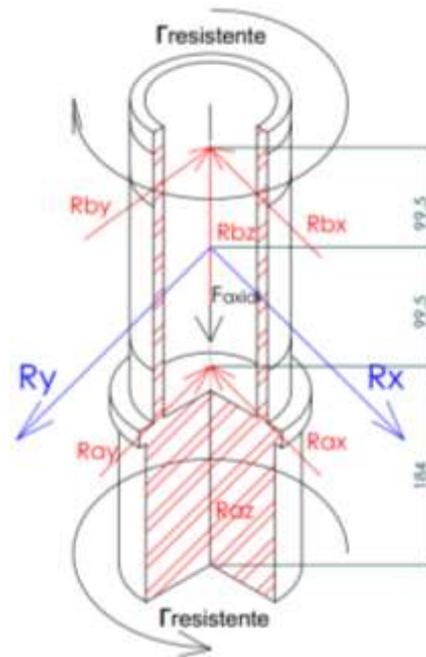


Figura 67. Esfuerzos aplicados al eje principal

Tabla 50. Reacciones y magnitudes aplicadas al eje

Fuerza	Magnitud
$\Gamma_{resistente}$	1138.03599Nm
Rax	Reacción en rodamiento A
Ray	Reacción en rodamiento A
Raz	Reacción en rodamiento A
Rx	3828.6 N
Ry	3828.6 N
F_{axial}	8999.4N
Rbx	Reacción en rodamiento B
Rby	Reacción en rodamiento B
Rbz	Reacción en rodamiento B

Una vez determinadas todas las fuerzas que actúan sobre el eje, se deben encontrar las reacciones que actúan sobre los rodamientos.

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{ax} + R_{bx} - R_x = 0 \quad (4. 51)$$

$$R_{ax} + R_{bx} - 3828.6 = 0$$

$$R_{ax} = 3828.6N - R_{bx} \quad \dots(1)$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} - R_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} - 3828.6N = 0$$

$$R_{ay} = 3828.6N - R_{by} \quad \dots(2)$$

$$\Sigma F_z = 0$$

$$R_{az} + R_{bz} - F_{axial} = 0$$

$$R_{az} + R_{bz} - 8999.4N = 0$$

$$R_{az} = 8999.4N - R_{bz}$$

$$R_{bz} = 0$$

$$R_{az} = 8999.4N$$

$$\Sigma M_{X/1} = 0$$

$$R_{ax} * 184 + R_{bx} * 383 - R_x * 283.5 = 0$$

$$R_{ax} * 184 + R_{bx} * 383 - 3828.6N * 238.5 = 0 \quad \dots(4)$$

Remplazando la ecuación (1) en (4)

$$R_{ax} * 184 + R_{bx} * 383 - 3828.6N * 283.5 = 0$$

$$(3828.6N - R_{bx}) * 184 + R_{bx} * 383 = 3828.6N * 238.5$$

$$R_{bx} = 1914.3N$$

$$R_{ax} = 1914.3N$$

$$\Sigma My/1 = 0$$

$$R_{ay} * 184 + R_{by} * 383 - R_y * 283.5 = 0$$

$$R_{ay} * 184 + R_{by} * 383 - 3828.6N * 283.5 = 0 \quad \dots(5)$$

Remplazando la ecuación (2) en (5)

$$R_{ay} * 184 + R_{by} * 383 - 3828.6N * 283.5 = 0$$

$$(3828.6N - R_{by}) * 184 + R_{by} * 383 - 3828.6N * 283.5 = 0$$

$$R_{by} = 1914.3N$$

$$R_{ay} = 1914.3N$$

De esto se puede obtener:

$$R_{bx} = 1914.3N$$

$$R_{ax} = 1914.3N$$

$$R_{by} = 1914.3N$$

$$R_{ay} = 1914.3N$$

$$R_{az} = 8999.4N$$

Los esfuerzos radiales totales en cada uno de los rodamientos son:

$$R_A = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} = \sqrt{1914.3^2 + 1914.3^2} = 2707.23N$$

$$R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} = \sqrt{1914.3^2 + 1914.3^2} = 2707.23N$$

Una carga radial inducirá una reacción de empuje. La zona de carga incluye, aproximadamente, la mitad de los rodillos y subtiende un ángulo de aproximadamente 180°. Haciendo uso del símbolo F_i para la carga de empuje inducida por una carga radial con una zona de carga de 180°, elaborando la siguiente ecuación.

$$F_i = \frac{0.47 * F_r}{K} \quad (4. 52)$$

Donde:

K: el factor k es específico de la geometría y es la razón de la clasificación de la carga radial sobre la clasificación de la carga de empuje.

El factor K puede aproximarse inicialmente con 1.5 para un cojinete radial y 0.75 para un cojinete de ángulo agudo en el proceso preliminar de selección.

Fi: es la carga de empuje inducida por una carga radial con una zona de carga de 180°.

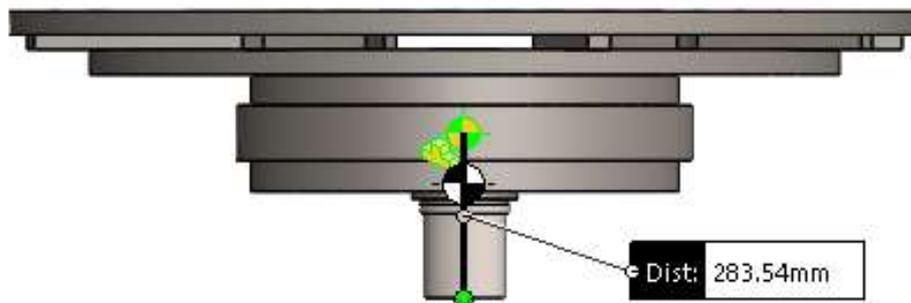


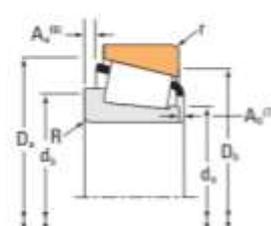
Figura 68. Centro de gravedad en el conjunto rodete

Tabla 51. Datos para la selección de rodamiento

Rodamiento A	
Carga radial	$R_A = F_{rA} = 2707.23N$
Carga axial	$F_{AXIAL} = 8999.4N$
Rodamiento B	
Carga radial	$R_B = F_{rB} = 2707.23N$

Tabla 52. Selección de rodamiento mediante diámetros

TYPE TS



Bearing Dimensions			Load Ratings					Part Number	
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾ C ₁	Factors ⁽²⁾ • Y	Dynamic ⁽¹⁾ C ₂	Factors ⁽²⁾ K	Static C ₃	Inner	Outer
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf		N lbf	N lbf	N lbf		

120.000	180.000	36.000	247000	0.41	1.45	64000	45300	1.41	377000	JM624649	JM624610
4.7244	7.0866	1.4173	55500			14400	10200		84700		
120.000	215.900	47.625	382000	0.49	1.23	99000	82600	1.20	614000	74473X	74850
4.7244	8.5000	1.8750	85900			22300	18600		138000		
120.000	230.000	53.975	376000	0.74	0.81	97500	123000	0.79	486000	97472X	97905X
4.7244	9.0551	2.1250	84500			21900	27600		109000		
120.650	161.925	21.433	97500	0.43	1.38	25300	18800	1.34	206000	L624549	L624514
4.7500	6.3750	0.8438	21900			5680	4230		46400		
120.650	166.688	25.400	145000	0.46	1.31	37600	29500	1.27	231000	L724349	L724310
4.7500	6.5625	1.0000	32600			8450	6640		52000		
120.650	169.862	25.400	143000	0.33	1.80	37000	21100	1.76	273000	L225842	L225810
4.7500	6.6875	1.0000	32100			8320	4740		61400		
120.650	172.142	35.720	244000	0.33	1.80	63400	36100	1.76	422000	M224749	M224711
4.7500	6.7812	1.4063	54900			14200	8110		94900		
120.650	174.625	35.720	244000	0.33	1.80	63400	36100	1.76	422000	M224749	M224710
4.7500	6.8750	1.4063	54900			14200	8110		94900		
120.650	174.625	35.720	244000	0.33	1.80	63400	36100	1.76	422000	M224749	M224712
4.7500	6.8750	1.4063	54900			14200	8110		94900		
120.650	180.975	25.400	143000	0.33	1.80	37000	21100	1.76	273000	L225842	L225818
4.7500	7.1250	1.0000	32100			8320	4740		61400		
120.650	182.562	39.688	268000	0.31	1.97	69400	36300	1.91	493000	48282	48220
4.7500	7.1875	1.5625	60200			15600	8160		111000		
120.650	190.500	46.038	362000	0.43	1.41	93700	68500	1.37	543000	HM624749	HM624710
4.7500	7.5000	1.8125	81300			21100	15400		122000		
120.650	199.975	46.038	362000	0.43	1.41	93700	68500	1.37	543000	HM624749	HM624716
4.7500	7.8730	1.8125	81300			21100	15400		122000		

Utilizando esta cantidad y un diámetro interior de cojinete de 120.65 mm, se encuentra en el catálogo se selecciona un cono de L724349 y una copa de L724310, esta selección tiene un $KA=1.27$.

Hallando la carga mínima en el rodamiento.

Para los rodamientos cónicos la carga mínima viene determinada por la siguiente expresión:

$$P_{0m} = 0.01 * C_0 \quad (4. 53)$$

Donde:

P_{0m} : carga estática mínima equivalente del rodamiento

C_0 : capacidad de carga estática del rodamiento

$$C_0=377000 \text{ N}$$

Carga mínima en el rodamiento A:

$$P_{0mA} = 0.01 * 231000$$

$$P_{0mA} = 2310 \text{ N}$$

$$R_A=2707.23 > P_{0mA}=2310$$

Se determina que la carga soportada por el rodamiento es mayor a la mínima.

Carga mínima en el rodamiento B

$$P_{0mB} = 0.01 * 2310$$

$$P_{0mB} = 2310 \text{ N}$$

$$R_B=2707.23 < P_{0mB}=2310$$

Se determina que la carga soportada por el rodamiento es mayor a la mínima.

Capacidad de carga axial de los rodamientos:

$$B=25.4 \text{ mm}$$

$$d= 120 \text{ mm}$$

$$F_{aa} = 3*25.4*120.65$$

$$F_{aa} = 9193$$

$$F_{AXIAL} = 8999.4N \ll F_{aa} = 9193 \quad (4. 54)$$

Se ha calculado las cargas que soportan cada uno de los rodamientos, y en él se ha determinado que el rodamiento que recibe toda la carga axial es el del punto **a**, mientras que el rodamiento **b** no soporta ningún esfuerzo de tipo axial. Por tanto, la capacidad de carga axial del rodamiento **a** es 9193 mayor a la carga a la que está sometida.

Carga dinámica equivalente

Rodamiento A

La carga dinámica equivalente en un rodamiento cónico de fijación viene determinada por la expresión:

$$\begin{aligned} P &= F_{RADIAL} + Y_1 * F_{AXIAL} \quad \text{cuando} \quad F_{AXIAL} / F_{RADIAL} \leq e \\ P &= 0.65 * F_{RADIAL} + Y_2 * F_{AXIAL} \quad \text{cuando} \quad F_{AXIAL} / F_{RADIAL} > e \end{aligned} \quad (4. 55)$$

Los datos de los factores de carga Y1, Y2 y **e** se encuentran en la tabla 53.

$$\frac{F_{AXIAL A}}{R_A} = \frac{8999.4}{2707.23} = 3.32$$

Y se tiene que $e=0.46$ que es menor al valor obtenido de 3.63 por eso se usa la segunda fórmula:

$$\begin{aligned}
 P_A &= 0.65 * F_{RADIAL} + Y_2 * F_{AXIAL} \\
 P_A &= 0.65 * 2707.23 + 1.31 * 8999.4 \\
 P_A &= 13548.9N
 \end{aligned}
 \tag{4. 56}$$

Rodamiento B

La carga dinámica equivalente en un rodamiento cónico de fijación viene determinada por la expresión:

$$\begin{aligned}
 P &= F_{RADIAL} + Y_1 * F_{AXIAL} \quad \text{cuando} \quad F_{AXIAL} / F_{RADIAL} \leq e \\
 P &= 0.65 * F_{RADIAL} + Y_2 * F_{AXIAL} \quad \text{cuando} \quad F_{AXIAL} / F_{RADIAL} > e
 \end{aligned}
 \tag{4. 57}$$

Los valores apropiados de los factores de carga Y_1 , Y_2 y e se encuentran en la tabla 53.

$$\frac{F_{AXIAL A}}{R_B} = \frac{8999.4}{2707.23} = 3.32$$

Y se tiene que $e=0.46$, que es menor al valor obtenido de 3.062, por eso se usa la segunda fórmula:

$$\begin{aligned}
 P_A &= 0.65 * F_{RADIAL} + Y_2 * F_{AXIAL} \\
 P_A &= 0.65 * 2707.23 + 1.31 * 8999.4 \\
 P_A &= 13548.9N
 \end{aligned}$$

$$P_A=13548.913N$$

$$P_B=13548.913N$$

La carga estática equivalente en un rodamiento se define:

$$P_O = F_{RADIAL} + Y_0 * F_{AXIAL} \tag{4. 58}$$

El valor de Y_0 se encuentra en la tabla 53 en los factores de carga.

Rodamiento A

$$P_{OA} = F_{RADIAL} + Y_0 * F_{AXIAL}$$
$$P_{OA} = 2707.23 + 1.31 * 8999.4 = 14496.444N$$

Rodamiento B

$$P_{OB} = F_{RADIAL} + Y_0 * F_{AXIAL}$$
$$P_{OB} = 2707.23 + 1.31 * 8999.4 = 14496.444N$$

La vida útil de los rodamientos

Rodamiento A

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_A}\right)^p \rightarrow \left(\frac{145000}{14496.44}\right)^{10/3} = 2156.033rpm$$

Rodamiento B

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_B}\right)^p \rightarrow \left(\frac{145000}{14496.44}\right)^{10/3} = 2156.033rpm$$

Pero, para rodamientos que funcionan a velocidad constante es más sugerente expresar la duración nominal en horas de servicio a partir de la fórmula:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 * N} * \left(\frac{C}{P}\right)^p = \frac{1000000}{60 * n} * L_{10} \quad (4. 59)$$

L_{10h} : duración nominal en horas de servicio [h]

n : velocidad constante de rotación [rpm]

Rodamiento A

$$L_{10h A} = \frac{1000000}{60 * n} * L_{10}$$

$$L_{10h A} = \frac{1000000}{60 * 3} * 2156.033rpm = 11977961.11 \text{ horas}$$

Rodamiento B

$$L_{10h B} = \frac{1000000}{60 * n} * L_{10}$$

$$L_{10h B} = \frac{1000000}{60 * 3} * 2156.033rpm = 11977961.11 \text{ horas}$$

Tabla 53. Características del rodamiento seleccionado

Rodamiento cónico		
	Diámetro interno	120.650 mm
	Diámetro externo	166.688 mm
	Espesor	25.4 mm
N.º de parte	INNER	L724349
	OUTER	L724310
	Duración en horas de trabajo	11977961.11 horas

4.2.8 Cálculo del eje

Diagramas de esfuerzos

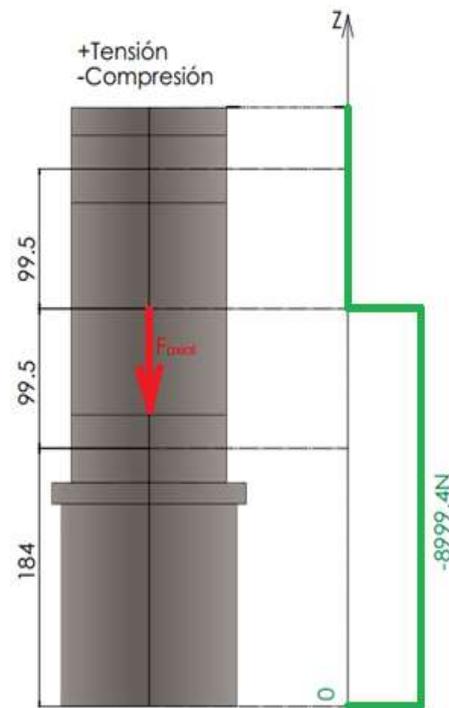


Figura 69. Diagrama del esfuerzo axial en el eje

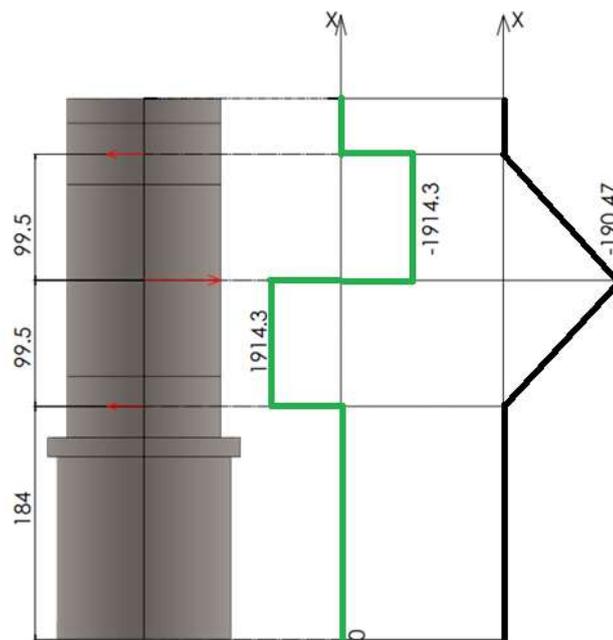


Figura 70 Diagrama del esfuerzo cortante en X y Diagrama del momento flector en x (plano yz)

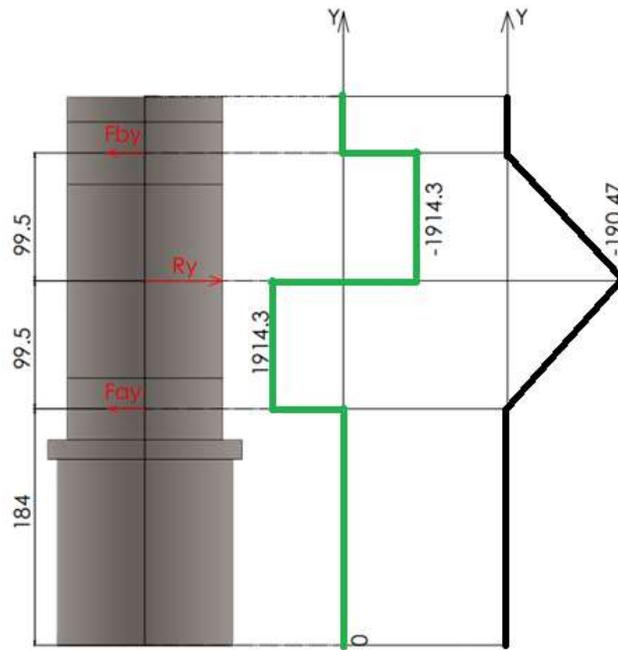


Figura 71. Diagrama del esfuerzo cortante en Y Diagrama del momento flector en y (plano xz)

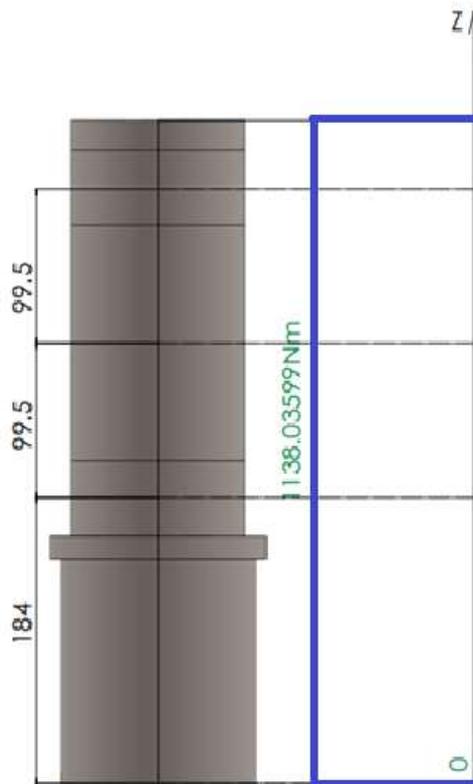


Figura 72. Diagrama del momento torsor en z

Ya que el eje soporta una carga de flexión rotativa según la tabla coeficiente por tipo de carga su es $K_1=1$.

El coeficiente por tamaño K_d adecuado por el tipo de tamaño del eje por ser mayor a 50 mm según la tabla 26 $K_d=0.75$.

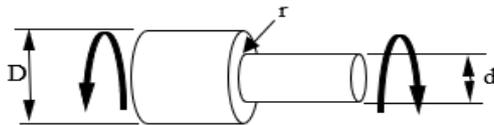
El coeficiente de acabado superficial K_s del material utilizado en el eje del torno es el acero SAE 4140, según norma tiene una resistencia de material $R_m=655 \text{ Mpa(N/mm}^2\text{)}$. Dado que el eje está mecanizado y la interpolación de la resistencia a la tracción y curva para eje mecanizado da un coeficiente de superficie de $K_s=.0.7$.

En la siguiente hoja de cálculo se puede obtener el factor de concentraciones de tensiones en casos típicos con geometría sencilla.

Tabla 54. Torsión en eje escalonado

Torsión en eje escalonado

Datos	
D	22 mm
d	20 mm
r	1 mm
Resultados	
D/d	1.100
A	0.89709
b	-0.13506
r/d	0.05000
K_t	1.344



$$K_f=1.344$$

Límite de fatiga de la probeta estándar (flexión rotativa) S'_F

Queda determinada a partir de la fórmula obtenida de la tabla 53 Shigley

$$S'_F = 0.50 * R_m \tag{4. 60}$$

Tabla 55. Límite de fatiga de la probeta estándar

Probeta (Acer)			
	10 ⁰ ciclos $S_N=S_0$	10 ³ ciclos $S_N=S_{10^3}$	10 ⁶ ciclos S_f
Flexión	R_m	0,9 R_m	$S'_f = 0,50 R_m$ $k_1 = 1$
Tracción-compresión	R_m	0,75 R_m	$S_f = 0,7 (0,50 R_m)$ $k_1 = 0,7$
Torsión	$R_{tm} = 0,8 R_m$	0,9 $R_{tm} =$ 0,9 · 0,8 R_m	$S_f = 0,58 (0,50 R_m)$ $k_1 = 0,58$

Nota: tomada de La fatiga dels elements mecànics (19)

Las características de límite elástico R_e y límite a la tracción R_m se obtienen de la siguiente tabla.

Tabla 56. Ensayo a la tracción para ejes SAE 4140

Ensayo de tracción			
Estado de normalizado (+N)			
Diámetros nominales (mm)	Límite Elástico	Resistencia a la tracción	Alargamiento
	Rp0.2 (Mpa)	Rm (Mpa)	A(%) L0=5d Diámetro nominal (mm)
d ≤ 16	≥340	620	≥14
16 < d ≤ 100	≥305	580	≥16
100 < d ≤ 250	≥275	560	≥16

Nota: tomada de La fatiga dels elements mecànics (19)

Límite elástico y resistencia a la tracción del acero AISI 4140

$$R_e = 392.4 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

$$R_m = 588.6 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

Por lo tanto:

$$\begin{aligned} S'_F &= 0.50 * Rm \\ S'_F &= 0.50 * 588.6 = 294.3 MPa \end{aligned} \quad (4. 61)$$

Resistencia a la fatiga SF

$$\begin{aligned} S_F &= K_l * K_d * K_s * \frac{1}{k_f} * S'_f \\ S_F &= 1 * 0.75 * 0.7 * \frac{1}{1.344} * 294.3 \\ S_F &= 114.96 MPa \end{aligned} \quad (4. 62)$$

Coefficiente de divergencia de la carga Cc

$$C_c = 1.3$$

Coefficiente de seguridad Cs

$$C_s = 1.1$$

Momento flector MF

A partir de los diagramas de los momentos flectores se tiene que

$$\begin{aligned} M_F &= \sqrt{M_{F_{yz}}^2 + M_{F_{xz}}^2} = \sqrt{-190.47^2 + (-190.47)^2} \\ M_F &= 269.356 Nm \\ M_F &= 269356 Nmm \end{aligned} \quad (4. 63)$$

Momento torsor Mτ

A partir del diagrama del momento torsor se tiene que:

$$M_T = 1138.036 Nm$$

$$M_T = 1138036 Nmm$$

Diámetro del eje d:

$$d^3 = \frac{32 * C_c * C_s}{\pi} * \left[\left(\frac{M_F}{S_F} \right)^2 + \left(\frac{M_T}{R_e} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$d^3 = \frac{32 * 1.3 * 1.5}{\pi} * \left[\left(\frac{269356}{114.96} \right)^2 + \left(\frac{1138036}{392.4} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4. 64)$$

$$d^3 = 74055.45$$

$$d = 41.993 mm$$

Se toma la fórmula de área circular para determinar el área de material necesario para la construcción de un tubo circular.

$$A = \pi * r^2$$

$$A = \pi * \frac{45}{2} = 1384.98 mm^2 \quad (4. 65)$$

Una vez determinada el área efectiva del tubo circular y ya que se sabe que el diámetro exterior del tubo es de 120 mm esto fue calculado para la selección de rodamiento, hallando el diámetro interior del tubo.

$$A_T = \pi(R_{mayor} - R_{menor})$$

$$1384.98 mm^2 = \pi(60mm - R_{menor})^2$$

$$R_{menor} = 39mm$$

$$D_{menor} = 78mm \quad (4. 66)$$

Se determinamos que para la construcción de la máquina es necesario un eje con las siguientes especificaciones, también si se toman

materiales con un límite elástico y resistencia a la tracción mayor al de acero AISI 4140, lo único que se logra variar es el espesor del tubo.

Tabla 57. Características de tubo de eje principal

Características del tubo de acero	
Tubo de acero	$D_{MAYOR}=120$ mm
	$D_{MENOR}=78$ mm
Material	AISI 4140
Cs	1.5

4.2.9 Cálculo de soldadura

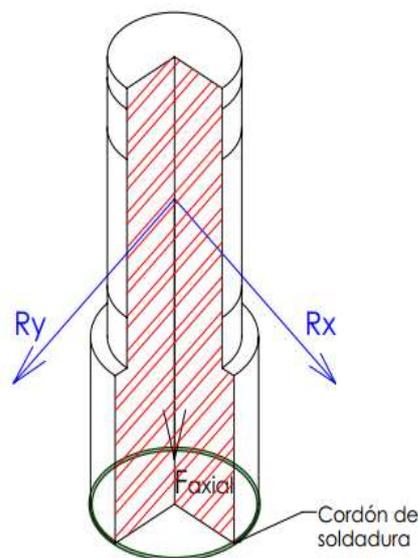


Figura 73. Diagrama de análisis de soldadura

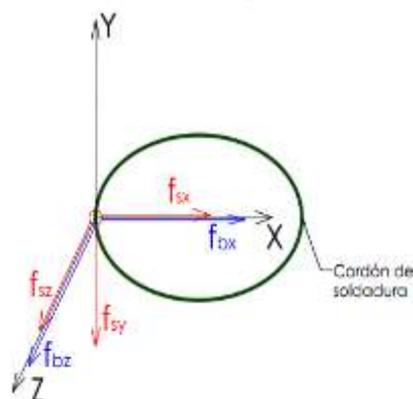


Figura 74. Diagrama de análisis en un punto del cordón de soldadura

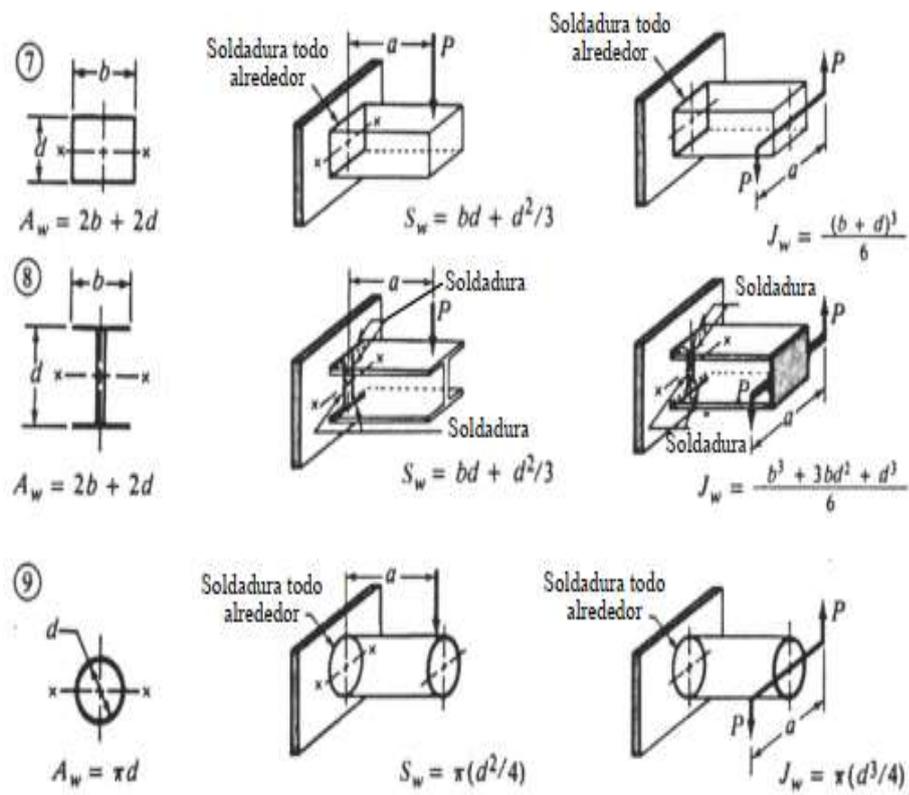


FIGURA 12-16

Factores geométricos para analizar la soldadura como una línea (reimpreso de [7])

Figura 75. Factores geométricos para analizar la soldadura como una línea (27)

4.2.9.1 Cálculo de cargas cortantes

a) Cálculo del esfuerzo cortante en x

$$f_{sx} = \frac{P}{A_w}$$

$$f_{sx} = \frac{3828.6}{\pi * d} = \frac{3828.6N}{\pi * 0.120m} = 10155.67 \frac{N}{m} \tag{4. 67}$$

b) Cálculo del esfuerzo cortante en z

$$f_{sz} = \frac{P}{A_w}$$

$$f_{sz} = \frac{3828.6}{\pi * d} = \frac{3828.6N}{\pi * 0.120m} = 10155.67 \frac{N}{m} \tag{4. 68}$$

c) Cálculo de tensión de compresión directa

$$fny = \frac{-P}{Aw}$$
$$fny = \frac{-8999.4N}{\pi * 0.120m} = 23871.64 \frac{N}{m} \quad (4. 69)$$

4.2.9.2 Cálculo de los esfuerzos que causan flexión

a) Cálculo del esfuerzo de flexión en x

$$fnx = \frac{M}{Sw}$$
$$fnx = \frac{3828.6N * 0.2835m}{\pi * \frac{d^2}{4}} = \frac{3828.6N * 0.2835m}{\pi * \frac{0.120m^2}{4}} = 95971.14 \frac{N}{m} \quad (4. 70)$$

b) Cálculo del esfuerzo de flexión en z

$$fnz = \frac{M}{Sw}$$
$$fnz = \frac{3828.6N * 0.2835m}{\pi * \frac{d^2}{4}} = \frac{3828.6N * 0.2835m}{\pi * \frac{0.120m^2}{4}} = 95971.14 \frac{N}{m} \quad (4. 71)$$

Ahora se calcula la sumatoria de los esfuerzos producidos en el eje x.

$$\Sigma fx = fsx + fnx$$
$$\Sigma fx = 10155.67N / m + 95971.14N / m \quad (4. 72)$$
$$\Sigma fx = 19752.81N / m$$

Ahora se calcula la sumatoria de los esfuerzos producidos en el eje z.

$$\begin{aligned}\Sigma fz &= fsx + fnx \\ \Sigma fz &= 10155.67 N/m + 95971.14 N/m \\ \Sigma fz &= 19752.81 N/m\end{aligned}\tag{4. 73}$$

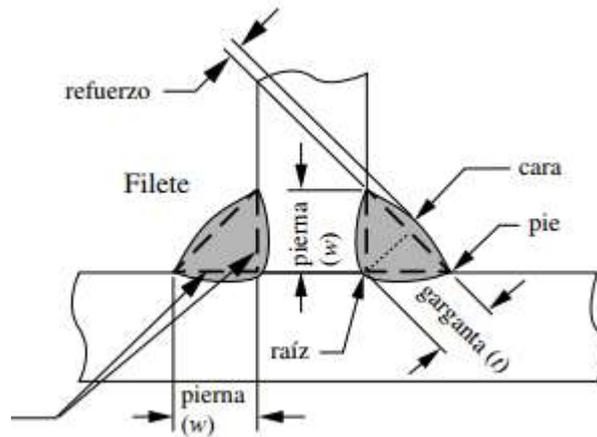


Figura 76. Refuerzos de soldadura (27)

c) Cálculo de la magnitud resultante en el punto (la carga máxima en la soldadura)

$$FR = \sqrt{\Sigma fz^2 + \Sigma fx^2 + fny^2}\tag{4. 74}$$

Reemplazando los datos:

$$\begin{aligned}|FR| &= \sqrt{19752.81^2 + 19752.81^2 + 23871.64^2} \\ |FR| &= 36745.097 \frac{N}{m}\end{aligned}$$

Ahora la soldadura se realizó con un electrodo E70 que tiene un esfuerzo permisible de $0.3(70000 \text{ lb/in}^2) = 21 \text{ psi}$.

$$t = \frac{|FR| * fs}{\tau \text{ permisible}} = \frac{36745.097 \frac{N}{m} * 3}{14759373.4} = 0.00745m\tag{4. 75}$$

De ahí se sabe que 7.4 mm es la dimensión de la garganta, pero la soldadura de filete se especifica por la dimensión de su pierna. Suponiendo una pierna de filete igual en una junta de 90°. La dimensión de la pierna será:

$$w = 1.414 * t = 1.414 * 0.00745 = 0.01 \text{ m (tamaño de cateto)} \quad (4. 76)$$

De ahí, se verifica que 10 mm es el tamaño de cateto que cumple con las especificaciones basadas en tablas de soldadura.

Tabla 58. Tamaños mínimos de soldadura

Esesor del metal base (T)	Tamaño mínimo de la soldadura
Tamaño en pulgadas	
$T \leq 1/4$	1/4
$1/4 < T \leq 1/2$	3/16
$1/2 < T \leq 3/4$	1/4
$3/4 < T$	5/16
Tamaño en mm	
$T \leq 6$	3
$6 < T \leq 12$	5
$12 < T \leq 20$	6
$20 < T$	8

Nota: tomada de Diseño de maquinaria Norton (27)

Se concluye que:

Se tiene una plancha de base de 5 mm y según la tabla en t, mínimo debe de estar entre los valores de 6 y 12 mm, cumpliendo con este estándar ya que se obtiene un t de 7.4 mm.

Por otro lado, en el caso de la soldadura, se prueba un factor de seguridad mínimo de 3 para cumplir con el estándar americano para grúas elevadoras de vehículos.

4.2.9.3 Cálculos de soldadura en SolidWorks

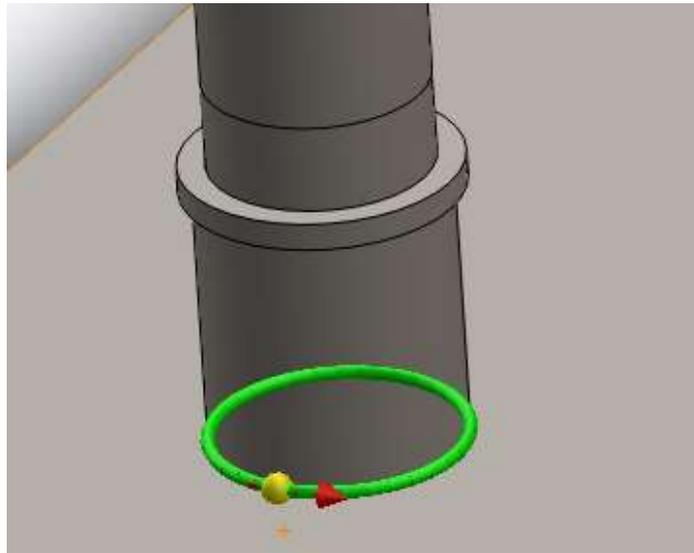


Figura 77. Diagrama de soldadura

Tabla 59. Tamaños mínimos de soldadura

Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de soldadura (mm)	3.11	12.982	8.7623
Tamaño de garganta de soldadura (mm)	2.1991	9.1793	6.1959
Fuerza conjunta normal (N/m)	-91594	1.01E+05	7241.8
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-8115.3	5320.3	-49.469
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	-17024	17558	304.17
Momento flector (N.m/m)	-567.6	511.97	-25.87

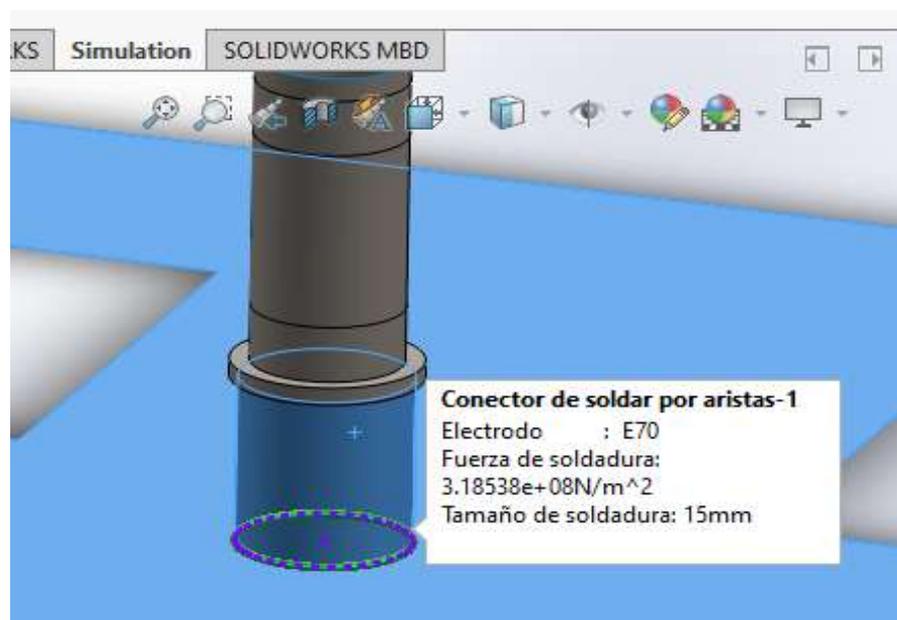


Figura 78. Diagrama de soldadura

Se estandarizó un valor de tamaño de 15 mm para el desarrollo del trabajo.

a) Conclusiones soldadura

Especificaciones técnicas de la soldadura:

Electrodo empleado es 7018 (con estándar americano)

Fuerza de soldadura :388537786.94N/m²

FS=3 calculado

Tamaño de soldadura estimada 15 mm

En caso de la soldadura, se prueba un factor de seguridad mínimo de 3 para cumplir con el estándar americano para grúas elevadoras de vehículos.

4.2.10 Cálculo de vibración

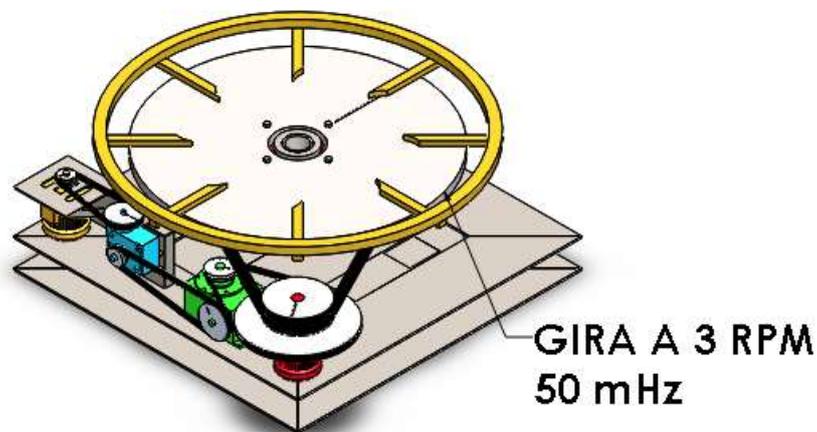


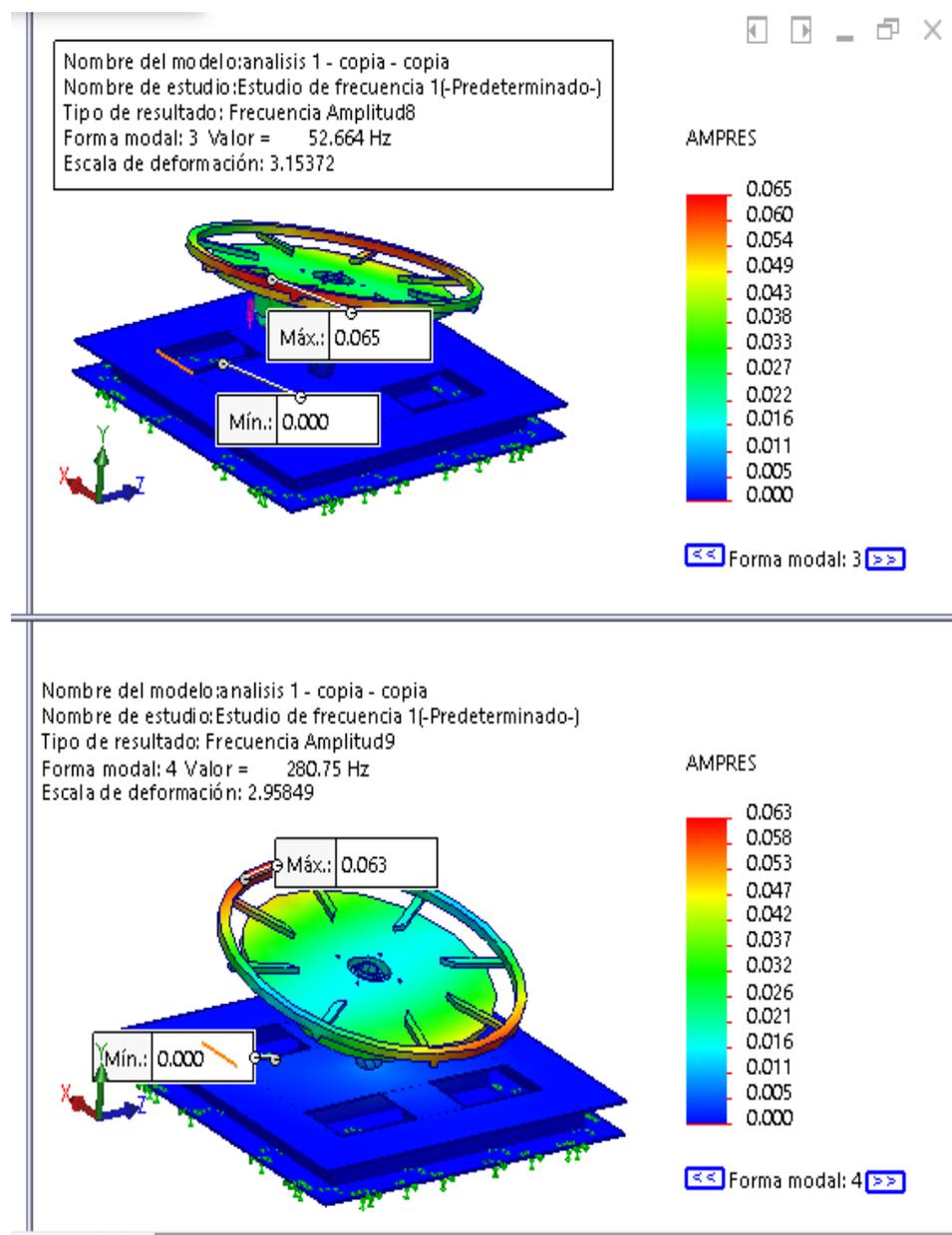
Figura 79. Vista general

En el diseño general se puede determinar que los puntos de quiebre o falla del mecanismo se pueden producir donde se den los mayores esfuerzos. De este análisis se determina que es en el eje que sostiene al rodete donde se generan los esfuerzos más elevados. Por ello, primero se halla su frecuencia natural que es la frecuencia a la que el eje está sometido durante los periodos largos de trabajo (50 mHz), ya que es, además, la frecuencia mínima que

se multiplica por un factor recomendado de diseño de 30% de donde se obtiene el valor de 65 mHz. Se deben obtener resultados superiores al indicado:

Tabla 60. Reporte del software SolidWorks

Objetivo de la frecuencia	Solidworks reporta
>65 mHz	Frecuencias resonantes (tabla de estudio de frecuencia 1)
	F. resonante más cercana = 48.745 Hz



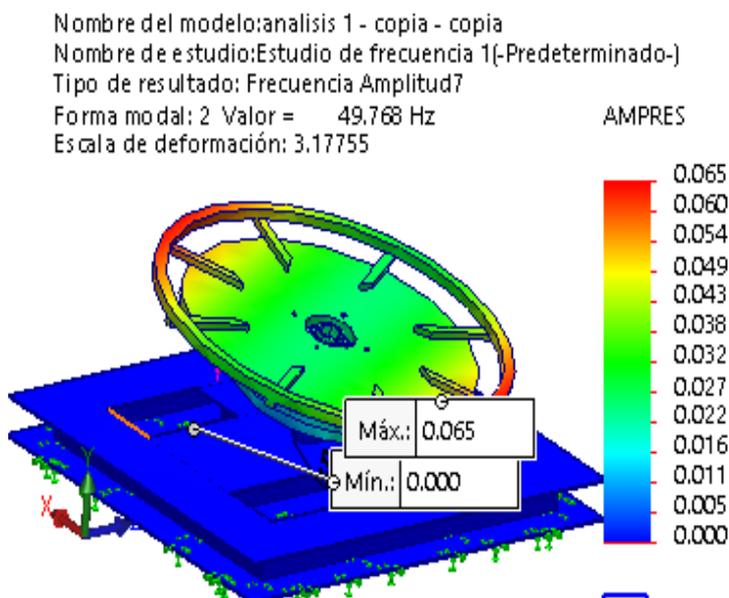
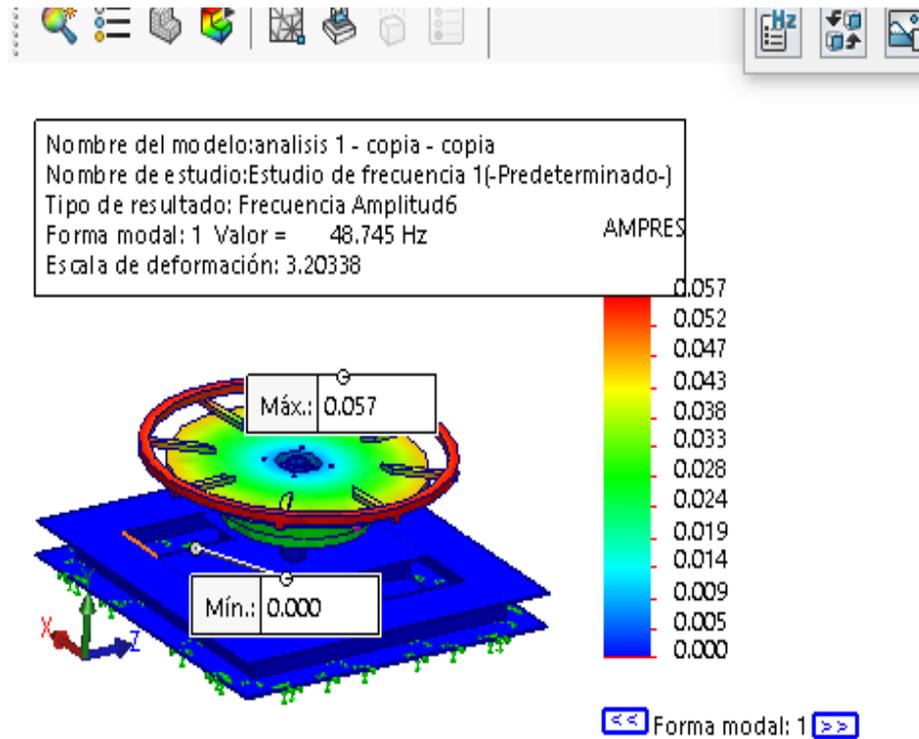


Figura 80. Análisis de vibraciones en SolidWorks

a) Estudio de las frecuencias resonantes a las que puede estar sometida la estructura

Tabla 61. *Estudio de frecuencias en el software SolidWorks*

Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 1			
N.º de modo	Frecuencia (Rad/s)	Frecuencia (Hertz)	Período (Segundos)
1	306.28	48.745	0.020515
2	312.7	49.768	0.020093
3	330.9	52.664	0.018988
4	1764	280.75	0.0035618
5	1779	283.13	0.0035319

Este primer estudio se realizó con el eje hallado por cálculo en la parte anterior, ya que se determinó un tubo de 120 mm de diámetro y un diámetro interno de 98 mm.

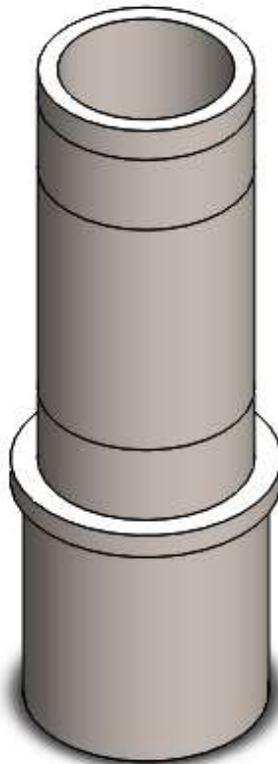
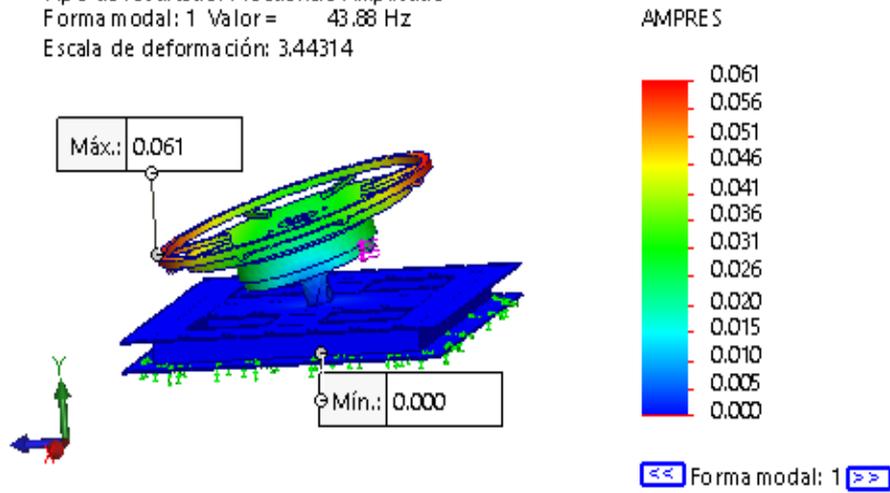
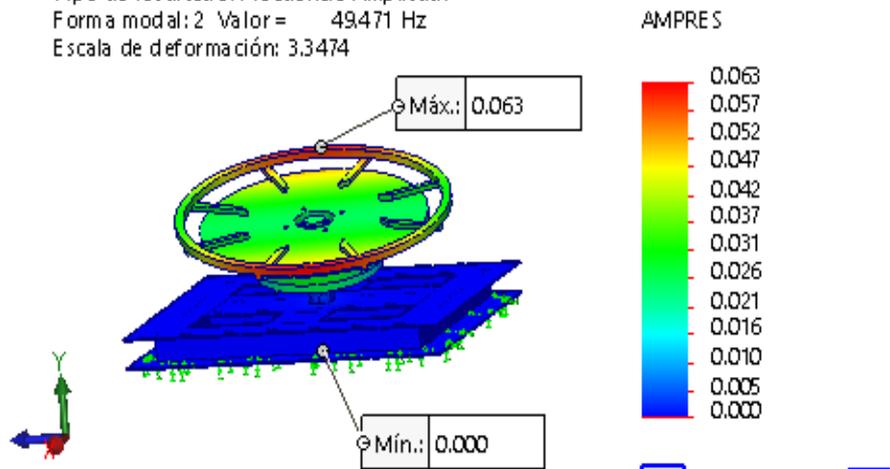


Figura 81. Vista general de eje

Nombre del modelo: analisis 1 - copia
 Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud6
 Forma modal: 1 Valor = 43.88 Hz
 Escala de deformación: 3.44314



Nombre del modelo: analisis 1 - copia
 Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud7
 Forma modal: 2 Valor = 49.471 Hz
 Escala de deformación: 3.3474



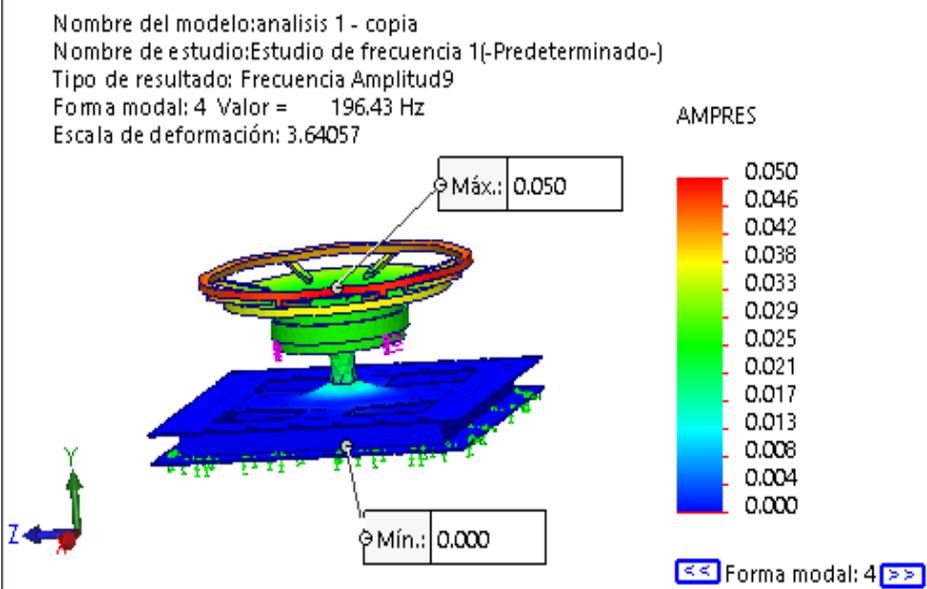
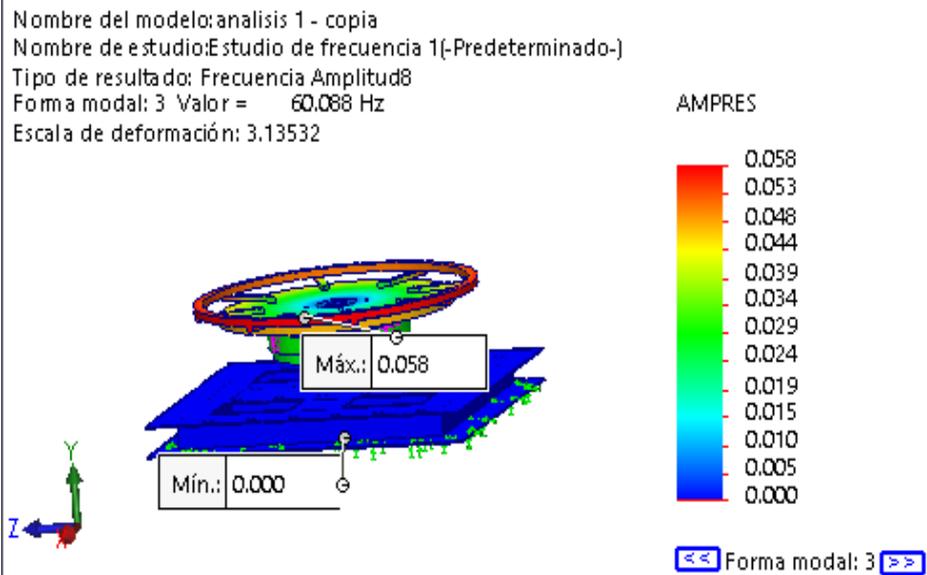


Figura 82. Análisis de frecuencia en SolidWorks

b) Estudio de las frecuencias resonantes a las que puede estar sometida la estructura

Tabla 62. Análisis de elementos / frecuencias de resonancia en el software SolidWorks

Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 2			
N.º de modo	Frecuencia (Rad/s)	Frecuencia (Hertz)	Período (Segundos)
1	275.71	43.88	0.022789
2	310.84	49.471	0.020214
3	377.55	60.088	0.016642
4	1234.2	196.43	0.005091
5	1362	216.76	0.0046133

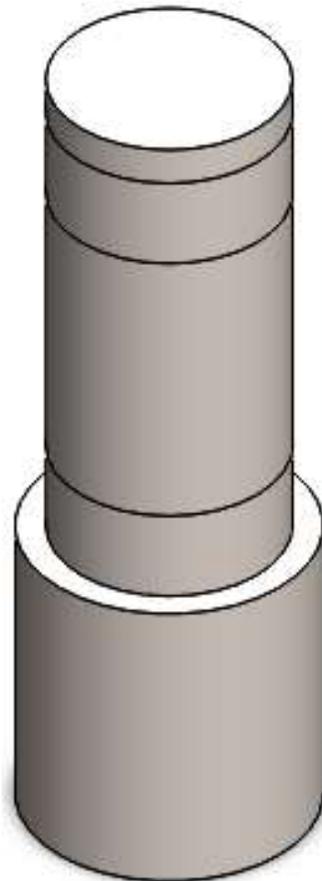


Figura 83. Vista general de eje sólido

Tabla 63. Análisis de elementos / frecuencias de resonancia en el software SolidWorks

Poleas	RPM	Frecuencia objetivo (Hz)	Frecuencia resonante Diseño sin relleno	Proporción de alejamiento	Frecuencia resonante Diseño con relleno	Proporción de alejamiento
P1	34268	571.1333333	283.13	50.43%	216.76	62.05%
P2	15260	254.3333333	280.75	10.39%	216.76	14.77%
P3	1526	25.43333333	48.745	91.66%	43.88	72.53%
P4	662	11.03333333	48.745	341.80%	43.88	297.70%
P5	47.29	0.788166667	48.745	6084.61%	43.88	5467.35%
P6	10.44	0.174	48.745	27914.37%	43.88	25118.39%
P7	10.44	0.174	48.745	27914.37%	43.88	25118.39%
P8	3	0.05	48.745	97390.00%	43.88	87660.00%

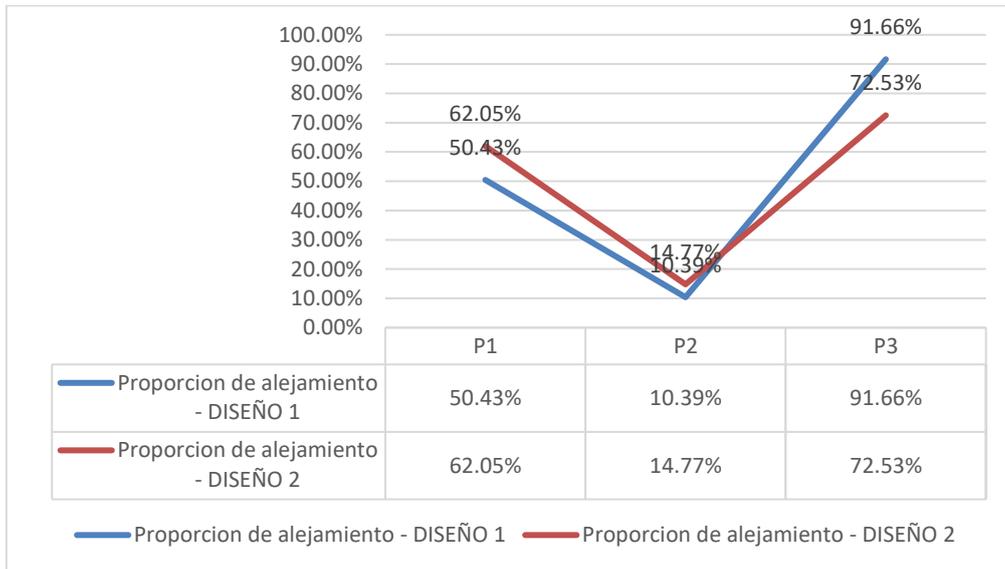


Figura 84. Análisis del eje ideal para disminuir la vibración

Finalmente, en cuanto a vibración se puede concluir que después de haber hecho un análisis de frecuencias resonantes, que mientras el eje principal sea más sólido, es menos propenso a que el mecanismo giratorio entre en resonancia, pues al tomar en cuenta las tres resonancias más cercanas, la proporción más baja por elemento mecánico ha disminuido en un 29,665% respecto al fallo mecánico por resonancia.

CAPÍTULO V

CONSTRUCCIÓN

5.1 Construcción

El prototipo del torno tuvo un proceso de fabricación, donde ciertos componentes fueron manufacturados, otro grupo acoplados de otras máquinas que posee la empresa Maqor S. A. C., todo este proceso fue bajo los lineamientos establecidos en los planos elaborados bajo un software en *SolidWorks*, además se establece los materiales y sus costos de fabricación.

5.1.1 Construcción de la base del torno

La fabricación de la base del torno se realizó con acero estructural AISI 4140 y detallado en los planos de anexo 4 y detallando mediante un diagrama de flujo todo el proceso en el anexo 33.



Figura 85. Construcción de base torno

5.1.2 Construcción del eje del torno

La fabricación del eje se realizó con acero estructural AISI 4140 de un eje tubular de 4" de diámetro exterior y espesor de 1" ½ por un largo de 1 metro puntualizando los planos del anexo 6 y detallando mediante un diagrama de flujo todo el proceso en el anexo 46.



Figura 86. Construcción de eje

5.1.3 Construcción de las bases del motor y reductor

La fabricación de las bases del motor y reductores se realizó con acero estructural AISI 4140 y detallado en el plano del anexo 2 y puntualizando mediante un diagrama de flujo todo el proceso en los anexos 34.



Figura 87. Construcción de bases de motor y reductor

5.1.4 Construcción de las poleas

La fabricación de las poleas se realizó con aluminio y acero; detallado en los planos de los anexos 13 al 18, detallando mediante un diagrama de flujo todo el proceso en los anexos del 39 al 45.



Figura 88. Construcción de poleas

5.1.5 Ensamble general

El ensamble general de los componentes se realizó con el seguimiento en los planos de explosión, anexo 2, y el diagrama de flujo, todo el ensamble general está en el anexo 33.



Figura 89. Ensamble general

5.2. Pruebas y resultados

Las pruebas son un proceso de verificación que se realiza en el prototipo de una máquina, la finalidad que tiene este proceso es la de hacer una comprobación de los parámetros técnicos que se especifican al inicio de la tesis tecnológica.

5.2.1 Verificación de dimensiones

Las dimensiones que se especifican en el diseño asistido por computadora pueden tener algunas variaciones al momento de la construcción de la máquina, por ello es de suma importancia realizar una verificación de las dimensiones. En la máquina, al ser operado directamente por un personal se debe tener la seguridad de cumplir los estándares de fabricación para lograr un trabajo eficiente y sin cansancio. Para realizar el control, se sigue el siguiente procedimiento:

- a)** Revisar las medidas de los planos de la máquina.
- b)** Hacer una comprobación general de las medidas dadas en el plano con las medidas de la máquina.
- c)** Marcar las dimensiones que están fuera de los especificado.

Una vez tomadas las medidas y contabilizadas, se saca un porcentaje de las medidas fuera de margen, estas no deben superar el 7% en comparación a las determinadas en el diseño de la máquina.



Figura 90. Medición de profundidad de arranque

5.2.2 Inspección visual de juntas y soldadura

Dependiendo del tipo de juntas que se realiza en la máquina, se procede a realizar una verificación, en este caso se usa unión por pernos y por soldadura.

En el caso de las uniones empernadas se procede a revisar que los pernos sean de acuerdo con el tipo de pernos y tuercas especificados en el diseño, además de ello, se verifica que estén fijos, y con el ajuste apropiado para evitar la rotura, quiebre o haya alguna fatiga de los elementos de la máquina.

Por otro lado, en el caso de las uniones por soldadura se verifica visualmente a que los cordones sean uniformes y de manera continua, se recomienda que estas revisiones se den después de la limpieza de los cordones; además de ello, prestar atención a problemas como fisuras en el material, soldaduras desalineadas, desunión por falta de fusión entre el cordón y el elemento.

5.2.3 Verificación de la capacidad

En esta prueba se verifica la capacidad en cuanto a masa de la máquina, con ello se verifica, además, si la estructura soportará en la práctica la carga que se le ha dado en el diseño, siendo en este caso 500 kg de metal en planchas, para ello, se realiza el siguiente procedimiento, ejecutando un aumento continuo de cargas:

- a)** Se comienza con las pruebas de masa con 100 kg de pesas sobre la mesa de trabajo (plato giratorio), este proceso es para evaluar que los elementos trabajen sin ningún sobreesfuerzo.
- b)** En la segunda prueba se procede a aumentar gradualmente la carga a 200 kg y se hace la misma verificación que en el anterior.
- c)** En la tercera prueba se aumenta a 300 kg de carga y se continúa haciendo una verificación sobre posibles deformaciones o fatiga de algún elemento, en el caso se hubiera encontrado alguna falla se procedía a retirar el componente y verificar el error.
- d)** Se hace una suma de 100 kg adicionales, siendo ahora 400 kg de carga y se repite el paso anterior.
- e)** En este paso se le da la capacidad especificada en el diseño de 500 kg y se repite el paso hecho en el ítem c.
- f)** Durante el trabajo algunos operarios suelen sobrepasar la capacidad especificada en una máquina, para resolver ello se le hizo una prueba con 100 kg adicionales de carga y se verificaron los mismos conceptos anteriores.
- j)** Antes de realizar la descarga del material que está sobre la mesa, se inspeccionan todos y cada uno de los elementos y si hay alguna deformación o problema específico.

k) Una vez realizada la descarga se procede a realizar otra inspección final, en el caso de no tener ningún problema habrá sido exitosa la prueba de capacidad.

5.2.4 Prueba de funcionamiento en vacío del torno

Esta prueba consiste en hacer funcionar el torno sin ningún tipo de carga y haciendo que llegue a la mínima y máxima velocidad especificada y que cumpla todos los parámetros especificados en el diseño.

En este proceso se hace funcionar el torno durante un determinado tiempo, en este caso, 30 minutos, durante este tiempo se verifica en los componentes fallas como fatiga, aumento de temperatura en algún componente, vibraciones inadecuadas, etc. Durante este tiempo se verifica mediante una tabla alguna falla cada 5 minutos.



Figura 91. Prueba en vacío

Tabla 64. Tabla de verificación en vacío

Elementos		Fallas en 5 min		Fallas en 10 min		Fallas en 15 min		Fallas en 20 min		Fallas en 25 min		Fallas en 30 min	
		Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No
Elementos Eléctricos	Motor		X		X		X		X		X		X
	Termo magnético		X		X		X		X		X		X
	Cables		X		X		X		X		X		X
	Interruptores		X		X		X		X		X		X
Elementos de la estructura	Bastidor		X		X		X		X		X		X
	Eje		X		X		X		X		X		X
	Mesa giratoria		X		X		X		X		X		X
	Pernos		X		X		X		X		X		X
	Rodajes		X		X		X		X		X		X
	Soldadura		X		X		X		X		X		X
Elementos de transmisión	Poleas		X		X		X		X		X		X
	Correas		X		X		X		X		X		X
	Reductores de velocidad		X		X		X		X		X		X
Elementos de mecanizado	Taladro fresador		X		X		X		X		X		X
	Herramientas		X		X		X		X		X		X
	Vibración		X		X		X		X		X		X

5.2.5 Prueba de funcionamiento con carga del torno

En esta prueba se realiza la inspección en dos tiempos de carga, la primera con la mitad de la capacidad y la segunda con la capacidad de carga especificada en el diseño y se verifican todas las características que se realizaron en la prueba de vacío con el uso de una tabla en el mismo tiempo.



Figura 92. Prueba con carga del anillo

Tabla 65. Tabla de verificación con carga

Elementos		Fallas en 5 min		Fallas en 10 min		Fallas en 15 min		Fallas en 20 min		Fallas en 25 min		Fallas en 30 min	
		Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No
		Elementos eléctricos	Motor	X		X		X		X		X	
	Termo magnético	X		X		X		X		X		X	
	Cables	X		X		X		X		X		X	
	Interruptores	X		X		X		X		X		X	
Elementos de la estructura	Bastidor	X		X		X		X		X		X	
	Eje	X		X		X		X		X		X	
	Mesa giratoria	X		X		X		X		X		X	
	Pernos	X		X		X		X		X		X	
	Rodajes	X		X		X		X		X		X	
Elementos de transmisión	Soldadura	X		X		X		X		X		X	
	Poleas	X		X		X		X		X		X	
	Correas	X		X		X		X		X		X	
Elementos de mecanizado	Reductores de velocidad	X		X		X		X		X		X	
	Taladro fresador	X		X		X		X		X		X	
	Herramientas	X		X		X		X		X		X	
	Vibración	X		X		X		X		X		X	

5.2.5.1 Referencia técnica para el rectificado de una décima

Para conseguir las tolerancias exigidas a un producto que se fabrica, es necesario dar una cantidad de tolerancias dimensionales y tolerancias geométricas. Como en este caso los componentes donde su forma y dimensión final se da con el maquinado es muy probable que haya errores de dimensiones, por ello, los componentes después del maquinado deben ser analizados bajo ciertos límites de tolerancia para conseguir la exactitud deseada. Por ello, en los diseños de estos elementos se deben decidir los parámetros de explicación que ayudan a conceptualizar las tolerancias sobre sus magnitudes, además de su forma geométrica y posiciones relativas de áreas. Sobre la decisión y prescripción de las fallas permitidas sobre la geometría y la posición relativa de las zonas de las partes y su interacción con determinadas tolerancias dimensionales es un asunto muy importante en la producción mecánica; además, un punto determinante en la garantía de la intercambiabilidad y los precios de producción, debido a eso el trabajo tiene la finalidad de conceptualizar los errores geométricos que se dan con más

frecuencia en las partes y de estos errores dimensionales realizar un rango de parámetros de tolerancias (51).

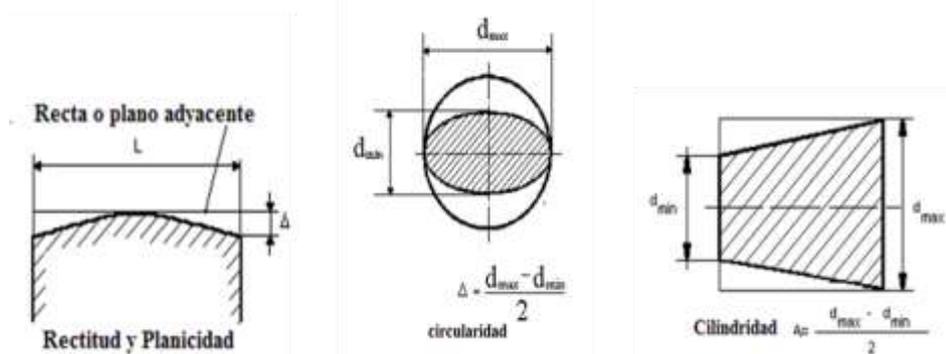


Figura 93. Representación de las tolerancias de forma (51)

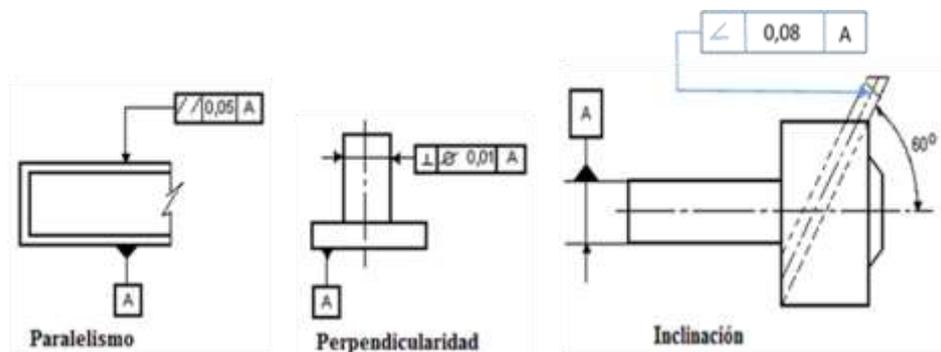


Figura 94. Representación de las tolerancias de posición (51)

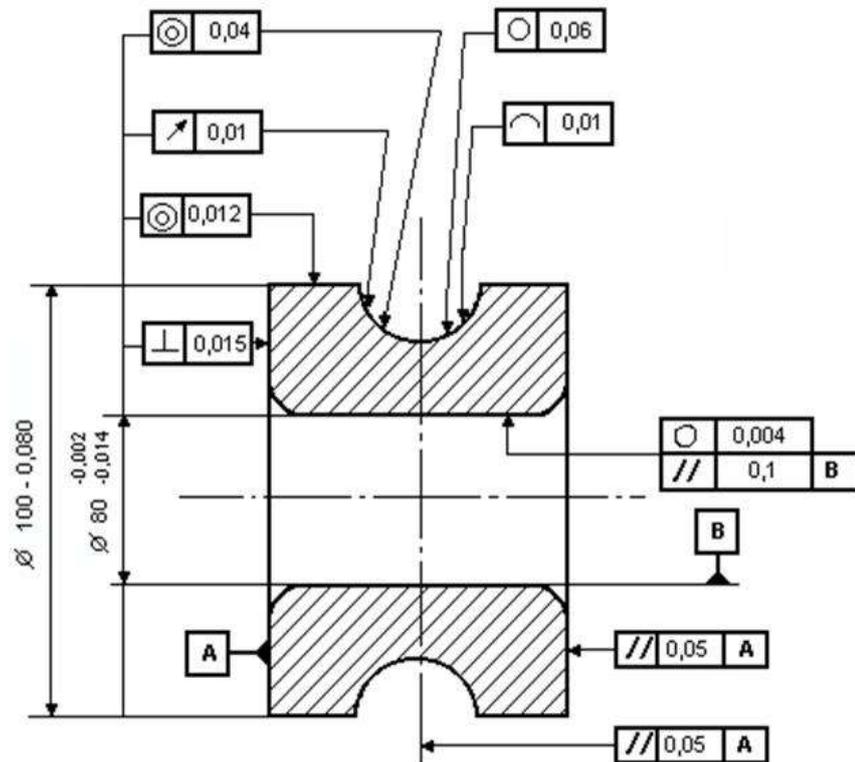


Figura 95. Pieza acotada con tolerancias dimensionales y geométricas (51)

Las dimensiones de las tolerancias geométricas forman parte elemental de las tolerancias dimensionales y, por ello, se les da un porcentaje de ellos de acuerdo con la exactitud geométrica relativa que sea seleccionada y se diferencia para zonas planas y cilíndricas como se observa en la siguiente tabla (51):

Tabla 66. Relación entre precisión geométrica relativa y magnitud de la tolerancia dimensional

Precisión geométrica relativa	% de la magnitud de la tolerancia dimensional	
	En piezas planas	En piezas cilíndricas
Normal (A)	60%	30%
Elevada (B)	40%	20%
Alta (C)	25%	12%

Nota: tomada de Relación entre las tolerancias dimensionales y geométricas en los procesos de fabricación (51)

Se puede concluir de ello que es indispensable especificar las tolerancias geométricas solamente en los casos donde hayan daños de funcionalidad, intercambiabilidad y otros temas relacionados a la fabricación, al ser de otra manera los costos de fabricación y verificación tendrían un incremento totalmente innecesario (51).

5.2.6 Resultados

Los resultados del proyecto desarrollado mostraron un prototipo de una máquina con características singulares en el medio, que permite torneear elementos de grandes dimensiones superiores a los 2000 mm de diámetro con gran precisión, en tiempos cortos, siendo de fácil construcción, en este proyecto se enfatizó hacia un determinado objetivo que es el de mecanizar anillos de turbinas Pelton, pero este torno puede acoplarse a otros mecanismos, así como a diferentes sectores productivos como la minería, transporte, energético, agrícola, construcción, entre otros.

Otro punto que se debe resaltar es su manejo fácil, mantenimiento sencillo, instalación simple y costo de producción

bajo, comparado con un torno de similares características en el mercado.



Figura 96. Vista general del torno horizontal con el montaje de un anillo



Figura 97. Medición de vibración con vibrómetro digital 1.3 mm/s

Los objetivos del diseño de un mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton se cumplieron siguiendo la metodología VDI 2221, que plantea todos los procedimientos del proceso de diseño, además de ello, se tienen los planos del mecanismo que

dan una vista más amplia de los componentes con los que fue ensamblado.

Tabla 67. Resultados obtenidos según los objetivos planteados

Objetivos	Resultados
<p>Objetivo general Diseñar un mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton.</p> 	<p>Se diseñó y se realizó la fabricación de un prototipo de un mecanismo giratorio de precisión de una décima de milímetro para el mecanizado de anillos de turbinas Pelton, con los materiales y componentes que dispone la empresa Maqor S. A. C., esto se logró por las bajas revoluciones de rotación y la estabilidad que generan los rodajes.</p>
<p>Objetivos específicos</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Determinar las cargas y esfuerzos críticos que soporta el mecanismo giratorio de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton.  <ul style="list-style-type: none"> ➤ Diseñar el sistema de transmisión en el mando final de un mecanismo giratorio de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton.  <ul style="list-style-type: none"> ➤ Reducir el efecto de vibración en el mando final de un mecanismo giratorio de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbinas Pelton. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ El torno vertical está sujeto a distintas cargas críticas que fueron analizadas matemáticamente y también con la ayuda de un software como es el <i>SolidWorks</i>. Obteniendo 1800N de fuerza de corte para un desbaste de material t1 Chronit. <p>Los pernos soportan una fuerza cortante de 1725 N con el software, la fuerza cortante es de 2127.25 N.</p> <p>El momento flector del mando final o rodete es de 1160N.</p> <p>La carga axial soportada por el eje es de 8999.4N, al ser el elemento más crítico para soportar distintas cargas se decidió reforzar la parte inferior con un eje sólido del mismo diámetro a partir del rodaje inferior. Y seleccionado con un factor de seguridad de 2.5.</p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ El sistema de transmisión es impulsado por un motor de 1 Hp con 3600 rpm de corriente trifásica cuya transmisión es flexible, de bajo costo, mantenimiento fácil que permite realizar un movimiento lento gracias a sus reductores de velocidad de 10 a 1, 14 a 1, como también distintas poleas diseñadas y seleccionadas para trabajar a una relación de transmisión máxima de 3 rpm, que gracias a una relación de transmisión adecuada genera baja vibración, todo el mecanismo está distribuido



adecuadamente para realizar un torneado de alta calidad para el tipo de dimensión del anillo de turbina Pelton.

- El mecanismo giratorio posee un eje en la parte central donde gira sobre dos rodajes cónicos, además el cuerpo es de gran volumen, compacto y bien distribuido, que genera vibración baja, el cual fue corroborado gracias a un vibrómetro y analizado mediante el software, obteniendo una vibración de 1 a 4 mm/s; que está dentro de los parámetros admisibles y mínimos para equipos de revolución lenta que detallan en su curso de capacitación el Ing. Daniel Naupari Escobar, quien muestra parámetros admisibles de vibración en máquinas. Entonces, el resultado del análisis de esta investigación se encuentra dentro de los permisibles por ser menor a 7mm/s.

5.3 Presupuesto de la máquina

5.3.1 Costo de materiales

Tabla 68. Costos directos de materiales para la fabricación

Costos de materiales para la fabricación					
Ítem	Descripción	Material	Cantidad	Precio unitario	Precio parcial
1	Sistema de encendido y potencia				
1.1	Motor eléctrico		1	S/ 1,200.00	S/ 1,200.00
1.2	Contactador termomagnético		1	S/ 25.00	S/ 25.00
1.3	Pulsador de seguridad con enclavamiento		1	S/ 10.00	S/ 10.00
1.4	Pulsador NA /NC		2	S/ 6.00	S/ 12.00
1.5	Conductores eléctricos		1	S/ 60.00	S/ 60.00
2	Estructura				
2.1	base del cuadrado: perfil de acero tipo I de 6"1/4 x 11"7/8- 1/2 (6 m de largo)	Acero AISI 4140	1	S/ 500.00	S/ 500.00
2.2	Base media larga: perfil de acero tipo I de 6"1/4 x 11"7/8- 1/2 (3 m de largo)	Acero AISI 4140.	1	S/ 250.00	S/ 250.00
2.3	Base media corta: perfil de acero tipo I de 6"1/4 x 11"7/8- 1/2 (0.4 m de largo)	Acero AISI 4140	1	S/ 50.00	S/ 50.00

2.4	Plancha de 2 cm de espesor y 130 x 130 cm	Acero AISI 4140	1	S/ 2,000.00	S/ 2,000.00
2.5	Base del eje: tubo estructural de 136 mm de diámetro exterior x 98 mm de diámetro interior (0.15 m de largo)	Acero AISI 4140	1	S/ 50.00	S/ 50.00
2.6	Eje principal: tubo estructural de 120 mm de diámetro exterior x 98 mm de diámetro interior. (0.24 m de largo)	acero AISI 4140	1	S/ 100.00	S/ 100.00
2.7	Rueda guía de diámetro exterior 776 mm y 20 mm diámetro interior	Hierro fundido	1	S/ 3,000.00	S/ 3,000.00
2.8	Seguro de precarga	Acero ASTM A 29	1	S/ 30.00	S/ 30.00
2.9	Base del motor: plancha de acero de 53 x 28 x 0.7 cm	Acero AISI 304	1	S/ 30.00	S/ 30.00
2.10	Base del reductor 1: plancha de acero de 35 x 25 x 0.7 cm	Acero AISI 304	1	S/ 20.00	S/ 20.00
2.11	Pernos: perno para la mesa de trabajo de M x	Acero	4	S/ 5.00	S/ 20.00
2.12	rodamientos: 06KN-1704		2	S/ 250.00	S/ 500.00
Sistema de transmisión					
3.1	Polea: de 7.5 cm de diámetro exterior para correa tipo A	Acero SAE 1045	1	S/ 25.00	S/ 25.00
3.2	Polea: de 14.6 cm de diámetro exterior para correa tipo A	Acero SAE 1045	1	S/ 35.00	S/ 35.00
3.3	Polea: de 7.7 cm de diámetro exterior para correa tipo A	Acero SAE 1045	1	S/ 25.00	S/ 25.00
3.4	Polea: de 15.4 cm de diámetro exterior para correa tipo A	Acero SAE 1045	1	S/ 37.00	S/ 37.00
3.5	Polea: de 12 cm de diámetro exterior para correa tipo A	Acero SAE 1045	1	S/ 30.00	S/ 30.00
3.6	Polea: de 26 cm de diámetro exterior para correa tipo A	Acero SAE 1045	1	S/ 60.00	S/ 60.00

3.7	Polea: de 46 cm de diámetro exterior para faja tipo A	Acero SAE 1045	1	S/ 80.00	S/ 80.00
3.8	Faja de transmisión: tipo A29	Caucho	1	S/ 15.00	S/ 15.00
3.9	Faja de transmisión: tipo A46	Caucho	1	S/ 25.00	S/ 25.00
3.10	Faja de transmisión: tipo A92	Caucho	1	S/ 40.00	S/ 40.00
3.11	Faja de transmisión: tipo A192	Caucho	1	S/ 80.00	S/ 80.00
3.12	Reductor de velocidad 2:1 de engranajes		1	S/ 600.00	S/ 600.00
3.13	Reductor de velocidad 7:1 de engranajes		1	S/ 800.00	S/ 800.00
				Total	S/ 9,709.00

5.3.2 Costos de elementos elaborados

Tabla 69. Costos directos por maquinado

Costos directos por maquinado			
Operación	Precio por hora S/	Operación	Precio por hora S/
Taladro vertical	S/ 20.00	Roscado (macho)	S/ 25.00
Torno horizontal	S/ 20.00	Limado	S/ 15.00
Amoladora para desbaste	S/ 20.00	Pintado	S/ 35.00
Soldadura por arco eléctrico	S/ 35.00	Lijado	S/ 15.00
Amoladora para corte	S/ 20.00		
Soldadura de oxiacetileno	S/ 20.00		

Tabla 70. Costos directos de elementos elaborados

Costos directos de elementos elaborados					
Ítem	Descripción	Operación	Tiempo (hora)	Costo (costo/soles hora)	Costo parcial
1	Estructura y cuerpo del mecanismo				
		Corte con amoladora	3	S/ 20.00	S/ 60.00
		Desbastado con amoladora	1	S/ 20.00	S/ 20.00
1.1	Base del mecanismo	Soldadura por arco eléctrico	3	S/ 35.00	S/ 105.00
		Oxicorte	1	S/ 20.00	S/ 20.00
		Corte con amoladora	1	S/ 20.00	S/ 20.00
1.2	Eje del mecanismo	Soldadura por arco eléctrico	2	S/ 35.00	S/ 70.00
		Desbastado con amoladora	1	S/ 20.00	S/ 20.00

		Limado	1	S/ 15.00	S/ 15.00
		Corte con amoladora	2	S/ 20.00	S/ 40.00
1.3	Base del motor y base de los reductores	Soldadura por arco eléctrico	2	S/ 35.00	S/ 70.00
		Limado	1	S/ 15.00	S/ 15.00
		Taladrado vertical	2	S/ 20.00	S/ 40.00
		Desbastado con amoladora	2	S/ 20.00	S/ 40.00
		Limado	1	S/ 15.00	S/ 15.00
1.4	Cuerpo del Mecanismo	Soldadura por arco eléctrico	1	S/ 35.00	S/ 35.00
		Lijado	1	S/ 15.00	S/ 15.00
		Taladrado vertical	2	S/ 20.00	S/ 40.00
		Roscado (macho)	3	S/ 25.00	S/ 75.00
		Soldadura de oxiacetileno	3	S /20.00	S/ 60.00
		Amoladora de desbaste	2	S/ 20.00	S/ 40.00
1.5	Mesa de trabajo	Taladrado vertical	3	S/20.00	S/ 60.00
		Limado	2	S/ 15.00	S/ 30.00
		Lijado	1	S/ 15.00	S/ 15.00
2	Sistema de transmisión				
		Torneado horizontal	8	S/ 20.00	S/ 160.00
2.1	Fabricación de poleas	Taladrado vertical	8	S/ 20.00	S/ 160.00
		Pintado en general	4	S/ 35.00	S/ 140.00
				Total	S/ 1,240.00

Presupuesto total del mecanismo giratorio:

Tabla 71. Costo total del mecanismo (directos e indirectos)

Costo del proyecto	
Costos directos	
Costos de diseño	S/1,200.00
Costo de materiales para la fabricación	S/9,709.00
Costo por elementos elaborados	S/1,240.00
Total de costos directos	S/12,149.00
Costos indirectos	
Servicios de luz	S/ 500
Supervisión	S/ 2000
Software	S/ 100
Materiales de escritorio	S/ 70
Transporte	S/ 300
Total de costos indirectos	S/ 2970
Costo total del proyecto	S/15,119.00

5.4 Costos en otras empresas

5.4.1 Cotización de costos en otras empresas

	FABRICACIONES INGENIERIA Y MECANIZADOS EN ACERO S.A.C-FABIMA S.A.C.	CÓDIGO	S-158-2021-RS
		VERSIÓN	01

Datos del cliente:			
RAZÓN SOCIAL	SVINTEC S.A.C.	RUC:	20549520406
SOLICITANTE	Cristian Alejandro Moreno	E-MAIL:	73824245@continental.edu.pe
LUGAR DEL PROYECTO	Oroya		
SERVICIO SOLICITADO	Fabricación de anillos T1	N° DE COTIZACIÓN:	S-1158-2021-RS
		FECHA DE COTIZACIÓN:	31/06/2021
MEECANIZADO			

Ítem	Descripción	Cantidad	Costo Unitario \$.	Sub Total \$
1	ACERO CRONIT T1 en plancha, con corte láser y mecanizado según plano (ANEXO 1)	12	2500.00	30 000.00
Gastos Logísticos				
	- Transporte Lima – Oroya			1000.00
SUBTOTAL				26271.19
IGV				4728.81
TOTAL				\$ 31000.00

CONDICIONES COMERCIALES	
Tiempo de Ejecución del Servicio	30 días después de recibida la OS.
Forma de Pago	50% adelantado y saldo contra entrega de informe.
Moneda	Dólares.
Validez de la Oferta	15 días Hábiles

NÚMEROS DE CUENTA:

N° de Cuenta Corriente BCP Soles: 191-2518233-096
 CCI: 002-191-002518233096-56
 N° de Cuenta de Deduciones: 00-024-111741

DATOS DE LA EMPRESA

Razón Social : FABIMA S.A.C
 RUC :220551087221
 Dirección : Mz. C lote. 16 urb. El asesor (cruce Huarochiri y Huancaray)
 Teléfono : 01-3541171 / 989 294 856
 Contacto : Richard Solórzano

FABIMA S.A.C.
 Mz. C lote. 16 urb. El asesor (cruce Huarochiri Huancaray)
 ✓ Celular: 989 294 856
 ✓ Correo: ventas@fabimaperu.com
 ✓ Web site: www.fabimaperu.com

Figura 98. Costos de trabajos en otras empresas

FAMIP SAC.

E-mail: ventas@famip.com.pe
Dirección: Mza.L1 29 Casuarinas de Oquendo- Callao
Web: www.famip.com.pe
Teléfono: (51) (1) 717-7624

**OFERTA FAMIP 0103-0401-2021 MCH**

Lima, 12 de Mayo del 2021
Señores: **SVINTEC S.A.C.**

Presente. -

Atención: **Cristian Alejandro Moreno**

Por medio de la presente le extendemos un cordial saludo y le presentamos nuestra propuesta por el siguiente servicio:

**Referencia: FABRICACIÓN DE ANILLO DE 1550mm x 1450 x 50 EN ACERO CRONIT
T1 mecanizado según plano (ANEXO 1)**

Esta propuesta cubre el alcance del trabajo y los requerimientos recibidos para la provisión de materiales, la instalación completa, inspecciones y pruebas internas de acuerdo con la información proporcionada por la empresa **SVINTEC S.A.C.**

I. ESPECIFICACIONES TECNICAS:

<i>Cantidad:</i>	12 unid.
<i>Material:</i>	Acero CRONIT T-1
<i>Diámetro exterior:</i>	1550 mm
<i>Diámetro interior:</i>	1450 mm
<i>Espesor:</i>	50 mm
<i>Anillo completo:</i>	360°
<i>Sección:</i>	Ver Anexo N° 01

II. ESTADO ACTUAL:

- A costeo total desde cero

III. RECOMENDACIONES:

- Durante los trabajos de balanceo de inyectores de turbina pelton se requiere compensar la distribución del chorro por intermedio de la aguja y el distanciamiento con el inyector que llegan hacer la función de regulador de caudal, esta actividad consiste en agregar anillos circulares de acero CRONIT T1 que deberá tener una sección que encajara en el canal circular que tienen los inyectores de turbina Pelton, estos anillos circulares deberán ser fabricados en forma de aros completos.

IV. PROPUESTA ECONÓMICA:

1.1 Tiempo de Ejecución de Trabajo: cuarenta y cinco (45) días útiles.

1.2 Cotización:

Le presentamos la siguiente cotización según su requerimiento e indicaciones:

Figura 99. Costos de trabajos en otras empresas

5.4.2 Comparaciones de costos

Tabla 72. Cuadro comparativo de costos de fabricación de anillos de turbina

Cuadro comparativo de fabricación de anillos de turbina Pelton en distintas empresas			
	Famip S. A. C.	Fabima S. A. C.	Maqor S. A. C. (con el prototipo)
Costo total por 12 unidades	\$ 40,002.00	\$ 31000.00	\$ 24 000.00
Traslado	Lima - central hidroeléctrica \$ 1000	Lima- central hidroeléctrica \$ 1000	Huancayo- central hidroeléctrica \$ 500
Material	Acero CRONIT T-1	Acero CRONIT T-1	Acero CRONIT T-1
Especificaciones	Según términos de adquisición	Según términos de adquisición	Según términos de adquisición
Tiempo de entrega	45 días	30 días	30 días
Accesibilidad de método de pago	sí	sí	sí

Como se puede evaluar la comparación entre el coste de la fabricación de los anillos de turbina Pelton en distintas empresas en la ciudad de Lima, Perú; se puede evidenciar que los costos están siendo mayores (en unos 16 500 dólares en la empresa Famip S. A. C. y unos 7 500 dólares en la empresa Fabima S. A. C.) en comparación de la empresa Maqor S. A. C. donde se trabajó con el torno vertical diseñado para la presente tesis y se puede apreciar que las tres empresas cumplirán las especificaciones técnicas, según los términos de adquisición que solicita la misma empresa hidroeléctrica por cumplimiento de sus estándares y por la garantía que cada empresa entrega a sus clientes.

CONCLUSIONES

- Se obtuvo el diseño y se terminó la fabricación del prototipo del mecanismo giratorio de precisión de una décima de milímetro para el mecanizado de anillos de turbinas Pelton en las instalaciones de la empresa Maqor S. A. C., donde se pudo comprobar; además del buen funcionamiento de cada uno de los componentes con una carga de hasta 600 kg sobre el torno y, donde también se hicieron pruebas exitosas de mecanizado de un dispositivo metálico durante 30 minutos, tal como se muestran los resultados en el capítulo 5.
- Se logró determinar las principales cargas y esfuerzos críticos que soporta el mecanismo como la fuerza de corte para el acero Chronit T1 que es de 1800 N como se muestra en el capítulo 4. Las fuerzas cortantes de los pernos principales que sujetan la mesa de trabajo soportan una fuerza cortante de 2127.25 N y una fuerza axial de 138333.3 N. Las cargas estáticas de los rodamientos son de 14496.4 N y las cargas dinámicas de los mismos de 13548.913 N. Se halló también el momento flector de 269.356 Nm y el momento torsor de 1138.036 Nm del eje.
- Se logró diseñar el sistema de transmisión en el mando final con un motor eléctrico trifásico de 1 Hp que gira a 3600 rpm, donde las características que posee son la flexibilidad, baja vibración y fácil mantenimiento y un torque de 19.2 Nm, también es importante resaltar que este sistema de transmisión permite trabajar a una baja revolución de 3 rpm. Además, se puede observar las imágenes del sistema de transmisión que detallan el proceso.
- Se logró reducir el efecto de vibración en el mando final gracias al diseño robusto del mecanismo, que además tiene un giro lento y en un eje que posee dos rodajes que mejoran aún más estas condiciones, aumentando la precisión en el mecanismo, en el software se pudo hacer pruebas que resonancia que indican que existe menor vibración al tener un eje más sólido, esta se comprueba en las diferentes gráficas que se muestra en el capítulo 4. Se

realizó una medición práctica con un vibrómetro digital que muestra 1.3 mm/s donde se ve que dicho parámetro es inferior a 7 mm/s (límite), indicando que la vibración es mínima y permite trabajar con precisión.

TRABAJOS FUTUROS

- Se realizará una evaluación para construir las guardas de seguridad del torno vertical para evitar accidentes de trabajo.
- Se diseñará una prueba para verificar la eficiencia del torneado en diferentes materiales y bajo diferentes condiciones de trabajo.
- Se realizarán pruebas prácticas de torneado para evaluar la capacidad productiva a escala del torno y hacer mejoras futuras según las exigencias de los clientes.
- Con los planos que se posee del torno y con la eficiencia comprobada, se puede masificar su construcción al no haber demasiadas complicaciones en su construcción, además se le puede dar uso para el torneado de otros componentes de diversas industrias.
- Teniendo en cuenta que las exigencias del mercado son cambiantes y, cada vez más ambiciosas, se puede ir haciendo mejoras en diversos componentes y mecanismos, así como mejorando la precisión de trabajo del torno.
- Se evaluarán diversos factores para poder automatizar las operaciones del torno y estar al nivel de la tecnología de países de primer mundo.

LISTA DE REFERENCIAS

1. GARCÍA, Norberto; PÉREZ R., Rafael I. *Análisis de la falla y malfuncionamiento de una turbina hidráulica de 15 MW*. 2007. Acero SAE.
2. **MAYCO, Raúl**. *Optimización de los factores de operación para mejorar el rendimiento de la pico turbina Michell-Banki*. 2014.
3. **REBECA, Paola; ARRIETA, Aragón**. *Diseño de un sello mecánico para el eje de una turbina hidráulica vertical*. Universidad de Costa Rica, 2015.
4. **Unidad Altamira**. *Optimización del diseño de bancada para máquina herramienta de aplicación especial*. 2008.
5. **MOROCHO TOAPANTA, Franklin Aníbal; NAULA AUCANSHALA, Alex Darío**. Universidad Nacional de Chimborazo, facultad de Ciencias de la Educación Humanas y Tecnologías, carrera de Educación Técnica: Mecánica Industrial-Automotriz.
6. **Repositorio Digital Universidad Técnica de Cotopaxi**. *Análisis de funcionamiento, operación, mantenimiento e implementación de herramientas para el torno Yucy-6250C del centro de producción y servicios de la Universidad Técnica de Cotopaxi*. [online]. [Accessed 9 January 2020]. Available from: <http://repositorio.utc.edu.ec/handle/27000/1667>
7. **VILLATE, Javier; GAONA, Francisco**. *Diseño y construcción de prototipo para mecanizado multiejes en materiales blandos utilizando arquitectura paralela Stewart-Gough*.
8. **CAMACHO PUYOL, Eduardo Sebastián**. *Diseño y simulación de un torno para modelado de arcilla*. Escuela Politécnica Nacional, facultad de Ingeniería Mecánica. Proyecto previo a la obtención del título de ingeniero mecánico. 2014.
9. **VANEGAS, C. J.; FALCON, M**. Amortiguación dinámica como atenuación de vibraciones generadas por máquinas empleadas en la industria alimenticia. *Revista Facultad de Ingeniería*, Universidad Central de Venezuela. 1997. Vol. 11, no. 2, p. 13–27.
10. **GUAJARDO, Sebastián**. *Potencia en sistemas de transmisión mediante correas trapezoidales* [online]. 2014. Available from: <https://n9.cl/ipxdq>
11. **Pontificia Universidad Católica del Perú** *Diseño mecánico del cabezal y el bastidor de una fresadora CNC de 500 x 500 x 300 mm con mesa de trabajo*

- tipo plataforma de Gough*. Facultad de Ciencias e Ingeniería.
12. **ARTURO, Gustavo; MEZA, Meza**. Universidad Nacional del Centro del Perú, facultad de Ingeniería Mecánica. Tesis para optar el título profesional de: ingeniero mecánico.
 13. **MAYCO CHÁVEZ, Raúl Jorge**. *Optimización de los factores de operación para mejorar el rendimiento de la pico turbina Michell–Banki*. Huancayo : Universidad Nacional del Centro del Perú, 2014.
 14. **CONTRERAS VILLAMIZAR, Eybar Farith; SÁNCHEZ RODRÍGUEZ, Rolando**. *Diseño y construcción de un banco de prácticas en motores eléctricos, como apoyo a la asignatura Diseño de Máquinas II*. 2010.
 15. **GEREDA HIDALGO, Rudy**. *¿Cómo seleccionar un interruptor termomagnético en baja tensión para proteger nuestros equipos?* [online]. 2014. [Accessed 9 January 2020]. Available from: <https://n9.cl/ipxdq>
 16. **Matelec.com**. *¿Cómo calcular una llave térmica?* [online]. [Accessed 9 January 2020]. Available from: <https://n9.cl/lc4m5>
 17. **UGALDE VARGAS, Jesús Óscar**. *Diseño básico de los cables de media y alta tensión*. Universidad Nacional Autónoma de México. Facultad de Ingeniería. México, 2013.
 18. **BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, Keith**. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 2012.
 19. **BIGORDÀ JACINT, Peiró; FENOLLOSA I CORAL, Josep**. *La fatiga dels elements mecànics* [online]. [Accessed 4 July 2020].
 20. **LARA, Jairo**. *Teorías de falla*. Pontificia Universidad Católica del Perú [online]. [Accessed 9 January 2020].
 21. **ASTM/AISI**. *CM440 Oil and Gas industry Steel Supply Form of 4140 Steel. 4140 Alloy Steel | 1.7225 | 42CrMo4 | 42CD4 | 2244 | S*. 2016. p. 3.
 22. **GARCÍA BUSTOS, Shymmy W**. *Diseño y construcción de una mesa giratoria automática para medición de patrón polar*. Universidad Buenaventura de Ingeniería, facultad de Ingeniería. Bogotá, 2009.
 23. **SC.EHU.ES** *El rozamiento en el movimiento de rotación*. [online]. [Accessed 4 July 2020]. Available from: <https://n9.cl/srtvt>
 24. **TORQUES**. *Diseño y manipulación*.
 25. **NSK**. *Tipos y características de los rodamientos*.
 26. **SNR**. *Rodamientos de rodillos cónicos*. [online]. 2017.

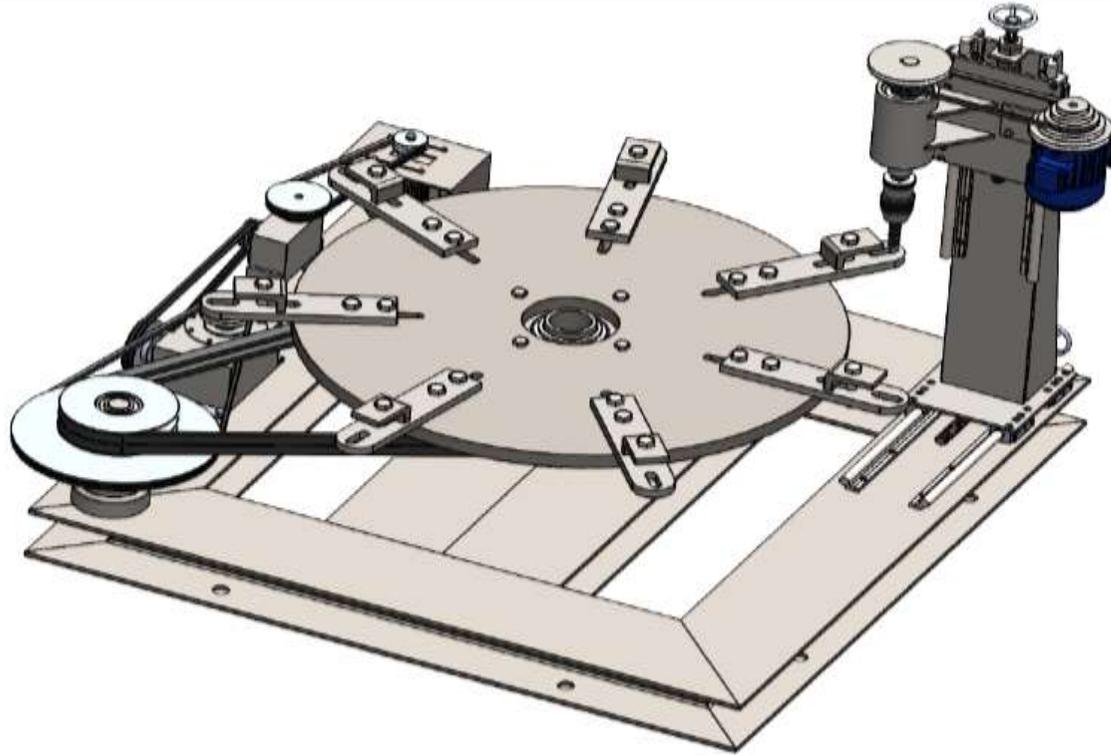
- [Accessed 11 January 2020]. Available from: <https://n9.cl/hn2gd>
27. **NORTON, Robert.** *Diseño de maquinaria Norton*. 4ta edición. [Accessed 4 July 2020].
 28. **CRUZ VÁSQUEZ, Víctor Arturo.** *Diseño de una transmisión de potencia entre bomba y motor para bombeo de lodo* [online]. Universidad de Piura, 2009. [Accessed 11 January 2020]. Available from: <https://n9.cl/evt3j>
 29. **Ingemecanica.com.** *Correas de transmisión*. [online]. [Accessed 11 January 2020]. Available from: <https://n9.cl/et5wg>
 30. **ALONSO, Higinio Rubio.** *Diseño mecánico*. <https://n9.cl/a2me3>
 31. FUGO. *Centro de transmisión de un ventilador*. Página 1. . P. 1–48.
 32. **RUIZ DOÑU, Marco Antonio.** *Reductor de velocidad*. México, 2008.
 33. **FERNÁNDEZ, Luís; Álvarez, Roberto.** *Análisis por método de elementos finitos de modelo simplificado de corte de aleaciones ligeras de interés aeroespacial*. 2009. p. 298.
 34. **Revista Ingeniería UC.** Determinación experimental de la fuerza de corte de la aleación AA A356 T6 en operaciones de torneado. Centro de investigaciones. Escuela Ingeniería Mecánica. 2007. Vol. 14, no. 1, p. 64–73.
 35. **CASILLAS LÓPEZ, Arcadio.** *Máquinas para cálculos de taller*. 1980.
 36. **Tiempos de Mecanizado.** *El mecanizado completo de una pieza*.
 37. **FRESADO, Y.** *maquinaria para fresado*. 2007. P. 1–32.
 38. **GARAVITO, Julio.** *Torno. Curso de procesos de manufactura*. [online]. 2007. P. 29. [Accessed 11 January 2020]. Available from: http://www.escuelaing.edu.co/uploads/laboratorios/3474_torno.pdf
 39. **PÉREZ, Severiano F.; REMESAL, Carlos; ESTÉBANEZ, Renedo.** *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. CreaNve Commons BY-NC-SA 3.0.
 40. **MARCAS.** *Patentes*. 2 398 234. . 2013. P. 1–10.
 41. **NAME, Brand; ANNEALING, Soft; RELIEVING, Stress.** *SIRAPID 3355 Steel T1*. . 2017. P. 2. *T1 is tungsten type tool steel. Very high resistance to wear and to softening. Good toughness and cutting capability. Deep hardening response.*
 42. **PELTON.** *Diseño y construcción de una turbina Pelton*. . P. 1–10.
 43. **GUAILLA CANDO, José Danilo; GREFA CERDA, Pedro Bladimir.**

Implementación de un banco de análisis instrumental y elaboración de un manual de calidad bajo la norma ISO/IEC 17025 para el laboratorio de metrología en la facultad de Mecánica de la Espoch en la ciudad de Riobamba. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2015.

44. **Ingenieriaindustrialonline.com.** *Capacidad de Proceso.* Ingeniería Industrial. [online]. [Accessed 11 January 2020]. Available from: <https://www.ingenieriaindustrialonline.com/herramientas-para-el-ingeniero-industrial/gestión-y-control-de-calidad/capacidad-de-proceso/>
45. **Industria Automotriz.** *Instrumentos de medición utilizados en industria automotriz.*
46. **EcuRed.** *Instrumentos de medición mecánica.* [Accessed 11 January 2020].
47. **ROJAS, Luis.** *Diseño asistido por computador.* 2006. Vol. 9, no. 1, p. 7–15.
48. **TERÁN, E.; HELGUERO, M.** *Diseño asistido por computadora de un martillo excavador.* 2017.
49. **DE LA CRUZ, Celso.** *Metodología de la investigación tecnológica en ingeniería.* Ingenium. 2016. Vol. 01, no. 01, p. 43–46.
DOI 10.18259/ing.2016007.
50. **LOZADA, José.** Investigación Aplicada: definición, propiedad intelectual e industria. *Cienciaamérica* [online]. 2014. Vol. 1, no. 3, p. 34–39. Available from: <https://n9.cl/4fkykr>
51. **ESPINOSA MARTÍNEZ, Laritza; GONZÁLEZ PÉREZ, Ramón Ramiro.** *Relación entre las tolerancias dimensionales y geométricas en los procesos de fabricación.* Centro Azúcar [online]. 2019. Vol. 46, no. 3. Available from: <https://n9.cl/bjgdn>

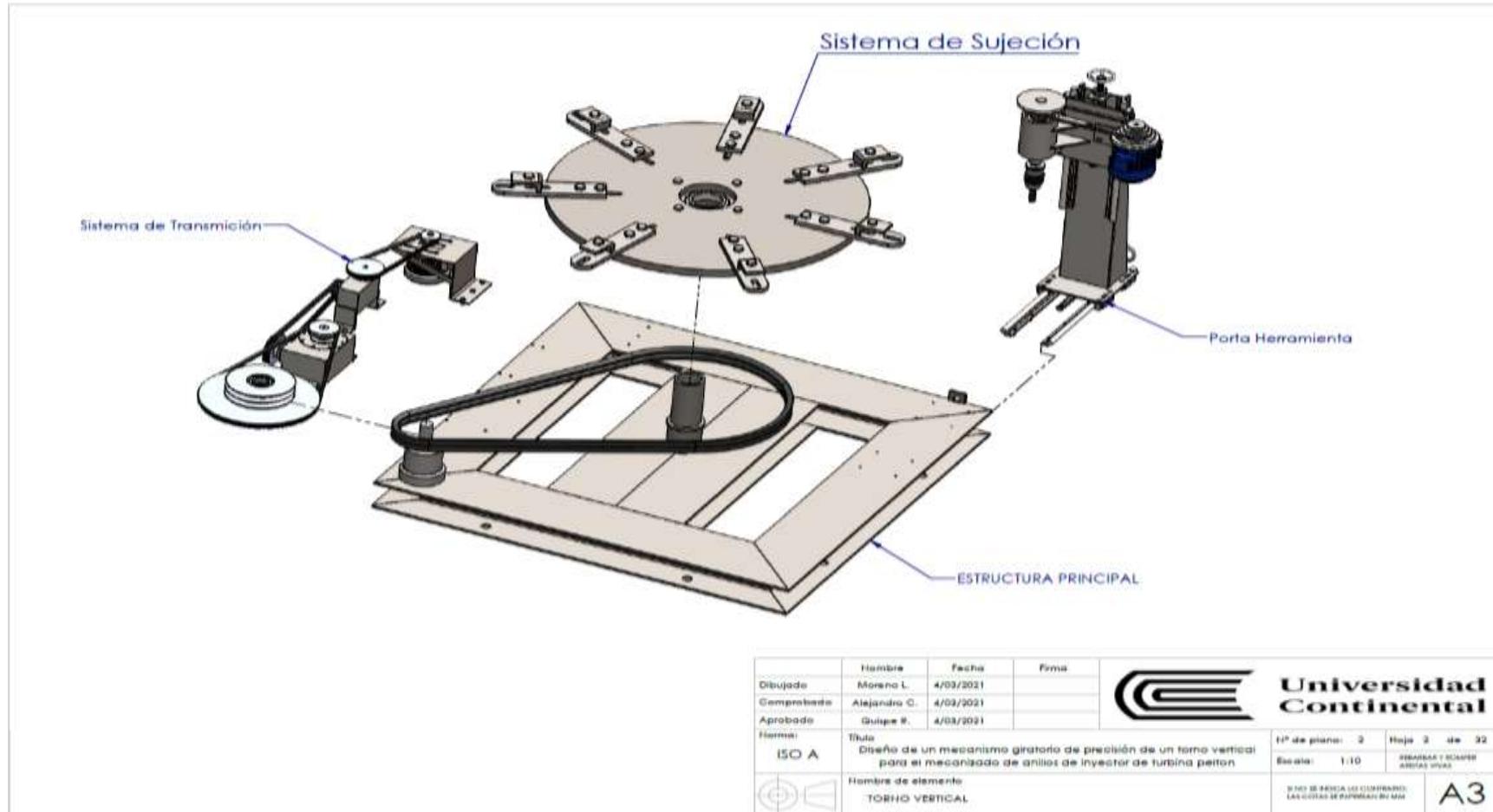
ANEXOS

Anexo 1: plano de ensamble general

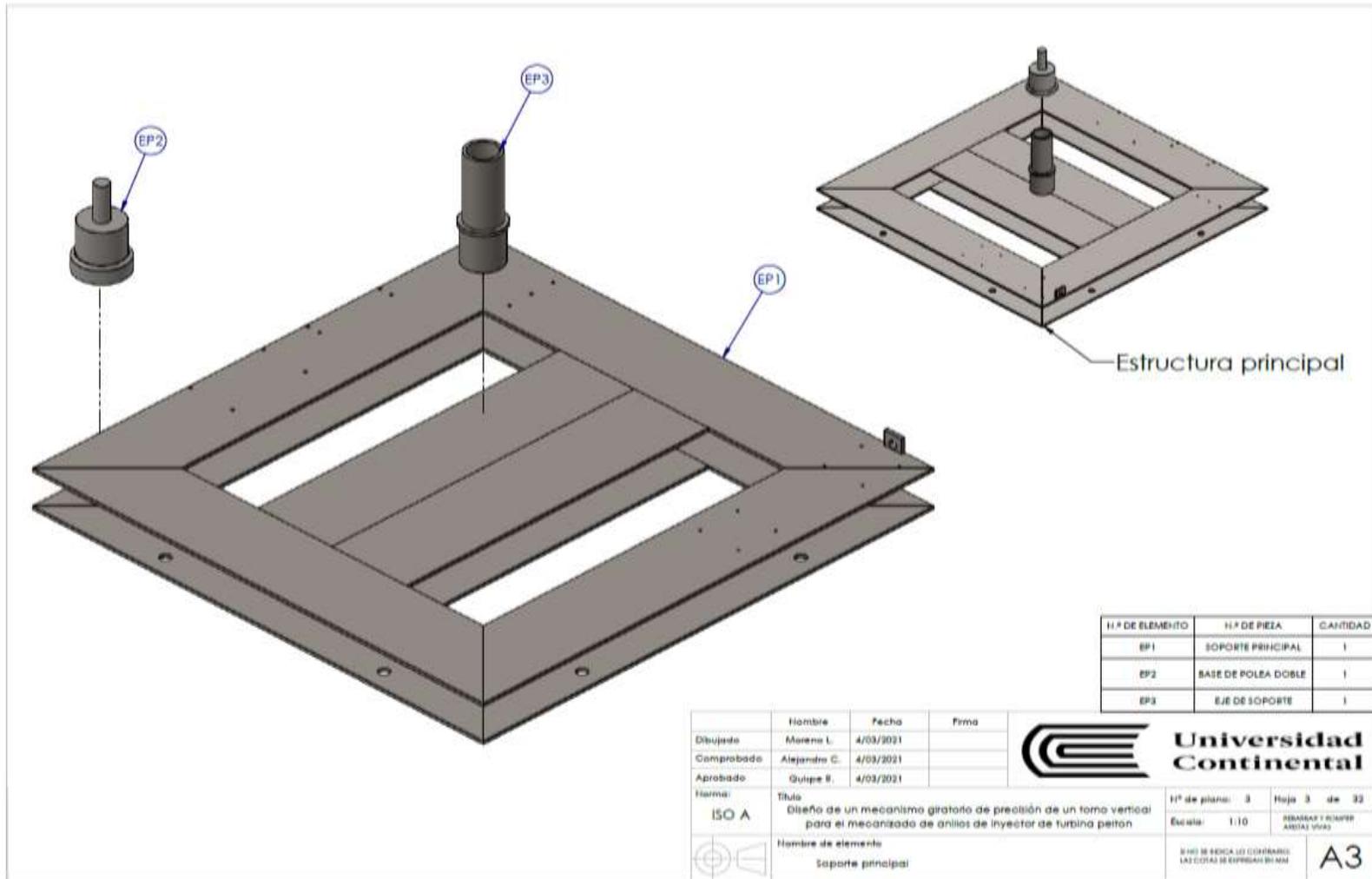


	Nombre	Fecha	Firma			
Dibujado	Moreno L.	4/03/2021		 Universidad Continental		
Comprobado	Alejandro C.	4/03/2021				
Aprobado	Gulpa R.	4/03/2021				
Norma:	ISO A	Título Diseño de un mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbina pelton		Nº de plano: 1	Hoja 1 de 32	
		Nombre de elemento TORNO VERTICAL		Escala: 1:10	REVISAR Y REVISOR AUTOS UNAS	
				SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		A3

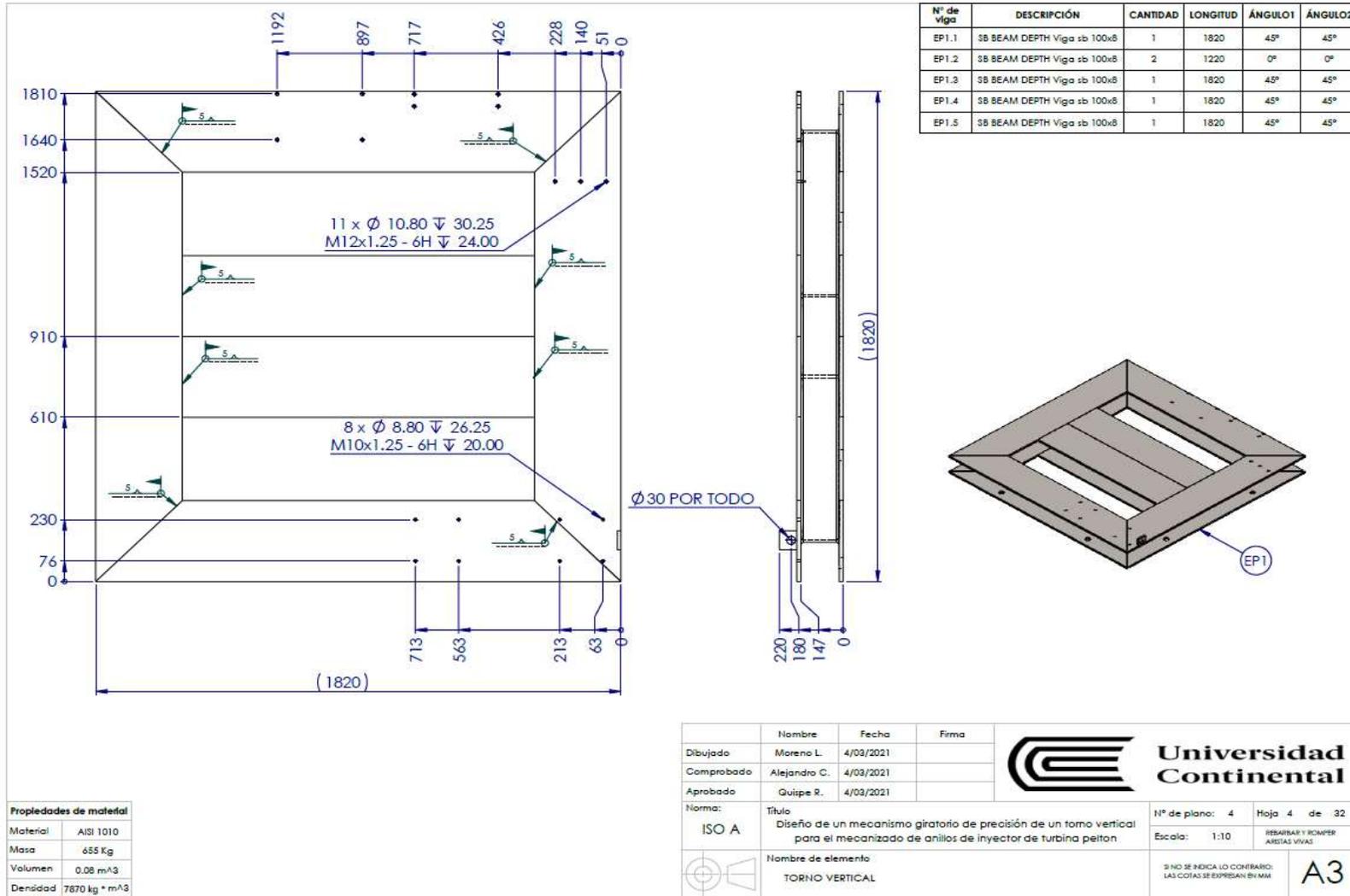
Anexo 2: plano de explosión



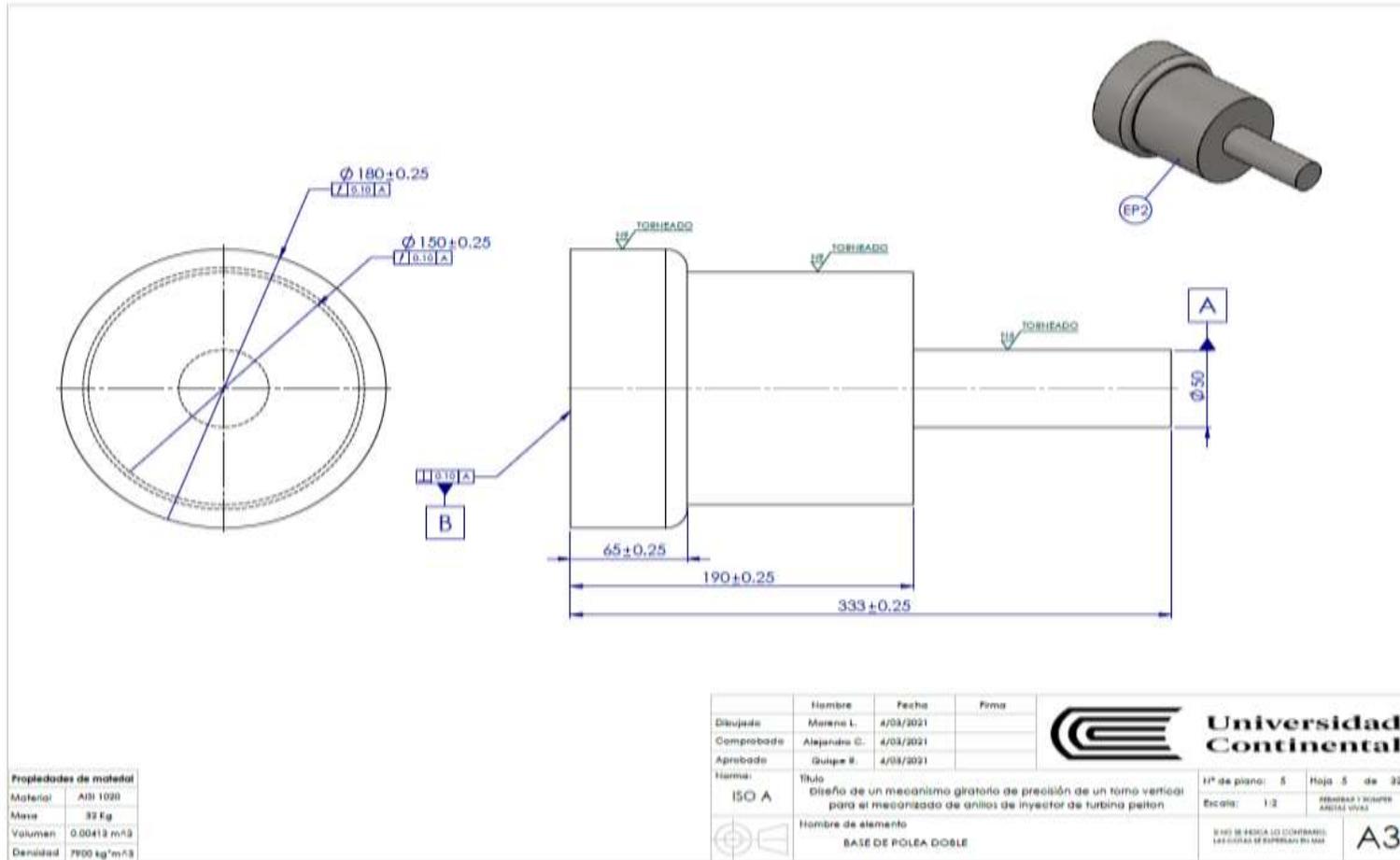
Anexo 3: plano de soporte principal



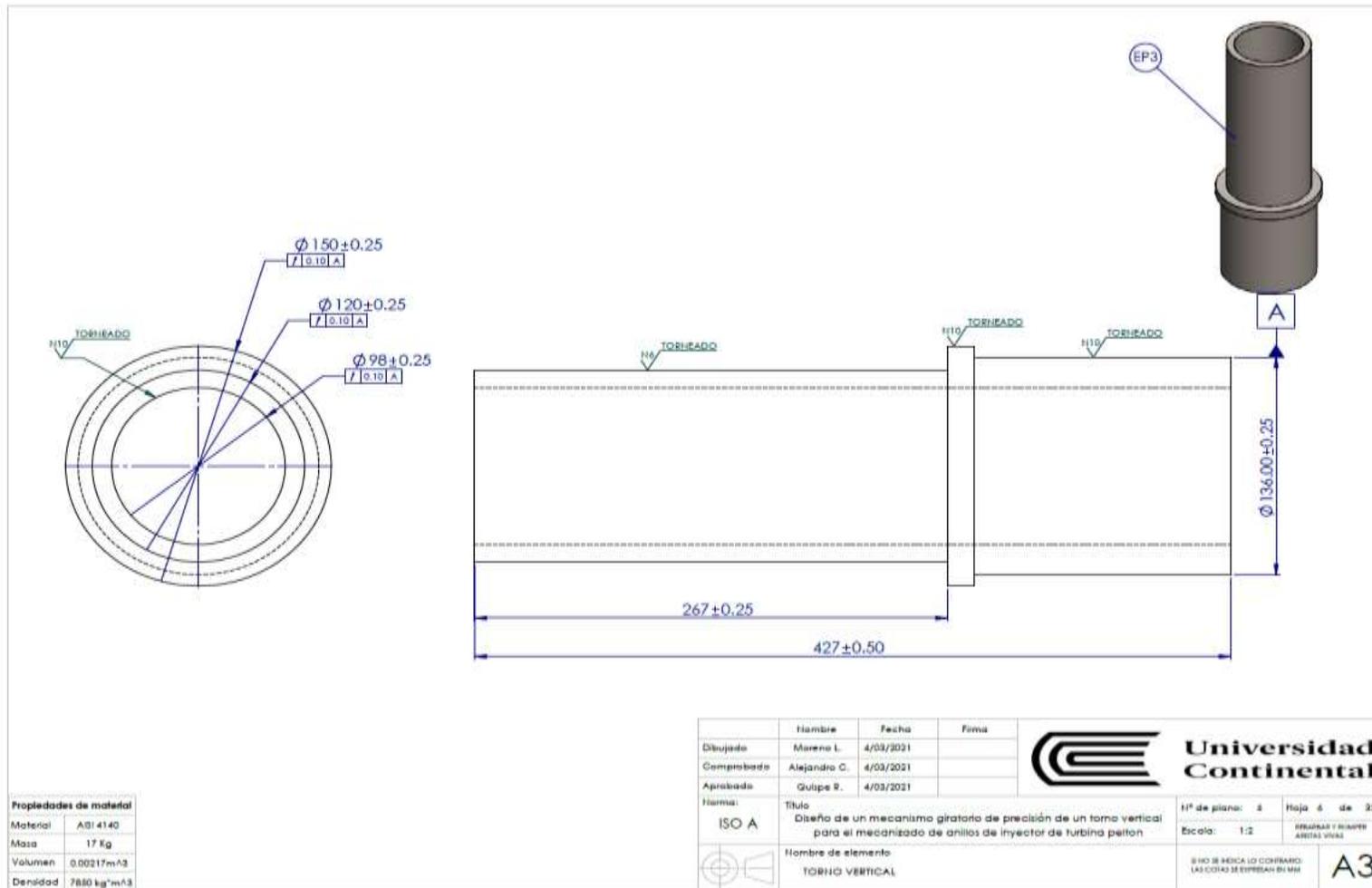
Anexo 4: plano detallado de la base del torno



Anexo 5: plano de la base de la polea doble



Anexo 6: plano de eje principal con tolerancias



Anexo 7: plano de explosión de componentes de la mesa de anclaje

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
SS1	RUEDA GUIA	-	1
SS2	RODAMIENTO CON RODILLO CON CONHICIDAD	AFBMA 19.1.2 - J2DE120 - 26,3I,NC,26	2
SS3	MESA DE ANCLAJE	-	1
SS4	PERNOS PARA MESA DE ANCLAJE	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M20 x 2.5 x 80--46WC	4
SS5	PERNOS DE ANCLAJE DE MESA	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M24 x 3.0 x 110--S4WC	14
SS6	PERNOS DE ANCLAJES DE MORDAZA	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M24 x 3.0 x 120--S4WC	7
SS7	BRAZOS DE ANCLAJE	-	7
SS8	TUERCAS DE MORDAZA	B18.2.4.6M - Heavy hex nut, M24 x 3--W-C	21
SS9	MORDAZAS	-	7

Sistema de sujeción

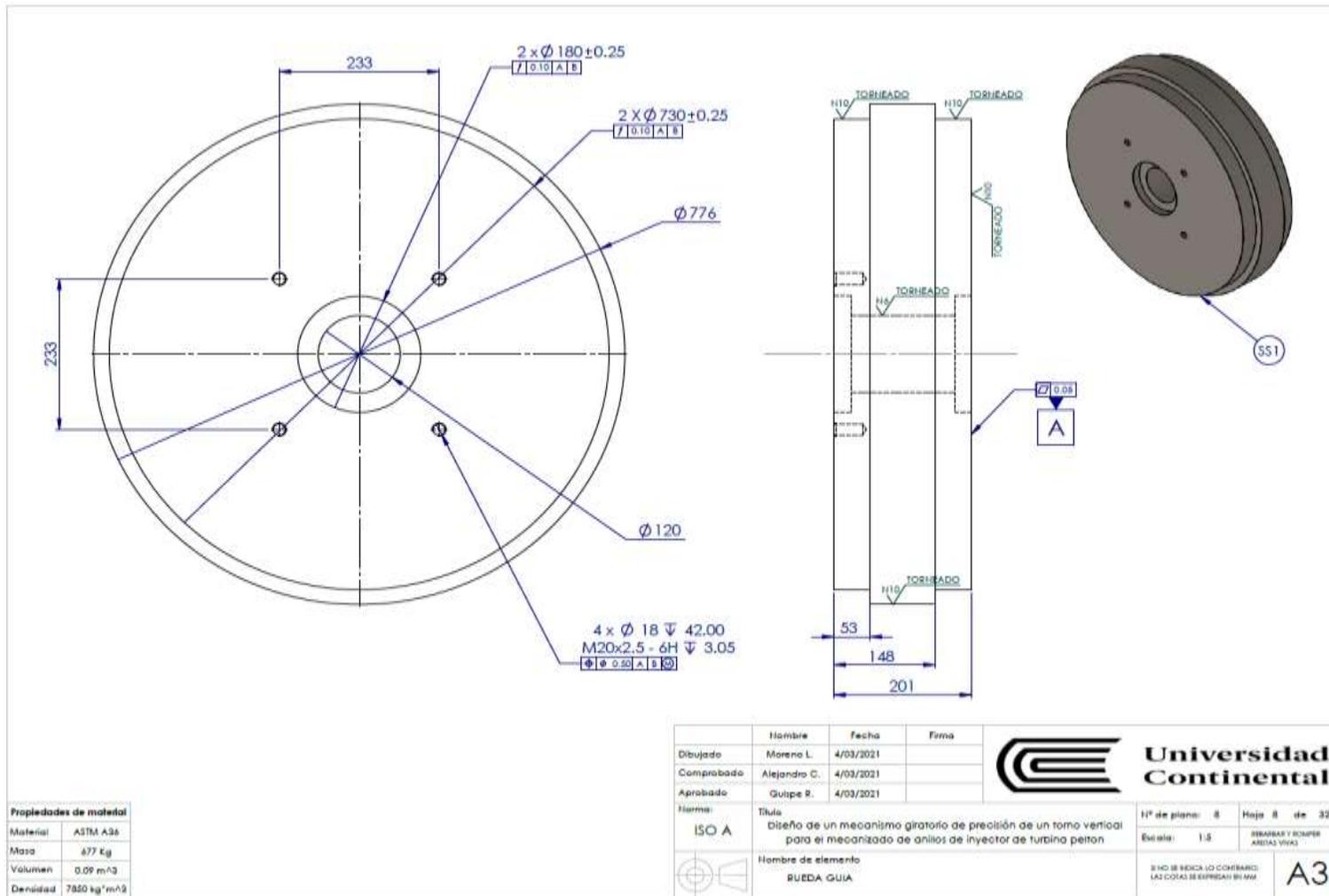
	Nombre	Fecha	Firma
Dibujado	Moreno L.	4/03/2021	
Comprobado	Alejandro C.	4/03/2021	
Aprobado	Quipe R.	4/03/2021	

Universidad Continental

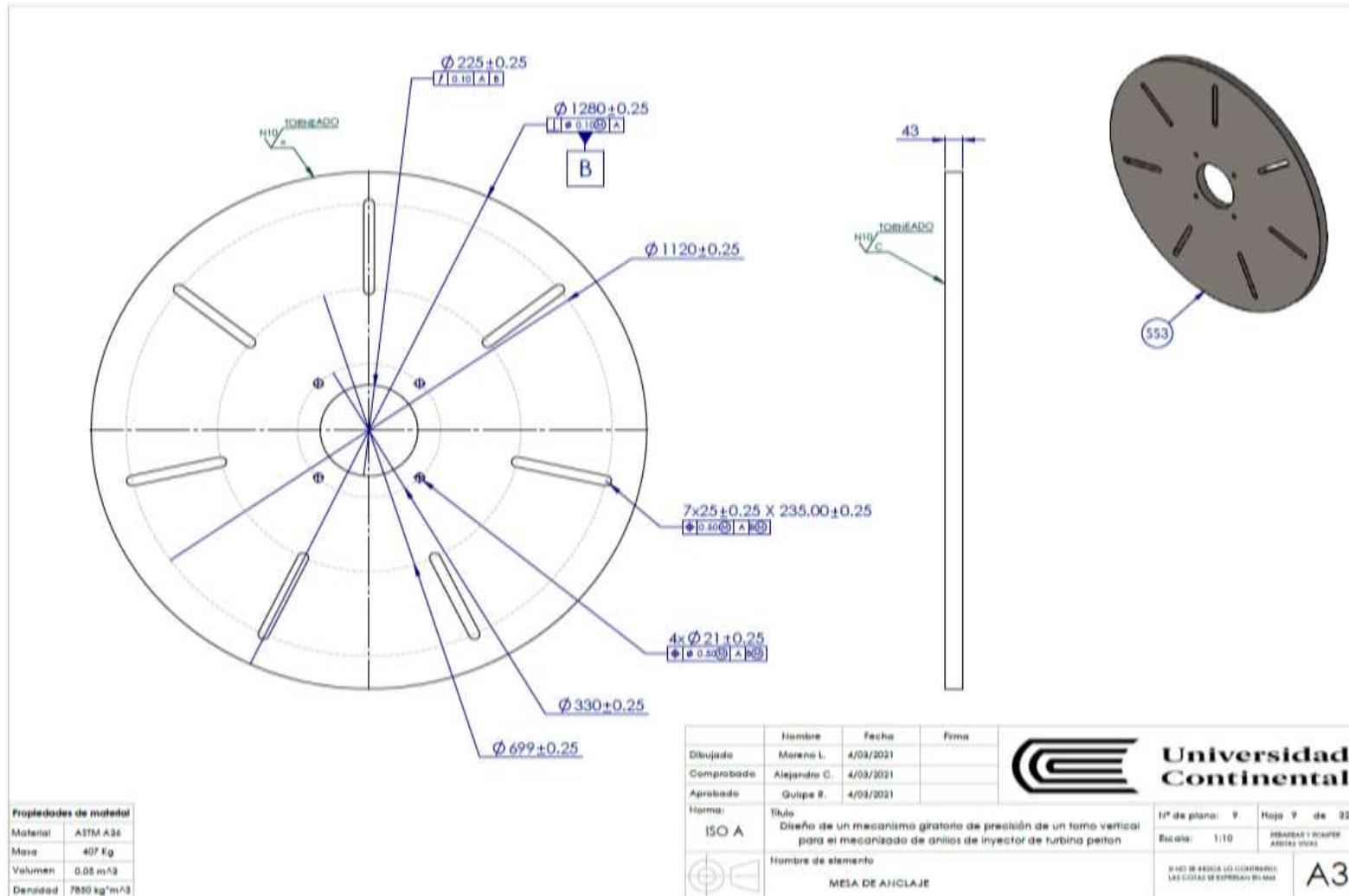
Norma:	ISO A	Título Diseño de un mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbina pelton	Nº de plano: 7	Hoja 7 de 32
			Escala: 1:20	REBASAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS
		Nombre de elemento TORNO VERTICAL	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	

A3

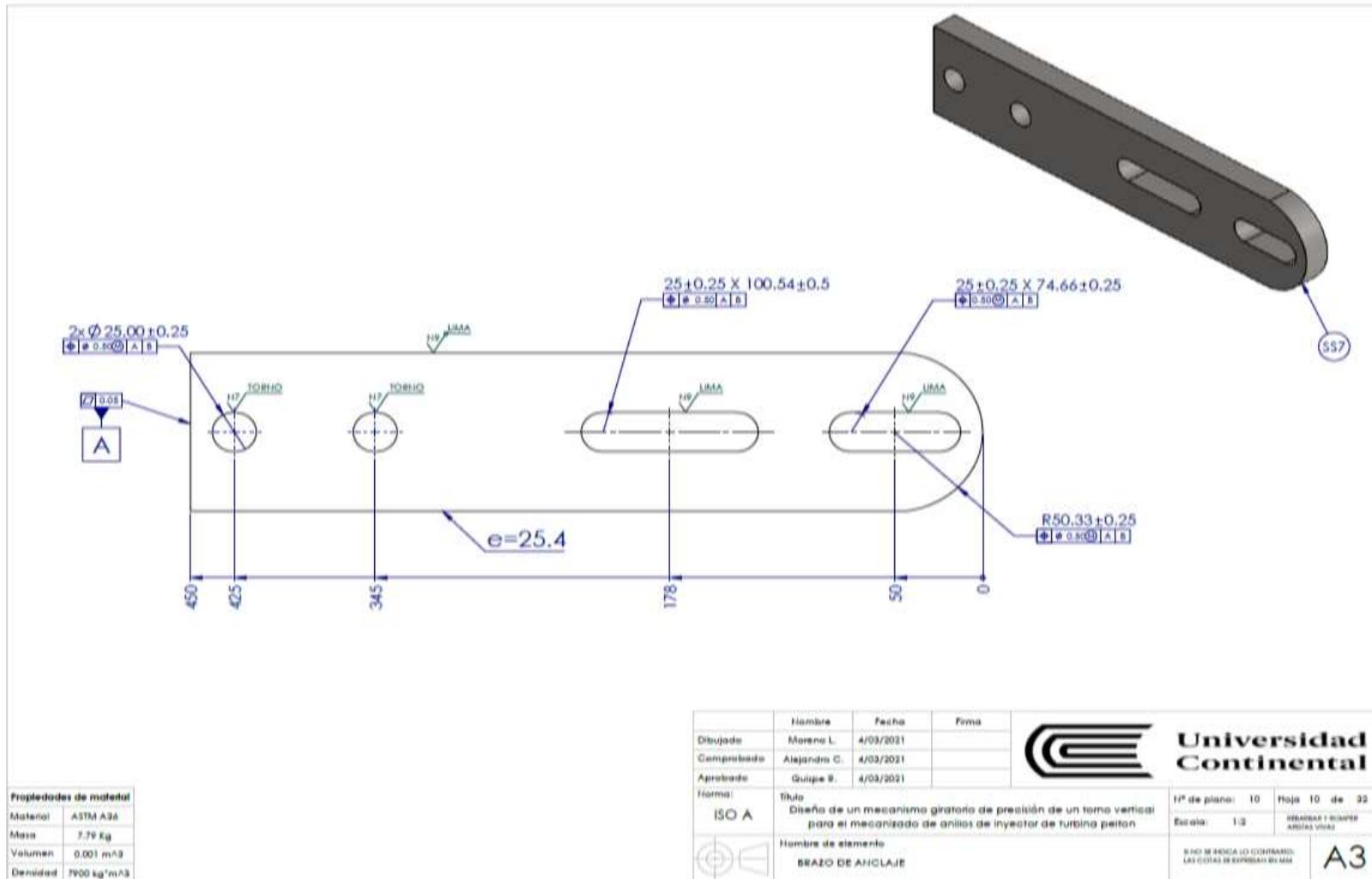
Anexo 8: plano de la rueda guía



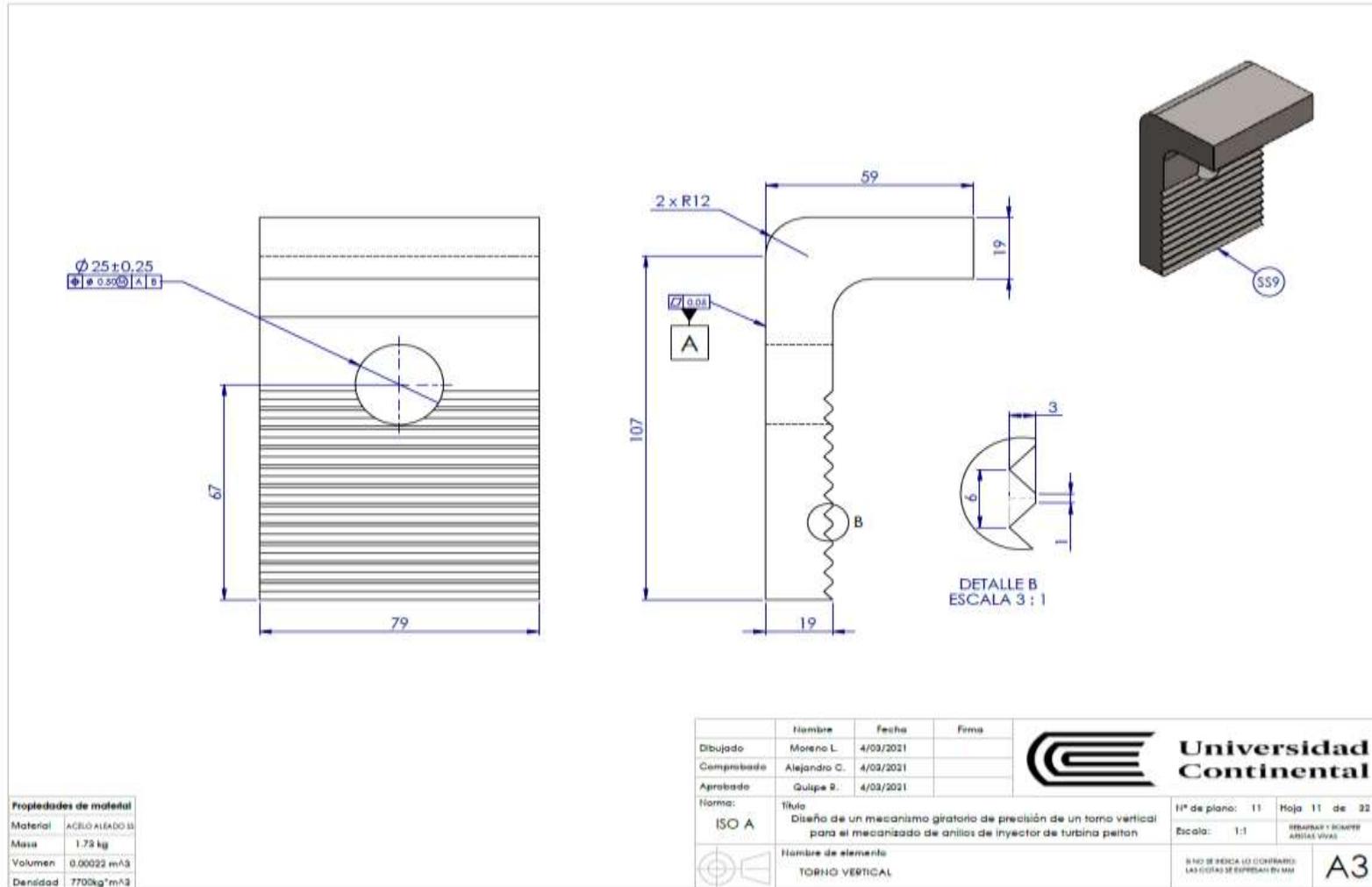
Anexo 9: plano de mesa de anclaje



Anexo 10: plano de brazo de anclaje



Anexo 11: plano de dispositivo de sujeción



Anexo 12: plano de sistema de transmisión

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
ST1	POLEA A	-	1
ST2	POLEA B	-	1
ST3	POLEA C	-	1
ST4	POLEA D	-	1
ST5	POLEA E	-	1
ST6	POLEA F	-	1
ST7	RODAMIENTO DE POLEA	SKF - 6310 - 10,5LHC,10_68	2
ST8	SEGURO INTERIO	Truero 113000-433 - 34.331	1
ST9	REDUCTOR 10 A 1	-	1
ST10	REDUCTOR 14 A 1	-	1
ST11	SOPORTE DE MOTOR	-	1
AT12	MOTOR 1	-	1
ST13	FAJA 3	-	2
ST14	FAJA 4	-	2
ST15	FAJA2	-	2
ST16	PERNOS DE AHCLAJE DE REDUCTORES	M18.2.3.2M - Formed hex screw, M12 x 1.75 x 30 -30WC	11
ST17	PERNO DE SOPORTE DE MOTOR	M8.2.3.2M - Formed hex screw, M8 x 1.25 x 40 -22WC	4

Sistema de transmisión

	Nombre	Fecha	Firma
Dibujado	Moreno L.	4/03/2021	
Comprobado	Alejandro C.	4/03/2021	
Aprobado	Gulipe R.	4/03/2021	

ISO A

Título: Diseño de un mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbina pelton

Nombre de elemento: SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Hª de plano: 12 Hoja 12 de 32

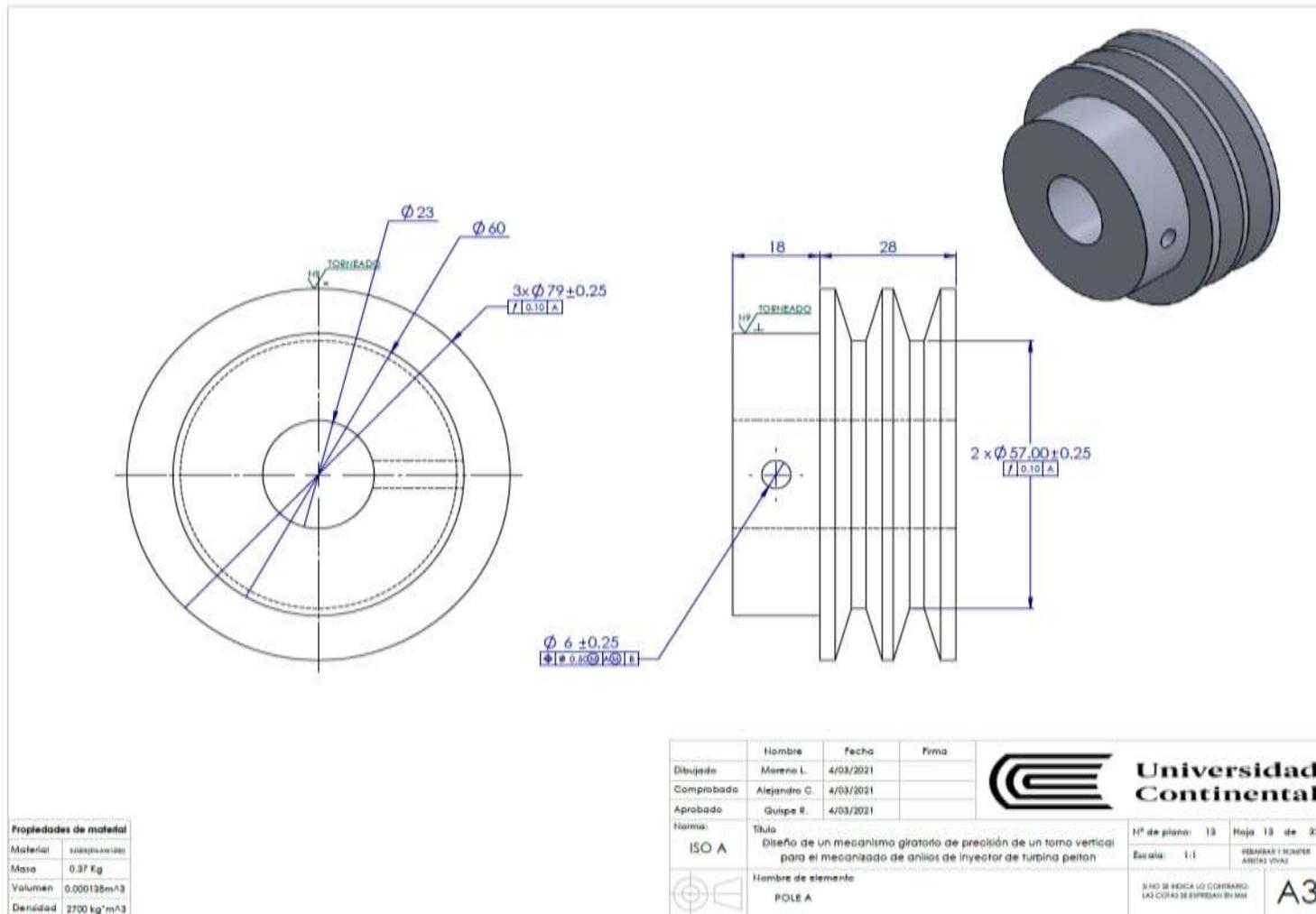
Escala: 1:20

REVISOR Y COMPILADOR: ANILAS VIVAS

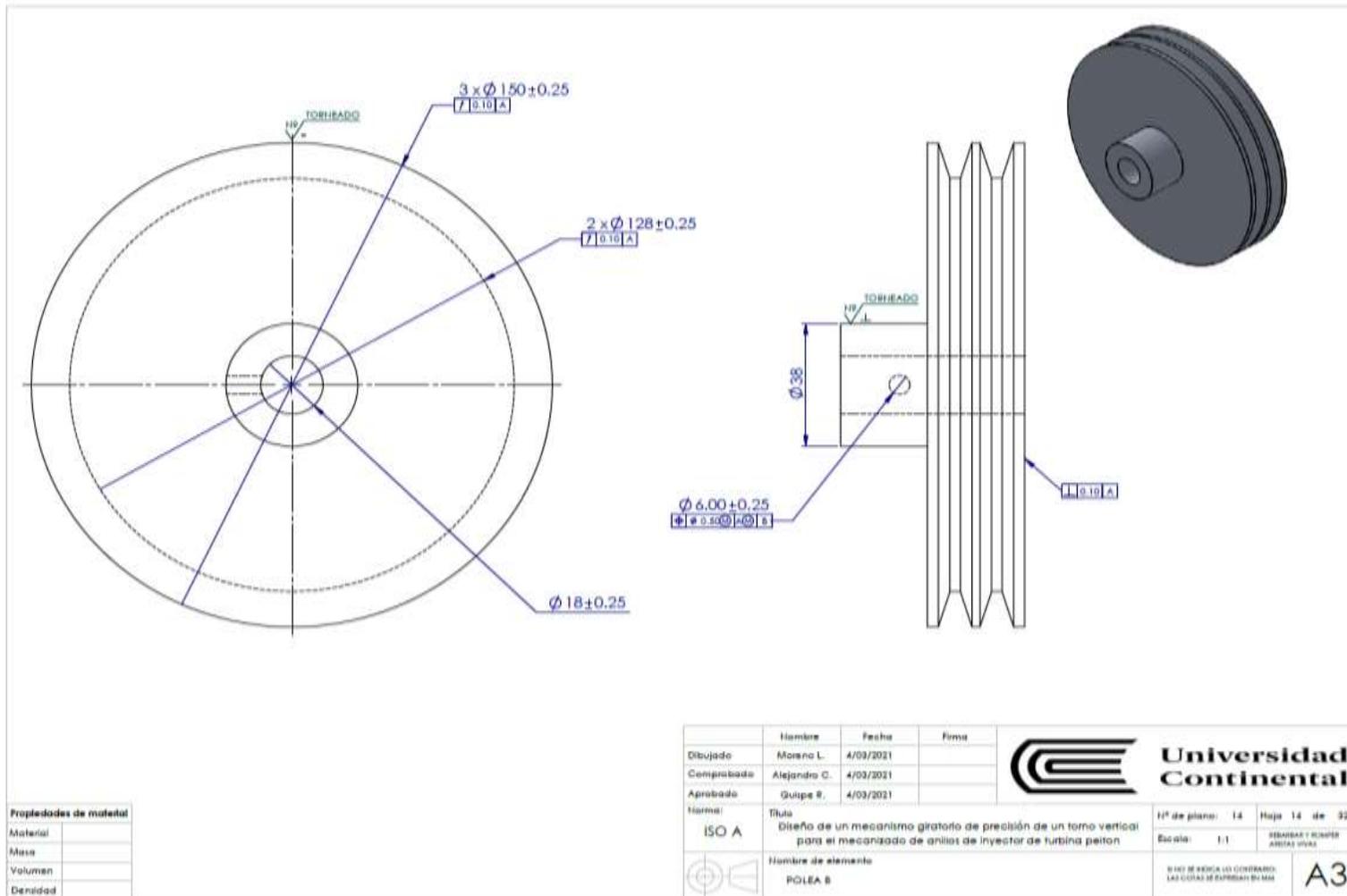
SI HAY SE DEBE COLOCAR EN LAS COTAS SE DEBE USAR EN MM

A3

Anexo 13: Plano de polea A



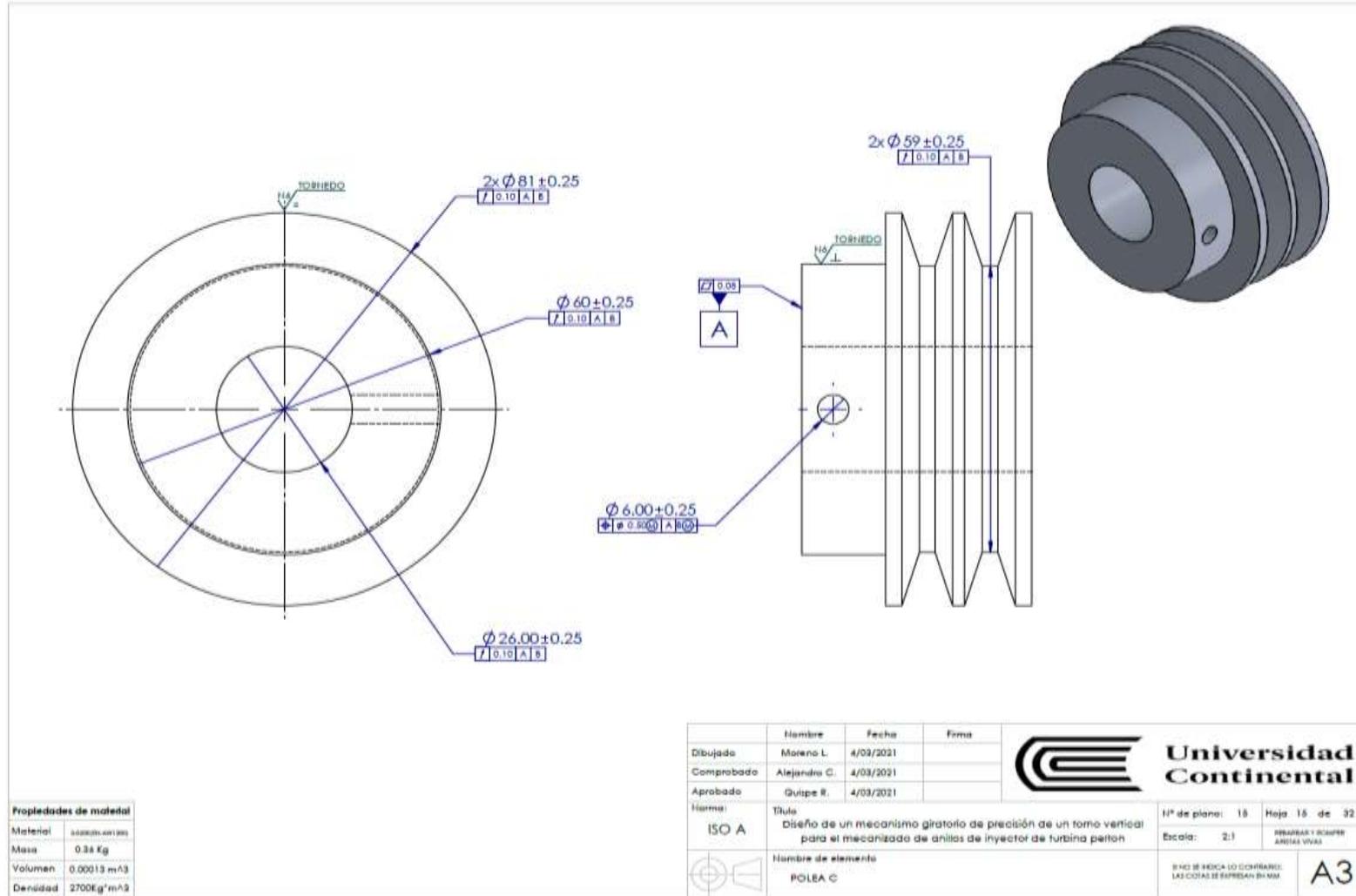
Anexo 14: Plano de polea B



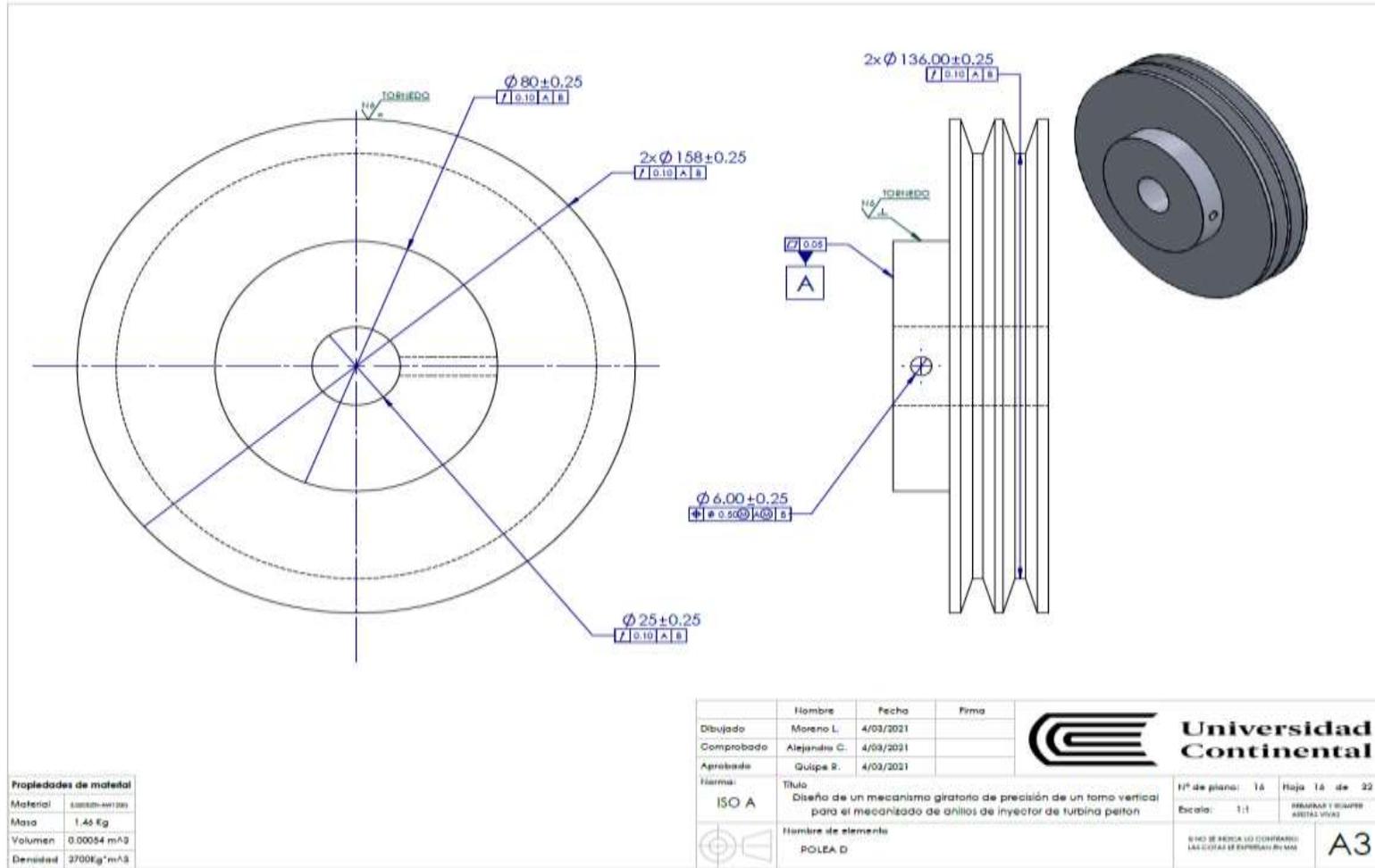
Propiedades de material	
Material	
Masa	
Volumen	
Densidad	

Nombre	Fecha	Firma	 Universidad Continental			
Dibujado: Moreno L.	4/03/2021				Hª de plano: 14	Hoja 14 de 32
Comprobado: Alejandro C.	4/03/2021				Escala: 1:1	REVISAR Y REMPLAZAR ANTES DE USAR
Aprobado: Gutipe R.	4/03/2021					
Norma: ISO A	Título: Diseño de un mecanismo giratorio de presión de un tomo vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbina pelton			DISEÑO DE MECANISMOS LAS CORTES DE EXPRESIÓN EN MAN		
	Nombre de elemento: POLEA B				A3	

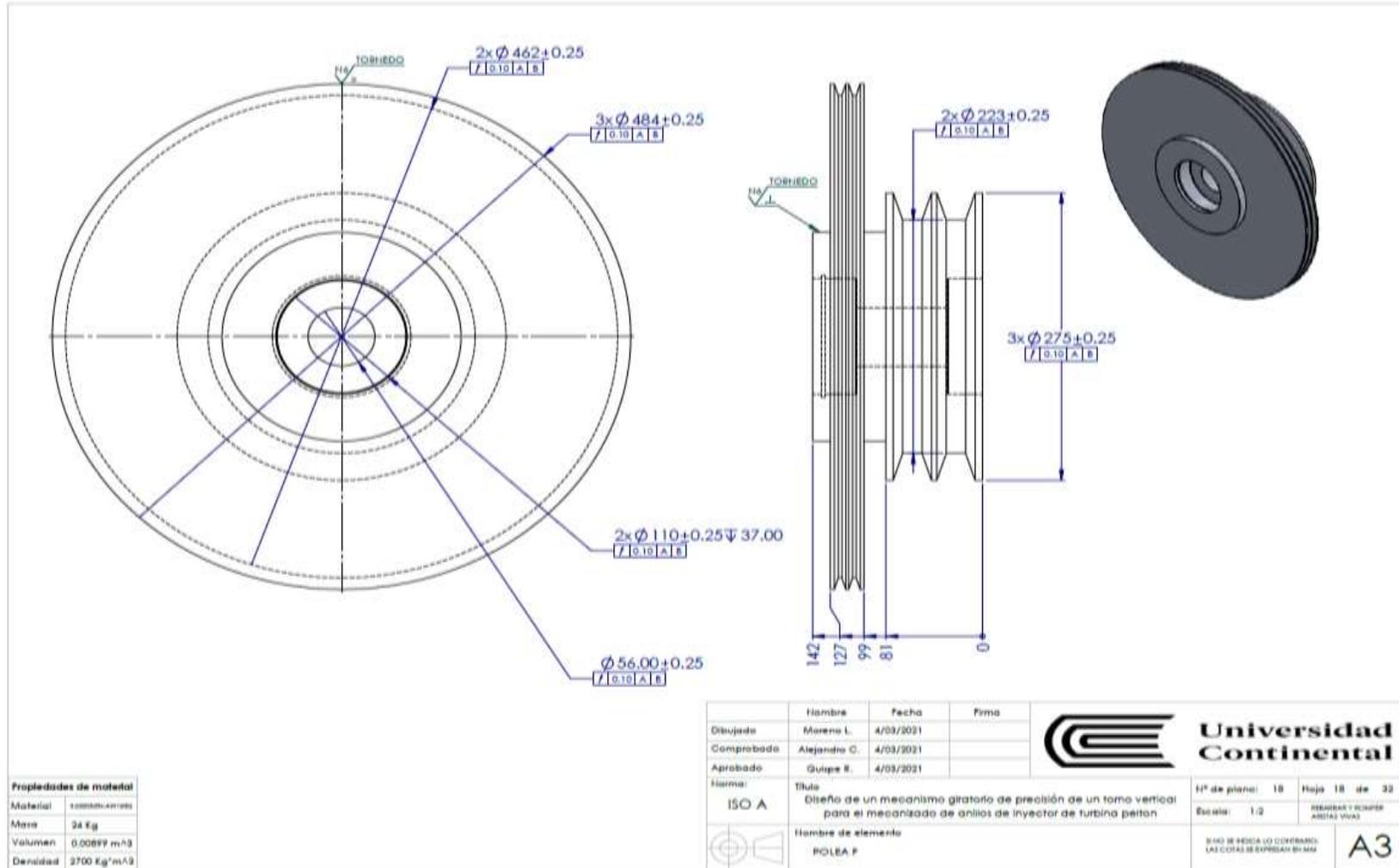
Anexo 15: plano de polea C



Anexo 16: plano de polea D



Anexo 18: plano de polea F



Anexo 19: plano de la fresadora

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
PH1	GUÍA 1	-	4
PH2	PERNOS DE ANCLAJE DE GUIA DE PORTA HERRAMIENTA	818.3.4M - 10 x 1.6 x 30 2BHC5 --C	8
PH3	EJE ROSCADO	-	2
PH4	RODAMIENTO AXIAL DE EJE ROSCADO	SKF - AXK 3047 - Full DE AC.FUL	4
PH5	PISTA DE RODAMIENTO AXIAL	-	4
PH6	TUERCA DE EJE ROSCADO PARA ANCLAJE	-	8
PH7	TIMON	-	2
PH8	RODAMIENTO LINEAL	RODAMIENTO LINEAL SUPER ABIERTO 3/8REIN PARA EJE DE 35 MM REF. STAR BOSCH REKROTH 8075102600	6
PH9	RODAMIENTO LINEAL	RODAMIENTO LINEAL SUPER ABIERTO 1/8REIN PARA EJE DE 35 MM REF. STAR BOSCH REKROTH 8075102600	2
PH10	SOPORTE DE FREZADORA	-	1
PH11	PERNOS DE ANCLAJE DE SOPORTE DE FREZADORA 2	2BHCSCREW 0.375-14x0.875-HX-C	40
PH12	PLANCHA 1	-	1
PH13	TUBERCIAS DE EMPUJE	-	2
PH14	SOPORTE DE FREZADORA 2	-	1
PH15	SOPORTE DE FREZADORA 3	-	2
PH16	SOPORTE DE FREZADORA 4	-	1
PH17	EJE DE FREZADOR 1	-	1
PH18	RODAMIENTO DE RODILLO CON CONICIDAD 2	SKF - 32211 B - 14.3/HC,14	2
PH19	CONO	-	1
PH20	POLEA	-	1
PH21	SOPORTE DE MOTOR DE FREZADORA	-	1
PH22	PERNOS DE SOPORTE DE ANCLAJE DE MOTOR	818.3.3.2M - Formed hex screw, M12 x 1.75 x 30 -30WC	4
PH23	MOTOR AC DE FREZADORA	-	1
PH24	POLEA DE MOTOS DE FREZADORA	-	1
PH25	FAJA 2	-	1
PH26	PLANCHA DE SOPORTE	-	2
PH27	mandrín de pericaje	-	1

	Nombre	Fecha	Firma
Dibujado	Moreno L.	4/03/2021	
Comprobado	Alejandro C.	4/03/2021	
Aprobado	Guilpe R.	4/03/2021	

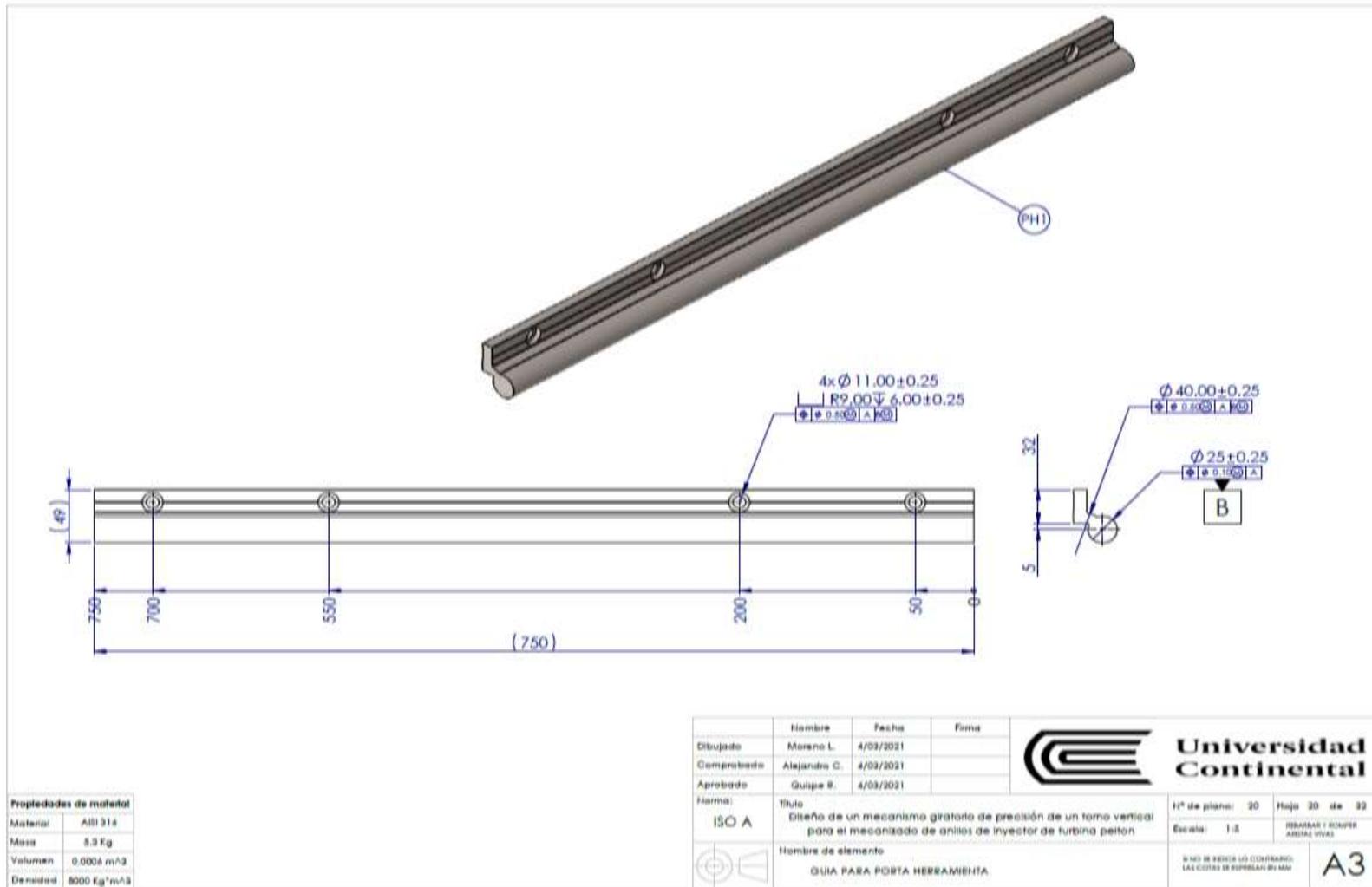
Norma:	ISO A	Título:	Diseño de un mecanismo giratorio de precisión de un torno vertical para el mecanizado de anillos de inyector de turbina pelton	Hº de plano:	19	Hoja 19 de 32
		Nombre de elemento:	TORNO VERTICAL	Escala:	1:10	REBASAS Y BUNTER ARBITRAL VIVAL
						SE NO SE ENCUENTRA LO COPIADO EN LAS COTAS SE ENTENDAN EN MM



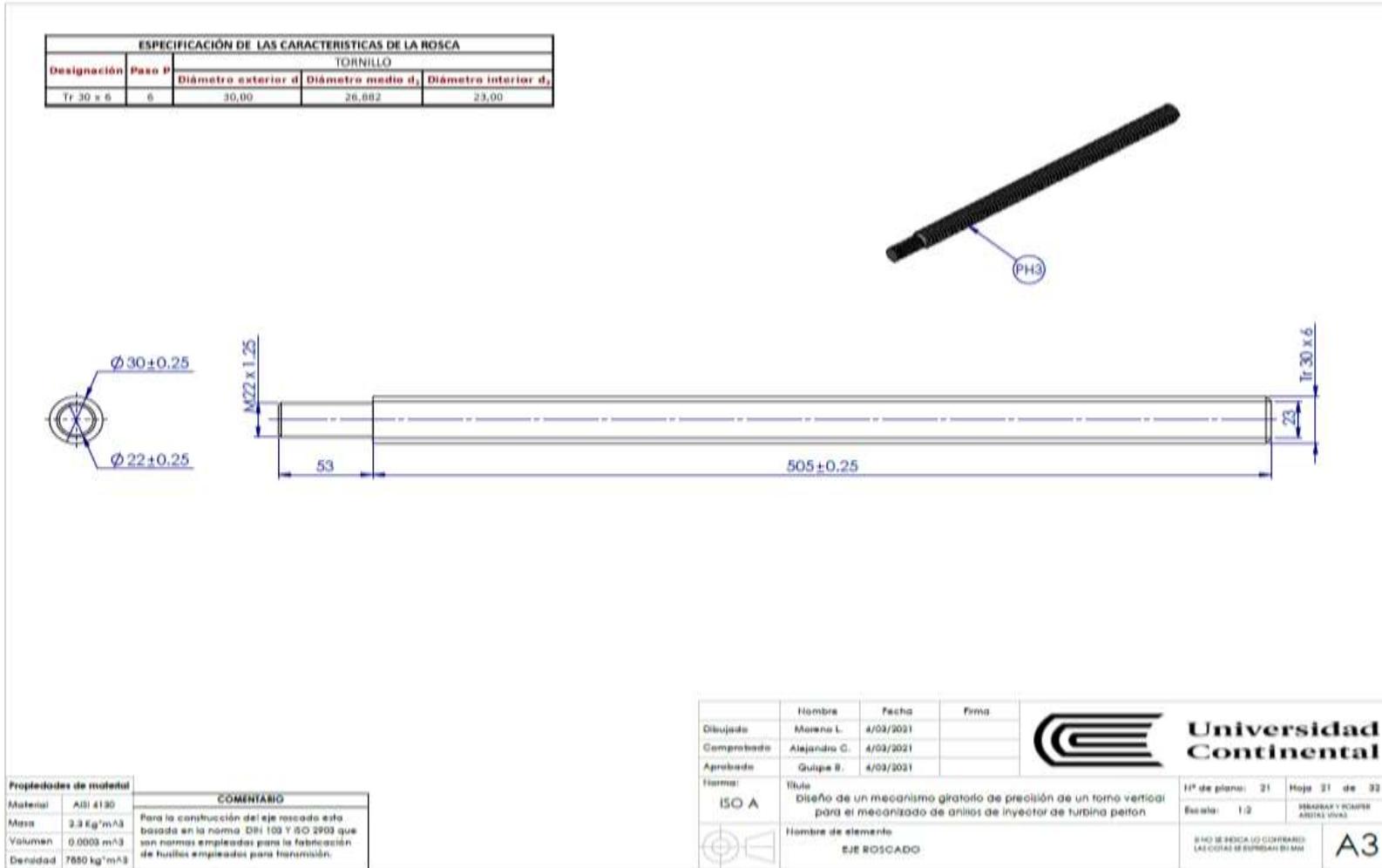
Universidad Continental

A3

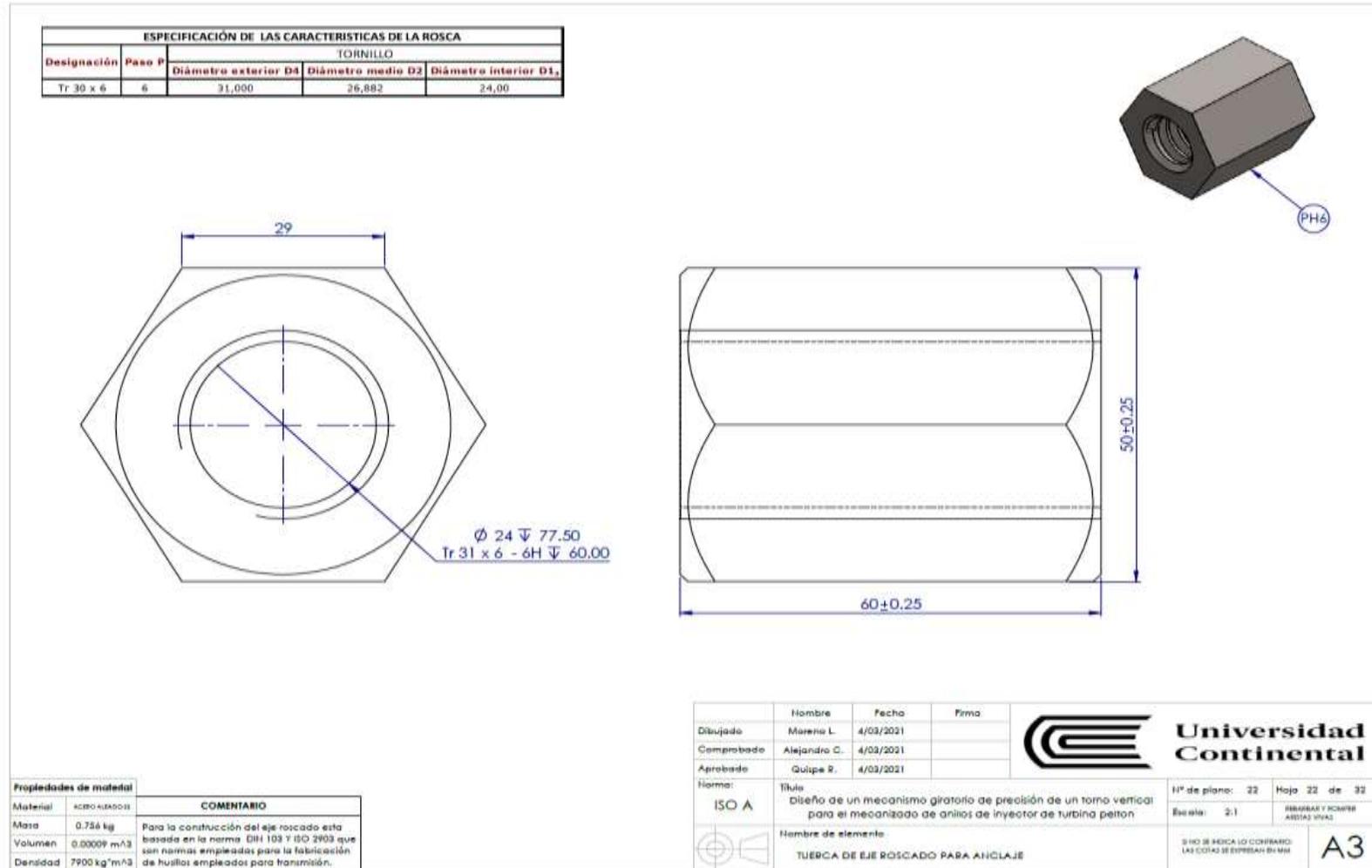
Anexo 20: plano la guía de porta herramienta



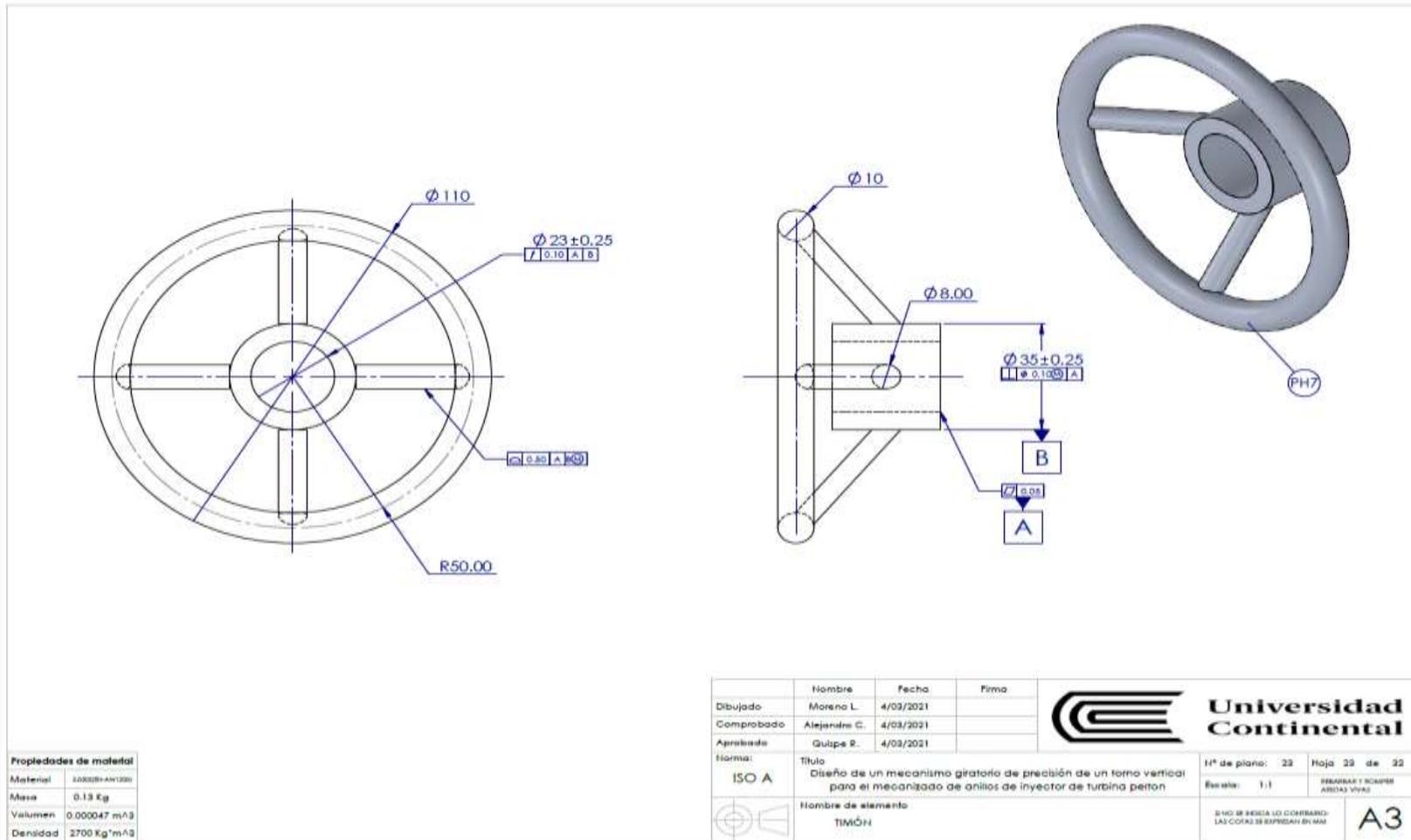
Anexo 21: plano del eje roscado



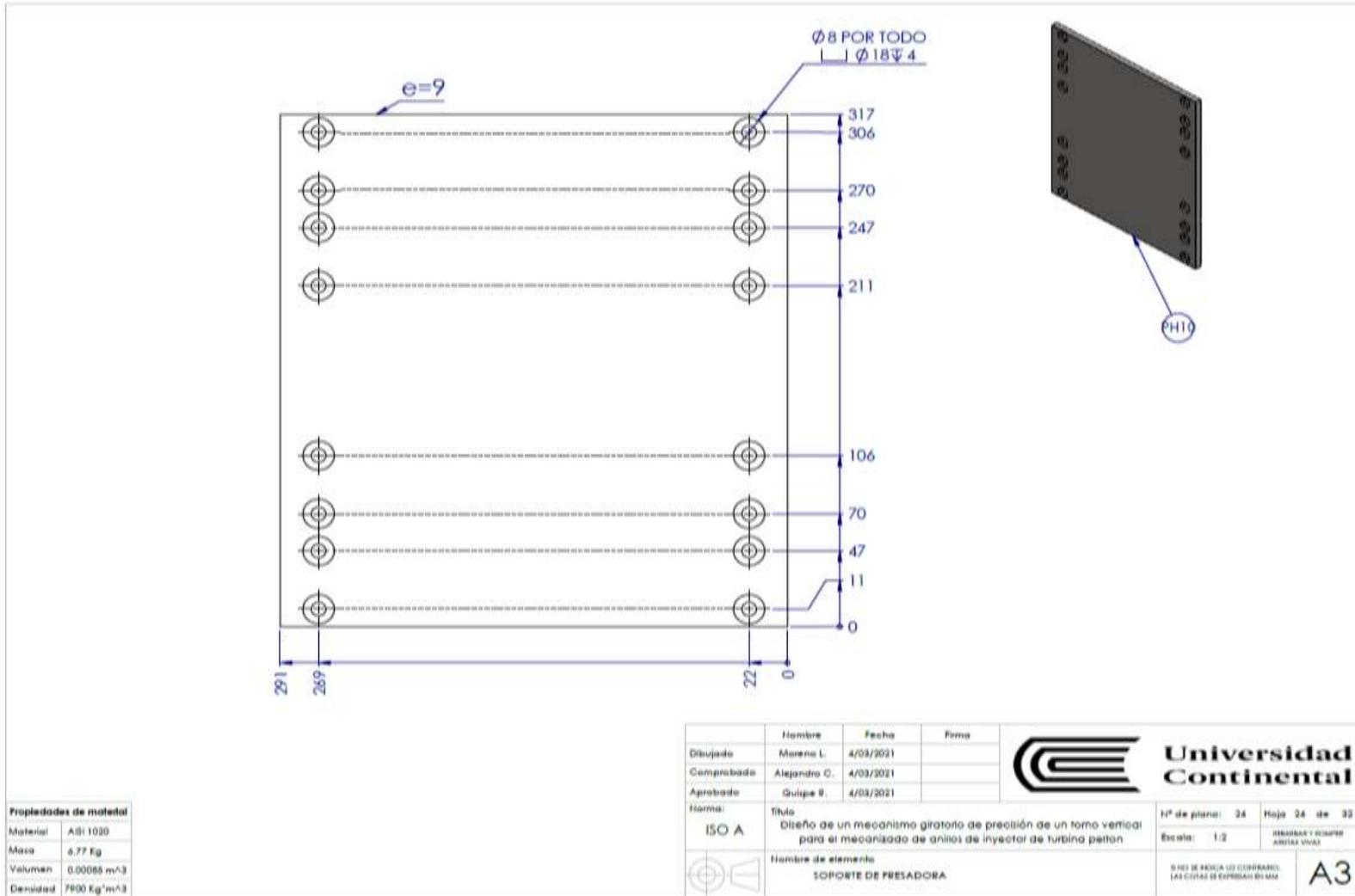
Anexo 22: plano de la tuerca del eje roscado para anclaje



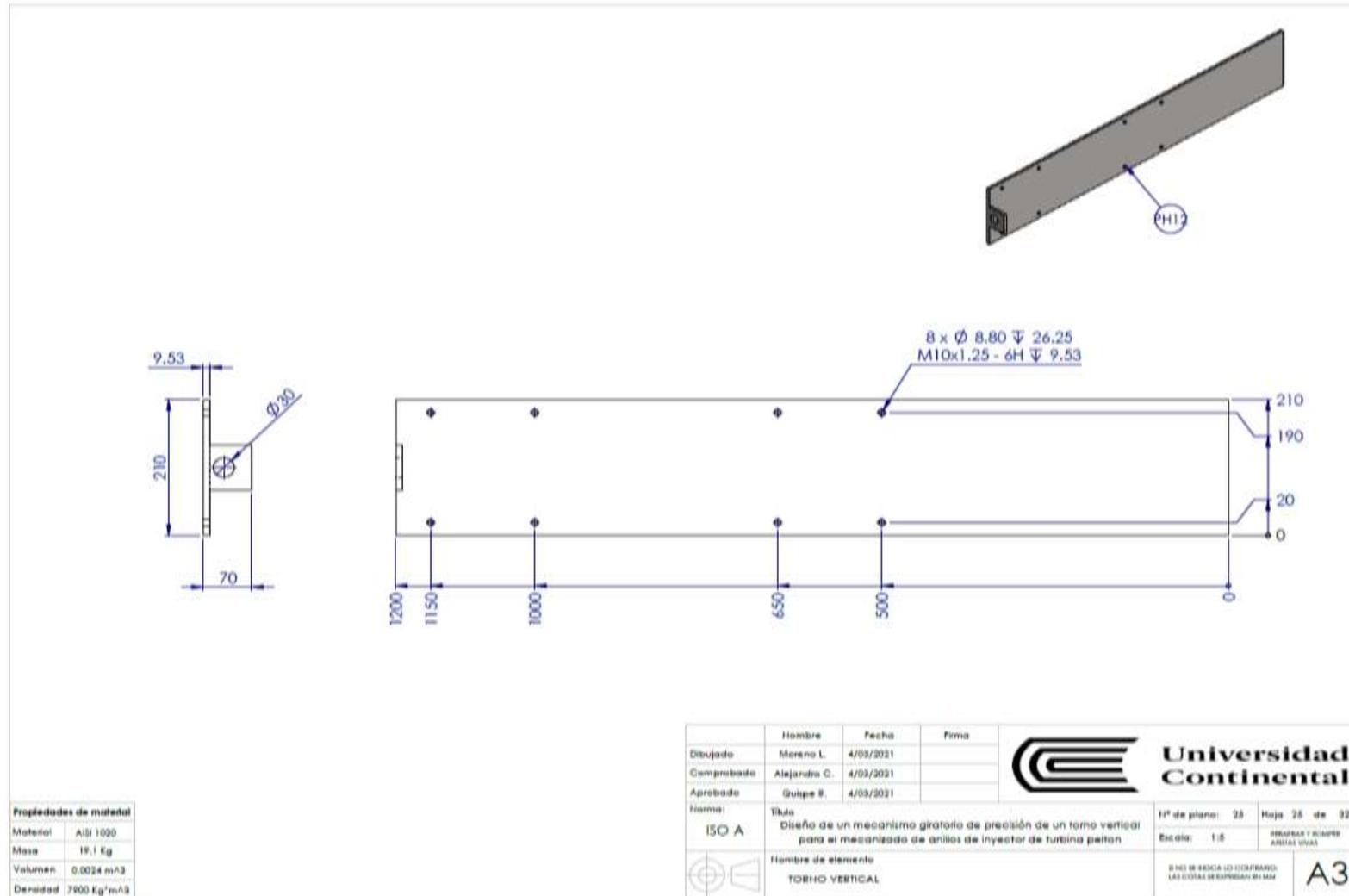
Anexo 23: plano de timón de eje roscado



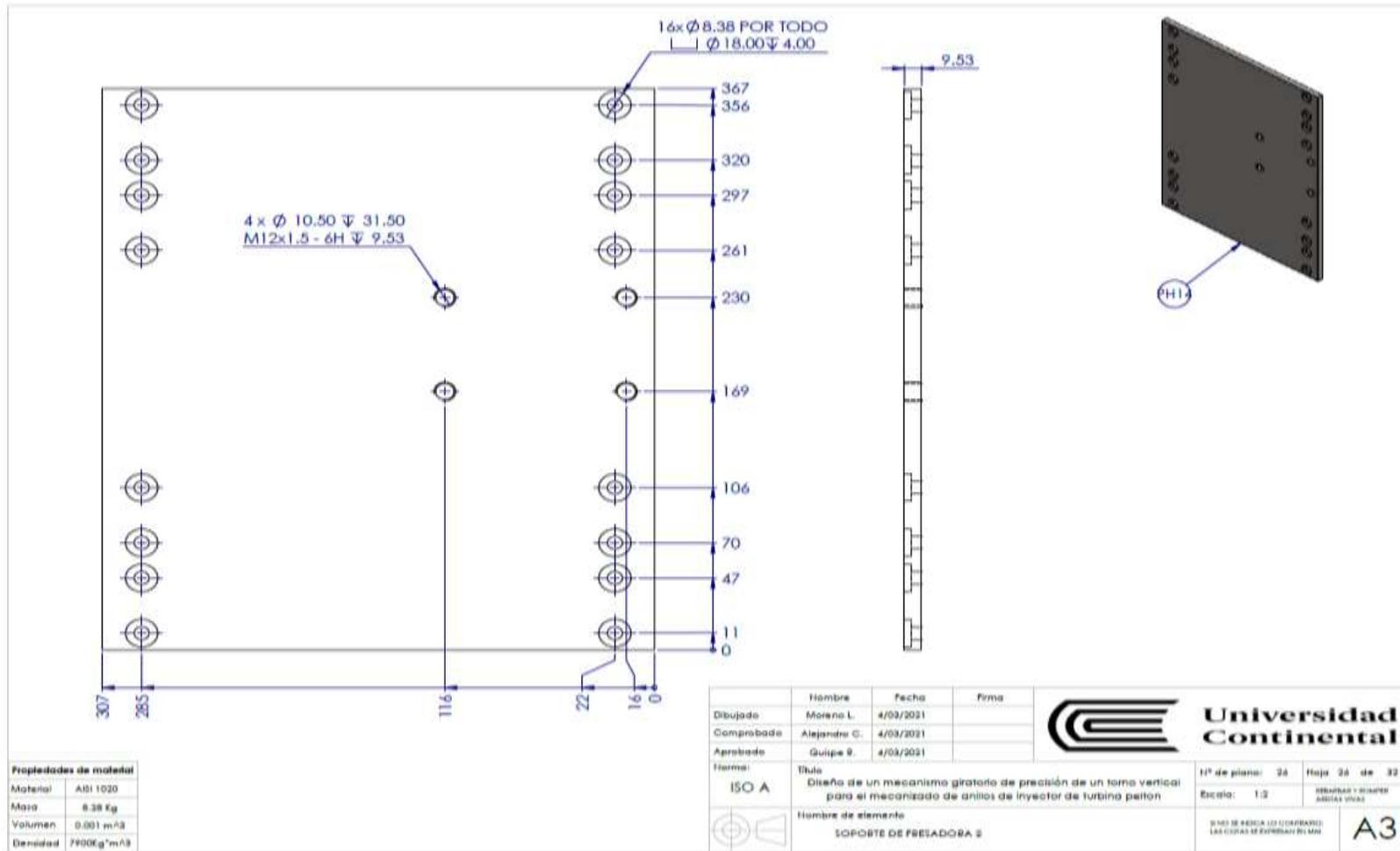
Anexo 24: plano de soporte de fresadora



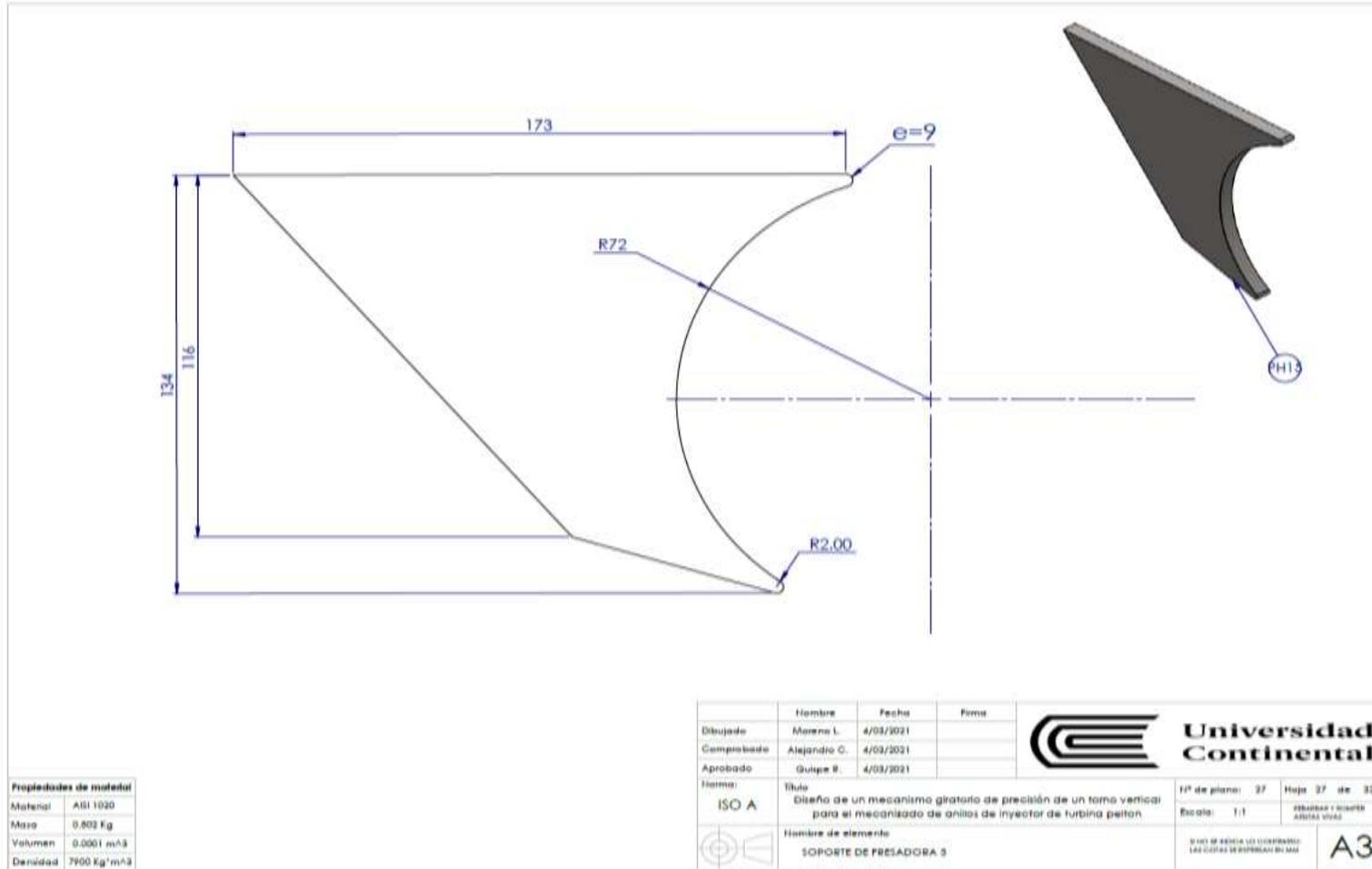
Anexo 25: plano de soporte de motor de fresadora



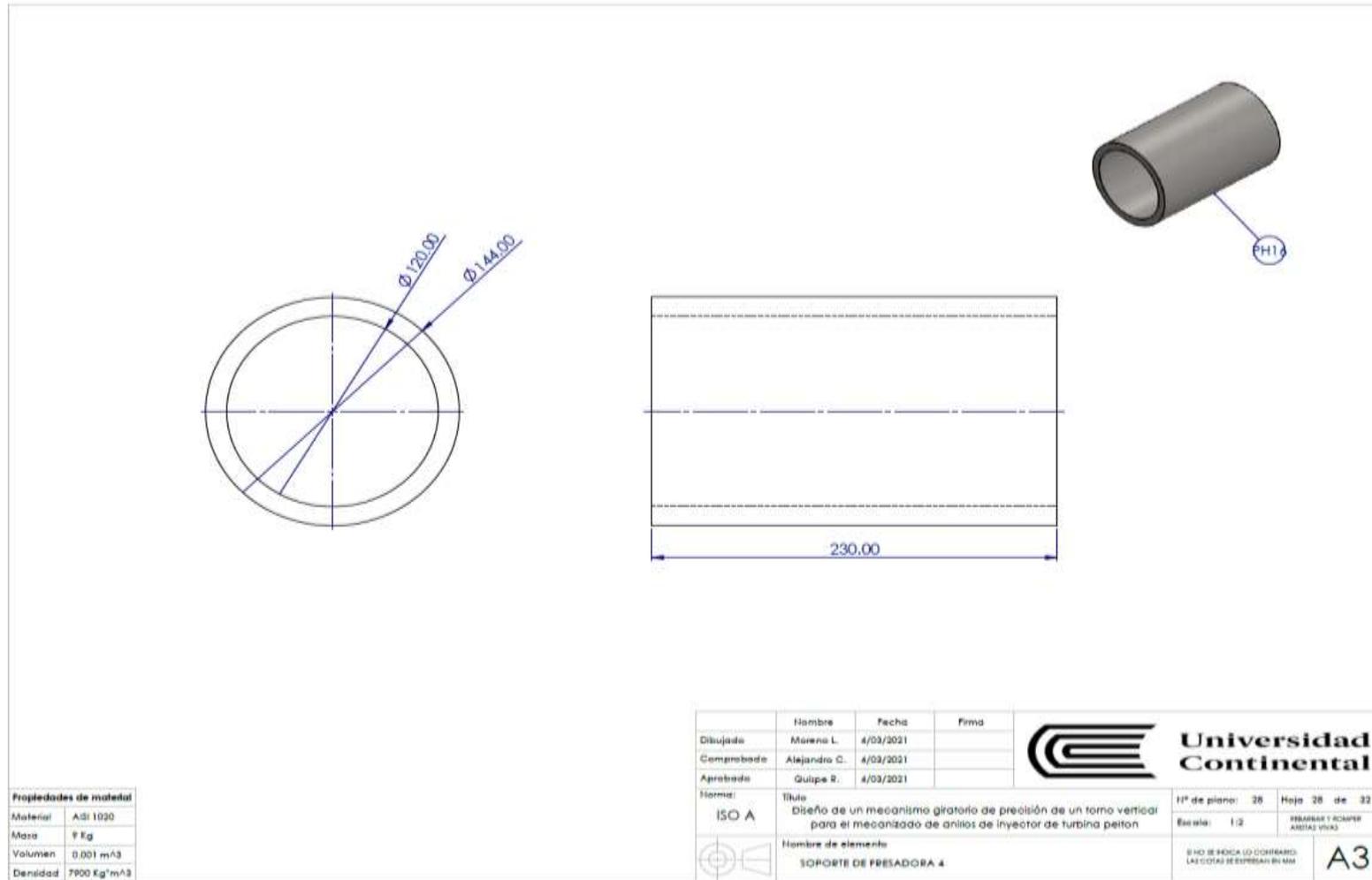
Anexo 26: plano de soporte de fresadora 2



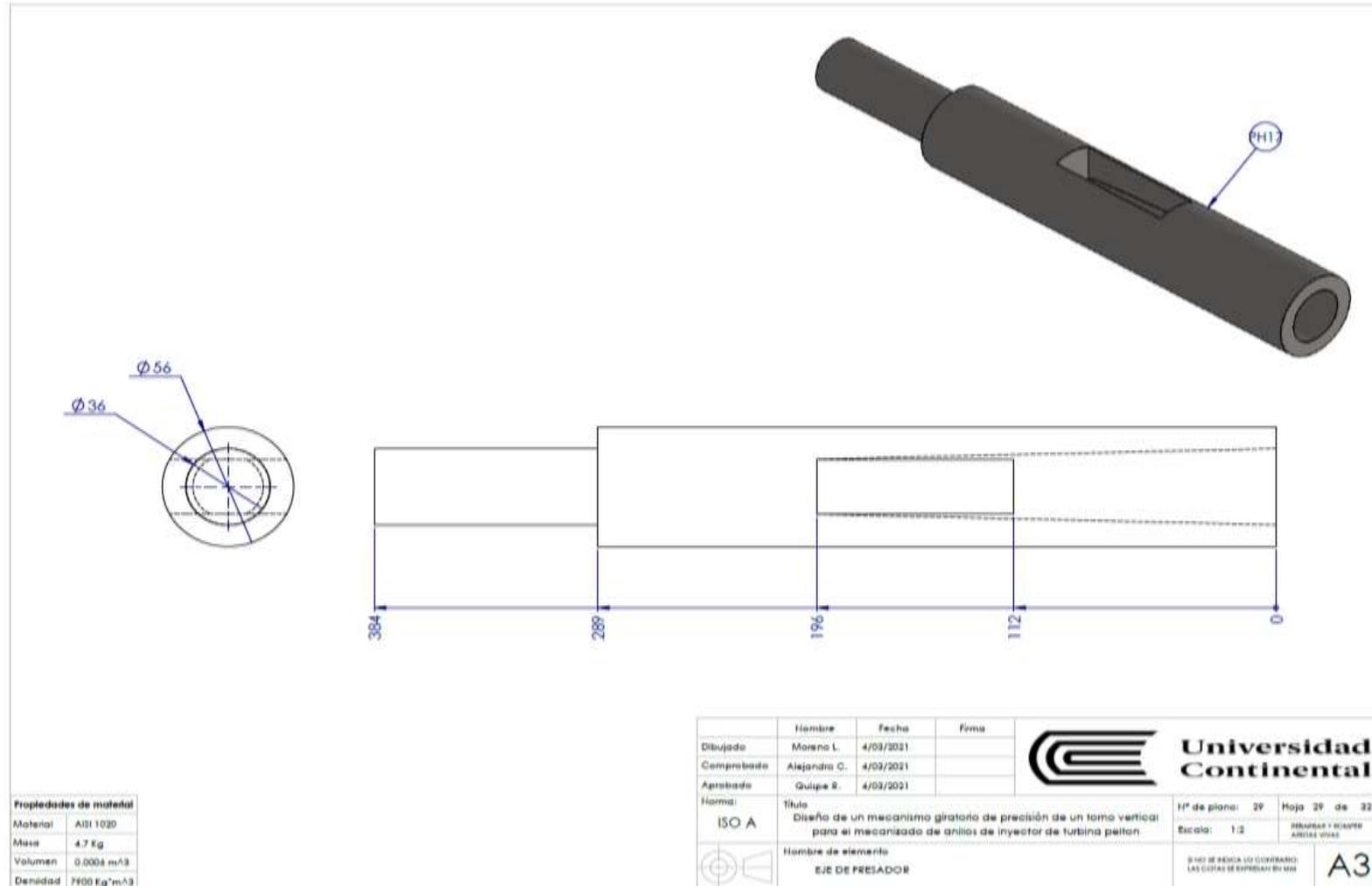
Anexo 27: plano de soporte de fresadora 3



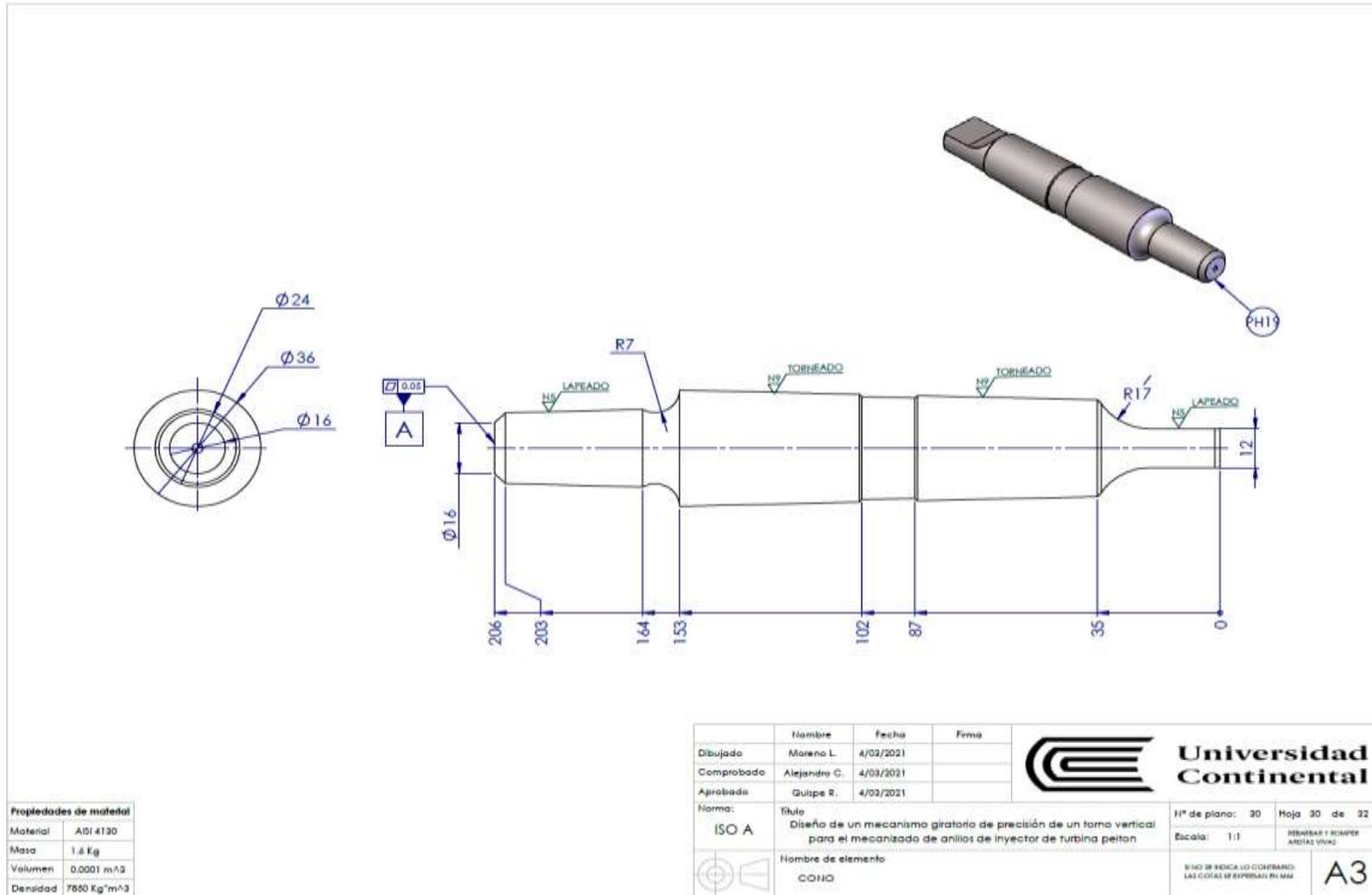
Anexo 28: plano de soporte de fresadora 4



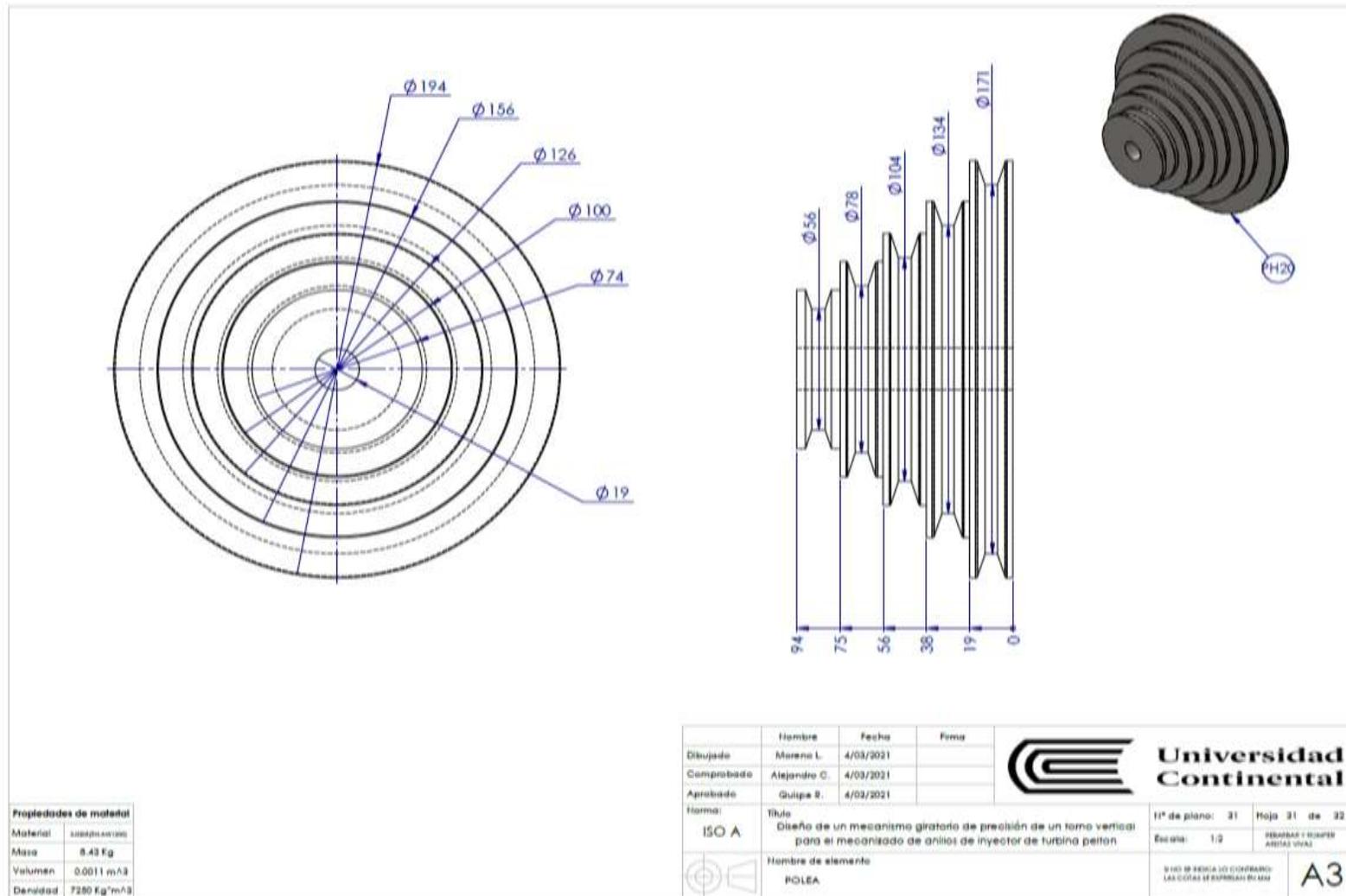
Anexo 29: plano de eje de fresador



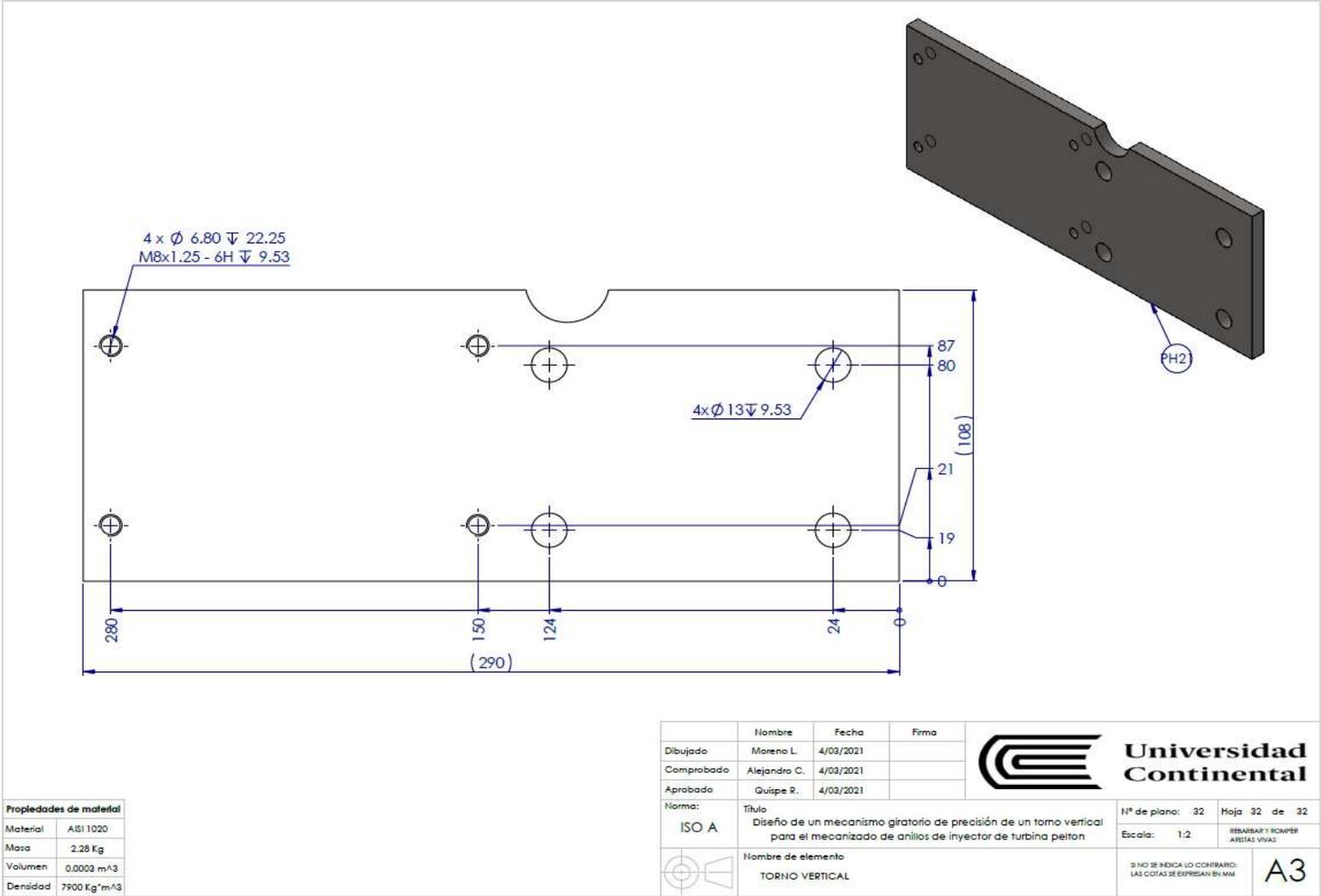
Anexo 30: plano de cono



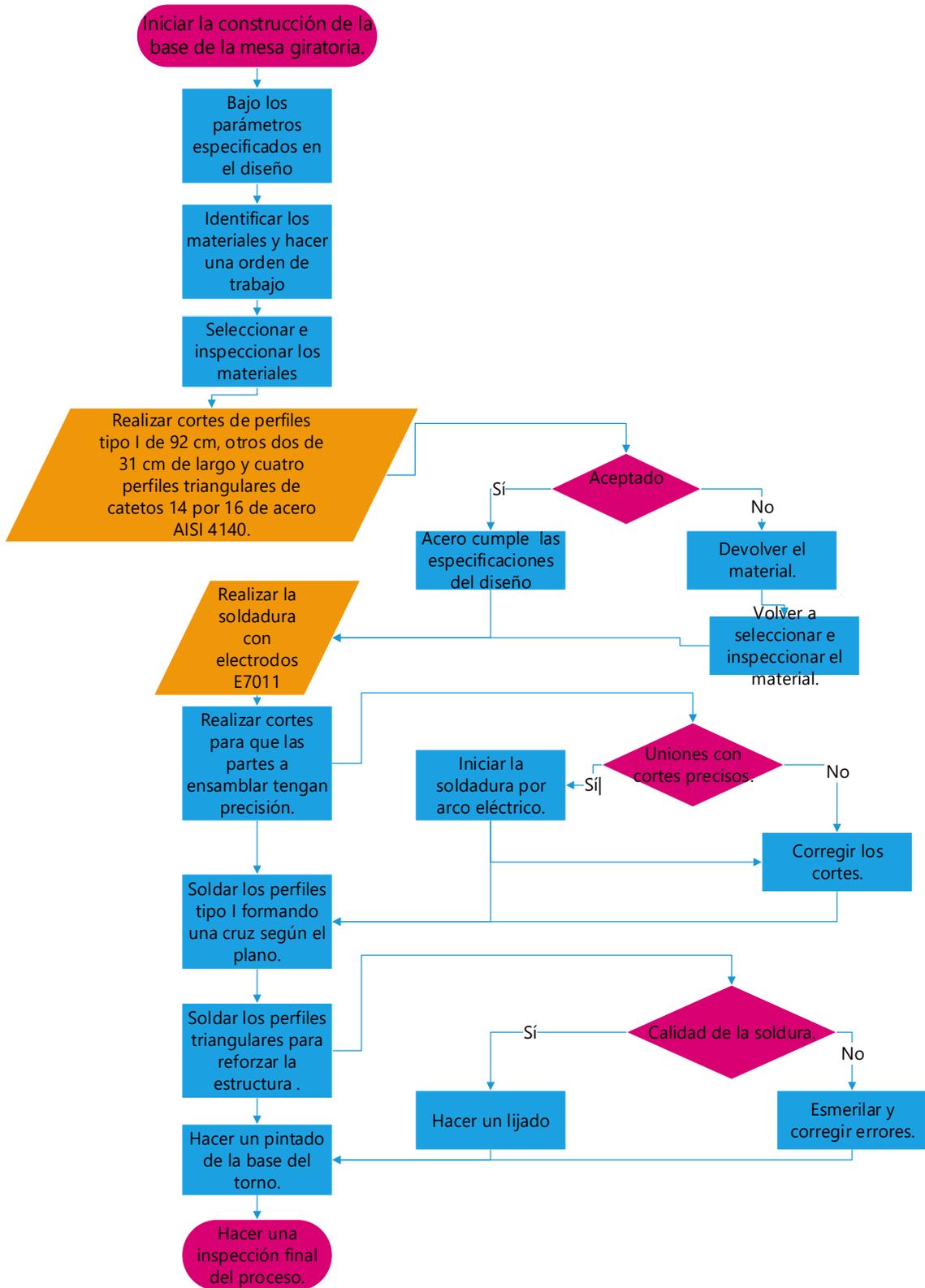
Anexo 31: plano de polea de motor de fresadora



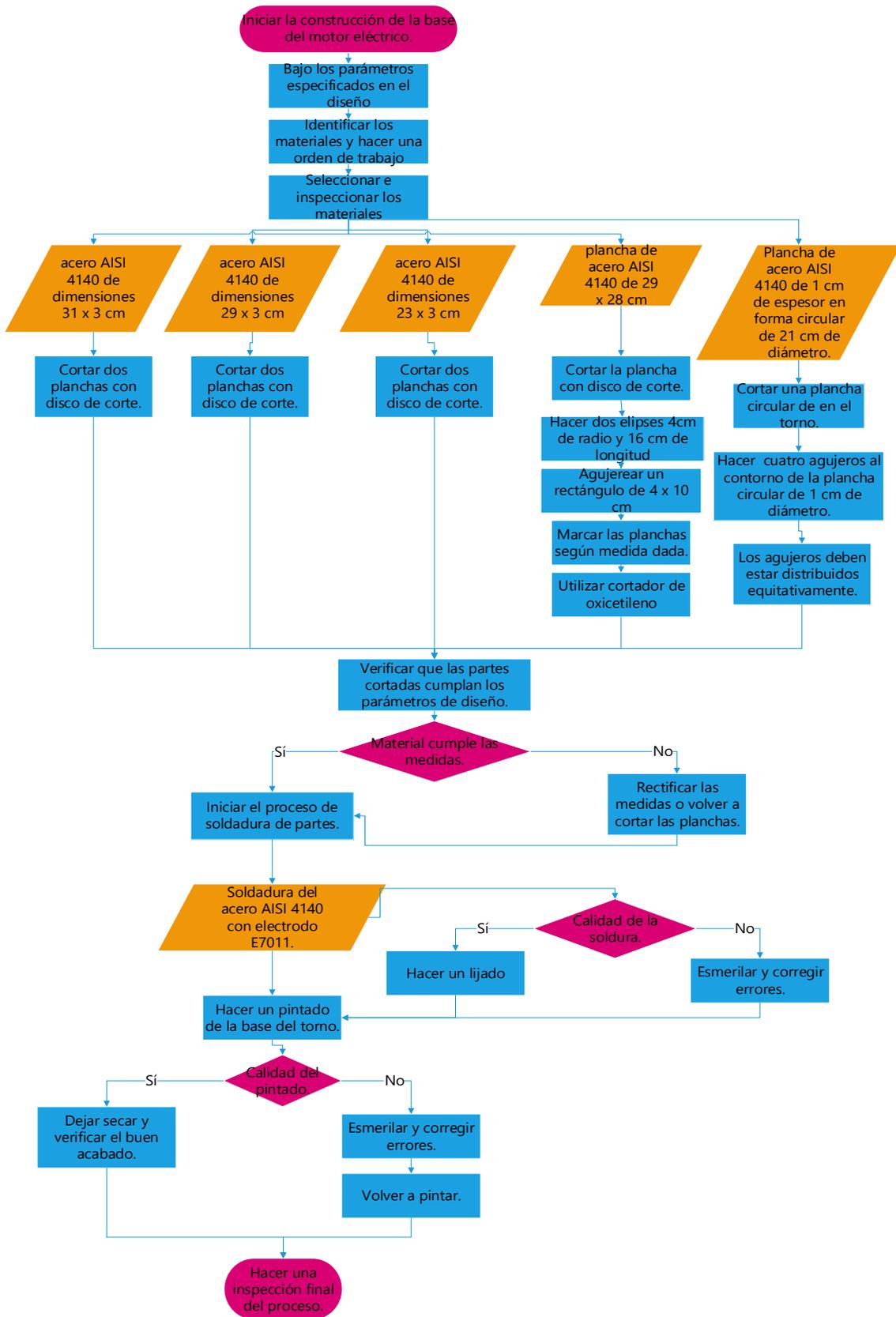
Anexo 32: plano de plancha 1



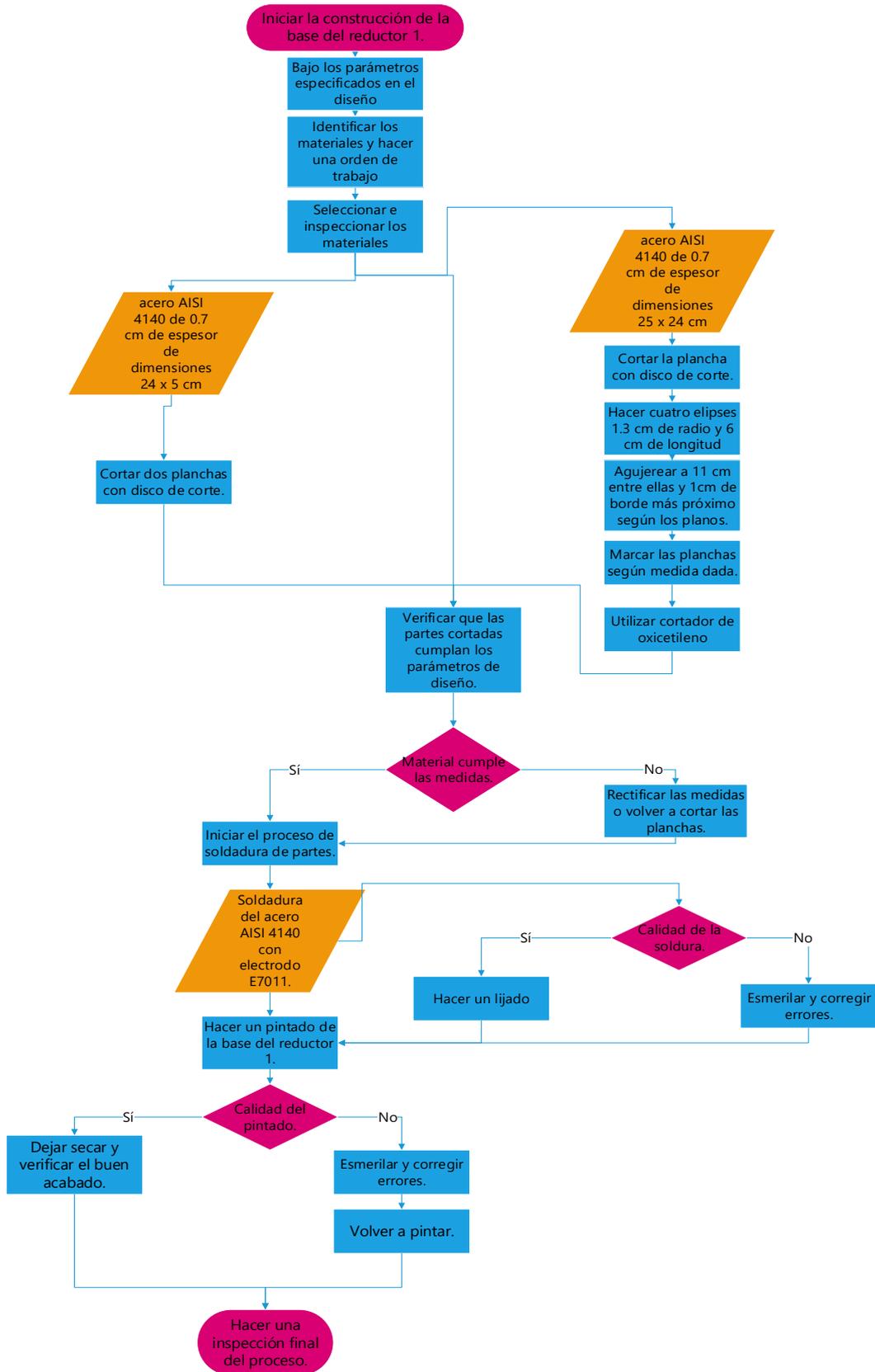
Anexo 33: diagrama de flujo de base de mesa giratoria



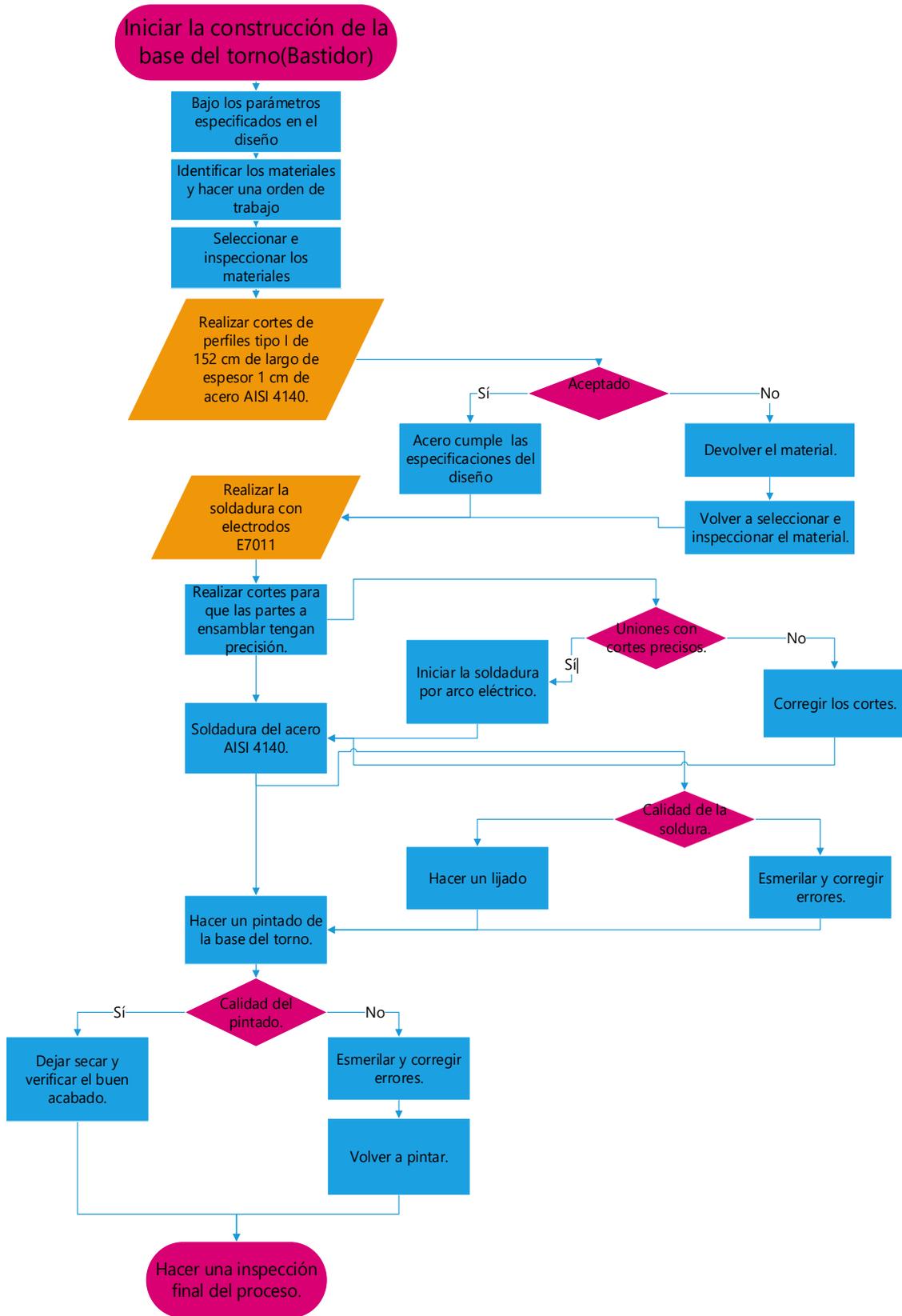
Anexo 34: diagrama de flujo de la base del motor eléctrico



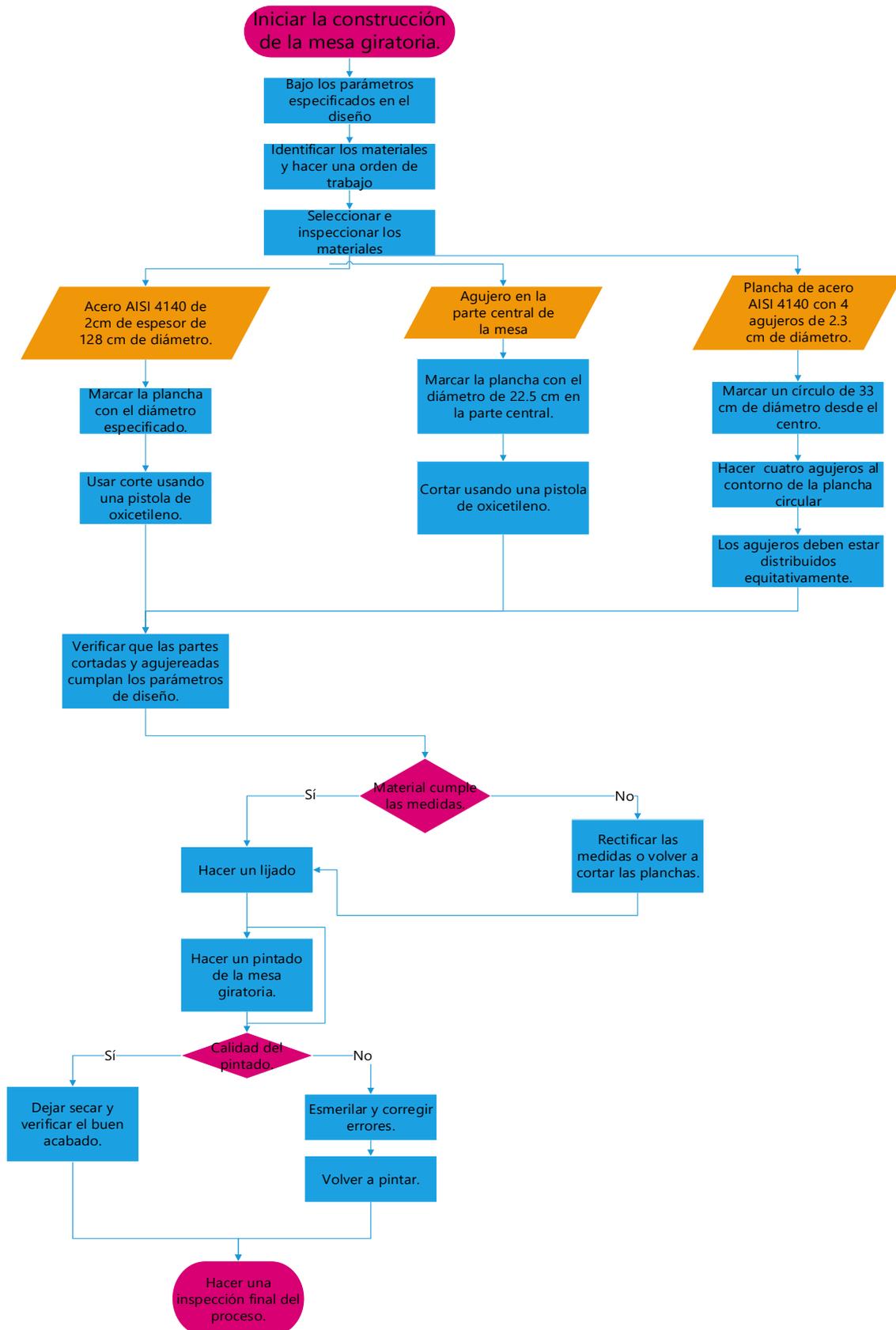
Anexo 35: diagrama de flujo de la base del reductor 1



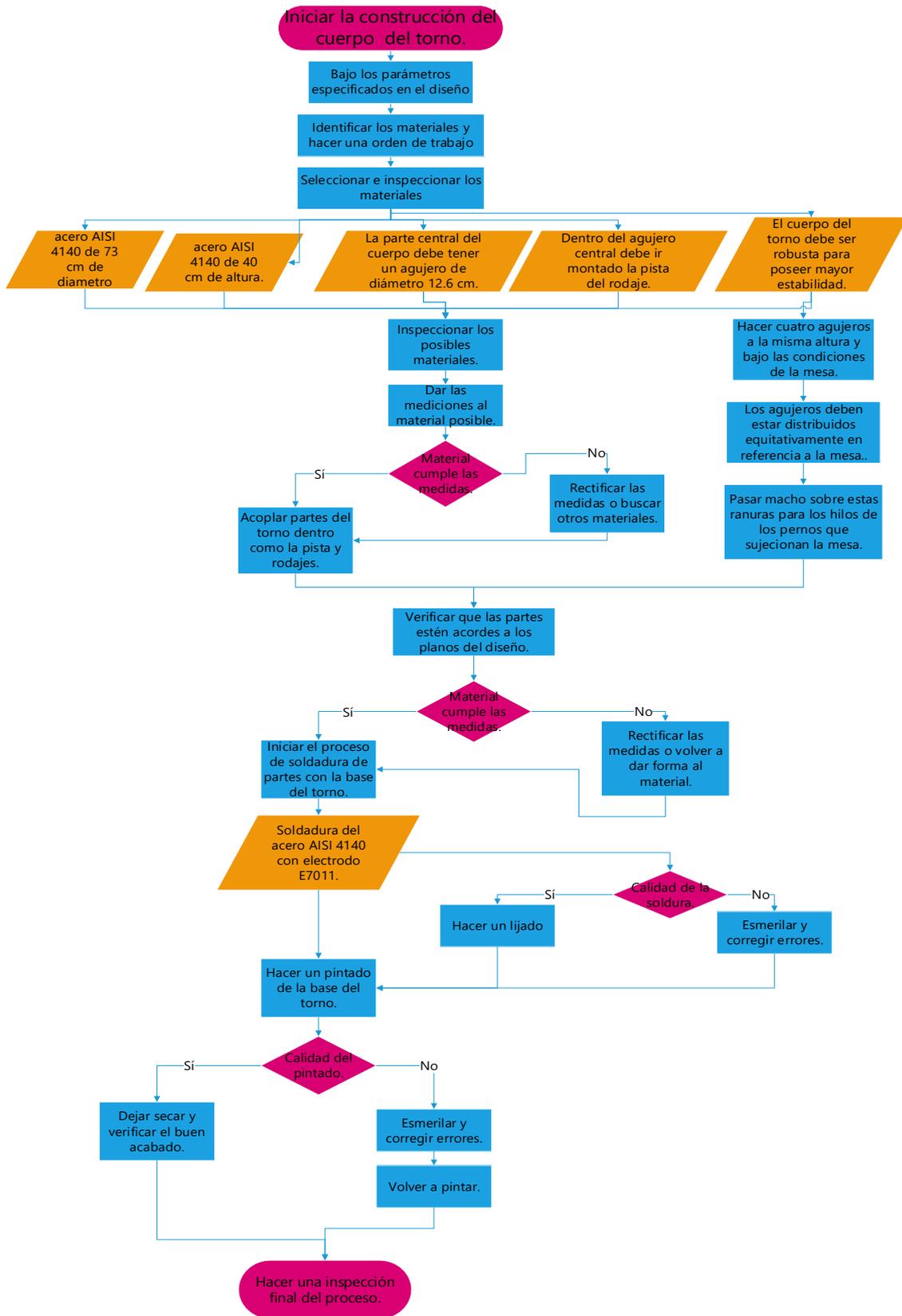
Anexo 36: diagrama de flujo de base del torno



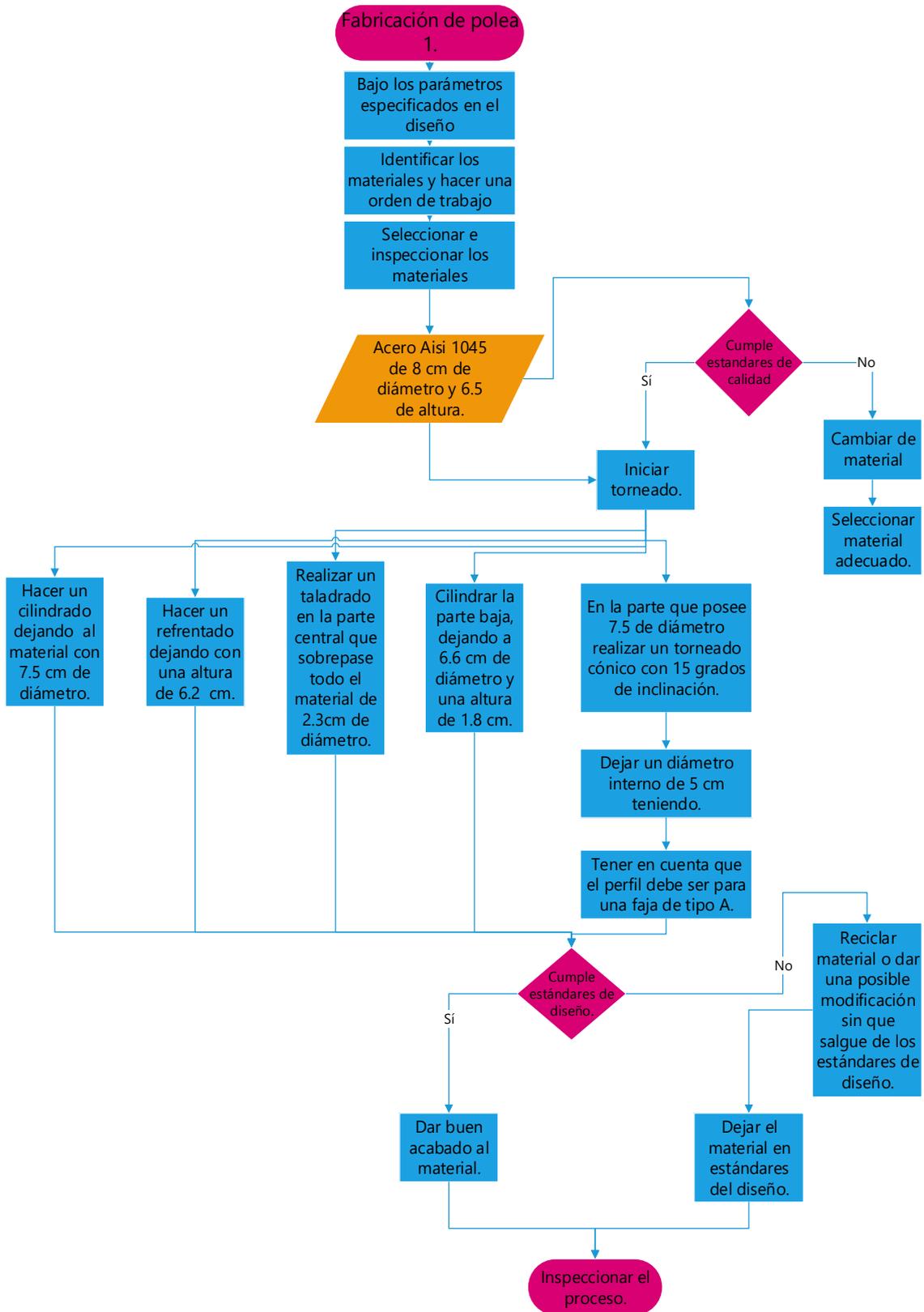
Anexo 37: diagrama de flujo de la mesa giratoria



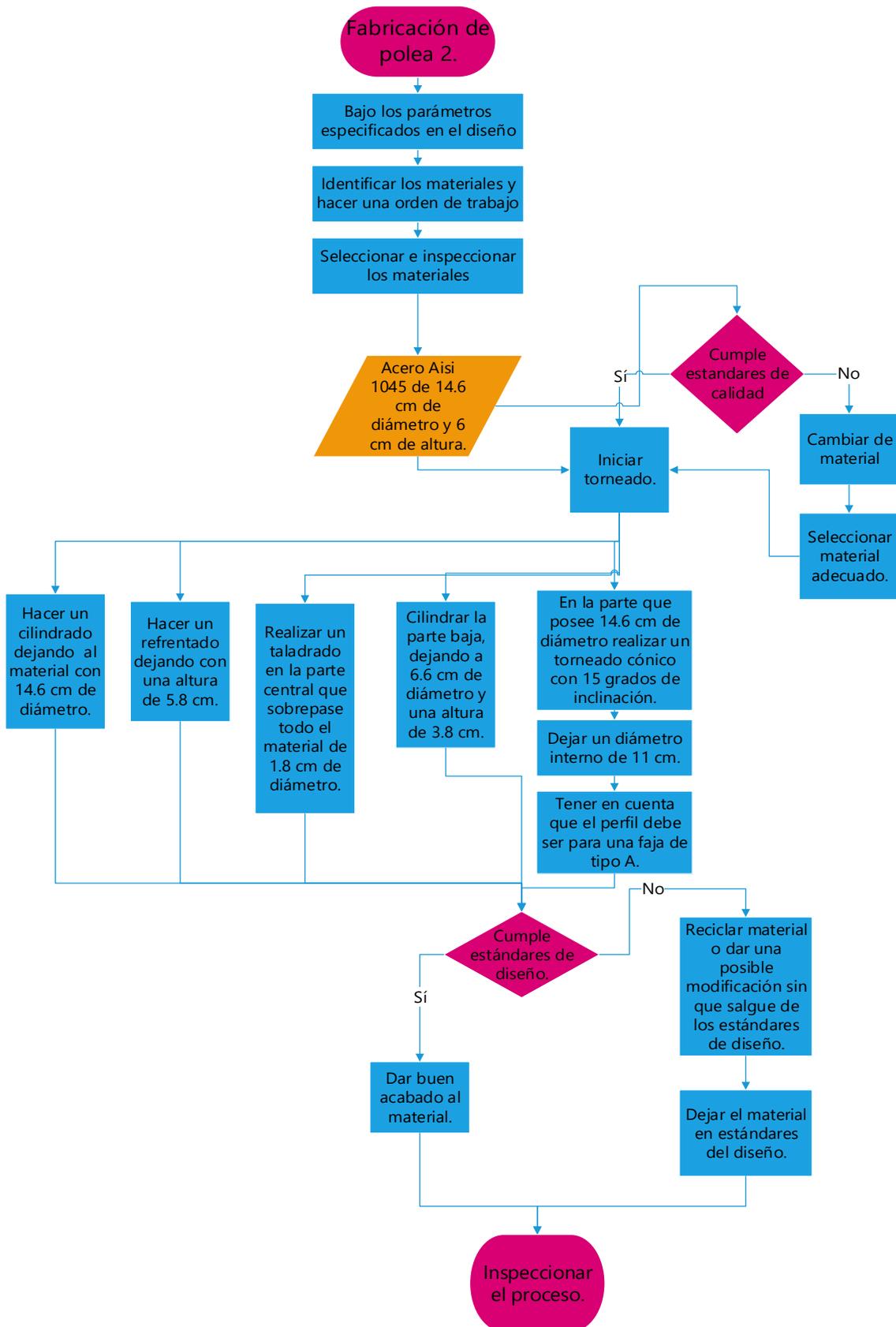
Anexo 38: diagrama de flujo del cuerpo del torno



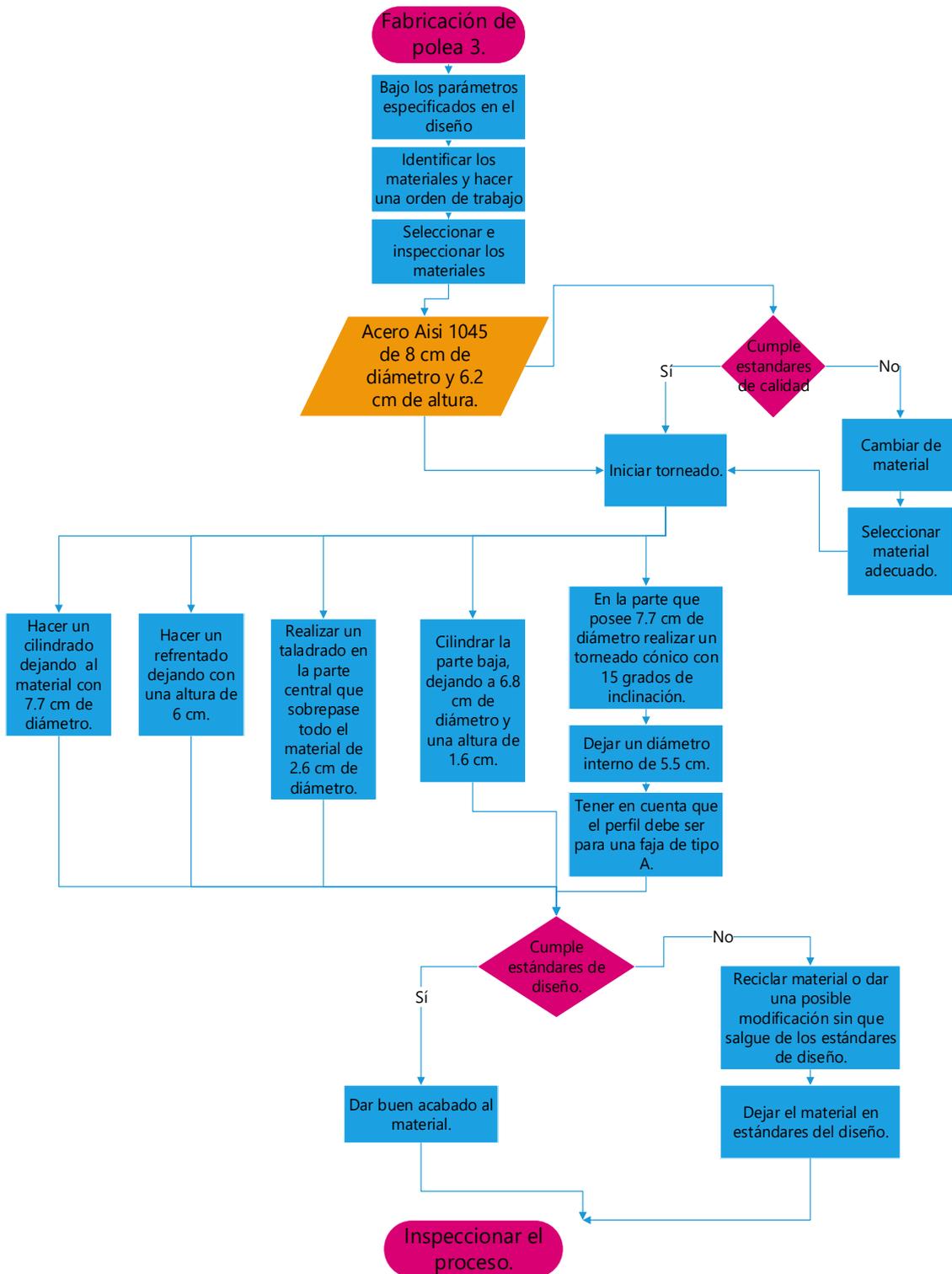
Anexo 39: diagrama de flujo de la polea 1



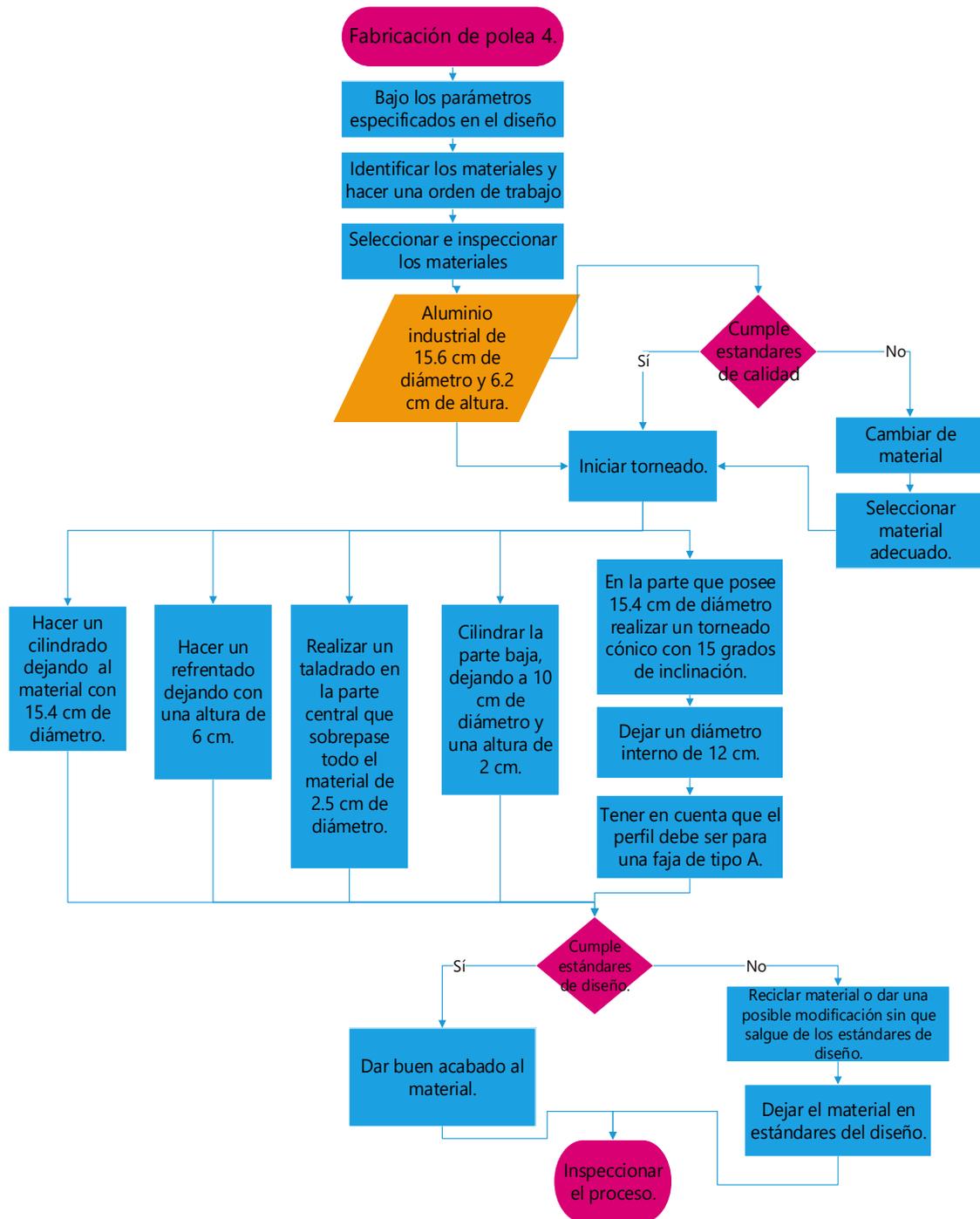
Anexo 40: diagrama de flujo de la polea 2



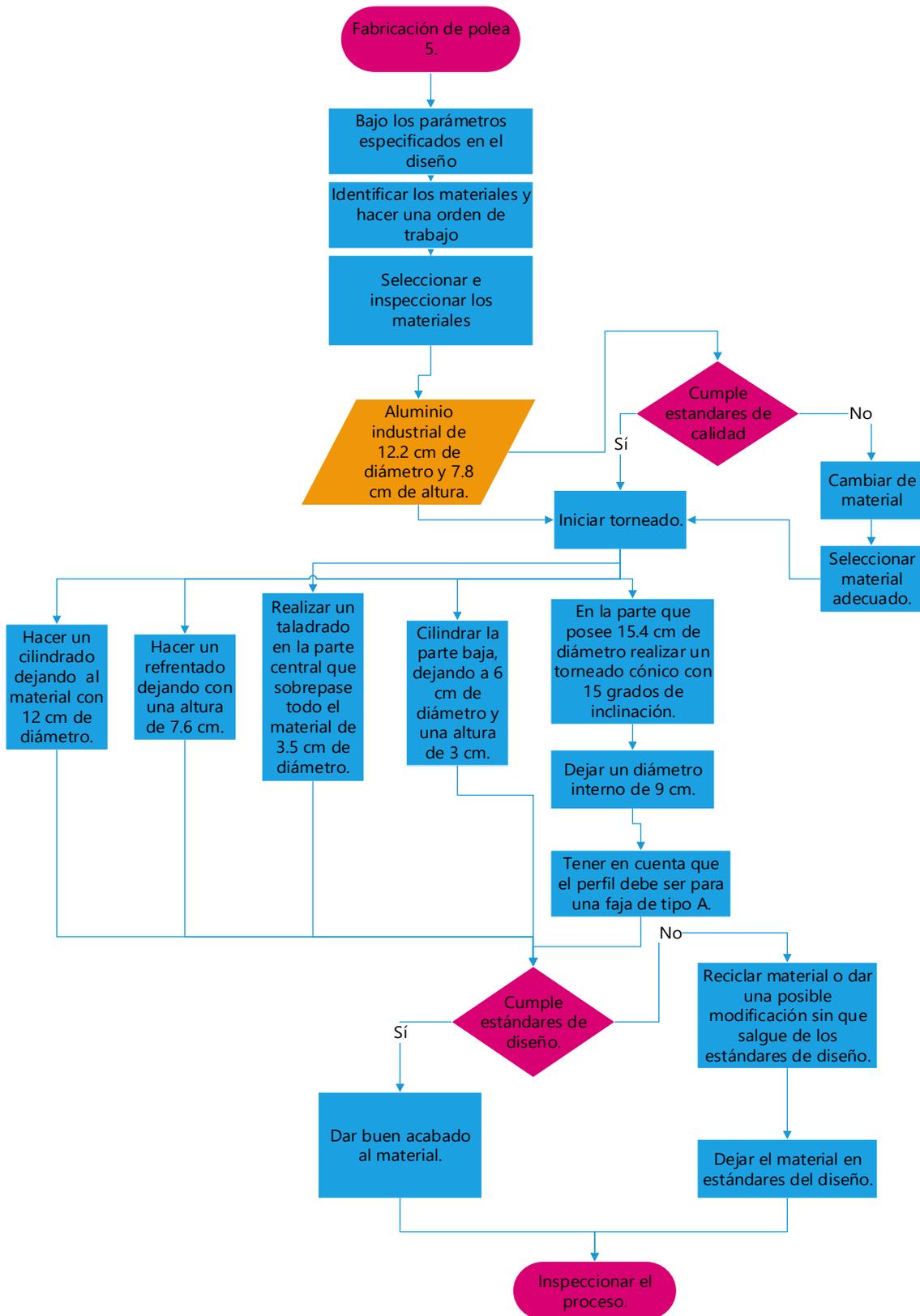
Anexo 41: diagrama de flujo polea 3



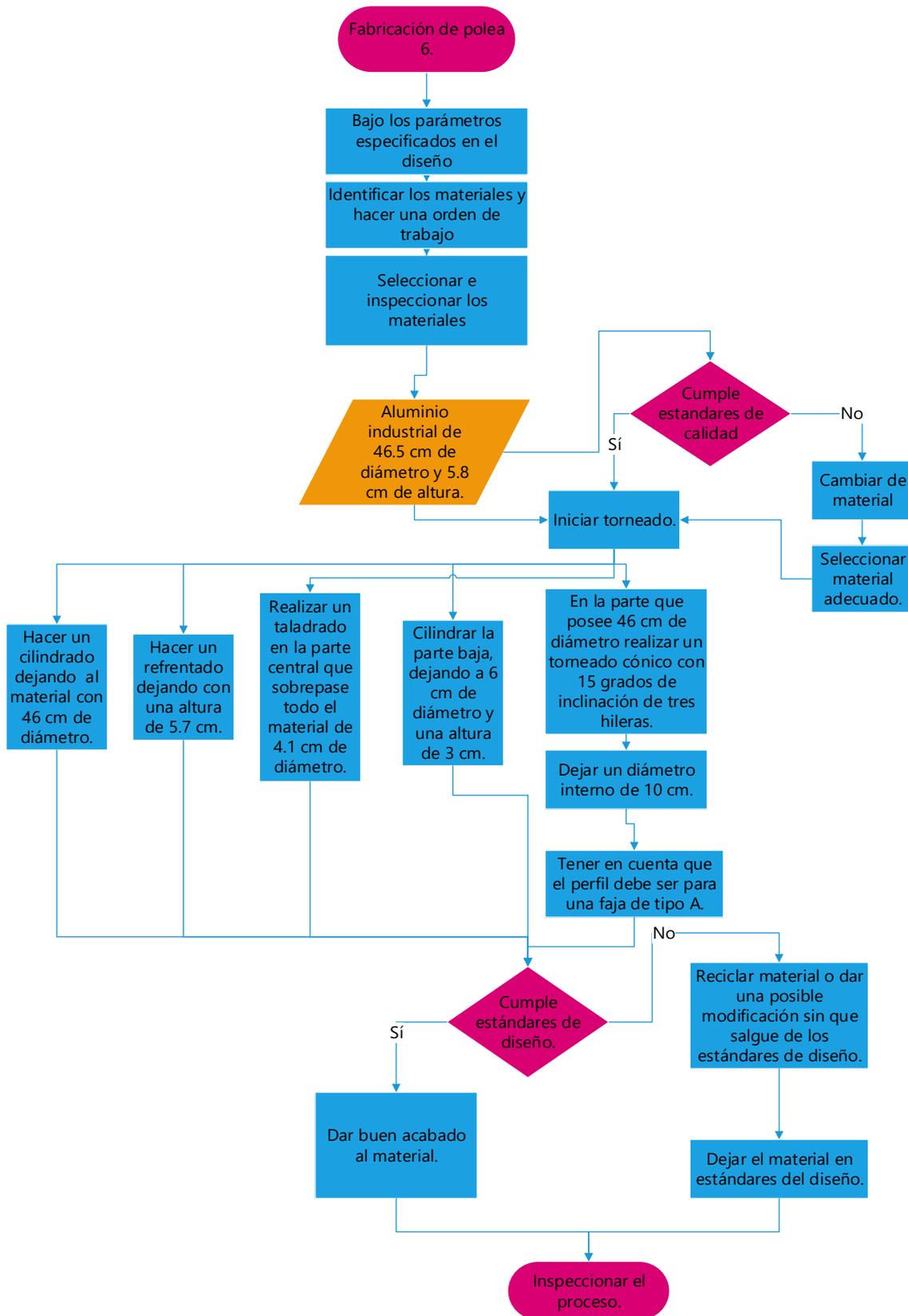
Anexo 42: diagrama de flujo polea 4



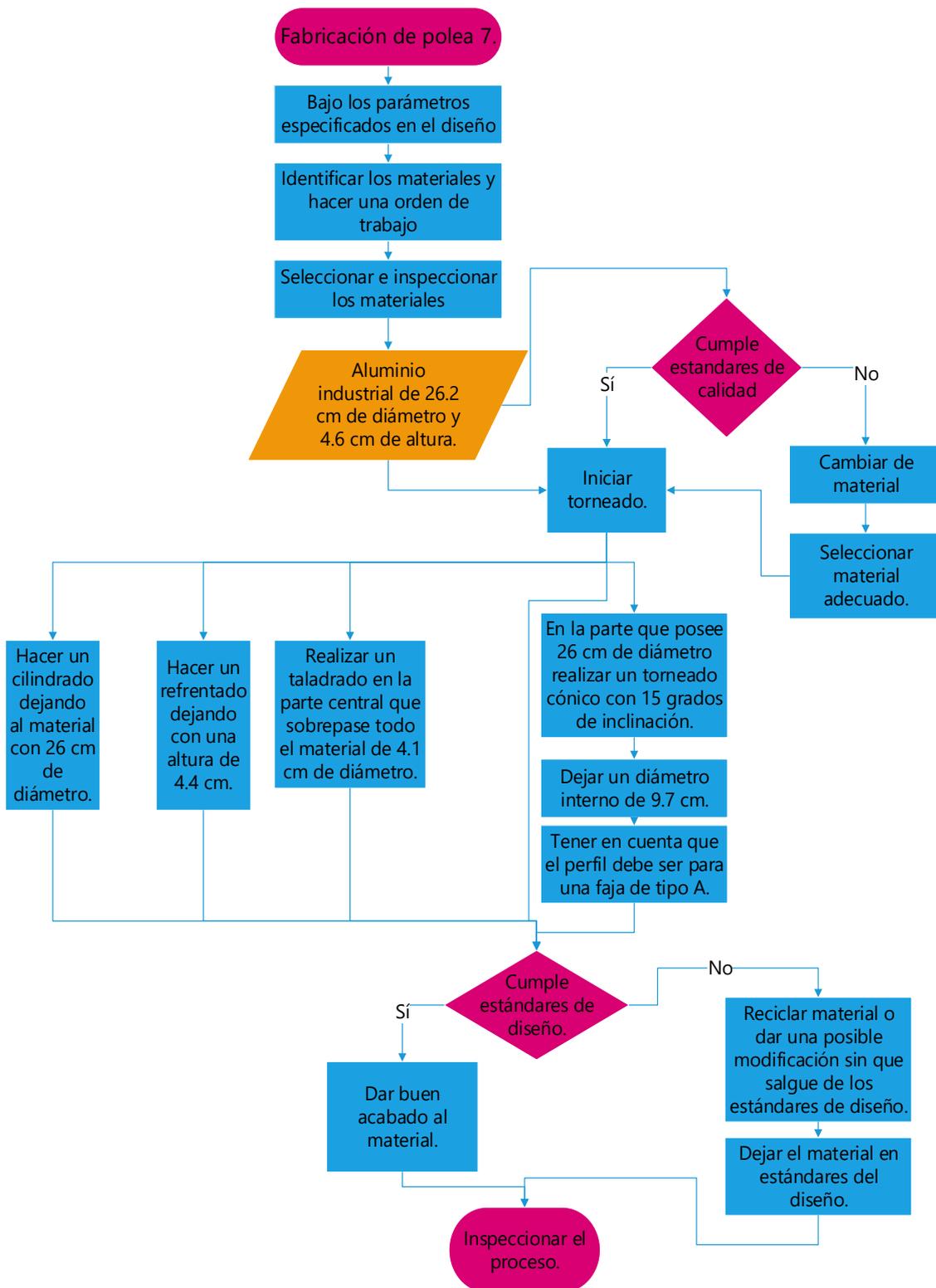
Anexo 43: diagrama de flujo polea 5



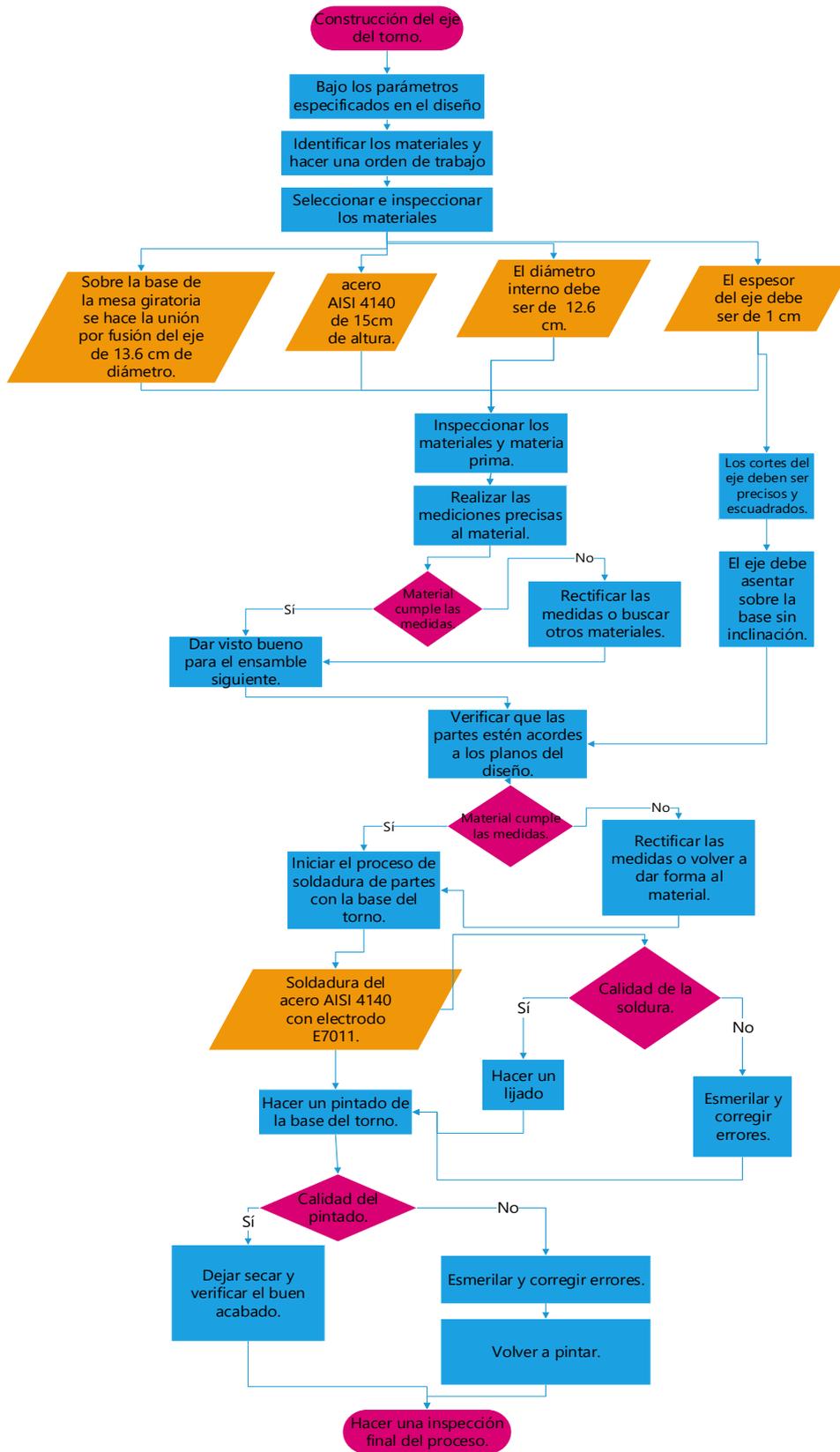
Anexo 44: diagrama de flujo polea 6



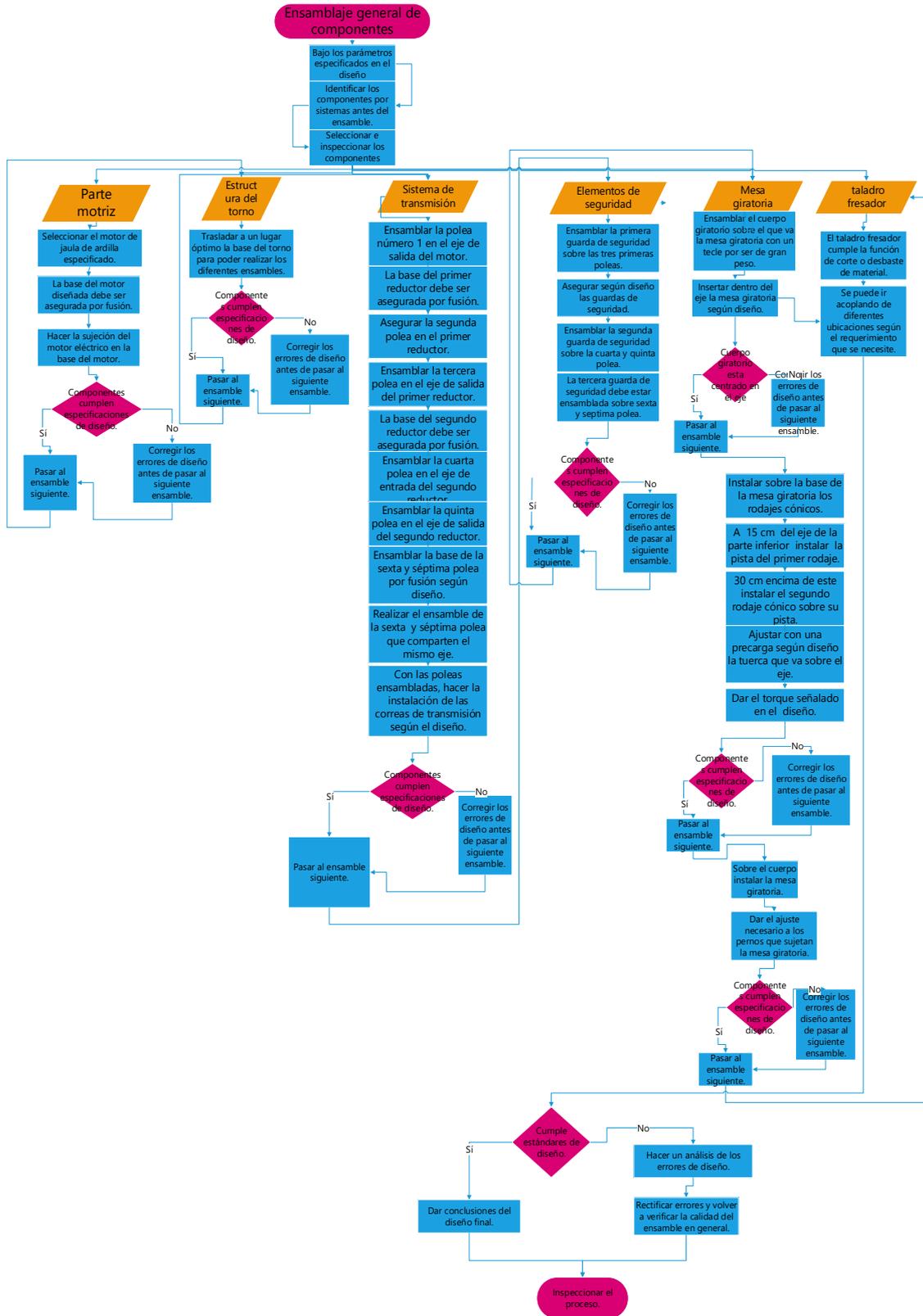
Anexo 45: diagrama de flujo polea 7



Anexo 46: diagrama de flujo del eje del torno



Anexo 47: diagrama de flujo del ensamble general de componentes



Anexo 48: datos técnicos del acero T1



SIRAPID 3355 Steel

Designation by Standards

Brand Name	Ravne	Mat. No.	DIN	EN	AISI/SAE
SIRAPID 3355	BRW	1.3355	S18-0-1 †	HS18-0-1	T1

Chemical Composition (in weight %)

C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	V	W	Others
0.78	max. 0.45	max. 0.45	4.15	-	-	1.10	17.95	-

Description

T1 is tungsten type tool steel. Very high resistance to wear and to softening. Good toughness and cutting capability. Deep hardening response.

Applications

Turning, planing and slotting tools, tapes, twist drills, threading dies, profile cutting tools, broaching tools, reamers.

Physical properties (average values) at ambient temperature

Modulus of elasticity [$10^3 \times \text{N/mm}^2$]: 217

Density [g/cm^3]: 8.70

Thermal conductivity [W/m.K]: 19.0

Electric resistivity [$\text{Ohm mm}^2/\text{m}$]: 0.50

Specific heat capacity [J/g.K]: 0.46

Coefficient of Linear Thermal Expansion $10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$

20-100°C	20-200°C	20-300°C	20-400°C	20-500°C	20-600°C	20-700°C	20-800°C
9.8	11.1	11.4	11.7	11.8	12.0	12.3	12.3

Soft Annealing

Heat to 820-880°C, cool slowly in furnace. This will produce a maximum Brinell hardness of 230-300.

Stress Relieving

Stress relieving to remove machining stresses should be carried out by heating to 650°C, holding for one hour at heat, followed by air cooling. This operation is performed to reduce distortion during heat treatment.

Hardening

Heat up to 450-600°C, then preheat to 850°C, and to 1050°C. Harden from a temperature of 1250-1290°C followed by oil, air

Anexo 49: análisis estático de eje principal



Simulación de Eje de Soporte 1

Diseñador: SolidWorks

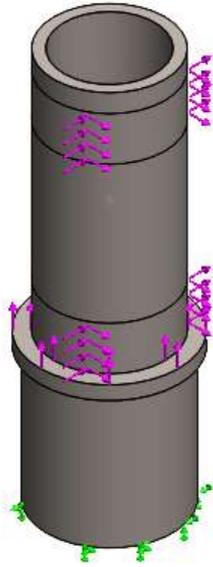
Nombre de estudio: Análisis estático 1

Tipo de análisis: Análisis estático

Tabla de contenidos

<u>Información de modelo</u>	292
<u>Propiedades de estudio</u>	293
<u>Unidades</u>	293
<u>Propiedades de material</u>	294
<u>Cargas y sujeciones</u>	294
<u>Información de malla</u>	297
<u>Fuerzas resultantes</u>	298
<u>Resultados del estudio</u>	298
<u>Conclusión</u>	¡Error! Marcador no definido.

Información de modelo



Nombre del modelo: Eje de Soporte 1

Configuración actual: Predeterminado

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
<p>Cortar-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa:17.0369 kg Volumen:0.0021703 m³ Densidad:7,850 kg/m³ Peso:166.961 N</p>	<p>C:\Users\OneDriv e\trabajo final\Eje de Soporte 1.SLDPRT Feb 24 12:58:59 2021</p>

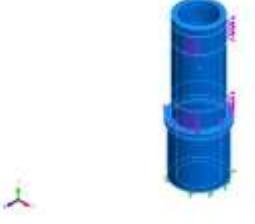
Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar

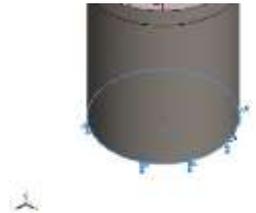
Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades de material

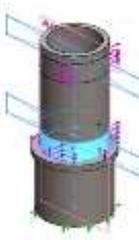
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: AISI 4140 Acero recocido a 865°C</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Límite elástico: 460000000 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 560000000 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 205000000000 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.285</p> <p>Densidad: 7,850 kg/m³</p>	<p>Eje de Soporte</p>
Datos de curva: N/A		

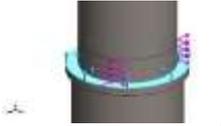
Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo-1		<p>Entidades: 1 arista(s)</p> <p>Tipo: Geometría fija</p>

Fuerzas resultantes

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-14,357.6	-8,998.39	14,357.4	22,209.1
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Fuerza-1		Entidades: Referencia: Tipo: Valores:	1 cara(s), 1 plano(Alzado Aplicar fuerza 1914.3; ---; --- N
Fuerza-2		Entidades: Referencia: Tipo: Valores:	1 cara(s), 1 plano(s) Alzado Aplicar fuerza 1914.3; ---; --- N
Fuerza-3		Entidades: Referencia: Tipo: Valores:	1 cara(s), 1 plano(s) Vista lateral Aplicar fuerza 1914.3; ---; --- N

<p>Fuerza-4</p>		<p>Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s)</p> <p>Referencia: Vista lateral</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza</p> <p>Valores: 1914.3; ---; --- N</p>
<p>Fuerza-5</p>		<p>Entidades: 1 cara(s)</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza normal</p> <p>Valor: -8,999.4 N</p>

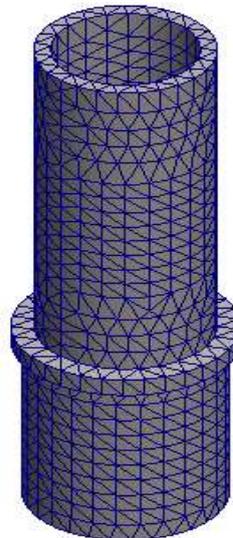
Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 Puntos
Tamaño de elementos	15.0061 mm
Tolerancia	0.750303 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	9710
Número total de elementos	5073
Cociente máximo de aspecto	3.995
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	98.8

Nombre del modelo: Eje de Soporte 1
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de malla: Malla sólida



Fuerzas resultantes**Fuerzas de reacción**

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-3,828.14	-8,998.93	3,828.63	10,502.1

Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Fuerzas de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-1.68506	0.112	2.58226	3.08546

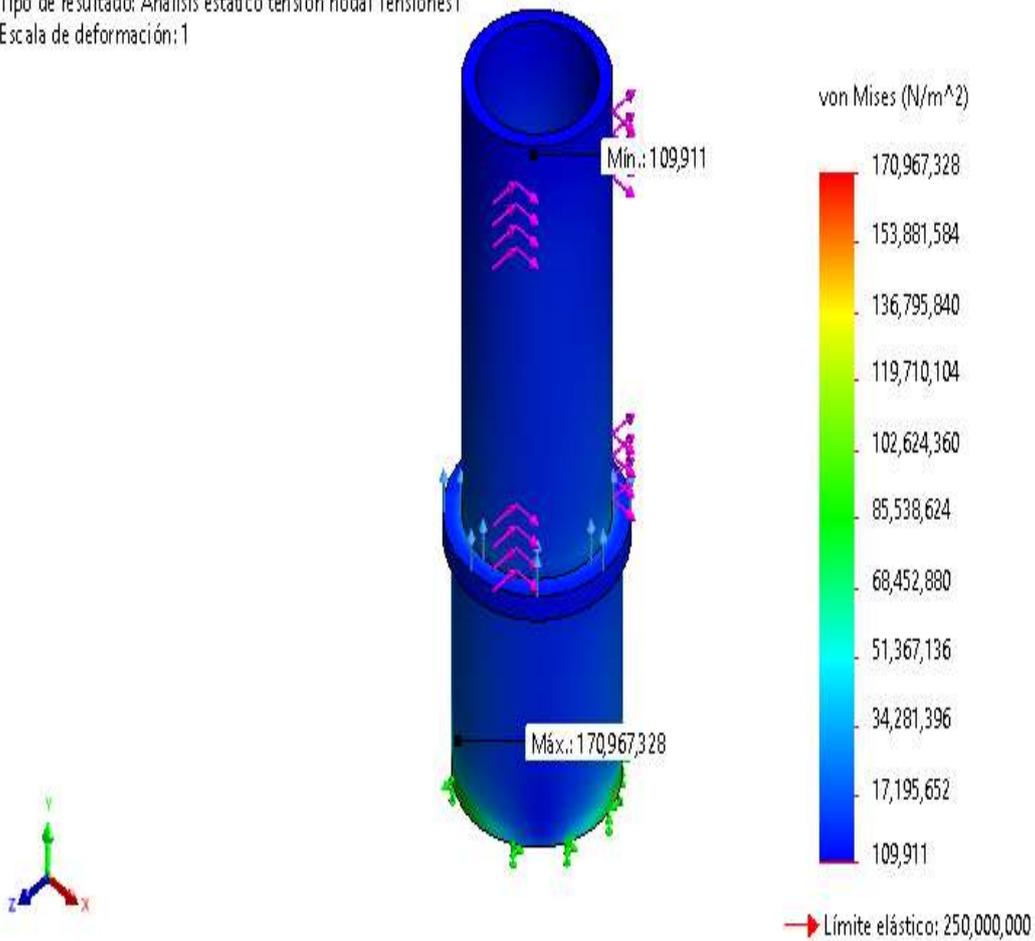
Momentos de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-33

Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	109,911N/m ² Nodo: 1561	170,967,328N/m ² Nodo: 2135

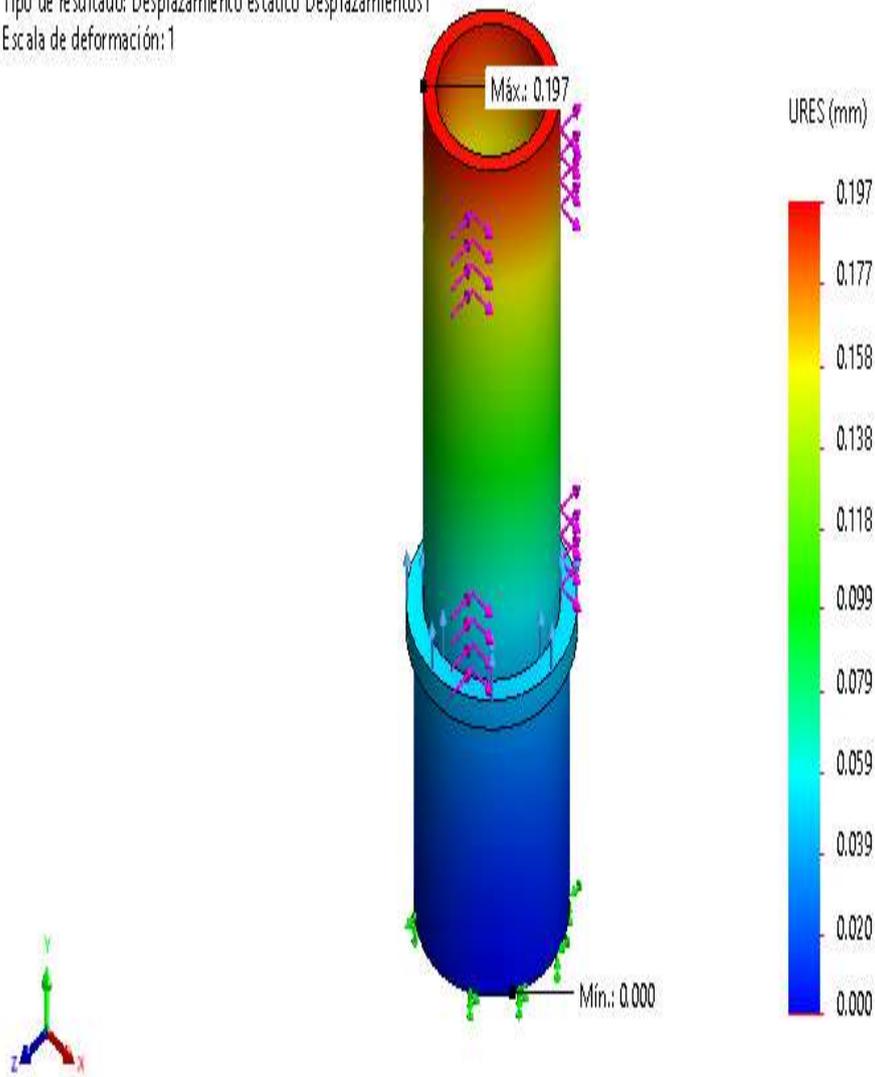
Nombre del modelo: Eje de Soporte 1
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1



Eje de Soporte 1-Análisis estático 1-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0.000mm Nodo: 1	0.197mm Nodo: 3245

Nombre del modelo: Eje de Soporte 1
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1



**Eje de Soporte 1-Análisis estático 1-Desplazamientos-
Desplazamientos1**

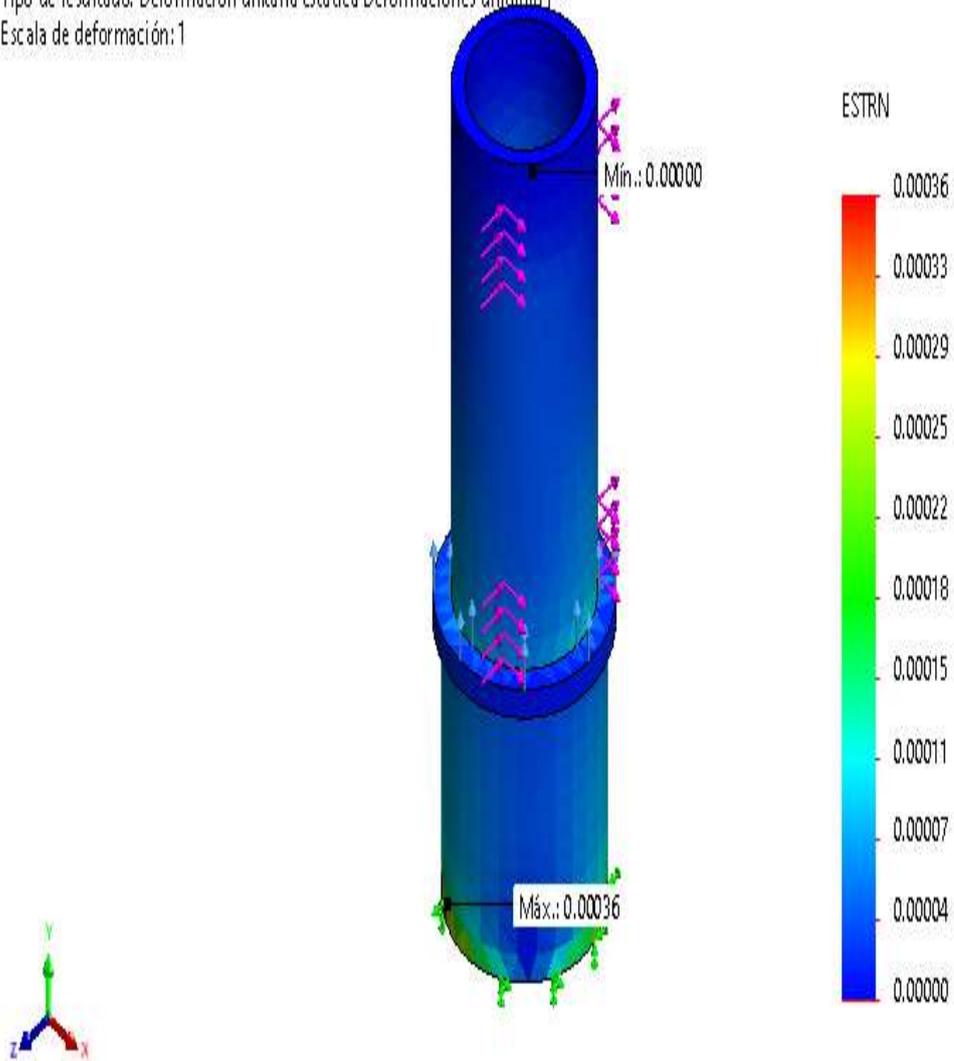
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0.00000 Elemento: 4335	0.00036 Elemento: 98

Nombre del modelo: Eje de Soporte 1

Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)

Tipo de resultado: Deformación unitaria estática [Deformaciones unitarias]

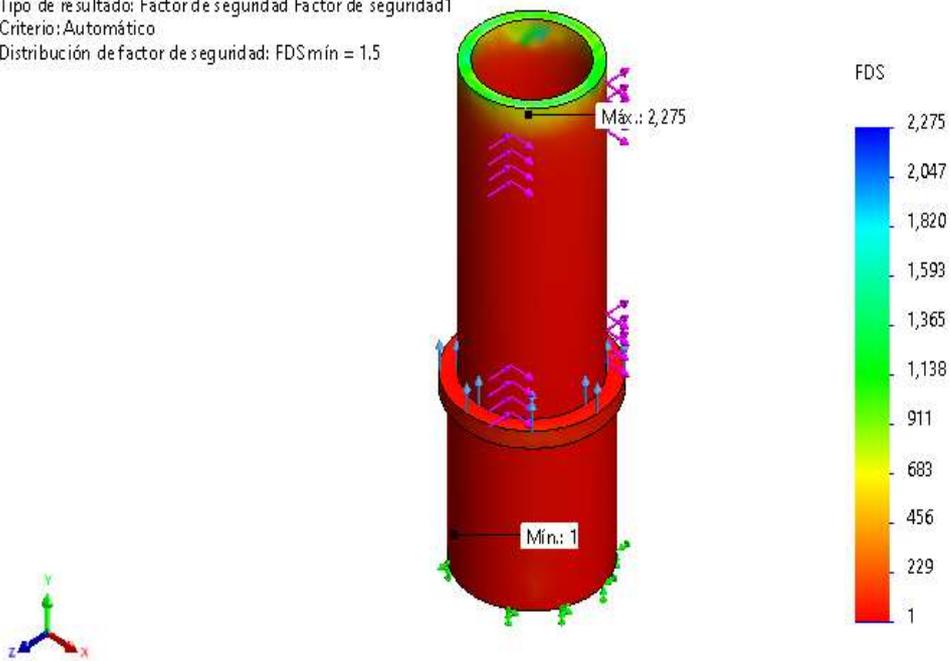
Escala de deformación: 1



**Eje de Soporte 1-Análisis estático 1-Deformaciones unitarias-
Deformaciones unitarias1**

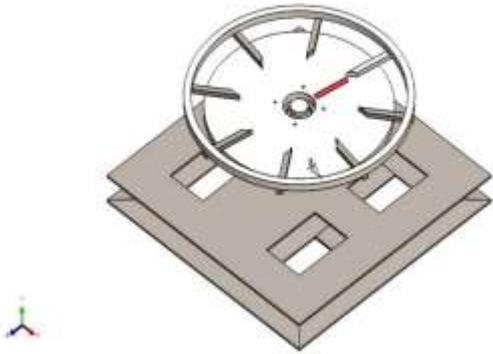
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	1 Nodo: 2135	2,275 Nodo: 1561

Nombre del modelo: Eje de Soporte 1
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Automático
Distribución de factor de seguridad: FDSmín = 1.5



Eje de Soporte 1-Análisis estático 1-Factor de seguridad-Factor de seguridad1

Anexo 50: análisis general



Descripción

Análisis del ensamblaje de los componentes que soportan al elemento a maquinar para este análisis se toman en cuenta las fuerzas que actúan en el Sistema como el empotramiento del Sistema.

Simulación de análisis

Diseñador: *SolidWorks*

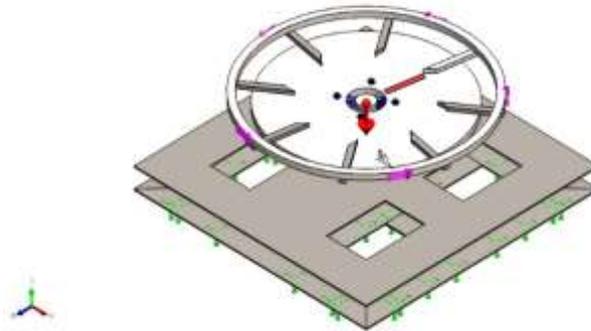
Nombre de estudio: Análisis estático 1

Tipo de análisis: Análisis estático

Tabla de contenidos

<u>Descripción</u>	304
<u>Información de modelo</u>	¡Error!
Marcador no definido.	
<u>Propiedades de estudio</u>	306
<u>Unidades</u>	306
<u>Propiedades de material</u>	307
<u>Cargas y sujeciones</u>	309
<u>Definiciones de conector</u>	311
<u>Información de contacto</u>	320
<u>Información de malla</u>	321
<u>Fuerzas resultantes</u>	323
<u>Resultados del estudio</u>	325
<u>Conclusión</u>	¡Error! Marcador no definido.

Información de modelo

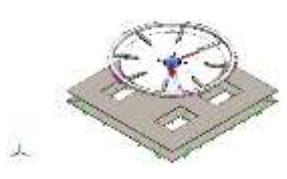


Nombre del modelo: analisis

Configuración actual: Predeterminado

Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado o como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
<p>Simetría2</p> 	Sólido	<p>Masa:627.385 kg Volumen:0.0799217 m³ Densidad:7,850 kg/m³ Peso:6,148.38 N</p>	<p>C:\Users\OneDrive\trabajo final\BASE.SLDPRT Feb 23 12:08:17 2021</p>
<p>Cortar-Extruir2</p> 	Sólido	<p>Masa:524.763 kg Volumen:0.0655953 m³ Densidad:8,000 kg/m³ Peso:5,142.68 N</p>	<p>C:\Users\OneDrive\trabajo final\MESA 1.SLDPRT Feb 23 12:08:17 2021</p>
<p>Simetría1</p> 	Sólido	<p>Masa:676.903 kg Volumen:0.0862297 m³ Densidad:7,850 kg/m³ Peso:6,633.65 N</p>	<p>C:\Users\OneDrive\trabajo final\RUEDA GUIA 1.SLDPRT Feb 23 12:08:17 2021</p>

<p>Línea de partición1</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:46.7771 kg Volumen:0.00584713 m³ Densidad:8,000 kg/m³ Peso:458.415 N</p>	<p>C:\Users\OneDrive\trabajo finalleje de soporte.SLDPRT Feb 23 12:08:17 2021</p>
--	---------------	---	--

Información de modelo

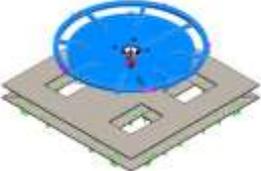
Propiedades de estudio

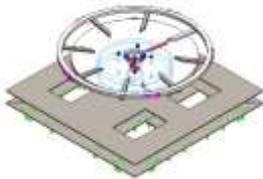
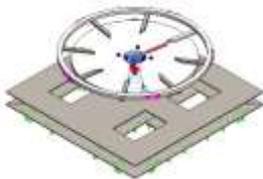
Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Tipo de solver	Automático
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar

Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

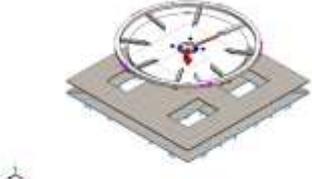
Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Límite elástico: 250000000 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 400000000 N/m²</p> <p>Densidad: 7,850 kg/m³</p> <p>Módulo elástico: 200000000000 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.26</p> <p>Nombre: ASTM A36 Acero</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p>	BASE
Datos de curva:N/A		
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Límite elástico: 250000000 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 400000000 N/m²</p> <p>Densidad: 7,850 kg/m³</p> <p>Módulo elástico: 200000000000 N/m²</p>	MESA

	Coefficiente de Poisson: 0.26 Nombre: ASTM A36 Acero Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal	
Datos de curva: N/A		
	Nombre: ASTM A36 Acero Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 250000000 N/m ² Límite de tracción: 400000000 N/m ² Densidad: 7,850 kg/m ³ Módulo elástico: 200000000000 N/m ² Coefficiente de Poisson: 0.26 Nombre: ASTM A36 Acero Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal	RUEDA GUÍA
Datos de curva: N/A		
	Nombre: AISI 4140 Acero recocido a 865C	Eje de Soporte

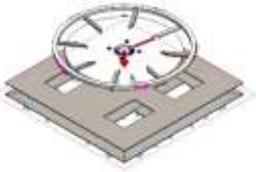
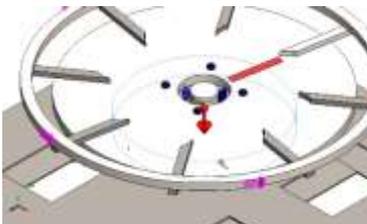
	Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. o: Límite elástico: 460000000 N/m ² Límite de tracción: 560000000 N/m ² Módulo elástico: 20500000000 N/m ² Coefficiente de Poisson: 0.285 Densidad: 7,850 kg/m ³ Módulo cortante: 8000000000 N/m ²	

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija

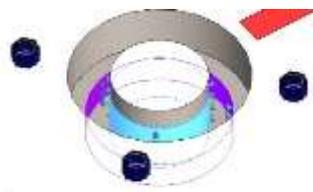
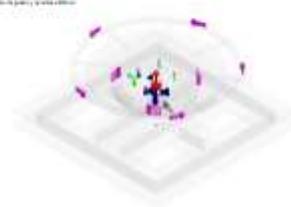
Fuerzas resultantes

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-29.3209	18,363.9	-5.12432	18,363.9
Momento de reacción (N.m)	0	0	0	0

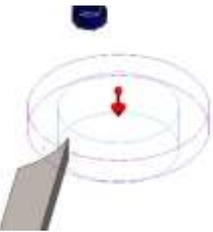
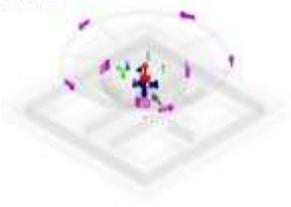
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Gravedad-1		Referencia:	Planta
		Valores:	0; 0; -9.81
		Unidades:	m/s ²
Torsión-1		Entidades:	1 cara(s)
		Tipo:	Aplicar momento torsor
		Valor:	446.83 N.m
Torsión-2		Entidades:	1 cara(s)
		Tipo:	Aplicar momento torsor
		Valor:	-1,404 N.m

Definiciones de conector

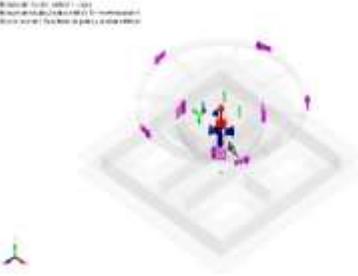
Conector de pasador/perno/rodamiento

Referencia de modelo	Detalles del conector			Detalles de resistencia							
 <p>Conector de apoyo - 5</p>	<p>Entidades: 2 cara(s)</p> <p>Tipo: Rodamiento</p>			<table border="1"> <tr> <td>Comprobación de perno:</td> <td>Aceptar</td> </tr> <tr> <td>FDS calculado:</td> <td>2.2375</td> </tr> <tr> <td>FDS deseado:</td> <td>2</td> </tr> </table> 		Comprobación de perno:	Aceptar	FDS calculado:	2.2375	FDS deseado:	2
Comprobación de perno:	Aceptar										
FDS calculado:	2.2375										
FDS deseado:	2										
Fuerzas del conector											
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante							
Fuerza axial (N)	-8.2745e-29	818.86	-0	-818.86							
Fuerza cortante (N)	-6.5016	0	-13.816	15.268							

Momento flector (N.m)	0.00013835	0	-6.5104e-05	0.0001529
------------------------------	------------	---	-------------	-----------

 <p>Conector de apoyo - 6</p>	Entidades: 2 cara(s) Tipo: Rodamiento	<table border="1"> <tr> <td>Comprobación de perno:</td> <td>Aceptar</td> </tr> <tr> <td>FDS calculado:</td> <td>2.23896</td> </tr> <tr> <td>FDS deseado:</td> <td>2</td> </tr> </table>	Comprobación de perno:	Aceptar	FDS calculado:	2.23896	FDS deseado:	2
	Comprobación de perno:	Aceptar						
FDS calculado:	2.23896							
FDS deseado:	2							
								

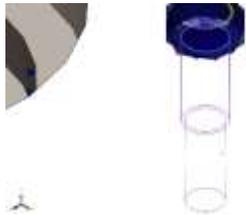
Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	-3.7568e-28	3,717.9	-0	-3,717.9
Fuerza cortante (N)	-26.221	0	408.51	409.35

Momento flector (N.m)	-0.0040907	0	-0.00026256	0.0040991				
 <p data-bbox="219 898 705 986">B18.2.3.2M - Formed hex screw, M20 x 2.5 x 80 --46WC - 1</p>	<p data-bbox="750 379 1301 411">Entidades: 1 arista(s), 2 cara(s)</p> <p data-bbox="750 435 1346 579">Tipo: Tornillo(Diámetro de la cabeza/tuerca)(Tornillo refrentado)</p> <p data-bbox="750 603 1189 635">Tipo de conexión: Unión rígida</p> <p data-bbox="750 659 1115 691">Diámetro de cabeza: 30 mm</p> <p data-bbox="750 715 1115 746">Diámetro del vástago nominal: 20 mm</p> <p data-bbox="750 770 1205 802">Nombre del material: Acero aleado</p> <p data-bbox="750 826 1234 858">Módulo de Young: 2.1e+11 N/m²</p> <p data-bbox="750 882 1077 914">Coefficiente de Poisson: 0.28</p>	<table border="1" data-bbox="1391 544 2018 767"> <tr> <td data-bbox="1391 544 1742 651">Comprobación de perno:</td> <td data-bbox="1742 544 2018 651">Aceptar</td> </tr> <tr> <td data-bbox="1391 651 1742 708">FDS calculado:</td> <td data-bbox="1742 651 2018 708">2.23696</td> </tr> <tr> <td data-bbox="1391 708 1742 767">FDS deseado:</td> <td data-bbox="1742 708 2018 767">2</td> </tr> </table> 	Comprobación de perno:	Aceptar	FDS calculado:	2.23696	FDS deseado:	2
Comprobación de perno:	Aceptar							
FDS calculado:	2.23696							
FDS deseado:	2							

	Número de roscas: 2 roscas/mm Resistencia del perno: 89,984.6 psi Factor de seguridad: 2 Precarga (Torsión): 402.21 N.m Factor de fricción (K): 0.2 Ajuste exacto: Sí	
--	--	--

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	0	83,789	0	83,789
Fuerza cortante (N)	4.7383	0	5.4603	7.2295
Momento flector (N.m)	-0.21829	0	0.0091332	0.21848



**B18.2.3.2M - Formed hex screw,
M20 x 2.5 x 80 --46WC - 2**

Entidades: 1 arista(s), 2 cara(s)

Tipo: Tornillo (Diámetro de la cabeza/tuerca) (Tornillo refrentado)

Tipo de conexión: Unión rígida

Diámetro de cabeza: 30 mm

Diámetro del vástago nominal: 20 mm

Nombre del material: Acero aleado

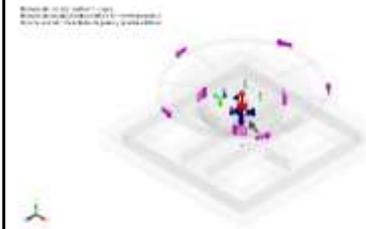
Módulo de Young: 2.1e+11 N/m²

Coefficiente de Poisson: 0.28

Número de roscas: 2 roscas/mm

Resistencia del perno: 89,984.6 psi

Comprobación de perno:	Aceptar
FDS calculado:	2.23797
FDS deseado:	2



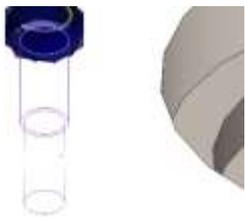
	Factor de seguridad: 2 Precarga (Torsión): 402.21 N.m Factor de fricción (K): 0.2 Ajuste exacto: Sí			
Fuerzas del conector				
Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	0	83,789	0	83,789
Fuerza cortante (N)	2.5094	0	-0.10934	2.5118
Momento flector (N.m)	0.0023259	0	0.076449	0.076484
	Entidades: 1 arista(s), 2 cara(s) Tipo: Tornillo (Diámetro de la cabeza/tuerca)	No hay datos		

B18.2.3.2M - Formed hex screw, M20 x 2.5 x 80 --46WC - 3	<p>(Tornillo refrentado)</p> <p>Tipo de conexión: Unión rígida</p> <p>Díámetro de cabeza: 30 mm</p> <p>Díámetro del vástago nominal: 20 mm</p> <p>Nombre del material: Acero aleado</p> <p>Módulo de Young: 2.1e+11 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Número de roscas: 2 roscas/mm</p> <p>Resistencia del perno: 89,984.6 psi</p> <p>Factor de seguridad: 2</p> <p>Precarga (Torsión): 402.21 N.m</p> <p>Factor de fricción (K): 0.2</p>	
---	--	--

Ajuste exacto: Sí

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
Fuerza axial (N)	0	83,789	0	83,789
Fuerza cortante (N)	-8.5846	0	-9.9587	13.148
Momento flector (N.m)	0.26057	0	-0.075747	0.27136



B18.2.3.2M - Formed hex screw, M20 x 2.5 x 80 --46WC - 4

Entidades: 1 arista(s), 2 cara(s)

Tipo: Tornillo (Diámetro de la cabeza/tuerca) (Tornillo refrentado)

Tipo de conexión: Unión rígida

Diámetro de cabeza: 30 mm

No hay datos

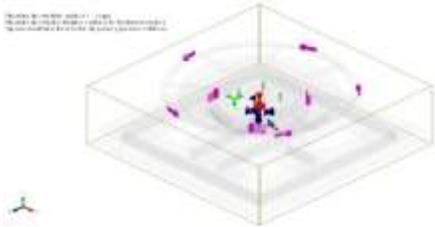
Diámetro del vástago nominal:	20 mm	
Nombre del material:	Acero aleado	
Módulo de Young:	2.1e+11 N/m ²	
Coefficiente de Poisson:	0.28	
Número de roscas:	2 roscas/mm	
Resistencia del perno:	6.20422e+08 N/m ²	
Factor de seguridad:	2	
Precarga (Torsión):	402.21 N.m	
Factor de fricción (K):	0.2	
Ajuste exacto:	Sí	

Fuerzas del conector

Tipo	Componente X	Componente Y	Componente Z	Resultante
------	--------------	--------------	--------------	------------

Fuerza axial (N)	0	83,789	0	83,789
Fuerza cortante (N)	4.6445	0	1.9962	5.0553
Momento flector (N.m)	-0.11088	0	0.13137	0.17191

Información de contacto

Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		Tipo: Unión rígida Componentes: 1 componente(s) Opciones: Mallado compatible

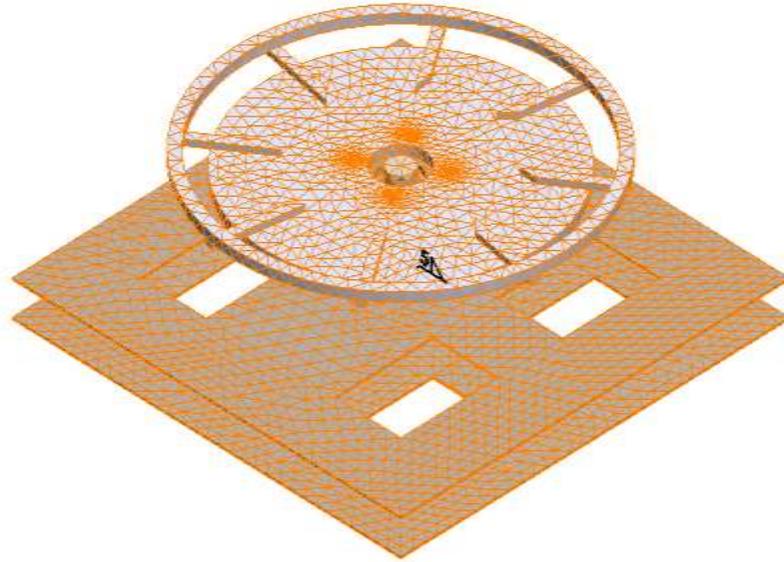
Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	4 puntos
Tamaño máximo de elemento	56.051 mm
Tamaño mínimo del elemento	2.80255 mm
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Activar

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	16972
Número total de elementos	71249
Cociente máximo de aspecto	85.78
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	76.3
El porcentaje de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	1.27

Nombre del modelo: analisis 1 - copia
Nombre de estudio: Analisis estático 1 (- Predeterminado-)
Tipo de malla: Malla sólida



Fuerzas resultantes**Fuerzas de reacción**

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-29.3209	18,363.9	-5.12432	18,363.9

Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Fuerzas de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	0.000594661	5,468.37	- 0.00149107	5,468.37

Momentos de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-33

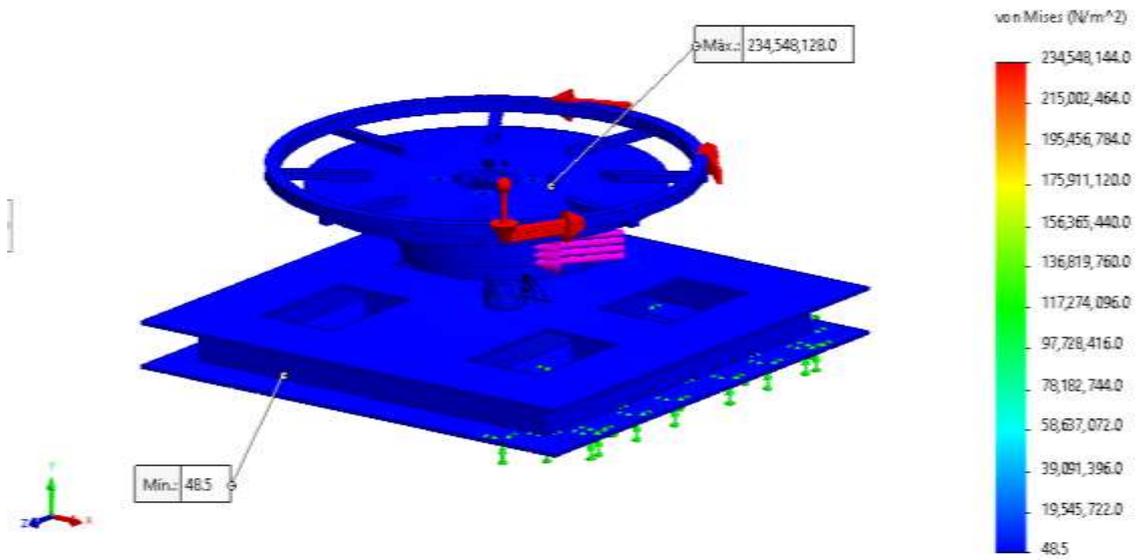
Resultados del estudio

	Tipo	Mín.	Máy.
	VON: Tensión de von Mises	61N/m ² Elemento: 6961	385604576N/m ² Elemento: 34621

Nombre de estudio: Análisis estático 1 (-Predeterminado-)

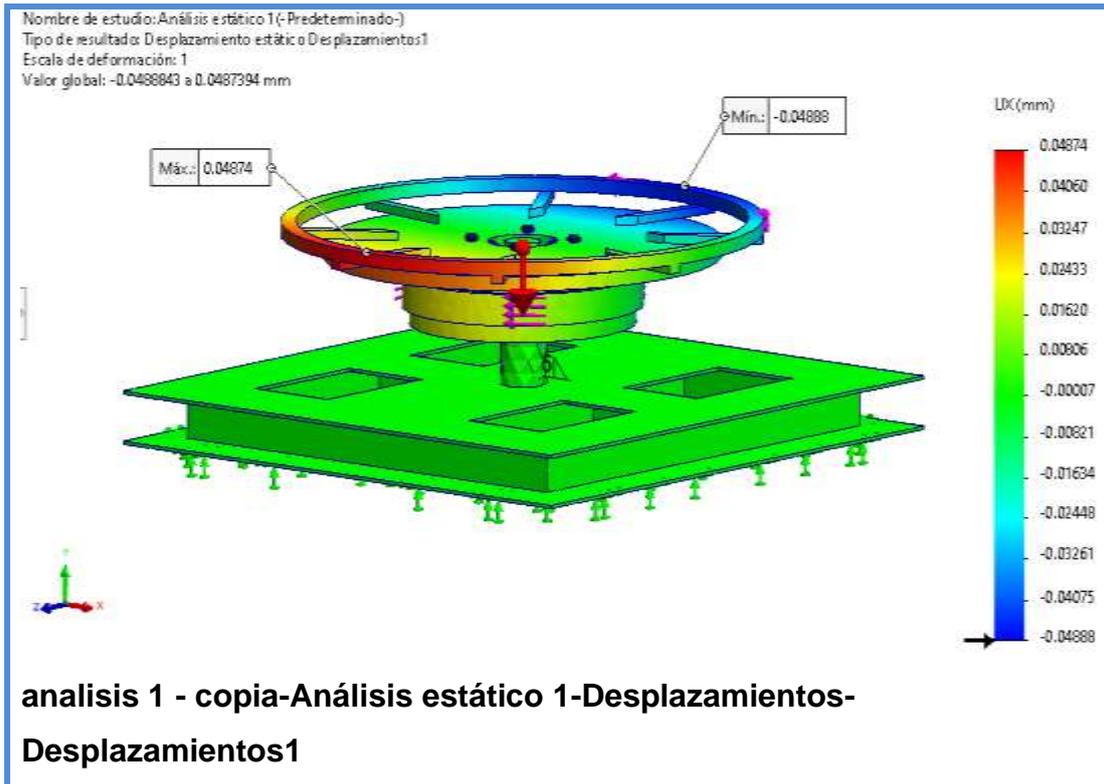
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones2

Escala de deformación: 1

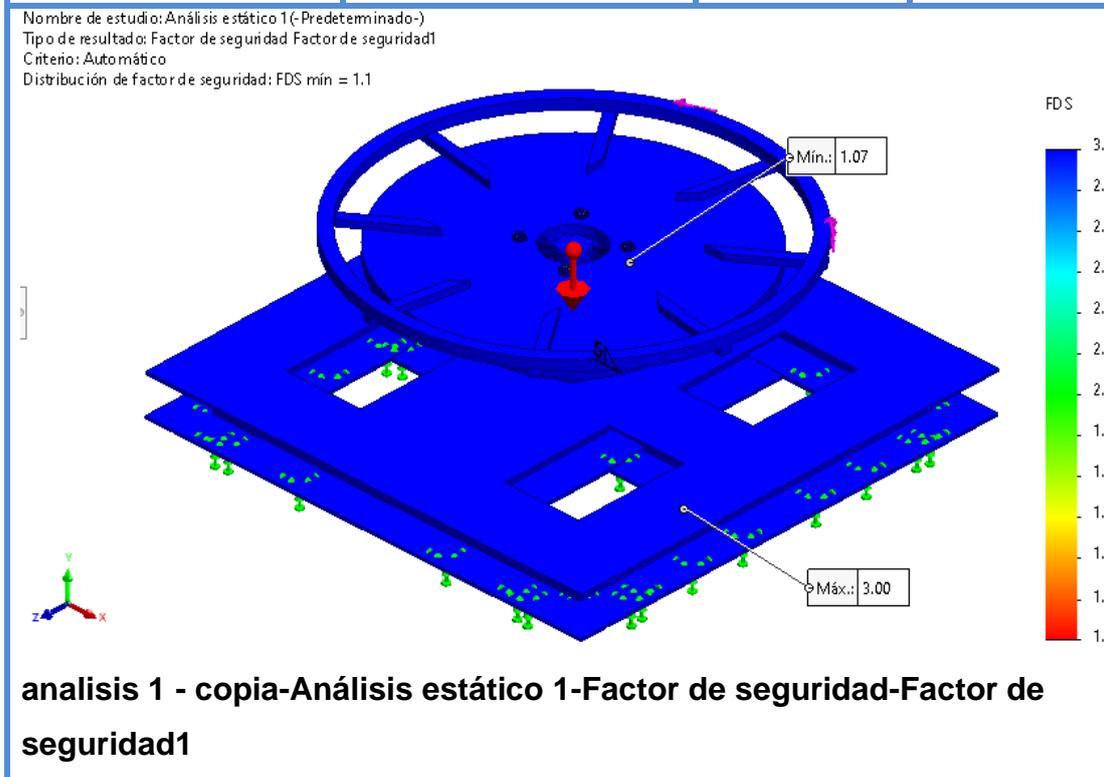


via-Análisis estático 1-Tensiones-Tensiones1

Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Desplazamientos1	UX: Desplazamiento de X	-0.04888mm Nodo: 6881	0.04874mm Nodo: 6915

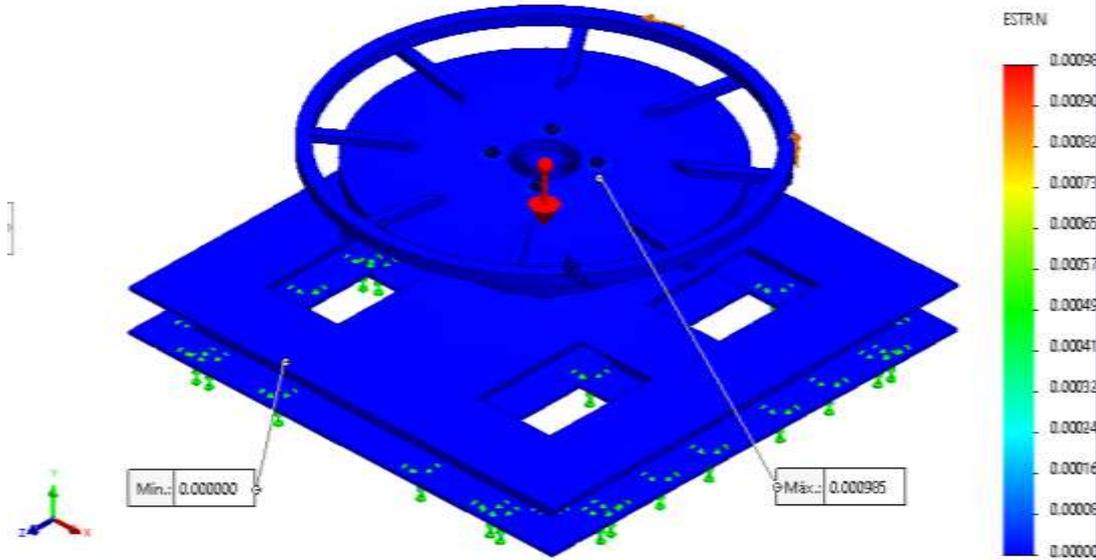


Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	3.00	3.00
		Nodo: 1	Nodo: 1



Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0.000000 Nodo: 3999	0.000985 Nodo: 9984

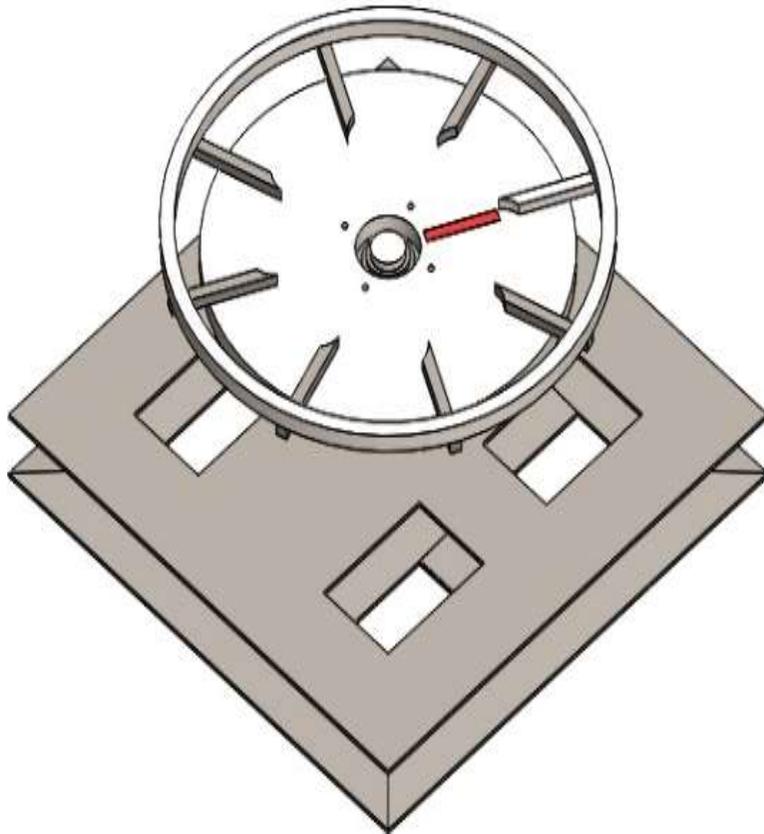
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
 Escala de deformación: 1



análisis 1 - copia-Análisis estático 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

Nombre	Tipo
Comprobación de pasador/perno1	Resultados de perno y pasador estáticos

Anexo 51: estudio de frecuencia



Simulación de Torno

Diseñador: Solidworks

Nombre de estudio: Estudio de frecuencia

Tipo de análisis: Frecuencia

Tabla de contenidos

Propiedades de estudio 330

Unidades 331

Propiedades de material 331

Cargas y sujeciones 335

Resultados del estudio 336

Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Estudio de frecuencia 1
Tipo de análisis	Frecuencia
Tipo de malla	Malla sólida
Número de frecuencias	5
Tipo de solver	Automático
Muelle blando:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users \OneDrive\trabajo final)

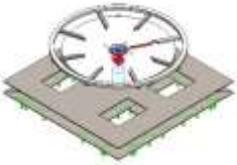
Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades de material

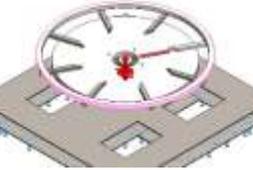
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 250000000 N/m² Límite de tracción: 400000000 N/m² Densidad: 7,850 kg/m³ Módulo elástico: 200000000000 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.26</p>	<p>Soporte principal (Chasis)</p>
Datos de curva:N/A		

	<p>Nombre: ASTM A36 Acero Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 250000000 N/m² Límite de tracción: 400000000 N/m² Densidad: 7,850 kg/m³ Módulo elástico: 200000000000 N/m² Coeficiente de Poisson: de 0.26</p>	<p>MESA</p>
<p>Datos de curva:N/A</p>		
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 250000000 N/m² Límite de tracción: 400000000 N/m² Densidad: 7,850 kg/m³ Módulo elástico: 200000000000 N/m² Coeficiente de Poisson: de 0.26</p>	<p>Polea N°1</p>
<p>Datos de curva:N/A</p>		

	<p>Nombre: AISI 1020 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 351571000 N/m² Límite de tracción: 420507000 N/m² Densidad: 7,900 kg/m³ Módulo elástico: 200000000000 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.29 Coeficiente de dilatación térmica: 0.000015/Kelvin</p>	<p>SOPORTES DE BASE</p>
<p>Datos de curva:N/A</p>		
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 250000000 N/m² Límite de tracción: 400000000 N/m² Densidad: 7,850 kg/m³ Módulo elástico: 200000000000 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.26 Nombre: ASTM A36 Acero Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p>	<p>Soporte-2</p>
<p>Datos de curva:N/A</p>		

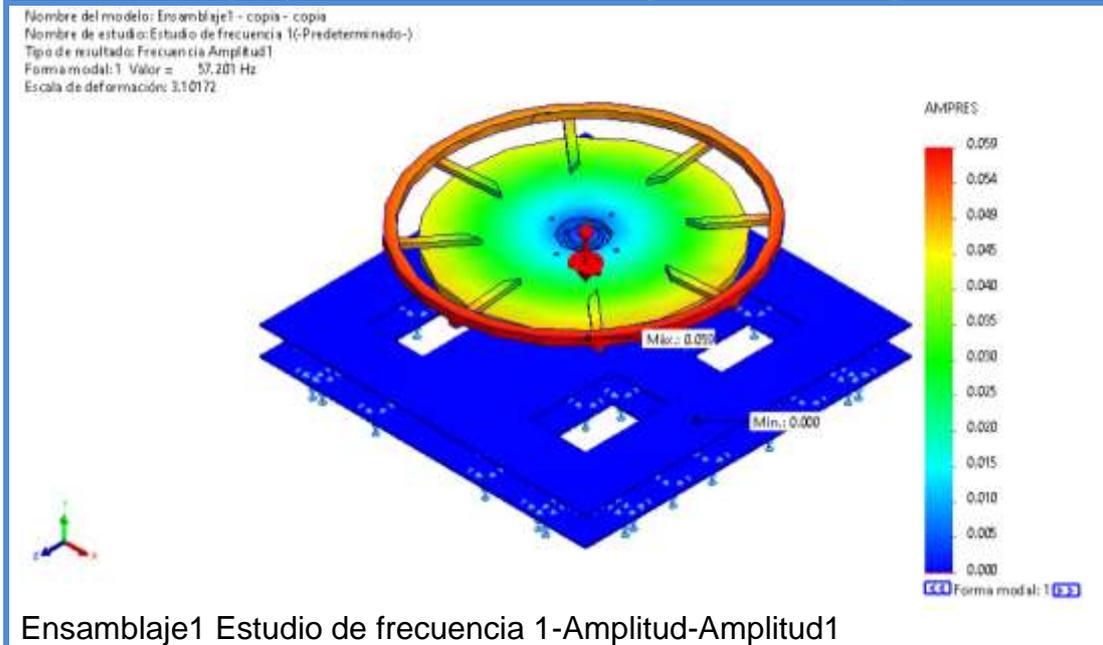
	<p>Nombre: AISI 4130 Acero normalizado a 870C</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Límite elástico: 460000000 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 731000000 N/m²</p> <p>Densidad: 7,850 kg/m³</p> <p>Módulo elástico: 205000000000 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.285</p>	<p>Rodamiento-1</p> <p>Rodamiento-2</p>
<p>Datos de curva:N/A</p>		

Cargas y sujeciones

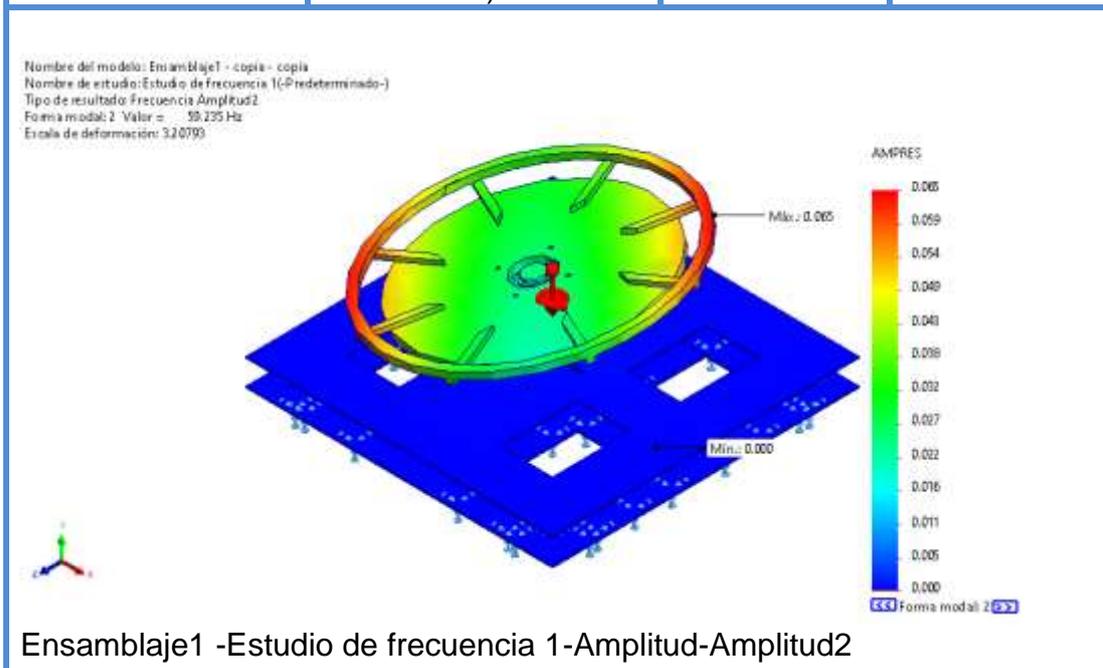
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción	
Fijo-1		Entidades: Tipo:	1 cara(s) Geometría fija
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Gravedad-1		Referencia: Valores: Unidades:	Planta 0 0 -9.81 m/s^2
Centrífuga-1		Centrífuga, Ref: Velocidad angular: Aceleración angular:	Cara< 1 > 0.314159rad/s 0rad/s^2

Resultados del estudio

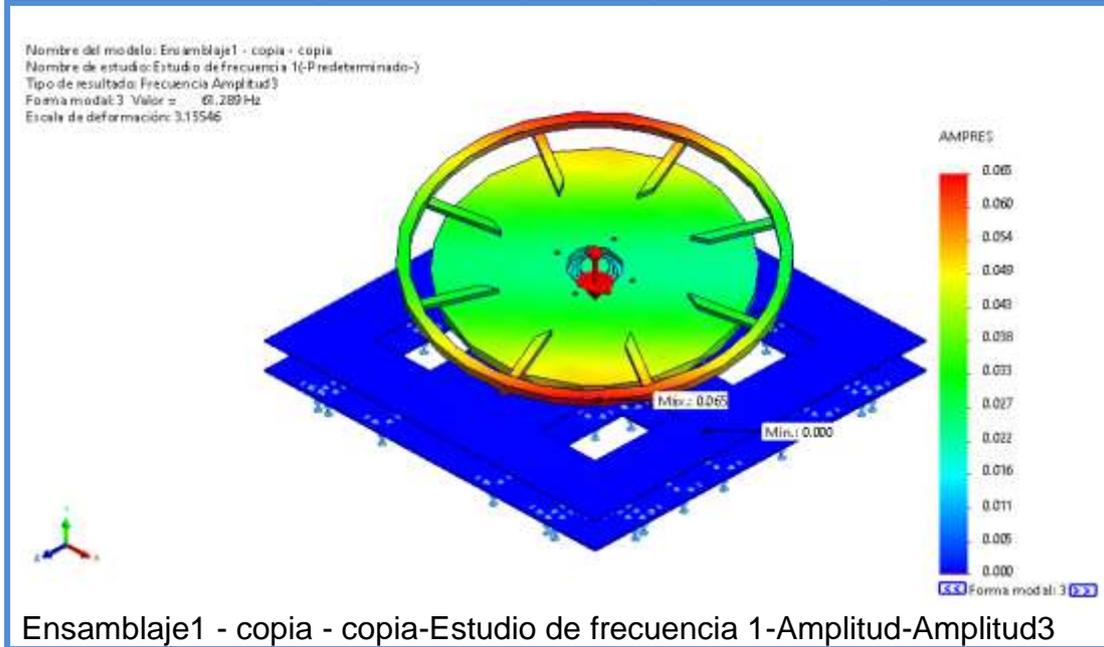
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud1	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 1(Valor = 57.2013 Hz)	0.000 Nodo: 22	0.059 Nodo: 1081



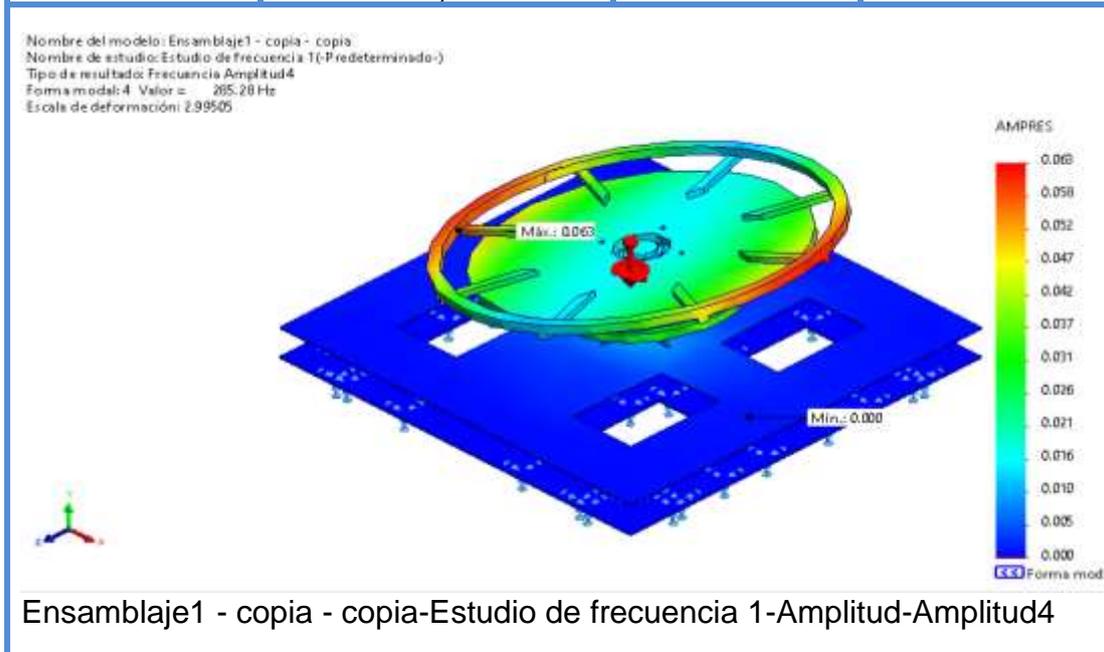
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud2	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 2(Valor = 59.2345 Hz)	0.000 Nodo: 22	0.065 Nodo: 1076



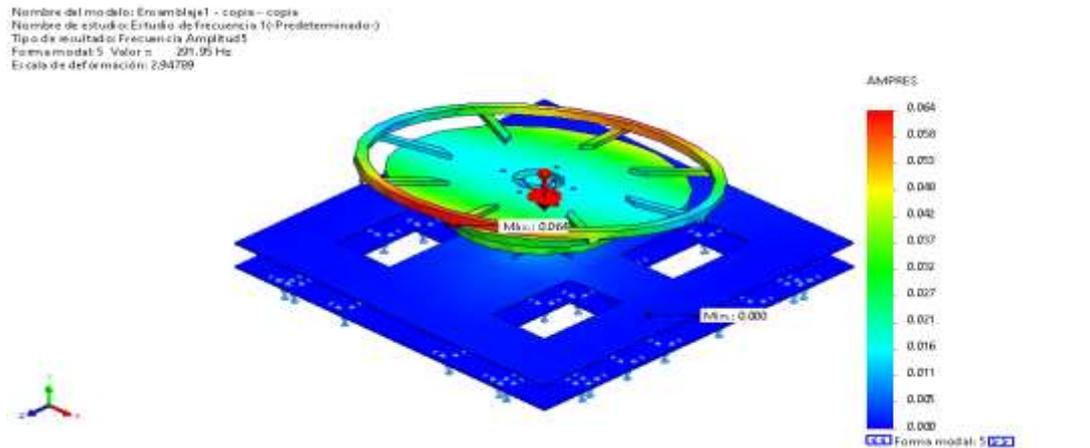
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud3	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 3(Valor = 61.2886 Hz)	0.000 Nodo: 22	0.065 Nodo: 1093



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud4	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 4(Valor = 285.275 Hz)	0.000 Nodo: 22	0.063 Nodo: 856



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud5	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 5(Valor = 291.952 Hz)	0.000 Nodo: 22	0.064 Nodo: 866



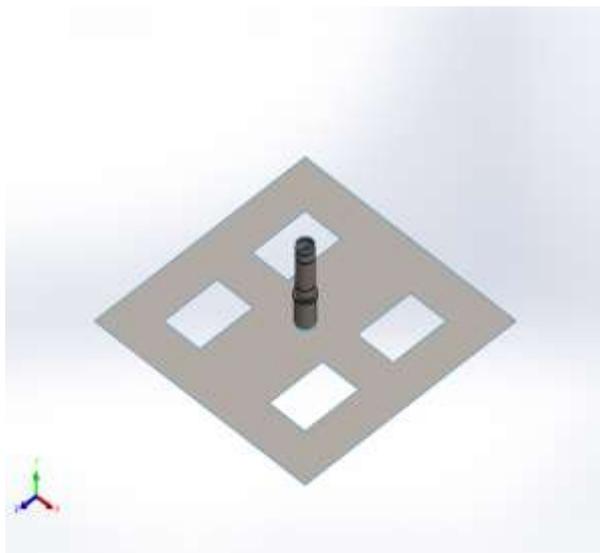
Lista de modos

Frecuencia nº.	Rad/seg	Hertz	Segundos
1	359.41	57.201	0.017482
2	372.18	59.235	0.016882
3	385.09	61.289	0.016316
4	1,792.4	285.28	0.0035054
5	1,834.4	291.95	0.0034252

Participación de masa (Normalizada)

Modo nº.	Frecuencia(Hertz)	Dirección X	Dirección Y	Dirección Z
1	57.201	0.00086407	2.0854e-07	0.0023633
2	59.235	0.15484	1.7177e-06	0.13861
3	61.289	0.13752	4.6342e-07	0.15132
4	285.28	0.36324	7.2184e-05	0.017401
5	291.95	0.019074	0.00019775	0.36299
		Sum X = 0.67554	Sum Y = 0.00027232	Sum Z = 0.67268

Anexo 52: análisis de soldadura



Descripción

análisis de las uniones soldadas que en este caso se da entre el eje de soporte principal y la superficie del chasis

Simulación de base superficie

Diseñador: Solidworks

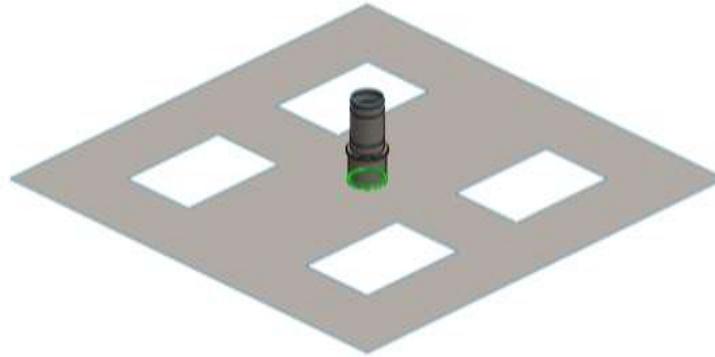
Nombre de estudio: Análisis estático 1

Tipo de análisis: Análisis estático

Tabla de contenidos

Descripción	339
Información de modelo	340
Propiedades de estudio	340
Unidades	341
Propiedades de material	341
Cargas y sujeciones	342
Definiciones de conector	344
Información de malla	345
Fuerzas resultantes	346
Resultados del estudio	346
Conclusión	¡Error!
Marcador no definido.	

Información de modelo



Nombre del modelo: base superficie
Configuración actual: Predeterminado

Vaciados

Nombre documento de referencia	de y	Formulación	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Shell-3 		Grueso	Espesor:10 mm Peso:2109.42 N Volumen:0.02742 m ³ Masa:215.247 kg Densidad:7,850kg/m ³	C:\Users\OneDrive\trabajo final\Nueva carpeta\base superficie.SLDPR T Jun 24 14:52:10 2020
Shell-4 		Grueso	Espesor:30 mm Peso:413.538 N Volumen:0.00537552 m ³ Masa:42.1978 kg Densidad:7,850kg/m ³	C:\Users\OneDrive\trabajo final\Nueva carpeta\base superficie.SLDPR T Jun 24 14:52:10 2020

Propiedades de estudio

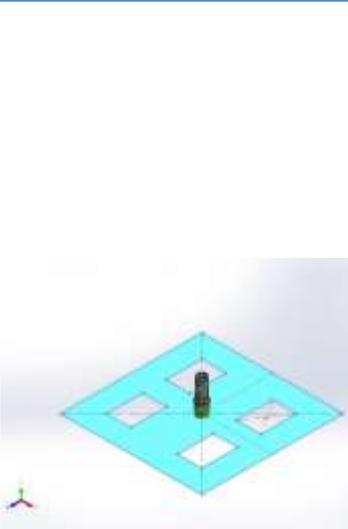
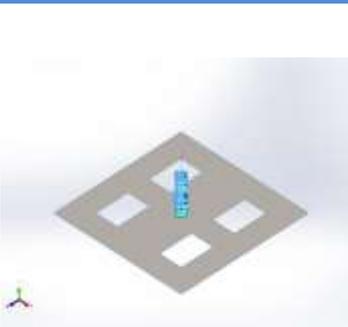
Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla con elementos SHELL de superficies
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin

Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar

Unidades

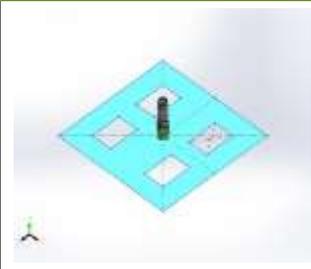
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

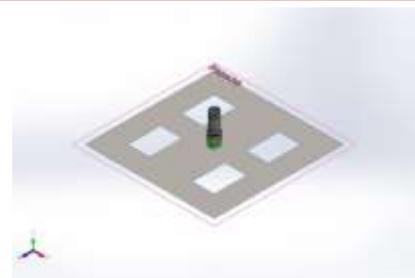
Propiedades de material

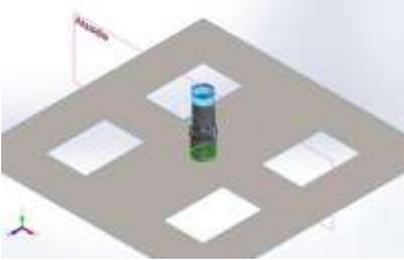
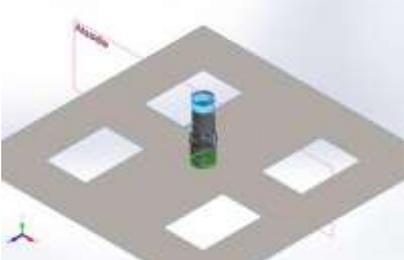
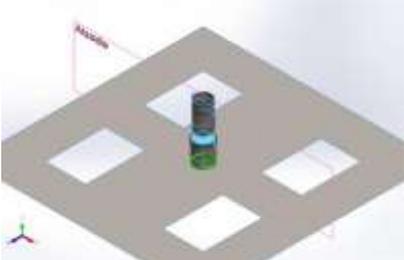
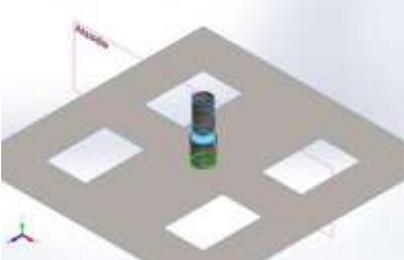
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero</p> <p>Tipo de modelo: de Isotrópico elástico lineal</p> <p>Límite elástico: 250000000 N/m²</p> <p>Límite de tracción: de 400000000 N/m²</p> <p>Densidad: 7,850 kg/m³</p> <p>Módulo elástico: 20000000000 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.26</p> <p>Nombre: ASTM A36 Acero</p> <p>Tipo de modelo: de Isotrópico elástico lineal</p> <p>Nombre: ASTM A36 Acero</p>	<p>Conjunto de superficies 1(Superficie-Plano5)(base superficie)</p>
	<p>Nombre: AISI 4140 Acero recocido a 865C</p> <p>Tipo de modelo: de Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error: de Tensión de von Mises máx.</p>	<p>Conjunto de superficies 2(Línea de partición1)(base superficie)</p>

	predeterminado: Límite elástico: 460000000 N/m² Límite de tracción: 560000000 N/m² Módulo elástico: 205000000000 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.285 Densidad: 7,850 kg/m³ Módulo cortante: 80000000000 N/m² Nombre: AISI 4140 Acero recocido a 865C	
--	--	--

Cargas y sujeciones

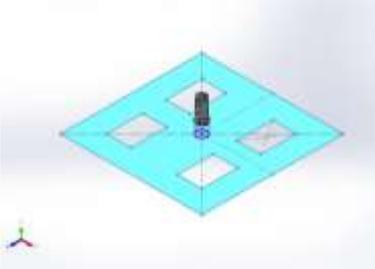
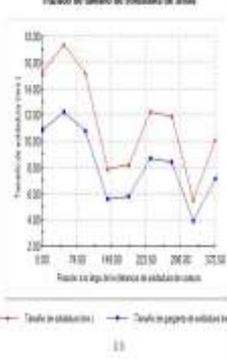
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	13,496.3	-80,772.5	17,182.9	83,675.5
Momento de reacción (N.m)	-379.745	0.969057	320.959	497.214

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Gravedad-1		Referencia: Planta Valores: 0 0 -9.81 Unidades: m/s²

Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Alzado Tipo: Aplicar fuerza Valores: -7,704.6; 0; -10,241 N Momentos: ---; ---; --- N.m
Fuerza-2		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Alzado Tipo: Aplicar fuerza Valores: 0; 11,997; 0 N Momentos: ---; ---; --- N.m
Fuerza-3		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Alzado Tipo: Aplicar fuerza Valores: -5,791.7; 0; -6,941.9 N Momentos: ---; ---; --- N.m
Fuerza-4		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Alzado Tipo: Aplicar fuerza Valores: -0; 71,297; 0 N Momentos: ---; ---; --- N.m

Definiciones de conector

Conector de soldar por aristas

Referencia de modelo	Detalles del conector	Gráfico de tamaño de soldadura de arista
 <p>Conector de soldar por aristas-1</p>	<p>Tipo: Redondeo, de un único lado</p> <p>Estándar: Estándar norteamericano</p> <p>Factor de seguridad: 1.5</p> <p>Electrodo: E70</p> <p>Fuerza de soldadura: 318538000 N/m²</p> <p>Tamaño de soldadura: 30mm</p> <p>Terminado pieza: Línea de partición1</p> <p>Pieza con relación de posición: Superficie-Plano5</p>	 <p>Tamaño de tamaño de soldadura de arista</p>

Fuerzas del conector			
Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de soldadura (m)	0.005526	0.017297	0.011492
Tamaño de garganta de soldadura (m)	0.0039075	0.012231	0.008126
Fuerza conjunta normal (N)	-316540	742580	172830
Fuerza del eje de corte-soldadura (N)	-32,347	44,931	-563.81
Fuerza normal de corte-superficie (N)	-61,732	130790	38,600
Momento flector (N.m)	-2,232.3	3,774.1	716.68

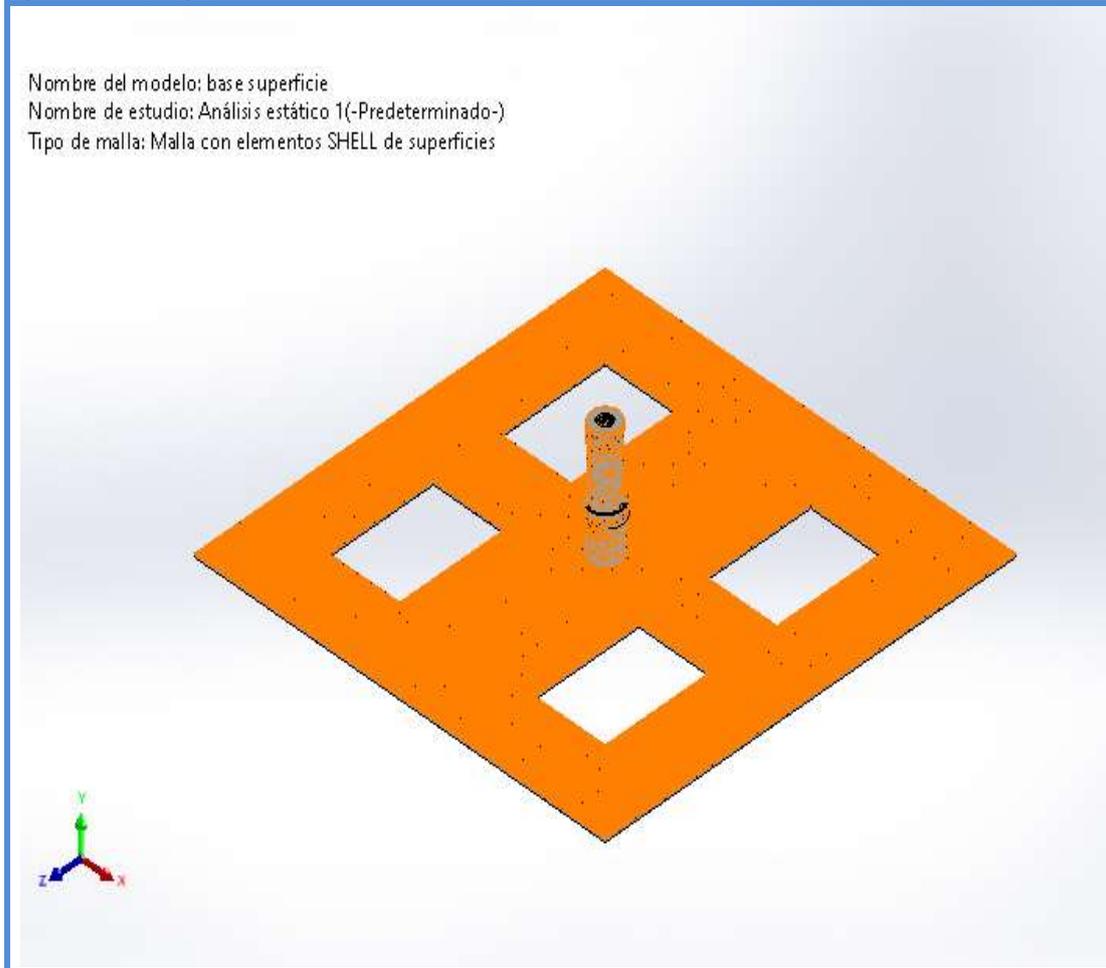
Información de malla

Tipo de malla	Malla con elementos SHELL de superficies
Mallador utilizado:	Malla estándar
Tamaño de elementos	68.3659 mm
Tolerancia	3.41829 mm

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	953
Número total de elementos	1681
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:01

Nombre del modelo: base superficie
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de malla: Malla con elementos SHELL de superficies



Fuerzas resultantes
Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	13,496.3	-80,772.5	17,182.9	83,675.5

Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	-379.745	0.969057	320.959	497.214

Fuerzas de cuerpo libre

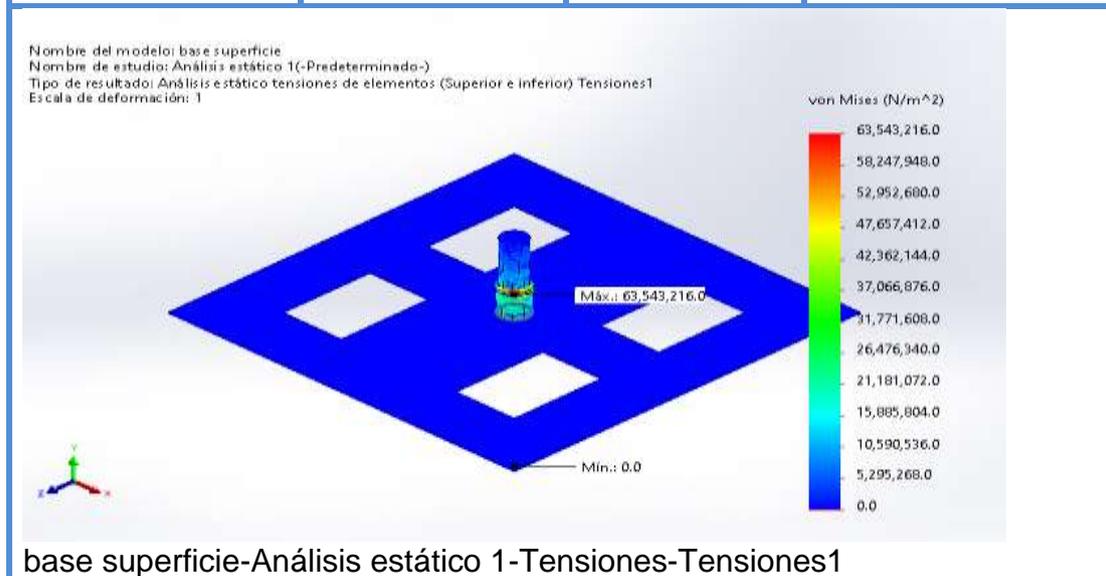
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-0.00106812	0.0158386	0.000701904	0.0158386

Momentos de cuerpo libre

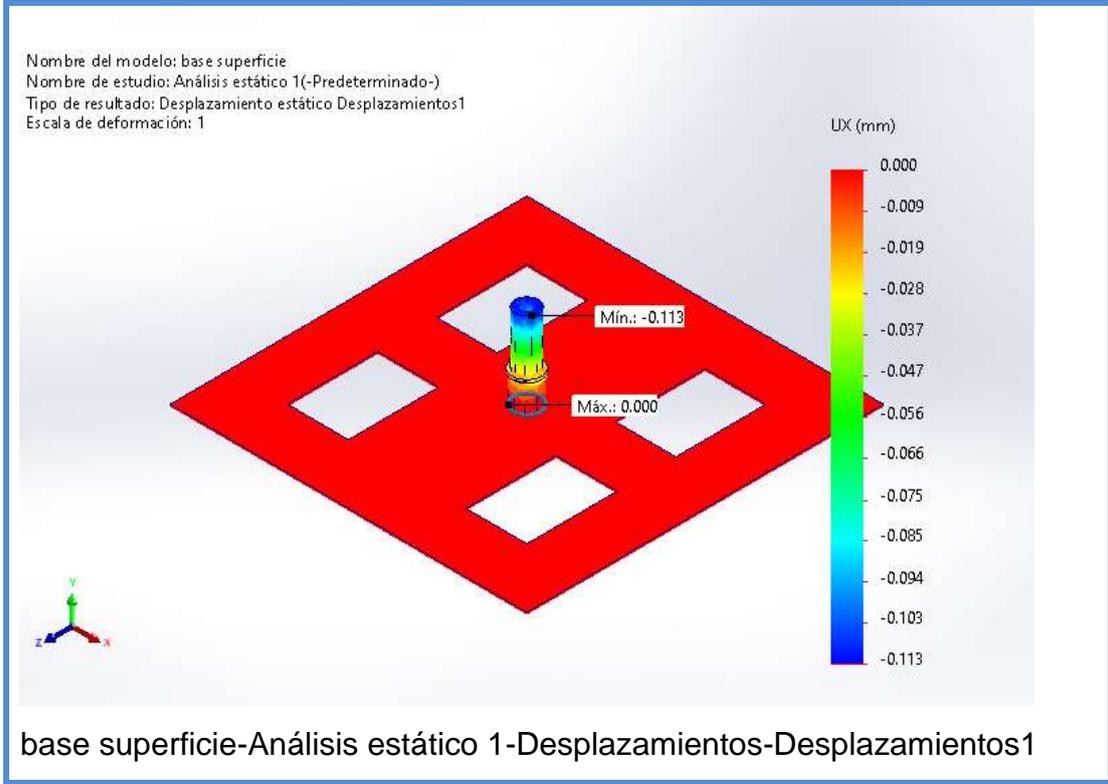
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	-379.744	0.968984	320.961	497.214

Resultados del estudio

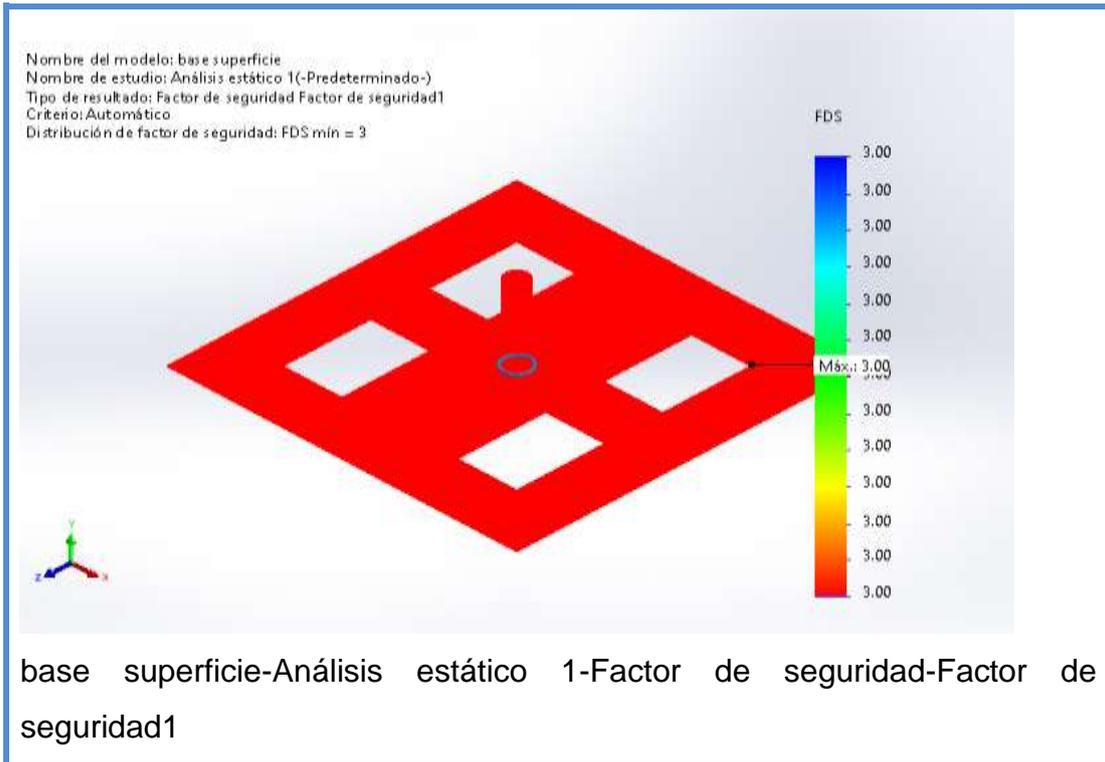
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.0N/m ² Elemento: 1	58,576,656.0N/m ² Elemento: 1455



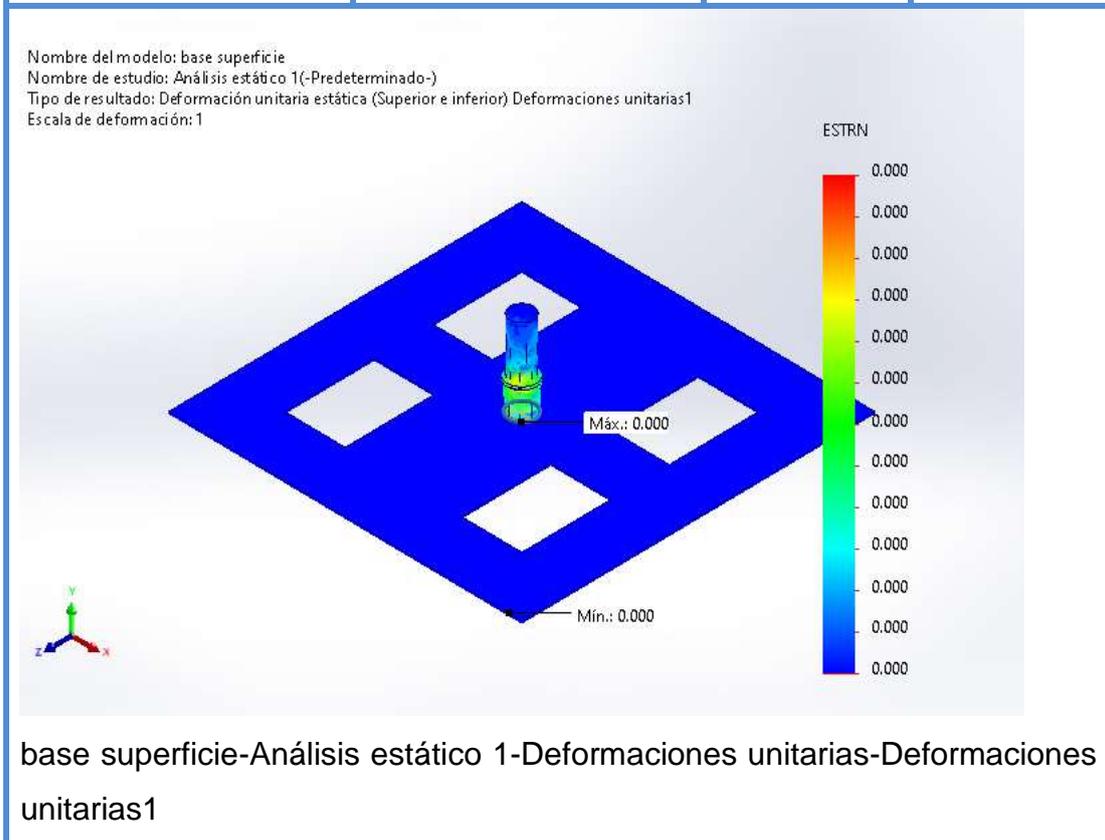
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	UX: Desplazamiento de X	-0.113mm Nodo: 913	0.000mm Nodo: 738

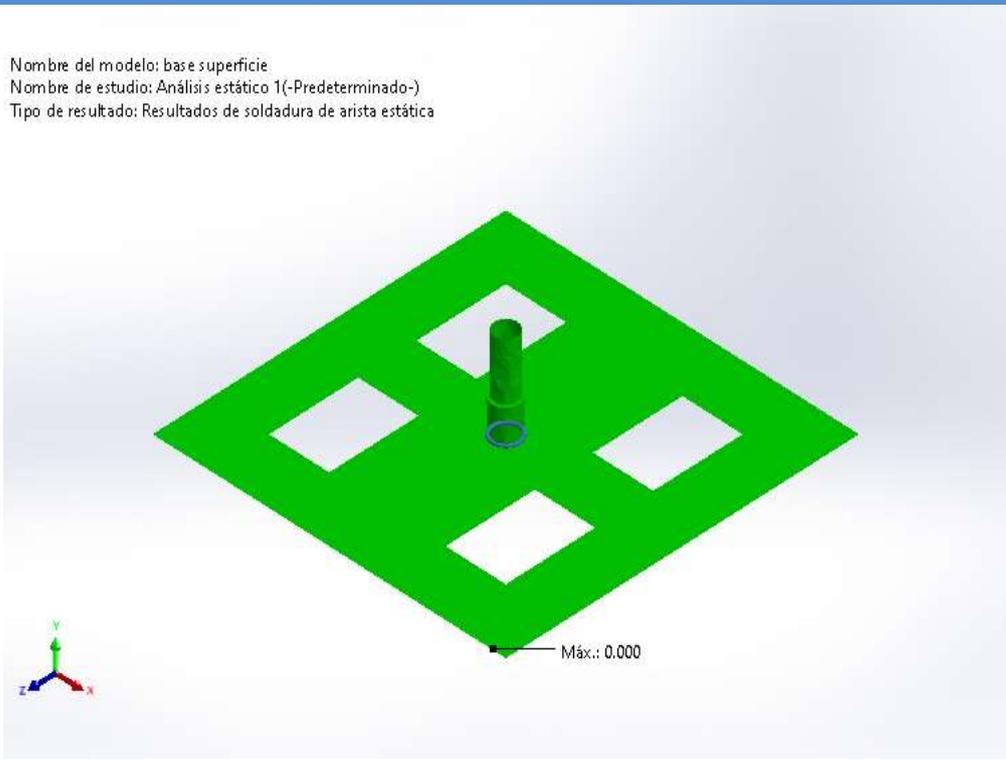


Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	3.00 Nodo: 1	3.00 Nodo: 1



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0.000 Nodo: 1	0.000 Nodo: 917



Nombre	Tipo
Trazado de comprobación de soldadura1	Trazado de comprobación de soldadura
<p>Nombre del modelo: base superficie Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-) Tipo de resultado: Resultados de soldadura de arista estática</p> 	
<p>base superficie-Análisis estático 1-Trazado de comprobación de soldadura- Trazado de comprobación de soldadura1</p>	

Anexo 53: términos de referencia de adquisición de los anillos de acero

	TERMINOS DE REFERENCIA DE ADQUISICION	DATOS DEL FORMATO Código: MP06-IT14 R02 Revisión: 00 Cláusula: 7.4 Fecha: 2018-09-20
---	--	---

ADQUISICIÓN DE ANILLOS CIRCULARES DE ACERO PARA EL BALANCEO DE INYECTORES DE TURBINA PELTON

1. **Datos del área usuaria**
Sub Gerencia de Producción Mantaro de la Gerencia de Producción.
2. **Título del requerimiento**
Adquisición de anillos circulares de acero para el balanceo de inyectores de turbina pelton.
3. **Prioridad de atención**
Rápido (R).
4. **Fecha requerida de inicio de la prestación**
Marzo del 2019
5. **Finalidad Pública.**
La prestación requerida es necesaria para que el Centro de Producción Mantaro, desarrolle sus actividades operativas dentro del marco de la misión empresarial: generación de electricidad, satisfaciendo los requerimientos de los clientes en forma eficiente y competitiva y maximizando la rentabilidad.
6. **Antecedentes.**

No aplica.
7. **Descripción del requerimiento.**

Adquisición de doce (12) anillos circulares de acero CRONIT T1, para ser utilizados para el balanceo de inyectores de turbina pelton reparados de la C.H. SAM.
8. **Justificación**

Durante los trabajos de balanceo de inyectores de turbina pelton se requiere compensar la distribución del chorro por intermedio de la aguja y el distanciamiento con el inyector que llegan hacer la función de regulador de caudal, esta actividad consiste en agregar anillos circulares de acero CRONIT T1 que deberá tener una sección que encajara en el canal circular que tienen los inyectores de turbina Pelton, estos anillos circulares deberán ser fabricados en forma de aros completos.
9. **Alcance del requerimiento.**

Fabricación a la medida y suministro de (12) unidades de anillos circulares.
10. **Características Técnicas mínimas.**
 - 10.1. **Condiciones de operación**

No aplica
 - 10.2. **Características Constructivas o Funcionales.**

Cantidad : 12 unid.
Material : Acero CRONIT T-1
Diámetro exterior : 1550 mm
Diámetro interior : 1450 mm
Espesor : 50 mm
Anillo completo : 360°
Sección : Ver Anexo N° 01

