

DISEÑO DE UNA TURBINA HIDROCINETICA PARA PRUEBAS EN EL CANAL DE
ENSAYOS HIDRODINAMICOS DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL

KEVIN ARNALDO LINARES COLMENARES

UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS
BOGOTÁ
2019

DISEÑO DE UNA TURBINA HIDROKINETICA PARA PRUEBAS EN EL CANAL DE
ENSAYOS HIDRODINAMICOS DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL

KEVIN ARNALDO LINARES COLMENARES

Trabajo de Grado en la Modalidad de Solución a un problema de Ingeniería para optar al
título de Ingeniero Mecánico

DIRECTOR

Ing. Oscar Mauricio Ochoa Álvarez
Ingeniero Mecánico

CODIRECTOR

Ing. Adriana Fernanda Sierra Alarcón
Ingeniera Mecánica

UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS
BOGOTÁ D.C
2019

Nota de aceptación

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Bogotá D.C, 27 de Noviembre de 2018

AGRADECIMIENTOS

Gracias a mis padres por su apoyo diario, su amor incondicional y motivarme por ser cada vez más una mejor persona y un gran profesional, todo esto con su ejemplo y dedicación.

Agradezco al ingeniero Oscar Mauricio Ochoa Alvarez por su tiempo, dedicación y explicaciones que me brindo que han sido de gran ayuda, tanto para esto proyecto como para mi formación como profesional motivando hacer mejor y seguir mis sueños.

Gracias al ingeniero Jorge Andrés García por cada una de las explicaciones y observaciones que me brindo durante el proceso de realización de este proyecto, además de cada uno de los concejos que me regalo y me han permitido comprender mejor mi vida diaria.

Mis agradecimientos a la ingeniera Adriana Fernanda Sierra Alarcón por su motivación a la realización de proyectos de energía no contaminante para zonas no interconectados, y así mismo como el tiempo y dedicación que me brindo para la realización de este proyecto.

De igual forma mis agradecimientos al ingeniero Andres Gerardo Clavijo Vargas por su tiempo y explicación que me brindo ante dudas que se me presentaron durante la realización de este proyecto.

Finalmente quiero expresar mi más grande y sincero agradecimiento a la Universidad Santo Tomas y cada uno de sus docentes que me brindaron sus conocimientos, concejos, enseñanzas y sabiduría, logrando crear en mí una buena formación como profesional y persona.

TABLA DE CONTENIDO

	Pag
1 OBJETIVOS	18
1.1 OBJETIVO GENERAL.....	18
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	18
2 MARCO DE REFERENCIAL.....	19
2.1 MARCO CONCEPTUAL.....	19
2.2 MARCO TEORICO	20
2.2.1 Uso de medios para la generación de energía eléctrica en Colombia.....	20
2.2.2 Turbinas hidrocínéticas.....	21
2.3 ANTECEDENTES.....	25
3 DISEÑO DETALLADO DEL ROTOR	30
3.1 Diseño Conceptual	31
3.2 Diseño del álabe	32
3.2.1 Cálculo de velocidad de giro y torque.	40
3.2.2 Cálculo de fuerzas presentes en el álabe	41
3.3 Unión del alabe al cubo	48
3.3.1 Cálculo de unión atornillada entre acople y cubo.....	51
4 DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN PRINCIPAL	57
4.1 Cálculo de las reacciones presentes en el eje	61
4.1.1 Cálculo de momento resultante máximo	62
4.2 Cálculo de esfuerzos alternos y medios para análisis del eje	62
4.3 Selección de los rodamientos para el eje principal.....	65
5 DISEÑO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA PRIMARIO	69
6 SELECCIÓN DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN SECUNDARIO.....	77
7 DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN SECUNDARIO.....	82
7.1 Cálculo de las reacciones presentes en el eje	84
7.1.1 Cálculo de momento resultante máximo	85
7.2 Calculo de esfuerzos alternos y medios para análisis del eje	85
7.3 Selección de los rodamientos para el eje secundario	87
8 ANÁLISIS DE UNIONES ATORNILLADAS DE LA CARGASA DEL EJE PRINCIPAL Y EJE SECUNDARIO	90
8.1 Espesor de la caja de potencia.....	95

8.2	Carcasa de eje secundario	96
8.3	Unión atornillada caja de engranajes y carcasa eje secundario	98
8.4	Unión atornillada carcasa eje secundario y placa de soporte.....	101
8.5	Análisis de tornillos de sujeción de la placa de soporte al carro de pruebas ...	104
9	ANÁLISIS DE SOLDADURA PARA BRIDAS USADAS	107
9.1	Brida 1	108
9.2	Brida 2	109
9.3	Brida 3	110
10	DISEÑO DE LAS CUÑAS PARA ENGRANAJES Y SPROKETS	112
11	ACCESORIOS DE LA TURBINA HIDROCINETICA.....	115
11.1	Sello mecánico	115
11.2	Anillos seeger seleccionados para los ejes.....	117
11.3	Generador de imanes permanentes	118
11.4	Sellado entre uniones	120
12	COSTOS TURBINA HIDROCINETICA.....	122
13	CONCLUSIONES	123
14	RESULTADO TURBINA HIDROCINETICA	124
	Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector	132
	Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector	148
15	REFERENCIAS.....	168

Lista de Figuras

	Pag
Figura 1. Porcentaje de energía producida en Colombia	21
Figura 2. Funcionamiento de una turbina hidrocínética	22
Figura 3. Partes de una turbina hidrocínética	22
Figura 4. Tipos de turbinas hidrocínéticas	23
Figura 5. Turbina tipo Garman	25
Figura 6. Turbina Amazon Aquacherger	26
Figura 7. Turbina Acuavatio	26
Figura 8. Hélice fabricada a partir de análisis y optimización de recursos	27
Figura 9. Turbina Desarrollada por INVAP	27
Figura 10. Banco de pruebas	28
Figura 11. Prueba a turbina variable	29
Figura 12. Prototipo Schleircher	29
Figura 13. Banco de ensayos de la Universidad Nacional	30
Figura 14. Componentes turbina hidrocínética diseño conceptual	31
Figura 15. Rotor de eje horizontal	32
Figura 16. Relaciones C_l/C_d para diferentes perfiles NACA	33
Figura 17. Características de un perfil	33
Figura 18. Relación $C_p - TSR$	34
Figura 19. Relación $TSR - C_p$	35
Figura 20. Perfil NACA 4412 con un ángulo de ataque de 5°	36
Figura 21. Perfil NACA 4412 con un ángulo de ataque de 10°	36
Figura 22. Relación entre L/D y ángulo de ataque	37
Figura 23. Alabe	39
Figura 24. 3 alabes	39
Figura 25. $C_p - TSR$	40
Figura 26. Fuerzas y momento en el álabe	42
Figura 27. Variación de la fineza del perfil NACA 4412 a diferentes ángulos de bordes de ataque	43
Figura 28. Fuerzas que actúan sobre el álabe	45
Figura 29. Representación de fuerzas que actúan en el alabe en voladizo valor de distancia en mm	45
Figura 30. Resultados de análisis del álabe área y volumen	46
Figura 31. Modelado 3D del alabe	47
Figura 32. Junta SKF 19	48
Figura 33. Modelado 3D de la junta	49
Figura 34. Modelad 3D de Acople	49
Figura 35. Modelad 3D de Acople	50
Figura 36. Álabe ensamblado en cubo, junta de fricción y acople	50
Figura 37. Representación explosionado de los elementos de unión del alabe al cubo ...	51
Figura 38. Diagrama de cuerpo libre del alabe y el acople	51

Figura 39. Diagrama de cuerpo libre del tornillo.....	52
Figura 40. Características mecánicas del acero AISI 304	53
Figura 41. Separación de elementos atornillados y flexión en el tornillo.....	53
Figura 42. Coeficiente de par de torsión	56
Figura 43. Turbina hidrocínética.....	57
Figura 44. Eje principal	58
Figura 45. Modelado 3D Eje principal	58
Figura 46. Carga de torsión generado por las 3 fuerzas de sustentación.....	59
Figura 47. Carga de torsión resultante en el eje.....	59
Figura 48. Eje principal	60
Figura 49. Diagrama de cuerpo libre del Eje principal.....	60
Figura 50. Rodamiento sección B	67
Figura 51. Rodamiento sección C.....	68
Figura 52. Ubicación de los engranajes	69
Figura 53. Geometría de un engranaje	70
Figura 54. Geometría de un engranaje	70
Figura 55. Engranajes.....	74
Figura 56. Montajes de los engranajes cónicos	75
Figura 57. Lubricación tipo A	77
Figura 58. Ubicación del sistema de transmisión secundario.....	77
Figura 59. Piñón tipo B sencillo.....	78
Figura 60. Cadena estándar sencilla.....	78
Figura 61. Tabla de capacidad.....	79
Figura 62. Piñón tipo B sencillo.....	80
Figura 63. Sproket conductor.....	81
Figura 64. Sproket conducido	81
Figura 65. Eje secundario	82
Figura 66. Modelado 3D del eje secundario.....	82
Figura 67. Carga de torsión presente en el eje secundario	83
Figura 68. Eje secundario	83
Figura 69. Diagrama de cuerpo libre del eje secundario.	84
Figura 70. Rodamiento sección B	88
Figura 71. Rodamiento sección C.....	89
Figura 72. Uniones atornilladas en el sistema.....	90
Figura 73. Carcasa eje principal	91
Figura 74. Diagrama de cuerpo libre carcasa del eje principal	91
Figura 75. Diagrama de cuerpo libre del tornillo.....	92
Figura 76. Dimensiones principales de tornillos	94
Figura 77. Diagrama de cuerpo libre carcasa eje secundario.....	96
Figura 78. Dimensiones del tubo para la carcasa del eje	97
Figura 79. Unión de carcasa eje secundario y caja de engranajes	98
Figura 80. Diagrama de cuerpo libre de la carcasa del eje secundario	99
Figura 81. Diagrama de cuerpo libre del tornillo.....	99

Figura 82. Dimensiones principales de tornillos	100
Figura 83. Unión Carcasa eje secundario y placa de soporte	101
Figura 84. Diagrama de cuerpo libre carcasa eje secundario unión superior	101
Figura 85. Diagrama de cuerpo libre tornillo superior.....	102
Figura 86. Dimensiones principales de tornillos	103
Figura 87. Ubicación General de los tornillos.....	104
Figura 88. Diagrama de cuerpo libre placa superior unión al vehículo	105
Figura 89. Diagrama de cuerpo libre tornillo placa de unión al vehículo.....	105
Figura 90. Dimensiones principales de tornillos	106
Figura 91. Ubicación de las bridas en la turbina hidrocínética.....	107
Figura 92. Características mecánicas del material de aporte	108
Figura 93. Dimensiones de la cuña.....	112
Figura 94. Selección tamaño eje y cuña	112
Figura 95. Fuerzas sobre la cuña.....	113
Figura 96. Ubicación general del sello mecánico	115
Figura 97. Sello mecánico	115
Figura 98. Sello mecánico seleccionado.....	116
Figura 99. Ubicación detallada del sello mecánico.....	116
Figura 100. Anillo Seeger	117
Figura 101. Anillos Seeger para agujeros	118
Figura 102. Ubicación del generador	118
Figura 103. Generador de imanes permanentes.....	119
Figura 104. Características de funcionamiento del generador	119
Figura 105. Ubicación de los sellos.....	120
Figura 106. Neopreno	121
Figura 107. Pérdida de velocidad de Schlichting.....	126
Figura 108. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector presentes en el plano X-Y	132
Figura 109. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector presentes en el plano X-Z	133
Figura 110. Selección del límite de resistencia a la fatiga	135
Figura 111. Factor de superficie	136
Figura 112. Factor de tamaño.....	136
Figura 113. Factor de temperatura.....	137
Figura 114. Factor de temperatura.....	137
Figura 115. Factor de temperatura.....	138
Figura 116. Factor de sobre carga	141
Figura 117. Factor de distribución de carga	143
Figura 118. Factor de ciclos de esfuerzos.....	144
Figura 119. Factor de confiabilidad	144
Figura 120. Factor geométrico de resistencia a flexión	145
Figura 121. Factor geométrico de resistencia al desgaste	146

Figura 122. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector presentes en el plano X-Y	148
Figura 123. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector presentes en el plano X-Z	149
Figura 124. Eje redondo con filete en el hombro en flexión.....	151
Figura 125. Agujero tornillos placa de soporte	160
Figura 126. Agujeros de vehículo de pruebas.....	160

Lista de Ecuaciones

	Pag
Ecuación 1. Cuerda del álabe	34
Ecuación 2. Reynolds	36
Ecuación 3. Cuerda de la sección del alabe	37
Ecuación 4. Celeridad para el radio	37
Ecuación 5. Ángulo aparente del viento	38
Ecuación 6. Velocidad de giro del rotor	40
Ecuación 7. Torque.....	41
Ecuación 8. Sustentación con relación de alabes	42
Ecuación 9. Fuerza de arrastre	43
Ecuación 10. Momento de cabeceo	44
Ecuación 11. Flexión.....	45
Ecuación 12. Resultante	45
Ecuación 13. Esfuerzo de torsión	46
Ecuación 14. Teoría distorsión de Von Misses.....	47
Ecuación 15. Relación de flexión con respecto límite de fluencia	54
Ecuación 16. Esfuerzo flector	54
Ecuación 17. Relación de torsión con respecto a tensión límite de fluencia.....	54
Ecuación 18. Esfuerzo por cortante	55
Ecuación 19. Par torsión	55
Ecuación 20. Fuerza tangencial.....	61
Ecuación 21. Fuerza radial	61
Ecuación 22. Fuerza axial.....	61
Ecuación 23. Esfuerzos dados por flexión	62
Ecuación 24. Esfuerzos dados por torsión	62
Ecuación 25. Esfuerzos dados por flexión	63
Ecuación 26. Esfuerzos dados por torsión	63
Ecuación 27. Cálculo de esfuerzo alternante prima	63
Ecuación 28. Cálculo de esfuerzo medio prima	63
Ecuación 29. Criterio de falla por fatiga	63
Ecuación 30. Límite de resistencia.....	64
Ecuación 32. Factor de seguridad con respecto a S_y	65
Ecuación 33. Carga equivalente	66
Ecuación 34. Vida en horas de servicio	66
Ecuación 35. Vida estimada.....	66
Ecuación 36. Ángulo entre ejes	71
Ecuación 37. Ángulo primitivo.....	71
Ecuación 38. Valor mínimo de dientes.....	72
Ecuación 39. Ancho cara del diente del engranaje	72
Ecuación 40. Cálculo de S_{at}	72
Ecuación 41. Esfuerzo por flexión AGMA	73

Ecuación 47. Esfuerzo por desgaste.....	74
Ecuación 48. Torque de diseño	74
Ecuación 49. Cálculo de S_{ac}	74
Ecuación 50. Esfuerzo por desgaste.....	75
Ecuación 54. Esfuerzo cortante	93
Ecuación 55. Área de tracción preliminar.....	93
Ecuación 56. Uniformidad de tornillos.....	94
Ecuación 57. Falla por tracción.....	95
Ecuación 58. Área de la garganta.....	108
Ecuación 59. Longitud mínima por corte.....	113
Ecuación 60. Longitud mínima por compresión.....	114
Ecuación 31. Factor de superficie	135
Ecuación 42. Velocidad en la línea de paso.....	141
Ecuación 43. Factor dinámico.....	142
Ecuación 44. Variable A.....	142
Ecuación 45. Variable B.....	142
Ecuación 46. Factor de distribución	143
Ecuación 51. Sensibilidad de la muesca.....	152
Ecuación 52. Constante de Neuber	152
Ecuación 53. Factor de efectos varios	153

Lista de Tablas

	Pag
Tabla 1. Cuerda Calculada	38
Tabla 2. Coeficientes de fuerzas que actúan	41
Tabla 3. Reacciones en el cubo	52
Tabla 4. Reacciones en el tornillo acople-cubo	52
Tabla 5. Reacciones resultantes presentes en el tornillo	53
Tabla 6. Reacciones eje principal	61
Tabla 7. Momentos resultantes secciones eje principal	62
Tabla 8. Factores para el cálculo del límite de resistencia	64
Tabla 9. Datos de diseño engranaje cónico	69
Tabla 10. Términos	70
Tabla 11. Factores para análisis de esfuerzo por flexión	73
Tabla 12. Reacciones del eje secundario.....	84
Tabla 13. Momentos resultantes eje secundario	85
Tabla 14. Factores para el cálculo del límite de resistencia	85
Tabla 15. Reacciones carcasa del eje principal	92
Tabla 16. Reacciones de la carcasa del eje secundario.....	97
Tabla 17. Reacciones en la carcasa del eje secundario y unión superior.....	102
Tabla 18. Reacciones presente en la placa superior.....	105
Tabla 19. Longitudes para las diferentes cuñas	114
Tabla 20. Tabla de costos turbina hidrocínética	122

Lista de Anexos

	Pag
Anexos A Potencia real en la turbina	125
Anexos B. Viscosidad del agua.....	125
Anexos C. Efecto bloqueo de pared.....	126
Anexos D. Cálculo de fuerzas que actúan sobre el álabe	127
Anexos E. Cálculo de flexión y torsión en el álabe.....	127
Anexos F. Cálculo de reacciones en el cubo	128
Anexos G. Cálculo de reacciones unión atornillada acople- cubo y momentos resultantes	129
Anexos H. Cálculo de reacciones presentes en el eje principal	131
Anexos I. Cálculo de momentos resultantes diagrama de fuerza cortante y momento flector eje principal.....	134
Anexos J. Esfuerzo alternante y medio, límite de resistencia a la fatiga y factores para el cálculo del límite de resistencia.	135
Anexos K. Variables de diseño para engranajes cónicos.....	139
Anexos L. Valores de los factores para el análisis de esfuerzo por flexión AGMA	141
Anexos M. Cálculos para el análisis por desgaste engranajes cónicos.....	146
Anexos N. Calculo de reacciones en el eje secundario.....	147
Anexos O. Cálculo de momentos resultantes a partir del diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje secundario	149
Anexos P. Cálculo de los factores para hallar el límite de resistencia eje secundario	150
Anexos Q. Reacciones presente en la carcasa del eje principal	154
Anexos R. Cálculo de reacciones presentes en la carcasa del eje secundario.	156
Anexos S. Reacciones presente en la carcasa del eje secundario unión superior	158
Anexos T. Cálculo de reacciones presentes en la placa superior.....	160
Anexos U. Cálculos de uniones soldadas	162
Anexos V. Calculo de longitudes para las cuñas.....	164
Anexos W. Constantes físicas de materiales	166
Anexos X. Propiedades mecánicas.....	167

RESUMEN

El uso de energías no renovables que hoy en día se encuentran, genera altos índices de contaminación ambiental en sectores que son vitales para la vida y grandes daños a la salud de las personas. Además que en ciertas regiones de Colombia no hay suministro de energía eléctrica debido a la poca accesibilidad que tienen las poblaciones para implementar los elementos necesarios para la instalación y suministro del servicio. Como respuesta a esto, se hace uso de los recursos hídricos que cuentan las poblaciones, como lo son los ríos. De esta forma aprovechar un recurso natural para la producción de energía, lo que permite hacer diseños y fabricaciones de turbinas hidrocínicas como el diseño realizado en este trabajo.

El diseño de la turbina hidrocínica que se muestra en este documento está condicionado por el tamaño del canal de ensayos hidrocínicos de la Universidad Nacional de Colombia – Sede Bogotá. Mediante el uso de este canal de ensayos es posible evaluar el comportamiento de una turbina, emulando los factores a los cuales esta se verá sometida en un entorno real. Al respecto, tanto el diseño de la turbina de este trabajo, como las características de funcionamiento, mantienen las características hidráulicas del río como son: la velocidad y la potencia media del río en el cual estará funcionando (i.e. características del río).

De acuerdo a lo anterior, se realiza el diseño de los álabes cuyo material de fabricación sería fibra de vidrio con resina epoxica. Obtenido el álabe se hace el análisis del mismo por medio del software Q-blade. Después de diseñado el álabe se encuentra el análisis de resistencia de materiales para la unión atornillada entre álabe y el cubo, así mismo los accesorios que permiten el acoplamiento del álabe. A continuación se procede con el diseño de la sección principal del sistema de la turbina hidrocínica que está compuesta por: El diseño del eje principal usando criterio de falla por fatiga, análisis de resistencia de materiales para las uniones atornilladas de la carcasa principal a la caja de transmisión de potencia y así mismo el cálculo del espesor de esta. Además de la selección de los rodamientos.

Ya realizado el diseño de la sección principal en el presente trabajo se continua con el diseño de la sección secundaria que está constituida por: El diseño del eje secundario utilizando el criterio de falla por fatiga, el cálculo del espesor de la carcasa secundaria, selección de rodamientos, el diseño del sistema de transmisión de potencia por engranajes cónicos y así mismo el análisis de resistencia de materiales para las uniones atornilladas de la carcasa secundaria a caja de transmisión y placa superior, además se encuentra el cálculo del espesor de la placa superior.

Finalizando el documento se encuentra el análisis del material de aporte para las uniones soldadas de las bridas, y los accesorios que componen la turbina hidrocínica como son: El sello mecánico, el diseño de las cuñas, los empaque utilizados, y por último se observan las conclusiones obtenidas del diseño de la turbina hidrocínica.

INTRODUCCIÓN

Actualmente, en Colombia, la energía hidráulica es la principal fuente para generación de energía eléctrica. La energía hidroeléctrica representa el 80% de la generación de electricidad mientras que los combustibles fósiles como fuente primaria para la generación de energía eléctrica representan tan solo del 20% [2]. Esto evidencia que Colombia es un país con un recurso hídrico muy abundante [3], donde los ríos poseen una cantidad alta de energía y ha sido utilizada principalmente como fuente renovable para generación en grandes y convencionales centrales hidroeléctricas [2]. El uso de esta fuente renovable no genera daños al medio ambiente y además puede ser empleada de diferentes formas.

Existen otras formas de aprovechamiento de esta energía hidráulica que no han sido tan utilizadas en Colombia como es la generación hidrocínética, la cual, como su nombre lo indica, utiliza la energía cinética de la corriente de los ríos [4]. Esta energía puede llegar a ser aprovechada por medio del uso de turbinas hidrocínéticas como la turbina diseñada por Harwood en 1985 probada en el río de la Amazonia, en 1991 la Universidad de Brasilia experimenta con su primer diseño el cual dura una década en funcionamiento [5], Betten en el 2006 diseñó y modeló a escala una turbina verificando su desempeño en un túnel de cavitación [6], Mukherji en el 2011 investigó sobre los ángulos de ataque y número de hélices para la generación de potencia. En el 2015 Scheleicher diseñó una turbina hidrocínética compacta para producir 0.5 kW, en el mismo año Riglin caracterizó el diseño de una turbina para aprovechamiento de la corriente marina [6].

Para el diseño de la turbina hidrocínética se han desarrollado diferentes investigaciones con el fin de conocer el funcionamiento de una turbina de micro generación. Así mismo en la Universidad Santo Tomás se han realizado estudios con el fin de aprovechar la energía de las corrientes de agua, y en un primer trabajo realizado por Edison Roberto titulado “Diseño de una turbina hidrocínética de eje horizontal para la micro generación de energía eléctrica”, trabajó con condiciones hidráulicas del río Atrato, específicamente con los datos de la estación de Bellavista que monitorea la región de Bójaya [1]. Se utilizaron los principios del diseño de aerogeneradores ya que estos presentan las bases del aprovechamiento de la energía de un fluido en movimiento. Se usó análisis de turbinas hidrocínéticas, postulados, leyes de la aerodinámica y la mecánica de fluidos.

Teniendo en cuenta cada uno de los elementos usados para el análisis, lo primero que se debe conocer es el comportamiento del fluido. El diseño realizado parte del cálculo del valor del número de Reynolds, ya que el agua donde se realizan los ensayos tiene unas propiedades físicas dadas por su entorno, como es la temperatura y el estado de flujo del fluido, luego se empieza a realizar el cálculo de las fuerzas que actúan en el álabe, siendo este el elemento que se encarga de transformar el movimiento del agua en movimiento rotativo. Se tiene en cuenta el material del álabe y las dimensiones del canal de ensayos hidrodinámicos. El canal de ensayos de la Universidad Nacional de Colombia sede

Bogotá, posee las siguientes dimensiones: de ancho de 1.20 m y una profundidad de 1.20 m, con estos datos se realiza un análisis dinámico de los alabes, y de todo el sistema que se necesita para transformar la energía cinética del agua a energía eléctrica por medio de un generador.

A continuación, se realiza un análisis de los ejes del sistema, en este caso uno horizontal y otro vertical, los elementos de transmisión de potencia como los engranajes y la transmisión por cadena, y los elementos de unión.

El presente proyecto contiene todo el diseño de una turbina hidrocínética. Con este se pretende resaltar la importancia y motivar el aprovechamiento de los recursos naturales sin afectaciones ni contaminación. Así mismo, se busca que este proyecto sea para beneficio de aquellos que quieren trabajar en el diseño de turbinas hidrocínéticas.

1 OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar una turbina hidrocínética para pruebas en el canal de ensayos hidrodinámicos de la Universidad Nacional de Colombia.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Dimensionar el perfil NACA seleccionado para garantizar el mayor aprovechamiento de la transmisión de potencia hacia el eje a una velocidad de 1.1 m/s.
- Realizar el diseño del sistema para la conversión de energía hidráulica a energía eléctrica de acuerdo a las características que tiene el canal de ensayos hidrodinámicos de la Universidad Nacional.

2 MARCO DE REFERENCIAL

2.1 MARCO CONCEPTUAL

La energía potencial y cinética que contiene el agua de los ríos se debe a su gradiente gravitacional y a su velocidad respectivamente. A esto se le conoce como energía hidráulica. Esta puede ser aprovechada por máquinas hidráulicas para la generación de energía eléctrica. La energía que produce el movimiento en las turbinas es la energía cinética.

La energía cinética se produce a partir de la corriente del agua del río a través de su cauce, [7], siendo la el agua aquella que aporta la masa de impacto en las hélices de la turbina hidrocínética.

Esta es la energía que es más aprovechada por las turbinas hidrocínéticas y que la velocidad del agua del río aporta a las turbinas para su movimiento, trabajan con el flujo libre del agua, es por eso que en los ríos es posible generar energía eléctrica razonables [8] ya que en la mayoría de las corrientes fluviales se pueden encontrar velocidades entre 1 m/s hasta 4 m/s pero en ríos más caudalosos la velocidad puede estar entre 5 m/s y 10 m/s, conociendo las características como la velocidad de la corriente del río se puede diseñar y fabricar turbinas que aprovechen las corrientes fluviales estas turbinas pueden ser micro turbinas hasta turbinas hidráulicas, las cuales tendrán una capacidad de generación de energía.

Las turbinas hidrocínéticas son diseñadas de acuerdo a los requerimientos que sean necesarios y es donde se realiza el diseño para un prototipo que se desea fabricar con el propósito de ser instalado en el lugar correspondiente, teniendo en cuenta la estructura a la cual será anclada, es aquí donde es necesario conocer las características físicas del lugar en donde se ubicara la turbina y donde se pueda realizar análisis de trabajo lo cual un canal de ensayos hidrodinámicos permite ejecutar estudios de la turbina, además que permite hacer análisis de desempeño para diferentes perfiles que se someten a condiciones similares a las cuales se verá sometido en el entorno real, lo que implica realizar todo un diseño para el banco de ensayos.

El diseño de la turbina hidrocínética parte desde el análisis del perfil NACA el cual se ha apropiado para el funcionamiento y aprovechamiento de la energía hidráulica del agua, siendo este el elemento principal, el cual formando varias secciones se obtiene un alabe, que es formado desde el perfil seleccionado a valores de cuerdas diferentes [9].

Dado que el álabe se encuentra en contacto a un fluido como lo es el agua, implica que se debe conocer el comportamiento del fluido y sus condiciones ya que afectan directamente

el diseño de la turbina, este comportamiento se analiza conociendo el número de Reynolds [10].

Dentro de las condiciones para el diseño de una turbina hidrocínética y los efectos que hay sobre ella es de suma importancia conocer el coeficiente de potencia (C_p) el cual indica con que eficiencia la turbina convierte la energía del agua en electricidad con un parámetro que se toma de acuerdo a consideraciones para la micro-generación [11].

También conocer la velocidad específica (TSR ó λ) que es la que indica que la periferia de la pala circula a una velocidad TSR veces mayor que la velocidad del fluido, periferia de la pala corresponde al punto más exterior sobre la misma a partir del eje de rotación [12].

2.2 MARCO TEORICO

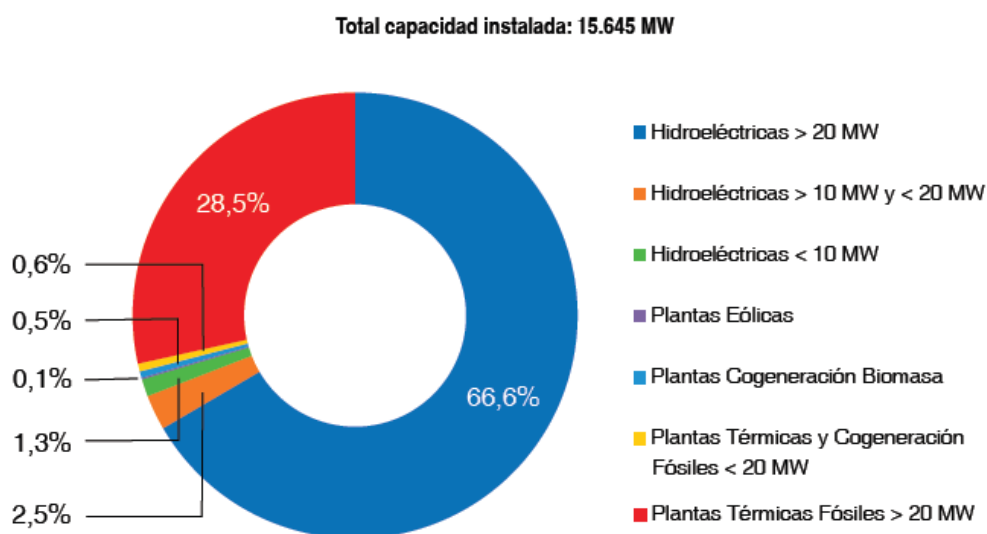
Actualmente Colombia tiene un recurso hídrico muy abundante que es aprovechado para generar energía eléctrica por el medio de represas hidráulicas [2], actualmente se dispone de nuevas tecnologías como las turbinas hidrocínéticas [4] para la generación de energía eléctrica en zonas donde el uso de electricidad es muy poco debido a que no tienen accesibilidad a esta completa o es parcial, se debe llevar a cabo un conocimiento profundo de que es una turbina hidrocínética y que la conforma, como se diseña, y que propósito tienen analizarlas.

Para este trabajo es importante conocer la teoría de las turbinas eólicas ya que es la base para comprender el diseño de las turbinas hidrocínéticas, y la aplicación para el diseño de estas, además que no hay estudios de perfiles que sean hidrodinámicos para su aplicación para turbinas hidrocínéticas.

2.2.1 Uso de medios para la generación de energía eléctrica en Colombia

En Colombia se usa diversas fuentes para la generación de energía unos más altos que otros, esto depende de su nivel de producción o nivel de disponibilidad en Colombia encontramos que se puede hacer uso para la generación de energía del 66.6% de hidroeléctricas ya que se encuentra con abundantes recursos hídricos como ríos y caídas de agua y también se usó en un 28.5% de plantas térmicas fósiles para la generación de energía eléctrica [2] ver figura 1 .

Figura 1. Porcentaje de energía producida en Colombia



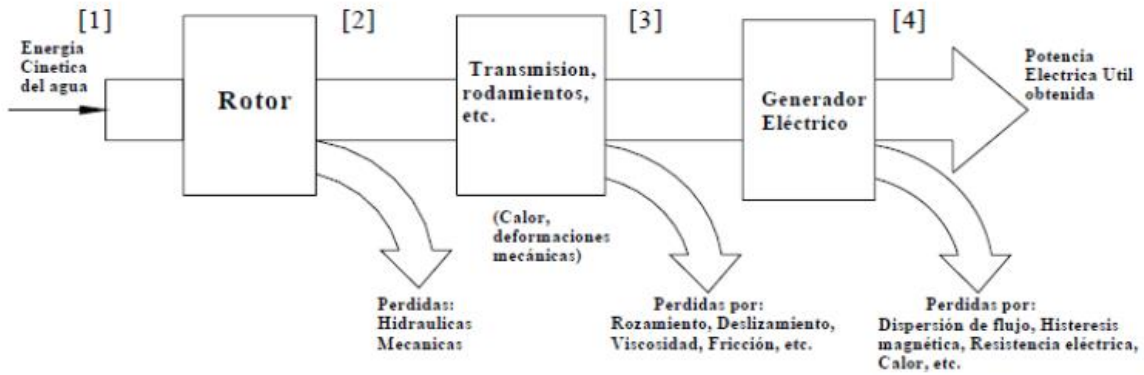
Fuente. Unidad de Planeación Minero Energética [2].

Se observa que el uso de hidroeléctricas es dominante a lo que se puede llegar a concluir que se pueden usar otras alternativas, que no afecten un ecosistemas además que permitan ser accesibles para las personas aprovechando el recurso hídrico predominante en Colombia como lo es el uso de turbinas hidrocínéticas.

2.2.2 Turbinas hidrocínéticas

Es una turbina diseñada con el fin de aprovechar la energía hidrocínética que proveen los ríos [13], la turbina se encuentra sumergida en el agua y estará anclada por medio de cimientos en la profundidad del río [14] o sujeta por cables. Las turbinas poseen diferentes partes como son: las hélices, eje, caja de transmisión de potencia y un generador, siendo cada una de estas partes muy importantes para el aprovechamiento de la energía hidrocínética del agua que impacta en las hélices ver figura 2 en esta figura se observar el proceso de aprovechamiento de la energía hidrocínética.

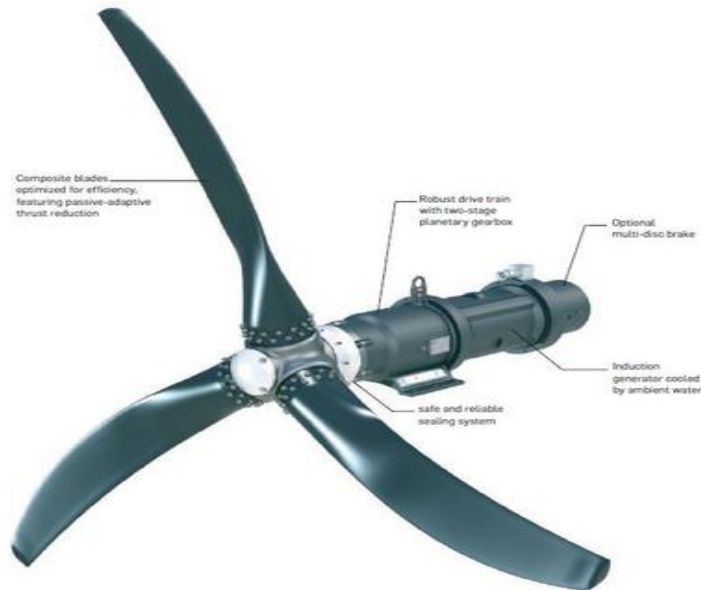
Figura 2. Funcionamiento de una turbina hidrocínética



Fuente. Universidad Nacional de la Patagonia Austral [8].

Las turbinas aprovechan la corriente libre del agua y no acumulan agua ya que si lo hicieran las hélices no avanzarían, no producen daños medio ambientales y no afectan la estética del entorno, aunque para el correcto funcionamiento de las turbinas se necesita conocer el lugar en el cual se usara estos sistemas para garantizar un trabajo eficiente. Ver figura 3.

Figura 3. Partes de una turbina hidrocínética

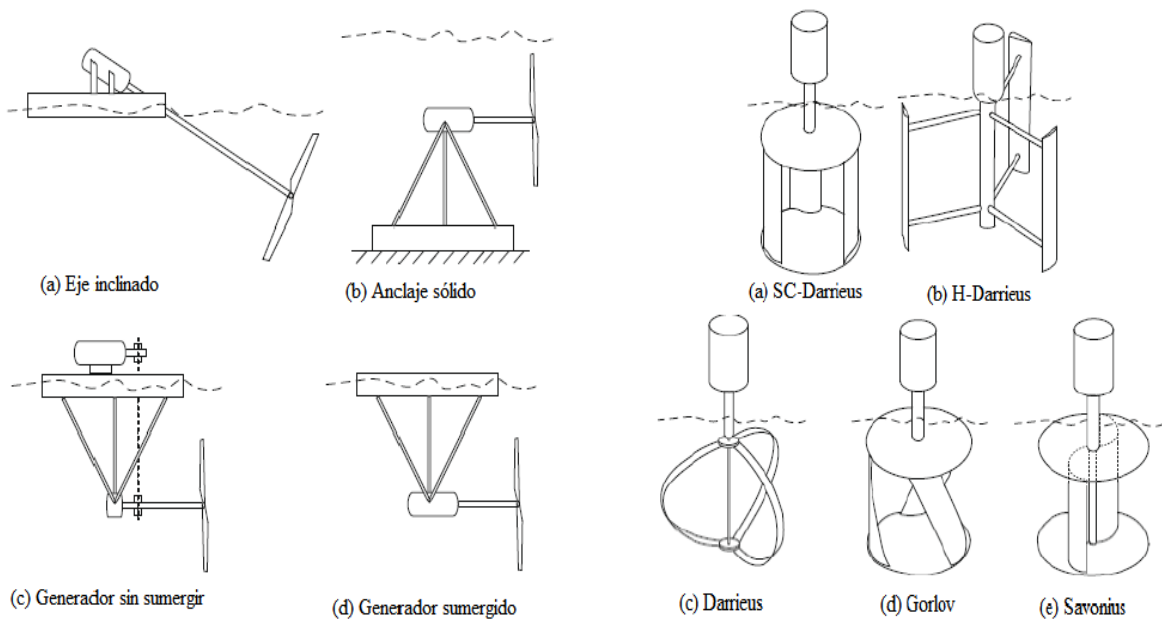


Fuente. Schottel Hydro [15]

Existe dos tipos de turbinas hidrocínéticas de eje horizontal y de eje vertical, cada uno de estos dos tipos ofrecen ventajas como desventajas ante su forma de trabajo y la forma con la cual aprovechan la energía hidráulica del agua.

La turbina de eje vertical es ortogonal a la corriente del agua lo que hace que necesite bajo torque para su funcionamiento [1]. Además, su eficiencia no es muy alta al inicio de su funcionamiento. Las turbinas de eje horizontal el eje es paralelo a la corriente del agua lo que permite que el torque para su movimiento sea alto en la figura 4 se observan los tipos de turbinas hidrocínéticas más comunes.

Figura 4. Tipos de turbinas hidrocínéticas



Fuente. Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications [16].

Hay una selección de turbinas de acuerdo al tipo de flujo del río, la velocidad y la salida deseada en los sistemas [17], a partir de esto se debe conocer las características del río y cuáles son sus propiedades adecuadas para poder seleccionar, ya que lo que se desea es aprovechar al máximo la turbina y que obtener su máxima eficiencia. Las turbinas han tenido cierta cantidad de aplicación que su uso ha aumentado.

El uso de las turbinas hidrocínéticas ha ido aumentando en diferentes partes del mundo, siendo esta una de las principales soluciones para las zonas no interconectadas por su fácil montaje y accesibilidad para una población que no cuenta con energía eléctrica para sus necesidades, es tan importante su uso que ya encontramos diferentes organizaciones

que hacen aprovechamiento para el diseño y fabricación. Hay empresas encargadas del diseño también universidades que han llevado su atención al análisis de las turbinas hidrocínéticas. Actualmente no existe un modelo, normas ni una estandarización de las turbinas hidrocínéticas por lo cual se crean diversos métodos para el desarrollo y fabricación de turbinas.

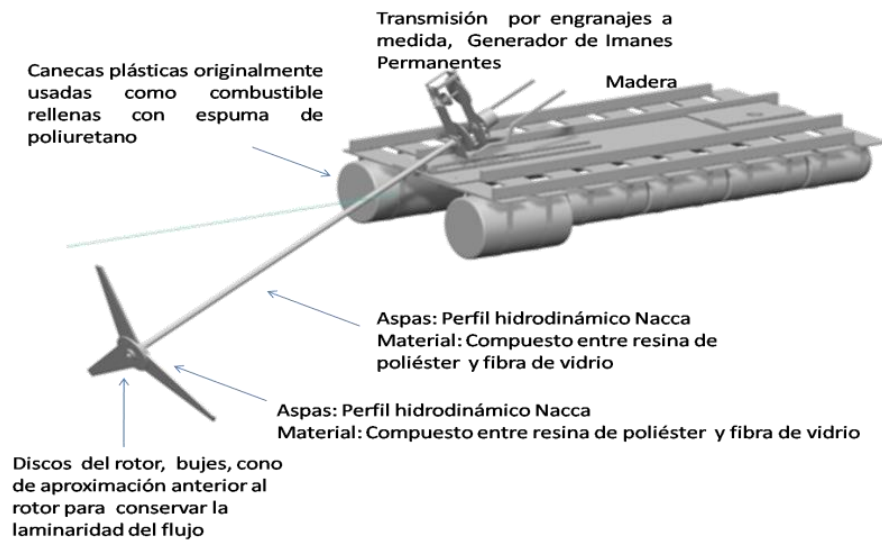
Gracias a los análisis que realizan las diferentes entidades encontramos que se pueden diseñar turbinas hidrocínéticas que varíen su potencia de generación de acuerdo a los lugares de ubicación [4], se diseñan turbinas de potencias bajas como <5Kw así mismo potencias altas como de 1000kW [3][14]. Aunque no existen modelos, normas ni una estandarización de las turbinas hidrocínéticas por lo cual se crean diversos métodos para el desarrollo y fabricación de turbinas, pero actualmente existen equipos creados y modelos matemáticos que pueden ser usado como referencia para la elaboración o fabricación de una turbina hidrocínética.

2.3 ANTECEDENTES

La primera turbina hidrocínética diseñada y puesta en marcha fue la turbina Garman creada por el ingeniero inglés Peter Garman en la década de los 80, realizada para el riego en la rivera del río Nilo y riego en cultivos de arroz en Sudan [8] . Años después se dio lugar a implementar y mejorar la turbina Garman llegando a mejorar la eficiencia en un 7 % esto dio el primer empujón para que se empezará a ver las turbinas hidrocínéticas como un elemento de ayuda en los diferentes lugares que no poseían entradas de energía ver figura 5, luego se empezó a realizar modificaciones a estas turbinas.

Varias empresas empezaron a tomar este diseño para dar soluciones a zonas no interconectadas, además se empezó a realizar aplicaciones de pruebas en canales diseñados para observar su comportamiento antes de ser usadas en el lugar para el cual fueron diseñadas.

Figura 5. Turbina tipo Garman



Fuente. "Turbinas de río: una alternativa energética para la Amazonía". *Hidrored*, 2002 (1), p. 12-15.[13].

En el 2005 Thorohton enegy services UK diseña una turbina hidrocínética, llamada Amazon Aquacherger diseñada para portar 6 baterías de 12V las cuales permiten funcionar equipos a 240V [18] ver figura 6.

Figura 6. Turbina Amazon Aquacherger



Fuente. Thoroton Energy Services [18].

En el 2011 un ingeniero colombiano Miguel Borbón diseña y fabrica una turbina tipo Garman tropicalizada, esta se encuentra en uso desde el 2011 en el río Muguindo abastece de energía eléctrica la localidad de Calahorra en el departamento del Choco. El proyecto es conocido como Acuavatio y genera para la localidad entre 250 y 400 vatios de potencia eléctrica, apenas para un micro consumo de 10 ó 20 familias [19] ver figura 7.

Figura 7. Turbina Acuavatio



Fuente. Redes Mundo Eléctrico [19]

En el 2014 en la Universidad Católica de Chile se realizó la investigación para el desarrollo y fabricación de turbinas hidrocinéticas de bajo costo, con el propósito de optimizar recursos en la manufactura de la turbina, la forma de construcción de esta, además muestra cuales deben ser los criterios para selección de material a utilizar de acuerdo a los esfuerzos a los cuales la turbina se verá sometida [20] ver figura 8.

Figura 8. Hélice fabricada a partir de análisis y optimización de recursos



Fuente. "A design tool and fabrication guidelines for small low cost horizontal axis hydrokinetic turbines" Universidad Católica de Chile [20].

La empresa estatal INVAP propuso al instituto de energía de la Universidad Nacional de Cuyo, probar si a partir de la velocidad de la corriente de agua del canal San Martín se lograría conseguir energía eléctrica [21], a lo que en trabajo conjunto instalaron una mini turbina con un generador de 4.5 de potencia con 3 alabes y un rotor hidráulico de 450 mm. Se concluyó que a lo largo del canal dentro del rango de 19 km el canal tiene un potencial aprovechable de 20000 kW ver figura 9.

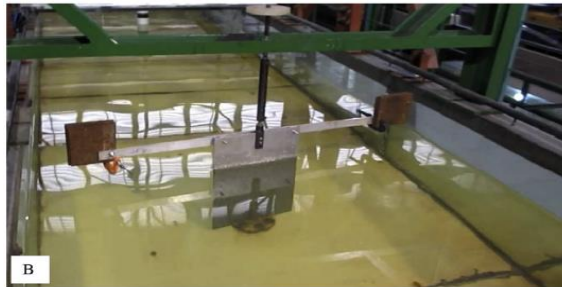
Figura 9. Turbina Desarrollada por INVAP



Fuente. Dirección de Graduados de regional Mendoza [22]

Para comprobar el fenómeno de autorotación en turbinas hidrocinéticas en el año 2015 Antonio Carlos Fernandes, Ali Bakhshandeh Rostami de la Universidad de Rio de Janeiro [23], emplearon un banco de pruebas que consistía en un canal con una profundidad de 0.75 m y un ancho de 1.4 m, en este canal empezaron a modificar las condiciones para conocer el comportamiento de la turbina de eje vertical y analizar el fenómeno condiciones que se permitieron dar por el uso de 4 bombas centrifugas, ver figura 10.

Figura 10. Banco de pruebas



Fuente. “Hydrokinetic energy harvesting by an innovative vertical axis current Turbine” Universidad De Rio de Janeiro [23].

El grupo de energía sustentable con la participación de la Universidad del Sur de Australia y la facultad de ingeniería de la Universidad Sarawak de Malasia. Diseñaron, fabricaron y probaron una turbina hidrocinética con hélices variables [24], con capacidad de modificar su diámetro pero su funcionamiento también tiene la capacidad de funcionar con objetos que durante el fluir el río pasen por él, esta turbina fue probada y analizada en un banco de pruebas de la Universidad del Sur de Australia en un canal de 1.6 m de ancho y 1 m de profundidad, analizaron el comportamiento de la turbina con una velocidad de 1 m/s del flujo de agua y a esta arrojan partículas de un tamaño propio para observar el comportamiento de esta, a partir de la prueba modifican el diseño para mejorar su desempeño ver figura 11.

Figura 11. Prueba a turbina variable



Fuente. “Tests on a non-clogging hydrokinetic turbine”. Universidad de Malasia [24].

En la Universidad de Bethlehem para el año 2016 se analizó por CFD y de manera experimental en laboratorio una turbina hidrocínética prototipo creado por Schleircher [16], probado en un canal 6.7056 m de ancho y de profundidad 2.7433 m, la turbina fue probada con una velocidad de río de 5.2 m/s, la prueba se realizó a base de parámetros para el prototipo diseñado ver figura 12.

Figura 12. Prototipo Schleircher



Fuente. “Experimental and numerical characterization of a full-scale portable Hydrokinetic turbine prototype for river applications” Universidad Bethlehem [16].

Sin embargo a pesar de varias investigaciones y procesos de diseño aún hay muy poca información de los procesos para el desarrollo de turbinas hidrocínéticas para bancos de ensayos lo que hace que este trabajo se ejecute.

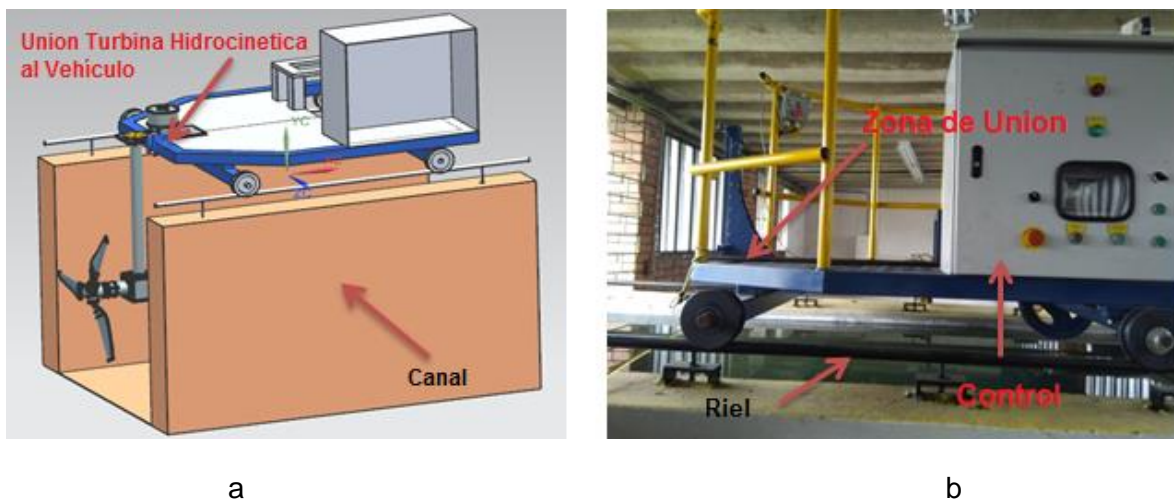
3 DISEÑO DETALLADO DEL ROTOR

Con el propósito de diseñar un modelo de una turbina hidrocínética para el banco de ensayos hidrodinámicos, se debe registrar las características geométricas del lugar donde se realizará la prueba de la turbina, sistema de anclaje, funcionamiento del banco de pruebas, y las características físicas del prototipo de la turbina hidrocínética de micro generación.

Banco de ensayos de la Universidad Nacional

El canal de ensayos mide de ancho 1.20 m y de alto 1.20 m con una longitud mayor a 8 m. El banco de ensayos dispone de un riel de tubos redondo por donde se desplaza un vehículo, es en este vehículo donde se acopla la turbina hidrocínética en la figura 13 (a) se observa la unión entre ambas partes. A este vehículo se le ajusta la velocidad de desplazamiento desde un panel de control en la figura 13 (b) se observa el vehículo con sus partes.

Figura 13. Banco de ensayos de la Universidad Nacional



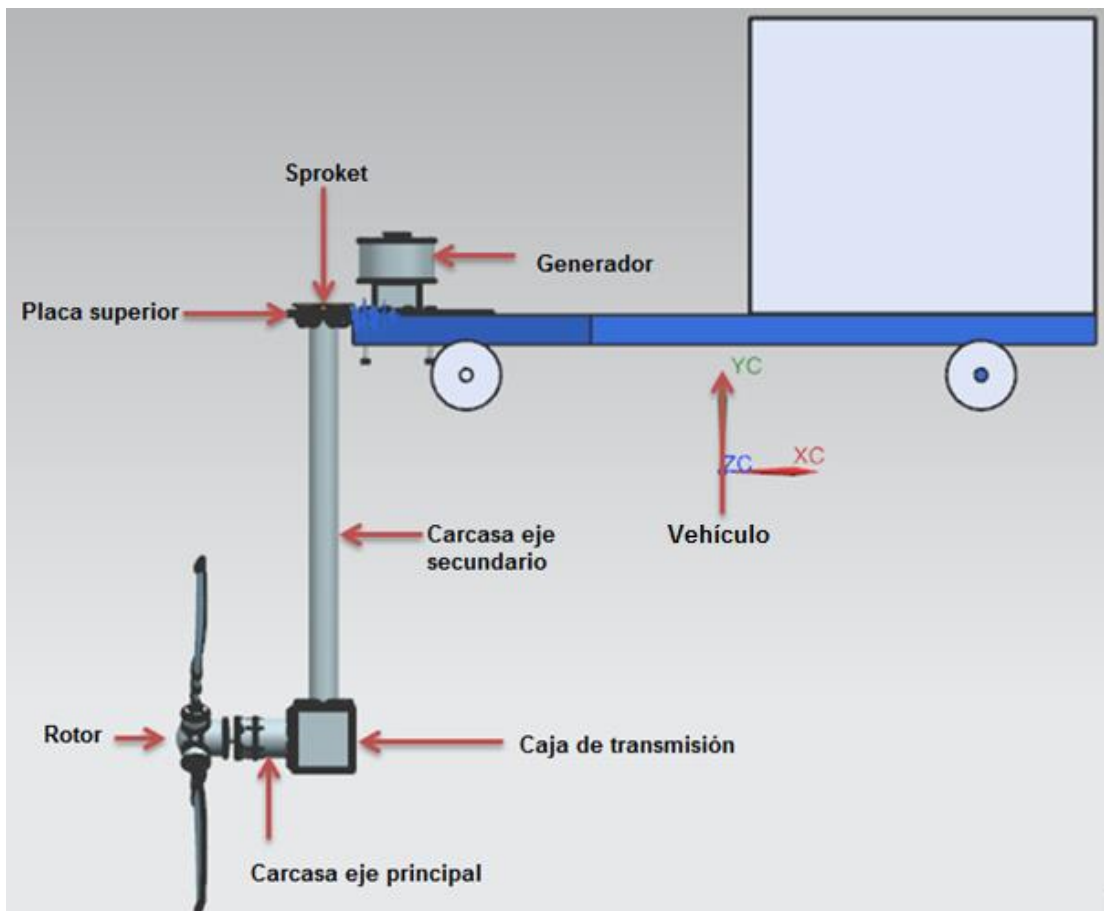
Fuente: Autor

3.1 Diseño Conceptual

La turbina hidrocínética está compuesta de 3 alabes, su unión al cubo se hace a partir del uso de juntas de fricción, este conjunto forma el rotor el cual se une al eje horizontal por medio de una junta de fricción. El eje principal está soportado por dos rodamientos rígidos de bolas y todo este conjunto se encuentra dentro de una carcasa la cual está compuesta de una tapa de unión de carcasa, un sello mecánico que evita la entrada del agua al sistema. Al finalizar el eje horizontal se encuentra una transmisión de potencia la que conecta con el eje vertical.

El eje secundario está montado sobre rodamientos dentro de una carcasa tubular. Este eje vertical transmite la potencia a un generador eléctrico a través de un sistema de transmisión por cadena. En la figura 14 se muestra cada uno de los componentes explicados anteriormente.

Figura 14 Componentes turbina hidrocínética diseño conceptual



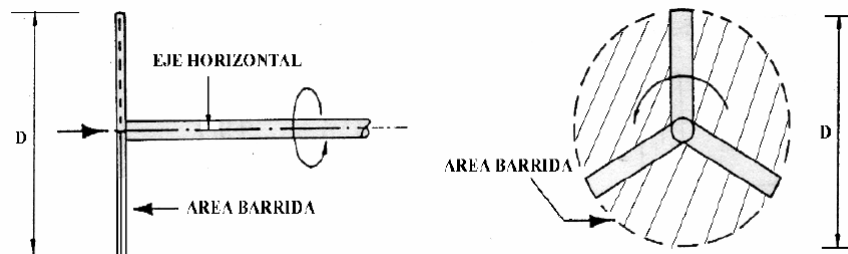
Fuente: Autor

3.2 Diseño del álabe

Actualmente no se dispone de estudios de perfiles adecuados para el diseño de alabes de altas rpm para ser usados en turbinas hidrocinéticas, ya que no se han realizado análisis de nuevos perfiles que estén sometidos al contacto con el agua, lo cual implica que se deba utilizar los análisis y estudios realizados para perfiles de turbinas eólicas lo que permite tener una aproximación del funcionamiento y comportamiento del perfil, es por este motivo que en este trabajo se utilice perfiles NACA. Estos perfiles ya han sido analizados previamente [1][12][25].

El rotor es el componente más importante de la turbina, su función es extraer del río una fracción de su energía cinética convirtiéndola en energía mecánica que será entregada luego a un generador eléctrico [4], Es así que se debe realizar un análisis adecuado apoyándose en el uso de herramientas computacionales que permiten facilitar el proceso de diseño. En la figura 15 se muestra un rotor de eje horizontal en el cual se indica el área de barrido.

Figura 15. Rotor de eje horizontal



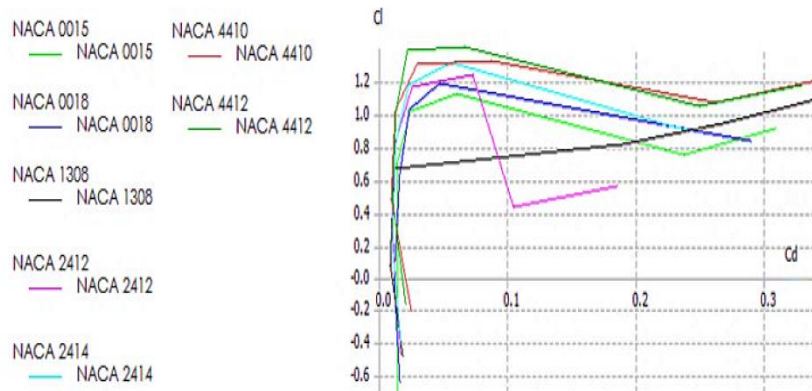
Fuente: Diseño y construcción de un prototipo de turbina eólica de eje vertical para la generación a baja potencia [26]

Para el diseño del rotor se trabaja con las siguientes características: Velocidad del río de 1.1 m/s. Diámetro del alabe: 0.70 m, este diámetro se selecciona a partir de las dimensiones que posee el canal de ensayos, garantizando que el diámetro del rotor es menor a las dimensiones del canal, esto con el fin de evitar un efecto llamado bloqueo de pared. En el anexo A se muestra el análisis en cual se comprueba que no hay pérdidas por el efecto de bloqueo de pared.

La potencia media real de la turbina es de: 670 W ver anexo A. Está potencia se tomó similar al trabajo realizado en [1] dado que el diseño de la turbina de este proyecto es también para las condiciones del río Atrato, y se busca lograr la misma cantidad de potencia.

De acuerdo a análisis posteriores de generación de energía el perfil NACA 4412 es el perfil que presenta un mejor comportamiento para el río caudaloso como lo es el río Atrato[1]. El perfil NACA 4412 demostró la mejor relación C_l/C_d con respecto a los demás perfiles analizados. En la figura 16 se observa la gráfica de la relación C_l/C_d de varios perfiles NACA.

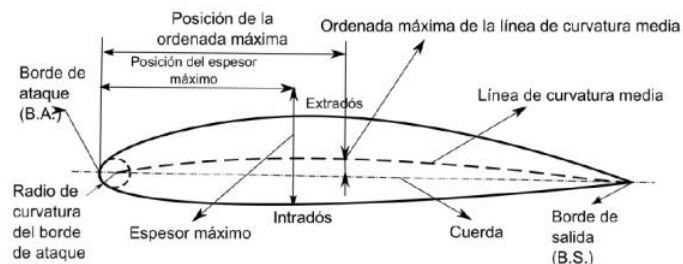
Figura 16. Relaciones C_l/C_d para diferentes perfiles NACA



Fuente: Diseño de una turbina hidrocínica de eje horizontal para la micro generación de energía eléctrica [1].

El diseño del rotor se empieza determinando el número de Reynolds el cual, para perfiles alar, depende de la longitud de la cuerda. En la figura 17 se observa las características de un perfil alar. Del cual se define que la cuerda es la distancia desde el borde de ataque del perfil hasta el borde de salida

Figura 17. Características de un perfil



Fuente: Diseño de una turbina hidrocínica para aprovechamiento energético de ríos no caudalosos [25].

El valor de la cuerda del álabe se calculó con la ecuación 1, la cual relaciona el área de barrido (A), el valor de solidez que es la relación entre la superficie del perfil y el área de barrido (σ), el número de alabes (N), y la relación de aspecto del alabe (Bar)

Ecuación 1. Cuerda del álabe

$$C = \sqrt{\frac{A \times \sigma}{N \times BAR}}$$

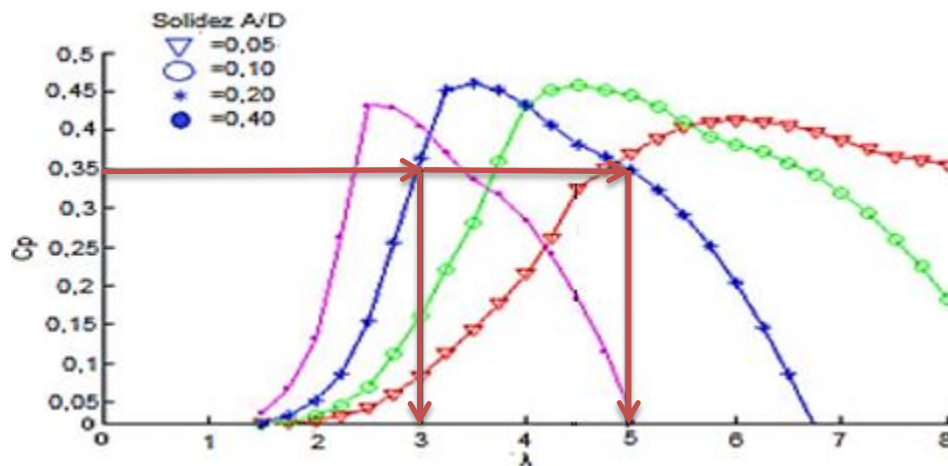
Fuente: Diseño y construcción de un prototipo de turbina eólica de eje vertical para la generación a baja potencia [26]

Lo primero a determinar es el valor de solidez, el cual se obtiene de la relación entre la velocidad específica (TSR ó λ) y el coeficiente de eficiencia de potencia (C_p).

El C_p es de 0.35 que es el valor usado para micro-generaciones de 3 alabes[26], la relación que tiene el TSR y el C_p como los resultados de un modelo analítico para diferentes valores de solidez se muestran en la figura 17, de la cual se observa que al aumentar la solidez de un perfil se obtiene una mejor eficiencia dinámica con valores de TSR más bajos, brindando así un mejor torque de arranque a velocidades bajas.

Se considera que el valor de solidez está entre valores de 0,2 a 0,4 dado que para valores menores existe un grado de descontrol, lo que influye directamente en la disminución del coeficiente de eficiencia de potencia, se observa en la figura 18. Con esta relación se manejó un TSR entre tres y cinco para un valor de solidez igual a 0,2 [26].

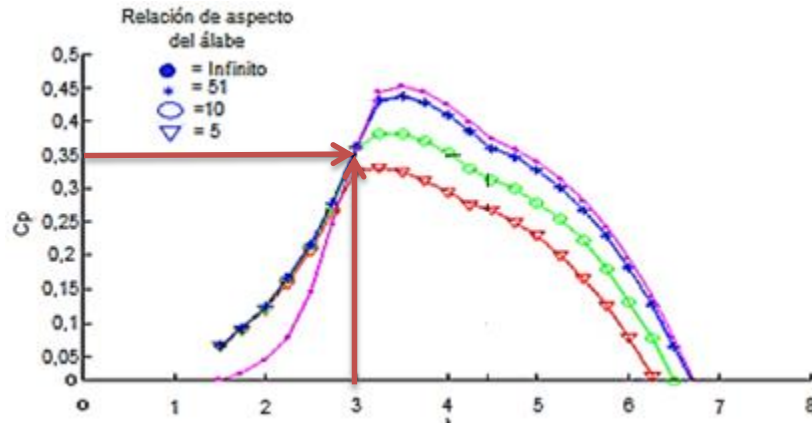
Figura 18. Relación C_p –TSR



Fuente: Diseño y construcción de un prototipo de turbina eólica de eje vertical para la generación a baja potencia [26].

La relación del aspecto del álabe (BAR), consiste en la relación entre la longitud del álabe y la longitud de la cuerda [26]. En la figura 19 se muestra la relación del TSR (ó λ) y C_p para la selección del BAR.

Figura 19. Relación TSR – C_p



Fuente: Diseño y construcción de un prototipo de turbina eólica de eje vertical para la generación a baja potencia [26].

El valor para el BAR se tomará como 10 de acuerdo al resultado obtenido en a gráfica teniendo en cuenta que entre valores bajos de TSR se logra un mejor desempeño, para lo cual un TSR de 3 es adecuado debido a que relaciona de manera apropiada el C_p .

El número de alabes usado será de 3 álabes, para el diseño con los datos obtenidos se calculó el valor de la cuerda según la Ecuación 1:

$$C = \sqrt{\frac{(\pi \times (0.35 \text{ m})^2)0.20}{3 \times 10}}$$

$$C = 0.050 \text{ m}$$

Se obtiene un valor para la cuerda de 0.050 m.

Ya calculado el valor de la cuerda, usando la ecuación 2 se calcula el valor de Reynolds que actuará sobre el sistema. El valor del número de Reynolds se calcula para conocer el comportamiento del fluido. El número de Reynolds es la relación que existe entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas. Para este caso en particular la viscosidad se asume constante dado que las condiciones de temperatura en el túnel hidrodinámico se consideran constantes. En este caso el agua del canal de prueba está a una temperatura de 20 °C, por lo tanto la viscosidad cinemática es de 1.007 m²/s ver anexo B. La velocidad de funcionamiento será de 1.1 m/s y se considerará constante. El valor que varía para el análisis de turbinas hidrocinéticas es el valor de la cuerda [27].

Ecuación 2. Reynolds

$$Re = \frac{V \times C}{\nu} = \frac{1.1 \frac{m}{s} \times 0.05m}{1.007 \text{ m}^2/s} = 55 \times 10^3$$

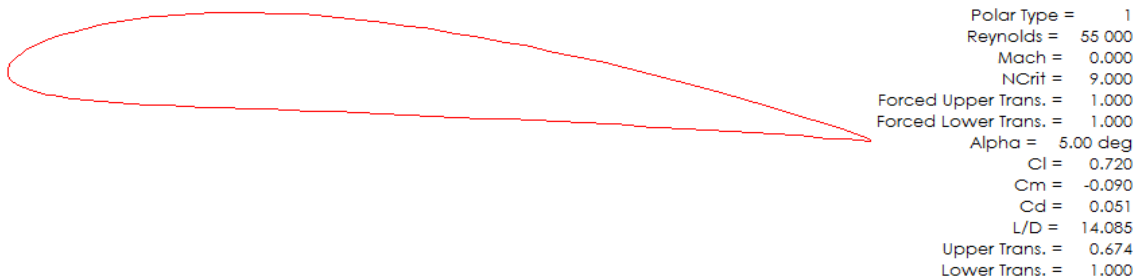
Fuente: Mecánica de Fluidos de Robert L. Mott [27] .

V Corresponde a la velocidad del fluido, C corresponde a la cuerda y ν corresponde a la viscosidad cinemática del fluido.

Se usa el programa Q-blade para hacer el análisis correspondiente del perfil seleccionado. En este se debe ingresar el perfil seleccionado y se evalúa de acuerdo al número de Reynolds obtenido.

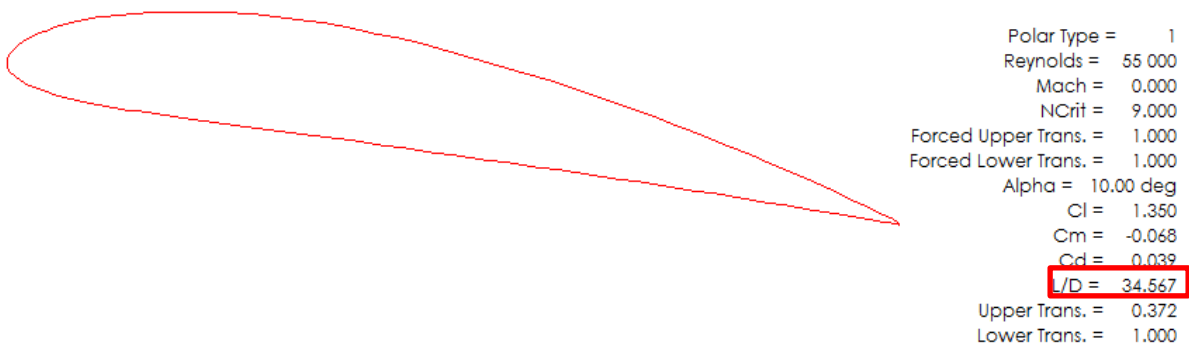
Con el valor calculado del número de Reynolds, se analiza el perfil NACA seleccionado en el software Q-blade del perfil a diferentes ángulos, estos se observan en las figuras 20, 21, y en la figura 22 se muestra una gráfica de la relación de la fuerza de sustentación con la fuerza de arrastre (L/D) y el valor del ángulo de ataque.

Figura 20. Perfil NACA 4412 con un ángulo de ataque de 5°



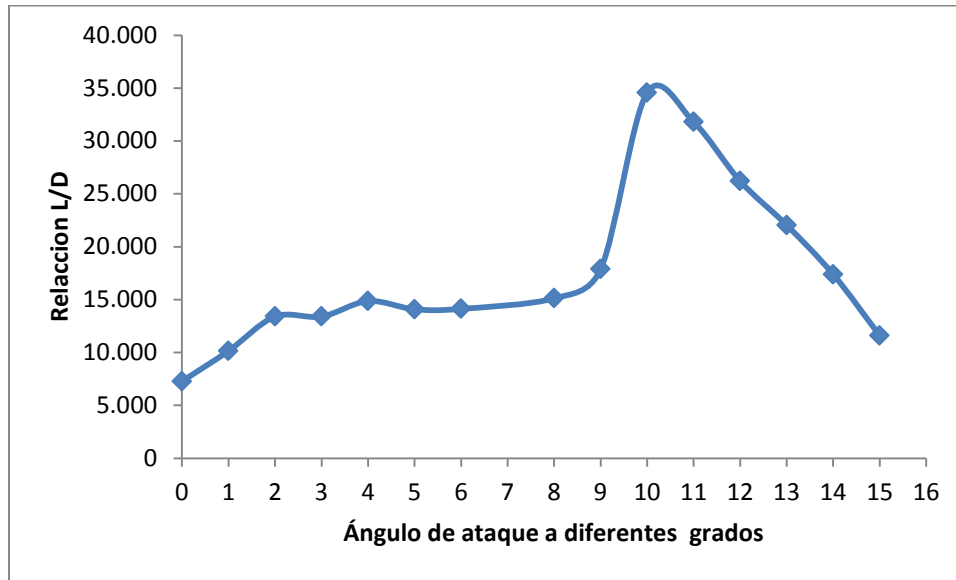
Fuente: Software Q-blade.

Figura 21. Perfil NACA 4412 con un ángulo de ataque de 10°



Fuente: Software Q-blade.

Figura 22. Relación entre L/D y ángulo de ataque



Fuente: Autor

De acuerdo a lo analizado por medio del software Q-blade y a la gráfica de la figura 22, el ángulo de ataque que presentó el mayor rendimiento aerodinámico ($L/D=34.567$) es el de 10° .

A continuación, con el ángulo de ataque seleccionado y la selección de los diferentes parámetros, se procede a calcular la dimensión de las cuerdas en diferentes secciones del alabe. Para esto se utilizan las ecuaciones 3,4,5 [28].

Ecuación 3. Cuerda de la sección del alabe

$$C = \frac{8 \times \pi \times r \times (1 - \cos \emptyset)}{Z \times C_l}$$

Fuente: Desarrollo de rotores para turbina eólica de 200 vatios mediante la implementación de tecnología local [28].

Ecuación 4. Celeridad para el radio

$$\lambda_r = \frac{\lambda_o \times r}{R}$$

Fuente: Desarrollo de rotores para turbina eólica de 200 vatios mediante la implementación de tecnología local [28].

Ecuación 5. Ángulo aparente del viento

$$\phi = \frac{2}{3} \times \tan^{-1} \left(\frac{1}{\lambda_r} \right)$$

Fuente: Desarrollo de rotores para turbina eólica de 200 vatios mediante la implementación de tecnología local [28].

De la ecuaciones se tiene que: r corresponde a la distancia del centro del rotor a la sección evaluada (Radio), Z corresponde al número de alabes, C_l coeficiente de sustentación, ϕ ángulo aparente del agua, λ_r celeridad local para el radio, λ_o celeridad de diseño, R radio de la turbina, C corresponde a la cuerda de cada sección.

Se obtienen los siguientes valores para la cuerda a diferentes secciones, que se muestran en la tabla 1 a partir de las ecuaciones 3, 4, 5:

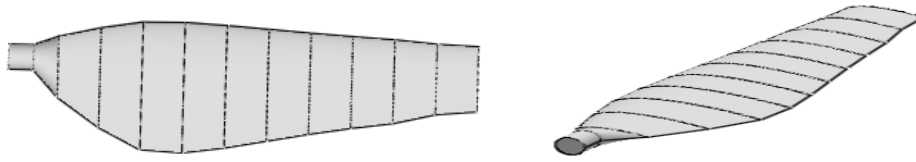
Tabla 1. Cuerda Calculada

λ_r	λ_o	R (m)	ϕ (rad)	r (m)	C_l	Z	C (m)
0.1585	3	0.35	0.9423	0.018	1.35	3	0.019
0.3171			0.8424	0.037			0.019
0.5854			0.6941	0.0683			0.096
0.8537			0.5760	0.0996			0.098
1.1220			0.4853	0.1309			0.092
1.3902			0.4156	0.1622			0.084
1.6585			0.3617	0.1935			0.076
1.9268			0.3191	0.2248			0.069
2.1951			0.2849	0.2561			0.063
2.4634			0.2570	0.2874			0.057
2.7317			0.2339	0.3187			0.053
3.0000			0.2145	0.35			0.049

Fuente: Autor

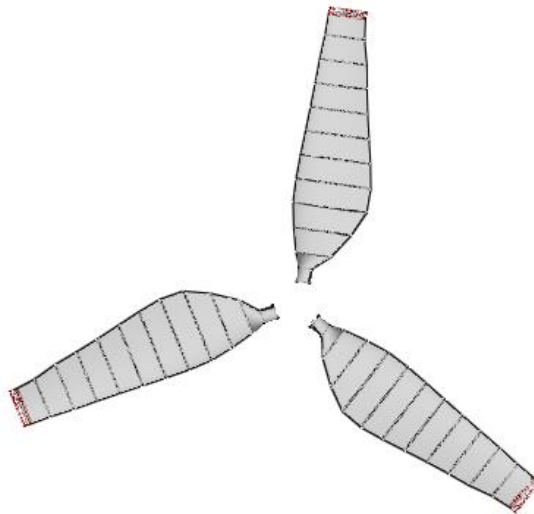
Se genera con el programa Q-Blade el alabe de acuerdo a las valores obtenidos de la cuerda para las diferentes secciones, en la figura 23 y 24 se observa el alabe así obtenido.

Figura 23. Alabe



Fuente: Software Q-blade.

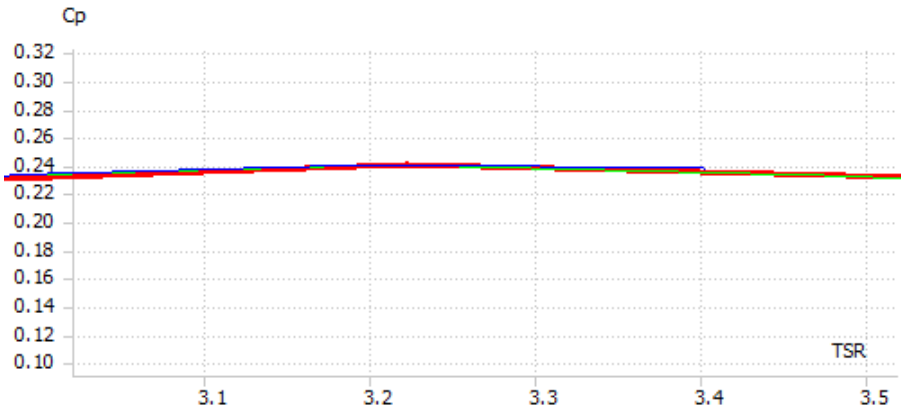
Figura 24. 3 alabes



Fuente: Software Q-blade.

Realizando los análisis del alabe obtenido en el programa Q-blade, se obtiene como resultado la gráfica de C_p -TSR que se observa en la figura 25, esta muestra el comportamiento simulado del alabe.

Figura 25. C_p - TSR



Fuente: Software Q-blade.

En la figura 25 se observa que el valor máximo de C_p es de 0.24 para un TSR de 3.2. El software Q-Blade permite analizar los alabes obtenidos, asignándosele las condiciones a las cuales los álabes estarán sometidos. Es por este motivo que los resultados obtenidos muestran el comportamiento que los álabes tendrán durante su funcionamiento.

3.2.1 Cálculo de velocidad de giro y torque.

Para el cálculo de la velocidad de giro se debe conocer la velocidad específica para una turbina de 3 alabes. Para el diseño se toma la velocidad específica de $TSR=3.2$ de acuerdo al análisis realizado en el programa Q-Blade para tres alabes, una velocidad del río de 1.1 m/s, diámetro total del rotor (D_{rt}) de 0.7 m. Con la ecuación 6 se calcula la velocidad de giro del rotor.

Ecuación 6. Velocidad de giro del rotor

$$\mu T = \frac{60 \times \lambda \times V}{\pi \times D_{rt}}$$

Fuente: Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el distrito de Mazan Región Loreto [4].

$$\mu T = \frac{60 \times 3.2 \times 1.1 \text{ m/s}}{\pi \times 0.7 \text{ m}} = 96.038 \text{ rpm}$$

Al conocer el valor de la velocidad de giro se calculó el torque con la ecuación 7.

Ecuación 7. Torque

$$T = \frac{P}{w}$$

Fuente: Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el distrito de Mazan Región Loreto [4].

P corresponde a la potencia real de la turbina y w corresponde a la velocidad de giro del rotor.

$$T = \frac{670W}{96.03 \text{ rpm} \times \frac{2\pi}{60}} = 66.62 \text{ Nm}$$

3.2.2 Cálculo de fuerzas presentes en el álabe

Se calcularon las fuerzas que actúan sobre el álabe con fin de determinar el material a usar para la fabricación del álabe, así mismo, realizar la relación con respecto al ajuste que se necesita para la unión de los alabes al cubo.

De acuerdo a la figura 21 los resultados obtenidos desde el análisis realizado por el programa Q-blade, se obtuvo el coeficiente de arrastre (C_d), el coeficiente de sustentación (C_l) y el coeficiente de momento (C_m), estos resultados se usaron para calcular las magnitudes de fuerzas que actúan en el alabe. En la tabla 2 se observan cada uno de los coeficientes.

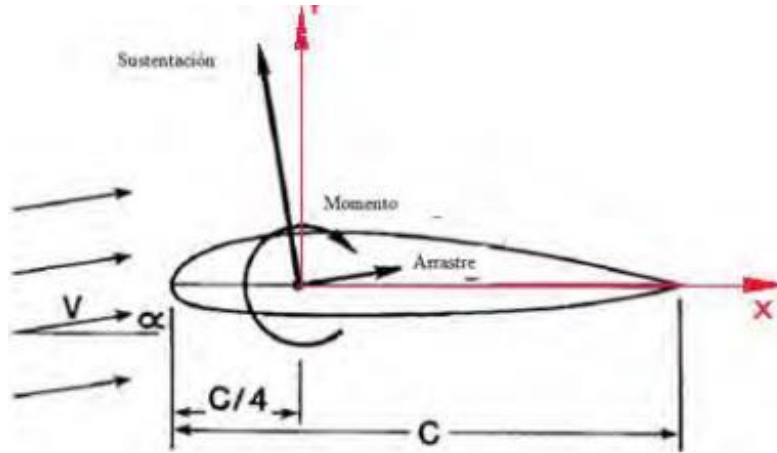
Tabla 2. Coeficientes de fuerzas que actúan

Coeficiente	Valor
Arrastre	0.039
Sustentación	1.350
Momento	0.068

Fuente: Autor

En el álabe hay tres fuerzas que actúan: la fuerza de arrastre la cual es la fuerza que actúa paralela y en sentido opuesto al avance, la fuerza de sustentación que se define como la fuerza que actúa perpendicular a la corriente del fluido, y un momento de cabeceo el cual le proporciona el movimiento al álabe [25], en la Figura 26 se observan representados cada uno de las fuerzas y el momento.

Figura 26. Fuerzas y momento en el álabe



Fuente: Diseño de una turbina hidrocínética para aprovechamiento energético de ríos no caudalosos [25].

Las fuerza de sustentación se genera por la interacción del fluido sobre el perfil con un ángulo de ataque, está fuerza se puede calcular relacionando el coeficiente de sustentación, la densidad del fluido, el área del perfil y la velocidad del fluido [27].

Con los valores del Torque y la velocidad del giro calculado se determina la fuerza de sustentación puede calcularse usando la ecuación 8.

Ecuación 8. Sustentación con relación de alabes

$$Fl = \frac{T}{3 \times d_{cg}}$$

Fuente: Diseño de una turbina hidrocínética para aprovechamiento energético de ríos no caudalosos [25].

d_{cg} : Distancia del centro de gravedad del álabe al eje.

El valor de la fuerza de sustentación en el anexo D se observa el cálculo realizado:

$$Fl = 135.87 N$$

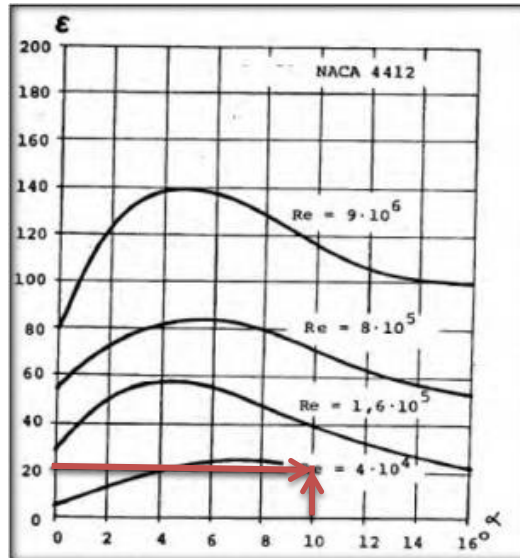
La fuerza de arrastre resulta de la combinación de la fuerza actuante en el perfil, la fuerza de presión y la fuerza de arrastre inducida.

La fuerza de arrastre se determina conociendo el coeficiente de arrastre, la densidad del fluido, el área de la superficie del perfil y la velocidad de fluido.

Dado que la fineza relaciona la fuerza de arrastre para diferentes perfiles con este método, se determinó la fuerza de arrastre que consiste de la relación de la fuerza de

sustentación y la fineza, la fineza (ε) corresponde al cociente entre la fuerza de sustentación y la fuerza de arrastre. La fineza del perfil NACA 4412 se toma de la figura 27, la cual relaciona varios valores de fineza para el perfil y el número de Reynolds que actúa sobre el perfil a diferentes grados.

Figura 27. Variación de la fineza del perfil NACA 4412 a diferentes ángulos de bordes de ataque



Fuente: Diseño de una turbina hidrocínética para aprovechamiento energético de ríos no caudalosos [25].

A partir de la figura 27 se selecciona una fineza de 20, con un valor de ángulo de ataque de 10° y un valor de Reynolds de 4×10^4 , este último es el más cercano al calculado. Con la ecuación 9 se obtiene el valor de la fuerza de arrastre.

Ecuación 9. Fuerza de arrastre

$$F_D = \frac{F_L}{\varepsilon}$$

Fuente: Diseño de una turbina hidrocínética para aprovechamiento energético de ríos no caudalosos [25].

Remplazando en la ecuación 9 se obtiene la fuerza de arrastre en el anexo D se observa el cálculo correspondiente.

$$F_D = 6.79N$$

El momento de cabeceo (M_c) generado por la variación de la presión sobre el perfil se calculó usando la ecuación 10. La cuerda a usar en la ecuación 10 corresponde a la ubicada en la sección que queda sobre el centro geométrico del alabe.

Ecuación 10. Momento de cabeceo

$$M_c = C_M \times \frac{\rho}{2} \times C^2 \times V^2$$

Fuente: Diseño de una turbina hidrocínética para aprovechamiento energético de ríos no caudalosos [25].

Remplazando en la ecuación 10 se obtiene el momento de cabeceo y en el anexo D se observa el cálculo realizado.

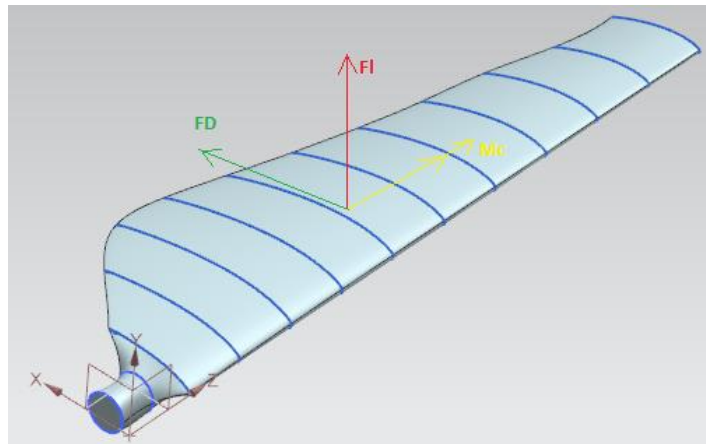
$$M = 0.291 Nm$$

Ya calculados la fuerza de sustentación, fuerza de arrastre y el momento que actúa en el alabe, se calculó la flexión sobre el álabe y el momento resultante, estos se calculan usando las ecuaciones 11 y 12.

Los momentos son generados por la fuerza de sustentación y la fuerza de arrastre además del peso del alabe. El álabe presenta una curvatura o twist. El perfil más cercano al cubo se acopla a la junta de fricción terminando con un último perfil circular. El alabe es completamente macizo en fibra de vidrio y resina epoxica. Bajo estas consideraciones se calcula la resistencia del álabe en el punto de unión con la junta de fricción, dado que es el punto que sufre máximos esfuerzos al ser este un sistema en voladizo.

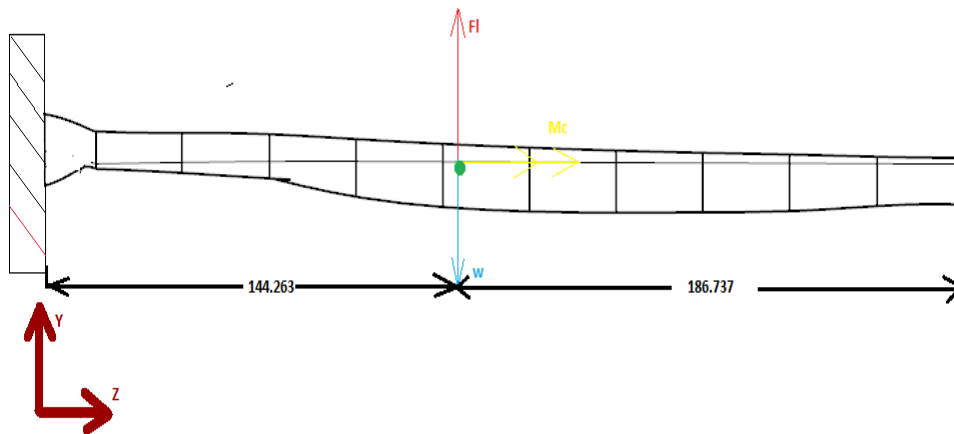
En la figura 28 se observan las fuerzas que actúan sobre el álabe y en la figura 29 se observa las cargas en sistema en voladizo.

Figura 28. Fuerzas que actúan sobre el álabe



Fuente: Autor

Figura 29. Representación de fuerzas que actúan en el alabe en voladizo valor de distancia en mm



Fuente: Autor

Ecuación 11. Flexión

$$\sigma = \frac{Mr \times c}{I}$$

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley [29].

Ecuación 12. Resultante

$$Mr = \sqrt{M_{yz}^2 + M_{xz}^2}$$

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley [29]

Cálculo del momento resultante:

$$M_{yz} = 17.511 Nm$$

$$M_{xz} = 1.1044 Nm$$

$$Mr = 17.548 Nm$$

En el anexo E se observa el cálculo de esfuerzo por flexión usando la ecuación 11.

$$\sigma = 2.083311 MPa$$

Se calculó el esfuerzo de torsión sobre el álabe, usando la ecuación 13 [25], que indica que la ecuación 13 simplificada se puede usar para el cálculo de esfuerzo por torsión.

Ecuación 13. Esfuerzo de torsión

$$\tau = \frac{T}{2 \times \text{espesor} \times \alpha}$$

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley [29]

Esfuerzo de torsión en el anexo E se observa el cálculo realizado.

$$\tau = 238.74 Pa$$

La figura 30 indica el área y el volumen del álabe analizado desde el software Inventor

Figura 30. Resultados de análisis del álabe área y volumen

Área 53460,817 mm² (

Volumen 167718,208 mm³

Fuente: Software Inventor

Ya calculados los valores de esfuerzo por tensión y flexión en el álabe se reemplazarán en la ecuación 14 la cual es la teoría de dispersión Von Misses, y se calcula el factor de seguridad del álabe tomando el esfuerzo de fluencia del material de 135 MPa, este valor tomado para la fibra de vidrio y resina epoxi como material compuesto para la elaboración de los alabes [30],[25] .

Ecuación 14. Teoría distorsión de Von Misses

$$\frac{S_y}{F.S} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley [29]

$$\frac{135MPa}{F.S} = \sqrt{(2083311Pa)^2 + 3(238.74Pa)^2}$$

$$F.S = 64.8$$

El factor de seguridad obtenido es de 64.8 lo que indica que el álabe con el material escogido no fallará.

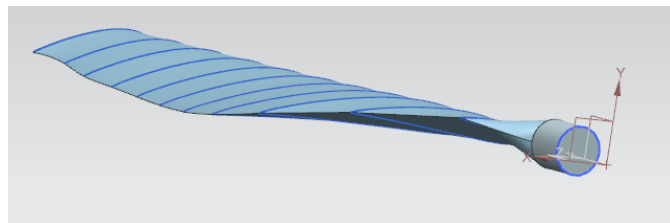
También se puede calcular el esfuerzo de fluencia mínimo del material a utilizar tomando un factor de seguridad de 4, tomando la ecuación 14.

$$S_y = 4 \times \sqrt{(2083311Pa)^2 + 3(238.74Pa)^2}$$

$$S_y = 8.33 MPa$$

Este esfuerzo de fluencia está por debajo del valor del material (135MPa). En la figura 31 se observa el modelado 3D del álabe a partir de los resultados obtenidos en esta imagen se observa en detalle el twist que adquiere el alabe a partir de cada sección hasta llegar a la sección redonda, ver plano álabe turbina hidrocínética.

Figura 31. Modelado 3D del alabe



Fuente: Autor

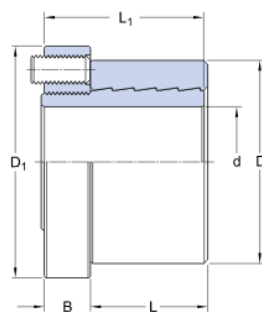
3.3 Unión del alabe al cubo

Para la unión de del álabe al cubo se utilizan dos elementos de unión, el primero es una junta de fricción mecánica, se escoge la junta SHT 19 de SKF. En la figura 32 se indican las características de esta junta, se usan cuatro, de las cuales 3 son para las uniones de los alabes a los acoplos y 1 para la unión entre el eje y el cubo.

Figura 32. Junta SKF 19

SHT 19

Dimensions



d	19	mm
D	42	mm
D ₁	49	mm
L	27	mm
L ₁	36	mm
B	9.5	mm

Calculation data

Max. torque	M _v	170	N·m
Max. axial load	P _a	18	kN

Mounting information

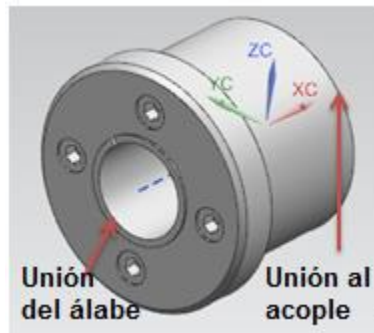
Locking screw, size		4 x M 6x12	
Locking screw, tightening torque	M _t	8	N·m

Fuente: www.skf.com

De acuerdo a las características mecánicas de la junta, soporta un torque máximo de 170Nm, el cual es mayor al torque calculado en el alabe que corresponde a 0.29 Nm.

En la figura 33 se observa la junta en modelado 3D esta junta permite que la unión entre el álabe y el acople, el funcionamiento de este, consiste en que a medida que se aprieta los tornillos la unión del el álabe se ajusta hasta donde es requerido, mientras que en lugar donde hace unión la junta al acople este se expande.

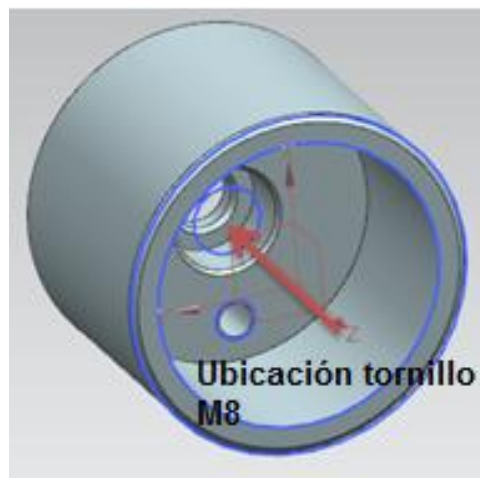
Figura 33. Modelado 3D de la junta



Fuente: Autor

El segundo elemento usado es un acople que permite la unión entre los alabes y el cubo. En la figura 34 se muestra el acople. El acople solo usará un tornillos M8 con el fin de realizar la unión del conjunto álabe junta.

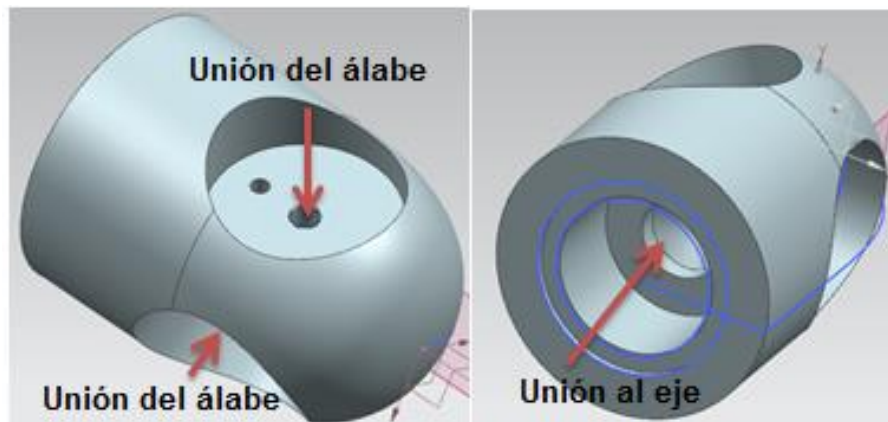
Figura 34. Modelad 3D de Acople



Fuente: Autor

El acople se une al cubo por medio de uniones atornilladas, lo que permite un montaje y desmontaje de los elementos sea fácil. En la figura 35 se observa el cubo, este posee cuatro agujeros de los cuales tres son para unión del conjunto de los álabes y uno para el eje primario.

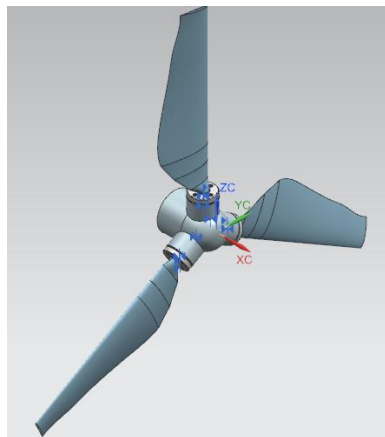
Figura 35. Modelad 3D de Acople



Fuente: Autor

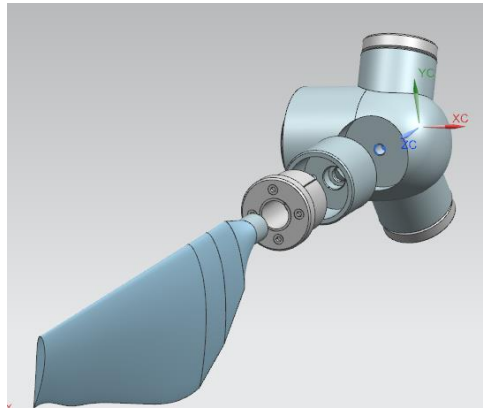
Con las partes indicadas anteriormente la figura 36 muestra el álabe ensamblado a los elementos, y la figura 37 muestra una representación en explosionado de los elementos usados para la unión del álabe al cubo, también ver plano sección rotor.

Figura 36. Álabe ensamblado en cubo, junta de fricción y acople



Fuente: Autor

Figura 37. Representación explosionado de los elementos de unión del alabe al cubo



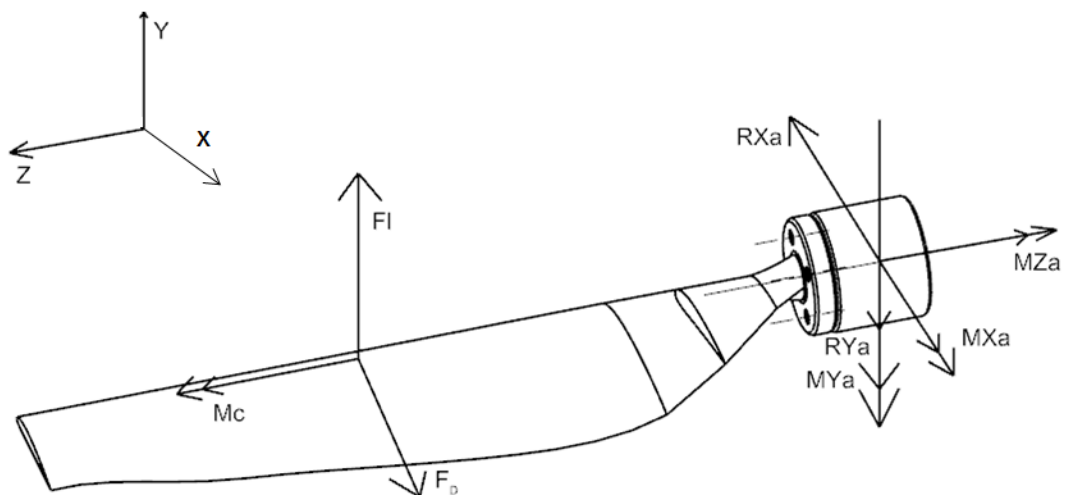
Fuente: Autor

3.3.1 Cálculo de unión atornillada entre acople y cubo.

En esta sección se verifica si el tornillo M8 usado para la unión de los elementos que conforman el rotor es el apropiado.

En la figura 38 se muestra las cargas y reacciones que actúan en el álabe y el acople esto con el fin de conocer las cargas a las cuales está sometido el tornillo. En el anexo F se observa el cálculo de las reacciones en el cubo y en la tabla 3 se encuentran los resultados de las reacciones.

Figura 38. Diagrama de cuerpo libre del alabe y el acople



Fuente: Autor

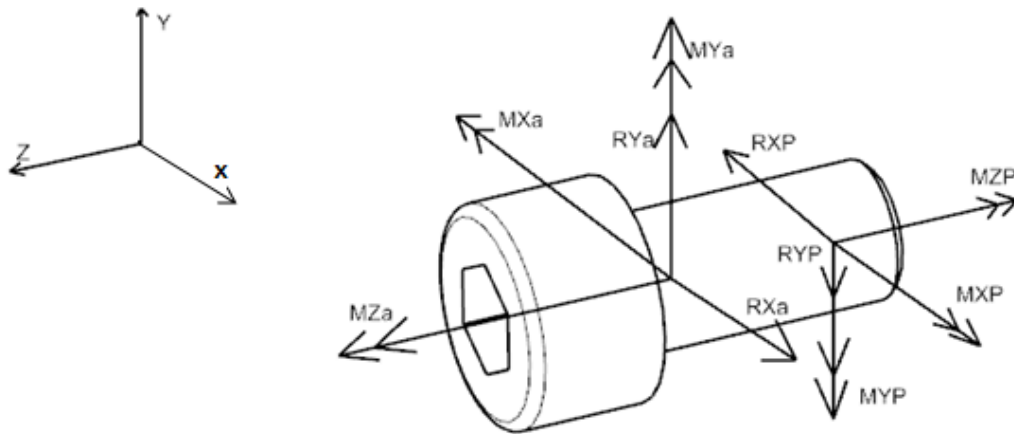
Tabla 3. Reacciones en el cubo

REACCIONES EN EL CUBO				
RXa	RYa	MYa	MXa	MZa
6.79 N	135.87 N	1.026 Nm	20.54 Nm	0.291 Nm

Fuente: Autor

En la figura 39 se observan las cargas y reacciones presentes en el tornillo y se realizó el análisis de resistencia del tornillo. En el anexo G se observa el cálculo de las reacciones en el tornillo de unión acople-cubo.

Figura 39. Diagrama de cuerpo libre del tornillo



Fuente: Autor

Tabla 4. Reacciones en el tornillo acople-cubo

REACCIONES UNION ATORNILLADA ACOUPLE-CUBO				
RXP	RYP	MYP	MXP	MZP
6.79 N	135.87 N	1.079 Nm	21.61 Nm	0.291 Nm

Fuente: Autor

El tornillo seleccionado es M8 tipo Bristol en acero inoxidable, es acero inoxidable porque estará en contacto con el agua. La especificación del material es acero AISI 304/A2.

En la figura 40 se observa las características mecánicas del acero inoxidable AISI 304/A2.

Figura 40. Características mecánicas del acero AISI 304

Tracción: 85,000 - 150,000 PSI

Tensión de Fluencia mínima: 40,000 PSI

Dureza mínima: HRB 85

Fuente: www.tornillosgumar.com

De acuerdo a las cargas y reacciones presentes en el tornillo que une el acople y el cubo, este se encuentra sometido a flexión por la fuerza de sustentación y arrastre. Las cuales generan momentos flectores como se observa en el diagrama de cuerpo libre en la figura 39. Donde MX_a , MX_p , MY_a y MY_p son momentos que tratan de crear una separación de los elementos atornillados, como se muestra en la figura 41. Lo cual produce una flexión en el tornillo. También se presenta un cortante puro producido por las fuerzas de reacción RX_p , RX_a , RY_a y RY_p .

Figura 41. Separación de elementos atornillados y flexión en el tornillo



Fuente: Estudio del estado tensional en uniones atornilladas mediante Solidworks, Autor: Ramses Damian [31].

En el anexo G se observa el cálculo de los momentos resultantes presentes en el tornillo de unión acople-cubo en la tabla 5 se observan los valores resultantes.

Tabla 5. Reacciones resultantes presentes en el tornillo

REACCIONES RESULTANTES			
MP1	MP2	RP1	RP2
20.56 Nm	21.63 Nm	135.96 N	135.96 N

Fuente: Autor

De acuerdo a los valores calculados se toman los valores mayores, que corresponden a las reacciones que generan mayor impacto en el tornillo en este caso MP1 Y RP2 reacciones que se encuentran en el anexo G, y se reemplazan en las ecuaciones 16 y 18.

Con el fin de evitar que se produzca una falla por el comportamiento flector en el tornillo se debe cumplir la ecuación 15 aplicando la teoría de falla de cortante máximo [32].

Ecuación 15. Relación de flexión con respecto límite de fluencia

$$\sigma < 0.6S_Y$$

Fuente: Cálculo de uniones por pernos 2014; I. Marcelo, and T. Piovan [32]

De acuerdo al análisis de uniones con pernos [29], el esfuerzo flector en los elementos de unión, se calcula con la ecuación 16.

Ecuación 16. Esfuerzo flector

$$\sigma = \frac{M}{I/c}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Remplazando en la ecuación 16 se obtiene.

$$\sigma = \frac{21.63 \text{ Nm}}{1.22716 \times 10^{-5} \text{ m}^3} = 1.762 \text{ MPa}$$

Con el valor de esfuerzo flector obtenido se realiza la comparación con el esfuerzo de fluencia del material usando la ecuación 15.

$$1.762 \text{ MPa} < 165.48 \text{ MPa}$$

Con el dato obtenido se observa que los tornillos no fallarán por flexión, haciendo uso del acero inoxidable A304.

Para evitar que se produzca una falla por cortante puro en el tornillo se debe cumplir la ecuación 17 teoría de cortante máximo [32]:

Ecuación 17. Relación de torsión con respecto a tensión límite de fluencia

$$\tau < S_{sy}$$

Fuente: Cálculo de uniones por pernos 2014; I. Marcelo, and T. Piovan [32].

El esfuerzo en el perno producido por el cortante puro, se calculó con la ecuación 18:

Ecuación 18. Esfuerzo por cortante

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Remplazando en la ecuación 18 se obtiene:

$$\tau = \frac{135.96 \text{ N}}{5.0265 \times 10^{-5} \text{ m}^2} = 2.704 \text{ MPa}$$

Calculado el valor de esfuerzo por cortante puro, se verifica según la ecuación 17 que el esfuerzo cortante sea menor al esfuerzo de fluencia a tensión.

$$2.704 \text{ MPa} < 159 \text{ MPa}$$

De acuerdo a la relación, el tornillo no fallará por cortante puro.

Remplazando en la ecuación 14 por teoría de falla de von mises se calculó el factor de seguridad del tornillo.

$$\frac{275.19 \text{ MPa}}{F.S} = \sqrt{(1.762 \text{ MPa})^2 + 3(2.704 \text{ MPa})^2}$$

$$F.S = 54.99$$

De acuerdo al factor de seguridad calculado el tornillo no fallará.

Se calcula el par de torsión necesario para el ensamble adecuado de las partes, para esto se usa la ecuación 19:

Ecuación 19. Par torsión

$$\tau_p = K \times F_i \times d$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29]

K = Coeficiente de par de torsión, F_i = Precarga, d = Diámetro del tornillo

Tomando un valor para la precarga de 6.434 kN, un coeficiente de par de torsión de 0.30 y diámetro del tornillo de 8 mm. El coeficiente de par de torsión se toma de acuerdo a la figura 42:

Figura 42. Coeficiente de par de torsión

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29]

Reemplazando en la ecuación 19 se obtuvo:

$$\tau_p = 0.30 \times 6434 \text{ N} \times 0.008 \text{ m}$$

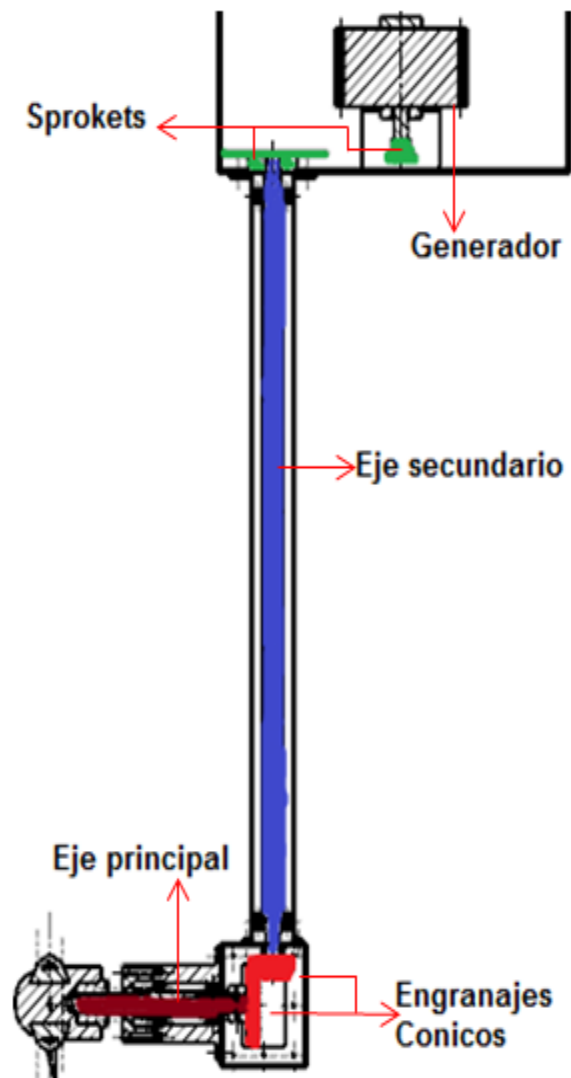
$$\tau_p = 15.44 \text{ Nm}$$

Lo que indica que el par torsión deberá ser de 15.44 Nm.

4 DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN PRINCIPAL

En este capítulo se hace el diseño del eje principal, este diseño se realiza haciendo un análisis por fatiga ya que el eje es el elemento encargado de transmitir el movimiento. En la figura 43 se muestra cada una de las partes involucradas en la turbina hidrocínética representadas por medio de un color, este color resalta cada uno de los componentes principales que constituyen la turbina hidrocínética, de color vino tinto el eje principal, de color rojo engranajes cónicos, eje secundario azul y el color verde los sprokets.

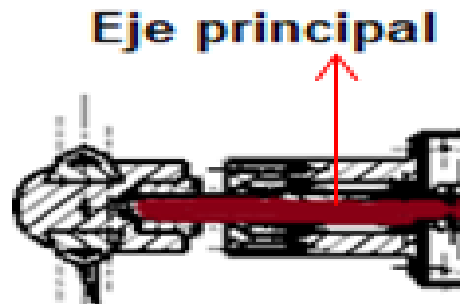
Figura 43. Turbina hidrocínética



Fuente: Autor

El material usado para el diseño del eje es acero inoxidable de referencia AISI 304, en la figura 44 se observa la ubicación del eje principal y en la figura 45 se observa el modelado del eje 3D del eje principal utilizado para el sistema de transmisión.

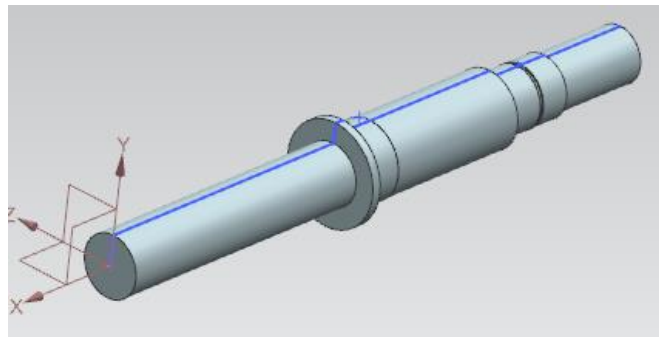
Figura 44. Eje principal



Fuente: Autor

El eje de la figura 45 muestra los cambios de sección presentes, de los cuales se analiza cual es la sección que presenta una mayor carga crítica.

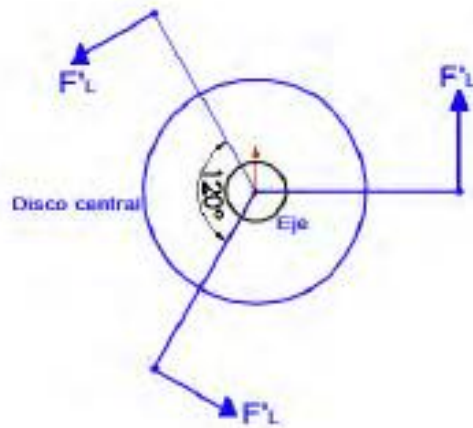
Figura 45. Modelado 3D Eje principal



Fuente: Autor

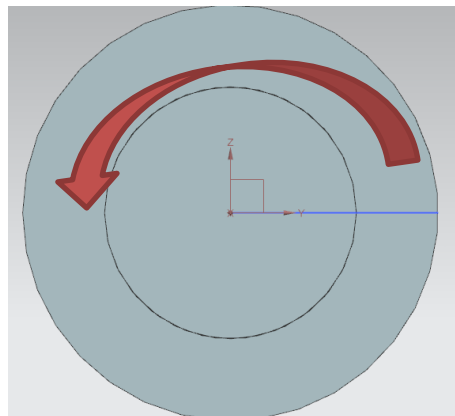
El eje se encuentra sometido a una carga de torsión la cual se produce por la fuerza de sustentación. En la figura 46 se observa el efecto de la fuerza de sustentación trasladada al eje. La carga aplicada en los tres alabes tienen el mismo valor correspondiente a 119.7 N. En la figura 47 se muestra la carga de torsión resultante en el eje. Además, la fuerza de arrastre genera una carga axial en el eje la cual se contrarresta con los apoyos que se usan en el sistema.

Figura 46. Carga de torsión generado por las 3 fuerzas de sustentación



Fuente: Diseño de una turbina hidrocínética para aprovechamiento energético de ríos no caudalosos [25].

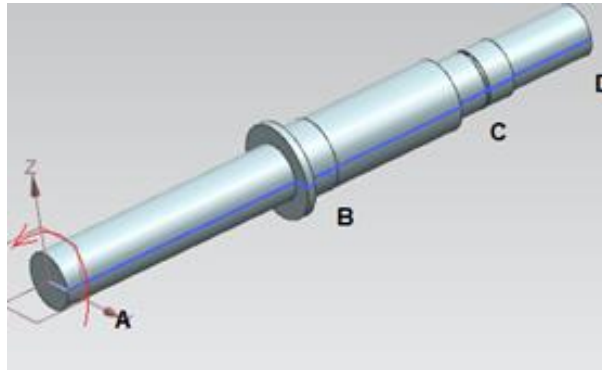
Figura 47. Carga de torsión resultante en el eje



Fuente: Autor

En la figura 48 se muestra el eje principal y cada una de las secciones (numeradas de la A a la D) en donde se encuentran los diferentes elementos usados como son los apoyos y el sistema de transmisión.

Figura 48. Eje principal

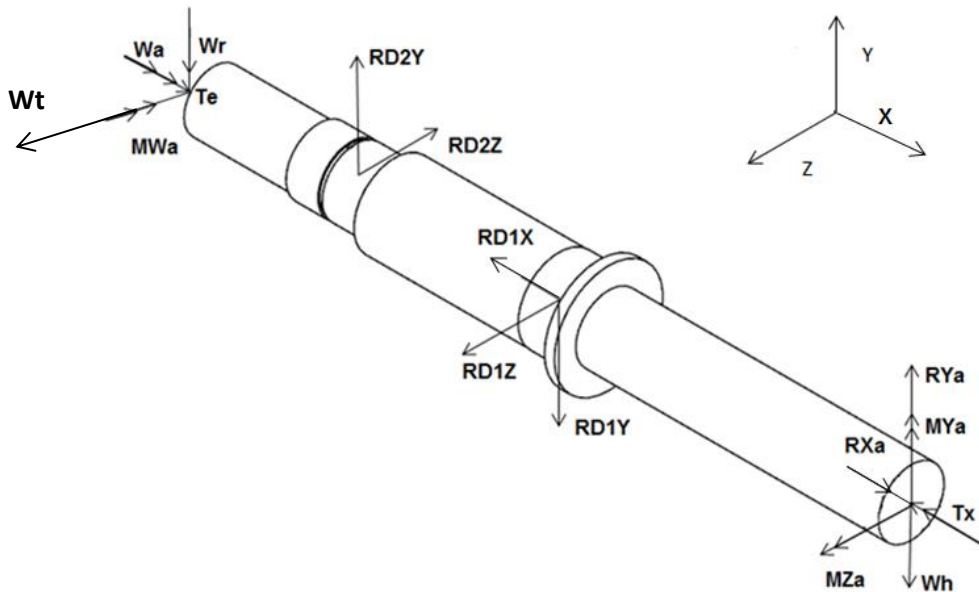


Fuente: Autor

De acuerdo a la figura 48 en el punto A va acoplado el cubo el cual transmite la carga torsional de la figura 47, el punto B corresponde al primer apoyo, el punto C corresponde al segundo apoyo y el punto D corresponde a la ubicación del engranaje.

En la figura 49 se observan las cargas y reacciones presentes en el eje.

Figura 49. Diagrama de cuerpo libre del Eje principal



Fuente: Autor

4.1 Cálculo de las reacciones presentes en el eje

De acuerdo al diagrama de cuerpo libre del eje se realiza el cálculo de las reacciones que se presentan en el eje debido a las cargas. El valor del peso de la sección del rotor (W_h) equivale a 46.1 N. W_r y W_a corresponden a la fuerza radial y la fuerza axial generada por el engranaje.

Cálculo de las fuerzas presentes en el engranaje. Se calcula la fuerza tangencial con la ecuación 20 y en el anexo H se observa el cálculo de reacciones presentes en el eje principal. En la tabla 6 se muestran los resultados de las reacciones.

Ecuación 20. Fuerza tangencial

$$W_t = \frac{T}{r_{prom}}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Para el cálculo de la fuerza radial y axial, se usa las ecuaciones 21 y 22.

Ecuación 21. Fuerza radial

$$W_r = W_t \tan(\phi) \cos(\gamma)$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Ecuación 22. Fuerza axial

$$W_a = W_t \tan(\phi) \sin(\gamma)$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Tabla 6. Reacciones eje principal

REACCIONES PRESENTES EN EL EJE PRINCIPAL							
RD2Y	RD1Y	RD2Z	RD1Z	RD1X	Wt	Wr	Wa
721.71 N	300.59 N	5113.55 N	2272.65 N	905.65 N	2840.90 N	510.89 N	898.97 N

Fuente: Autor

4.1.1 Cálculo de momento resultante máximo

A partir de los diagramas de fuerza cortante y momento flector que se observan en el anexo H, se calculó cada uno de los momentos resultantes, en cada una de las secciones críticas presentes en el eje, representadas por las líneas rojas en los diagramas de cortante y flector, en el anexo I se observan los momentos resultantes calculados, en la tabla 7 se muestran los resultados de los momentos.

Con respecto a los momentos resultantes calculados, el valor máximo es MCr que equivale a 139.25 Nm lo que quiere decir que:

$$M_{max} = 139.25 \text{ Nm}$$

Tabla 7. Momentos resultantes secciones eje principal

MOMENTOS RESULTANTES EJE PRINCIPAL			
MDr	MCr	MBr	Mar
21.08 Nm	139.25 Nm	9.11 Nm	0.29 Nm

Fuente: Autor

4.2 Cálculo de esfuerzos alternos y medios para análisis del eje

Ya que el eje se encuentra en movimiento y sometido a cargas, el análisis de falla se realiza por fatiga.

Para el análisis de los esfuerzos medios y alternantes se usarán las ecuaciones 23 y 24, se usarán para el análisis en la ecuación de teoría de falla de Von Mises.

Ecuación 23. Esfuerzos dados por flexión

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a C}{I} \quad \text{Y} \quad \sigma_m = k_f \frac{M_m C}{I}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Ecuación 24. Esfuerzos dados por torsión

$$\tau_a = K_{fs} \frac{M_a C}{I} \quad \text{Y} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{M_m C}{I}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

De acuerdo a la teoría planteada en [29] para el caso de un eje sólido redondo se usan

las ecuaciones 25 y 26:

Ecuación 25. Esfuerzos dados por flexión

$$\sigma_a = Kf \frac{32 Ma}{\pi d^3} \quad \text{Y} \quad \sigma_m = kf \frac{32 Mm}{\pi d^3}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Ecuación 26. Esfuerzos dados por torsión

$$\tau_a = Kfs \frac{16 Ta}{\pi d^3} \quad \text{Y} \quad \tau_m = Kfs \frac{16 Tm}{\pi d^3}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Tomando la teoría de fallas se obtiene las siguientes las ecuaciones 27 y 28:

Ecuación 27. Cálculo de esfuerzo alternante prima

$$\sigma' a = \sqrt{\left(Kf \frac{32 Ma}{\pi d^3}\right)^2 + 3 \left(Kfs \frac{16 Ta}{\pi d^3}\right)^2}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Ecuación 28. Cálculo de esfuerzo medio prima

$$\sigma' m = \sqrt{\left(kf \frac{32 Mm}{\pi d^3}\right)^2 + 3 \left(Kfs \frac{16 Tm}{\pi d^3}\right)^2}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Y reemplazando en el criterio de falla por fatiga de la línea de Goodman se obtiene el factor de seguridad con la ecuación 29.

Ecuación 29. Criterio de falla por fatiga

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma' a}{Se} + \frac{\sigma' m}{Sut}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Calculando los valores de esfuerzos alternante prima y media prima reemplazando en las

ecuaciones 27 y 28 en el anexo J se observa el cálculo realizado.

El esfuerzo alternante por torsión es cero ya que el torque en el eje es constante.

$$\sigma' a = 90.77 \text{ MPa}$$

El esfuerzo medio por flexión es cero ya que corresponde a un valor medio nulo

$$\sigma' m = 37.60 \text{ MPa}$$

Se calcula el valor del límite de resistencia, para esto se usa la ecuación 30:

Ecuación 30. Límite de resistencia

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

En el anexo J se observa la selección de límite de resistencia a la fatiga y factores para el cálculo del límite de resistencia en la tabla 8 se muestran los resultados de los factores.

Tabla 8. Factores para el cálculo del límite de resistencia

LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA Y FACTORES						
S'e	K _a	K _b	K _c	K _d	K _e	K _f
248 MPa	0.84	0.9	1	1	0.814	1

Fuente: Autor

Seleccionados los factores se reemplazó en la ecuación 30, y se calculó Se.

$$S_e = 0.84 \times 0.9 \times 1 \times 1 \times 0.814 \times 1 \times 248 \text{ MPa}$$

$$S_e = 152.61 \text{ MPa}$$

Con los resultados obtenidos se reemplaza en la ecuación 29 y se calculó el factor de seguridad.

$$\frac{1}{n} = \frac{90.7}{152.61} + \frac{37.60}{568}$$

$$n = 1.51$$

Se obtuvo un factor de seguridad de 1.51 lo que indica que no fallará por fatiga.

Verificación del esfuerzo máximo con respecto a la fluencia, este esfuerzo máximo se compara siempre con la resistencia a fluencia, para esto se usa la ecuación 32.

Ecuación 31. Factor de seguridad con respecto a S_y

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Calculando el factor de seguridad con respecto a la resistencia a la fluencia, la estimación del esfuerzo máxima se puede tomar de la suma de σ'_a y σ'_m [29].

$$\sigma_{max} = 138.44 MPa$$

Remplazando en la ecuación 32 se obtuvo:

$$N_y = \frac{276 MPa}{128.3 MPa}$$

$$N_y = 2.15$$

Calculado el factor de seguridad por fluencia se observa que el eje en el punto más crítico no fallará, ver plano eje principal.

4.3 Selección de los rodamientos para el eje principal

Con el fin de realizar la selección de los rodamientos se tiene en cuenta las fuerzas que actúan en el eje tanto radial como axialmente, los valores obtenidos previamente fueron: para la sección B Fuerza radial (F_r) de 300.59 N y una fuerza axial (F_a) de 905.76 N, para la sección C se obtuvo una fuerza radial (F_r) de 721.7 N.

Con los datos obtenidos se calcula la carga equivalente (P) sobre el rodamiento con la siguiente ecuación 33.

Ecuación 32. Carga equivalente

$$P = xFr + yFa$$

Fuente: Capitulo rodamientos ingeniería mecánica universidad de Navarra [33].

Para la selección de los valores de x e y se realiza la relación de fuerza axial con respecto a la carga estática del rodamiento.

$$\frac{0.905kN}{6.55kN} = 0.138$$

Con el valor obtenido para $x= 0.56$ e $y=1.6$, remplazando estos valores en la ecuación 33 se obtiene:

$$P = 0.56 \times 300.59N + 1.6 \times 905.6N = 1617.3N$$

Se toma un valor de L10h de 12000 horas de servicio

Con la ecuación 34 se despejó el valor de la vida estimada en horas (L10) donde n corresponde al valor de las revoluciones.

Ecuación 33. Vida en horas de servicio

$$L10h = \frac{1000000}{60 \times n} \times L10$$

Fuente: Selección de rodamientos

Despejando el L10 y remplazando se obtiene.

$$L10 = 69.14$$

Usando la ecuación 35 de vida estimada se obtiene el valor de la carga dinámica.

Ecuación 34. Vida estimada

$$L10 = \left(\frac{C}{P}\right)^a$$

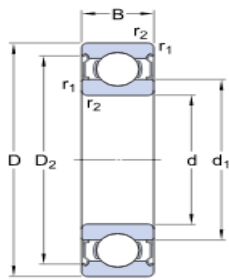
Fuente: Capitulo rodamientos ingeniería mecánica universidad de Navarra [33].

Despejando la carga dinámica (C) de la ecuación 35 se obtuvo el siguiente valor, el valor p es de 3 para rodamientos de bolas:

$$C = \sqrt[3]{L10} \times P = 6637.94 \text{ N}$$

Con estas características se selecciona el rodamiento y se verifica sus valores, el rodamiento sección B se observa en la figura 50.

Figura 50. Rodamiento sección B



d	25	mm
D	47	mm
B	12	mm
d ₁	≈ 32	mm
D ₂	≈ 42.2	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	11.9	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	6.55	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.275	kN
Velocidad de referencia		32000	r/min
Velocidad límite		16000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	14	

Fuente: SKF

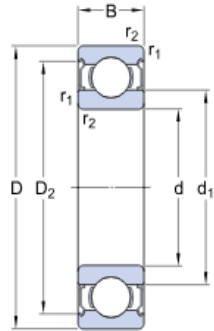
Rodamiento sección C, se calculó la carga dinámica, usando la ecuación 35 despejada.

$$C = \sqrt[3]{69.14} \times 404.15 \text{ N} = 1658.76 \text{ N}$$

Rodamiento sección C se observa en la figura 51.

Figura 51. Rodamiento sección C

Dimensiones



d	25	mm
D	42	mm
B	9	mm
d ₁	≈ 30.9	mm
D ₂	≈ 39.45	mm
r _{1,2}	min. 0.3	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	6.05	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	4.5	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.193	kN
Velocidad de referencia		34000	r/min
Velocidad límite		17000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	15.4	

Fuente: SKF

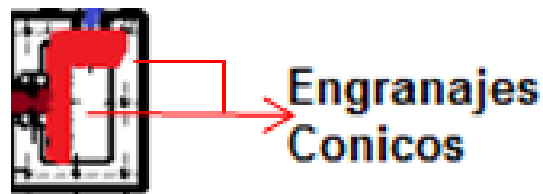
5 DISEÑO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA PRIMARIO

En este capítulo se realiza el diseño de los engranajes cónicos, usando las ecuaciones de esfuerzo por flexión y esfuerzo por desgaste. Que son las fallas presentes en engranajes cónicos y con estos se calcula el modulo adecuado.

Para la transmisión de potencia primario se utilizan engranajes cónicos de dientes rectos, de acuerdo al torque de entrada, velocidad que se tiene a la entrada y las características del generador a utilizar. La velocidad de giro del rotor es de 96.038 rpm, la velocidad de giro en el generador eléctrico es de 670 rpm, por lo tanto la relación que se va a tener en todo el sistema de transmisión es de 1-8, aumentando la velocidad y reduciendo el torque. La transmisión se divide en dos etapas, la primera con relación 1-2, y la segunda con relación una de 1-4 secundaria.

En la figura 52 se observa la ubicación de los engranajes los cuales se encuentran resaltados con color rojo.

Figura 52. Ubicación de los engranajes



Fuente: Autor

Los datos para el diseño de los engranajes se ven en la tabla 9, y el material usado para los engranajes será AISI 4340.

Tabla 9. Datos de diseño engranaje cónico

Potencia de salida	670 W
Velocidad de entrada	96.036 rpm
Velocidad de salida	192.076 rpm

Fuente: Autor

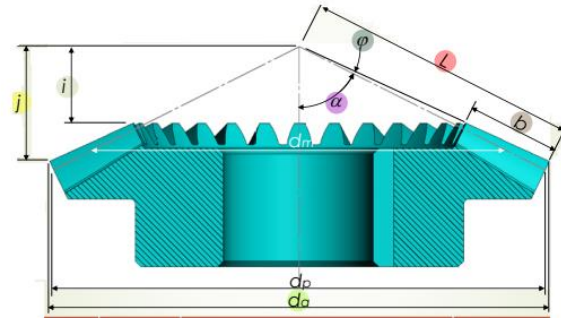
Con los datos obtenidos se calcula de nuevo el torque de entrada en kgf.m

$$T_e = 6798.07 \text{ kgf.m}$$

$$T_s = 3399.038 \text{ kgf.m}$$

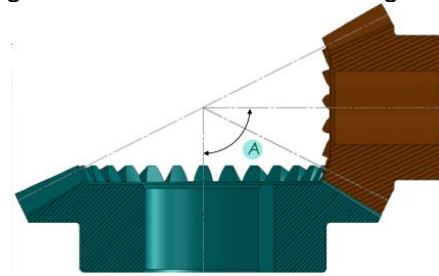
En la figura 53 y 54 se observa la geometría de un engranaje cónico.

Figura 53. Geometría de un engranaje



Fuente: Notas de clase Ing. Andrés Clavijo Universidad Santo Tomas y Universidad Simón Bolívar

Figura 54. Geometría de un engranaje



Fuente: Notas de clase Ing. Andrés Clavijo Universidad Santo Tomas y Universidad Simón Bolívar

En la tabla 10 se indican cada uno de los términos de los símbolos usados

Tabla 10. Términos

Símbolo	Termino
d_m	Diámetro medio
d_a	Diámetro externo
L	Distancia del cono exterior
B	Ancho de cara del diente del engranaje
Φ	Ángulo de la cara
I	Altura menor de la cara
J	Altura menor de la corana
B	Addendum
A	Ángulo entre ejes

Fuente: Autor

El valor para A corresponde a 90° y el valor de relación de velocidad de entrada y salida (n) corresponde a $\frac{1}{2}$.

Igualando la ecuación 36 de ángulo entre ejes.

Ecuación 35. Ángulo entre ejes

$$A = \alpha_1 + \alpha_2$$

Fuente: Diseño de máquinas de Norton

$$A = \alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ$$

Con la ecuación 37 con ángulo primitivo se calculó el valor para α_1 .

Ecuación 36. Ángulo primitivo

$$\tan \alpha_1 = \frac{\text{sen } A}{\frac{1}{n} + \text{COS } a}$$

Fuente: Diseño de máquinas de Norton [34].

Remplazando en la ecuación 37 se obtiene ver anexo K variables de diseño para engranajes cónicos.

$$\alpha_1 = 26.565^\circ$$

De la ecuación 36 se obtiene el valor de α_2 .

$$\alpha_2 = 63.43^\circ$$

Los cálculos realizados se usan para hallar el módulo, eso indica que las ecuaciones utilizadas quedan en función del módulo. Se calculó el valor de mínimo de dientes en el engranaje con la ecuación 38.

Ecuación 37. Valor mínimo de dientes

$$Z_{min} = \frac{5}{6} \left(\frac{2}{\text{sen}^2 \phi} \right) \cos \alpha_1$$

Fuente: Diseño de máquinas de Norton [34].

Remplazando en la ecuación 38 se obtiene el Z_{min} ver anexo K.

$$Z_{min} = 12.75$$

El valor obtenido de Z_{min} es de 12.75, de acuerdo a esto se decide tomar un valor de Z_r de 15 y de Z_p será de 30.

Se calcula el valor del ancho de la cara del diente del engranaje con la ecuación 39.

Ecuación 38. Ancho cara del diente del engranaje

$$b = \frac{1}{3} \left(\frac{dp}{2 \text{sen} \alpha_1} \right)$$

Fuente: Diseño de máquinas de Norton [34].

Remplazando en la ecuación 39 a partir de Z_p se obtiene el ancho de diente del engranaje ver anexo K.

$$b = 11.18m$$

Calculó del valor de resistencia AGMA para el esfuerzo por flexión S_{at} para el acero AISI 4340, usando la ecuación 40 para aceros de grado 2.

Ecuación 39. Cálculo de S_{at}

$$S_{at} = 6235 + (174 \times HB) - (0.126 \times HB^2)$$

Fuente: Diseño de máquinas de Norton [34].

Remplazando en la ecuación 40 ver anexo K, se obtuvo.

$$S_{at} = 14.01 \frac{kgf}{mm^2}$$

Ya obtenidos los valores, se seleccionan los factores que se deben remplazar en la ecuación 41 de esfuerzo por flexión AGMA.

Ecuación 40. Esfuerzo por flexión AGMA

$$\frac{2Ts}{bjmd_p} \frac{K_a K_m K_v}{K_x} \leq \frac{S_{at} K_L}{K_t K_R}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

En el anexo L se observa los valores de los factores para el análisis de esfuerzo por flexión AGMA y en la tabla 9 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 11. Factores para análisis de esfuerzo por flexión

FACTORES PARA ANALISIS DE ESFUERZO POR FLEXION AGMA						
K_a	K_v	K_m	K_x	K_L	K_t	K_R
1	1.007	1.006	1	0.81	1	1.5

Fuente: Autor

Remplazando en la ecuación 41 se obtiene un el valor del módulo.

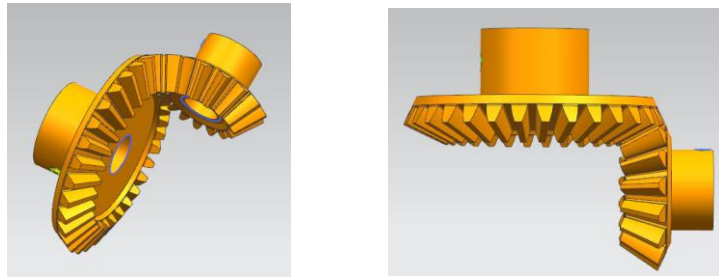
$$\frac{2 \times 3399.038}{11.18m \times 0.220 \times m \times m \times 30} \frac{1 \times 1 \times 1}{1} \leq \frac{14.01 \times 0.81}{1 \times 1}$$

$$m \geq 2.01$$

El modulo que se tomará para los engranajes es de 3.

Por medio del acelerador de engranajes de NX10, con un módulo de 3, 15 dientes para el engranaje conducido, y 30 dientes para el engranaje conductor, se genera el sistema de transmisión que se muestra en la figura 55.

Figura 55. Engranajes



Fuente: Autor

Cálculo de engranaje esfuerzos por desgaste

Para realizar el análisis de esfuerzo por desgaste se usó la ecuación 47:

Ecuación 41. Esfuerzo por desgaste

$$0.634 \times C_p \sqrt{\frac{2T_D}{bI m d_p} \left(\frac{T_S}{T_D}\right)^N K_a K_m K_v} \leq \frac{S_{ac} K_L}{K_t K_R}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Lo primero es calcular el valor del torque de diseño con la ecuación 48.

Ecuación 42. Torque de diseño

$$T_D = \frac{b}{2} \frac{I}{K_a K_m C_{md}} \left[\frac{S_{ac} d_p}{0.634 \times C_p K_t K_R} \frac{0.774}{K_t K_R} \right]^2$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Se halla el valor de resistencia AGMA para fatiga superficial S_{ac} con la ecuación 49.

Ecuación 43. Cálculo de S_{ac}

$$S_{ac} = 27000 + (364 \times HB)$$

Fuente: Diseño de máquinas de Norton [34].

En el anexo M se observa el cálculo realizado, el Valor de S_{ac} que corresponde a:

$$S_{ac} = 40.43 \frac{kgf}{mm^2}$$

Se calculó C_p que corresponde al coeficiente de resistencia a picadura con la ecuación 50, y en el anexo W se encuentran las constantes físicas de los materiales.

Ecuación 44. Esfuerzo por desgaste

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \right]}}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Donde E corresponde al módulo de elasticidad del material y ν corresponde a la relación de poisson.

Remplazando en la ecuación 50 se obtiene C_p , en el anexo M se observa el cálculo realizado.

$$C_p = 6.0 \sqrt{N/mm^2} \quad \text{ó} \quad C_p = 2.18 \sqrt{kgf/mm^2}$$

El factor geométrico de resistencia al desgaste (I) se tomó de la figura 126, el valor para el factor geométrico (I) corresponde a 0.07 ver anexo M.

El valor de C_{md} corresponde al factor de montaje, este toma el tipo de montaje de los engranajes, para el diseño ejecutado es en voladizo y el valor se toma de acuerdo a la figura 56.

Figura 56. Montajes de los engranajes cónicos



Fuente: Presentación Ing Andrés Clavijo Universidad Santo Tomas y Universidad Simón Bolívar

El valor para el torque de diseño se calculó usando la ecuación 48:

$$T_D = \frac{33.54}{2} \times \frac{0.07}{1 \times 1 \times 3.6} \times \left[\frac{40.43 \times 45}{0.634 \times 2.18} \times \frac{0.774}{1 \times 1.5} \right]^2$$

$$T_D = 150441.97 \text{ kgfmm}$$

Con el valor de torque de diseño se realizó la comparación con el T_s con respecto a las siguientes condiciones y se escoge el valor del exponente corrección (N).

$$T_s < T_D \quad N = 0.667$$

$$T_s \geq T_D \quad N = 1.0$$

El exponente de corrección es de 0.667.

Remplazando en la ecuación 47, se obtiene el valor de comparación y se verifica si cumple la resistencia al desgaste los engranes.

$$0.634 \times 2.18 \sqrt{\frac{2 \times 150441.97}{33.54 \times 0.067 \times 3 \times 45} \left(\frac{3399.038}{150441.97} \right)^{0.667}} 1 \times 1 \times 1 \leq \frac{40.43 \times 0.81}{1 \times 1.5}$$

$$12.29 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \leq 21.83 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

De acuerdo al resultado obtenido muestra que el engranaje no fallara por desgaste, ver planos piñón conductor y piñón conducido.

6 SELECCIÓN DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN SECUNDARIO

Antes de realizar el análisis del eje secundario, se realizó la selección del sistema de transmisión secundario. Ya que este consiste en una transmisión de potencia por cadena, y al realizar la selección de los Sprockets o catarinas estos permiten conocer el valor del diámetro del eje secundario a la salida.

La selección de los Sprockets se hace teniendo en cuenta la potencia (Hp) de funcionamiento del sistema y la velocidad. Al realizar la selección también se toma un tipo de lubricación que para este sistema será una lubricación tipo A que corresponde a mano, con aceitera o brocha dado que el sistema no estará en uso constante, y en la figura 57 se observa la lubricación tipo A.

Figura 57. Lubricación tipo A



Fuente: www.Intermec.com

En la figura 58 se observa la ubicación del sistema de transmisión secundario y su posición.

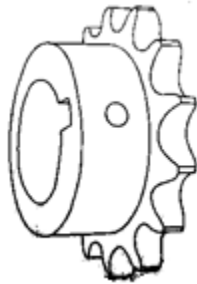
Figura 58. Ubicación del sistema de transmisión secundario



Fuente: Autor

El Sproket seleccionado es sencillo tipo B con hueco ó cuñero. Este tipo de Sproket se observa en la figura 59.

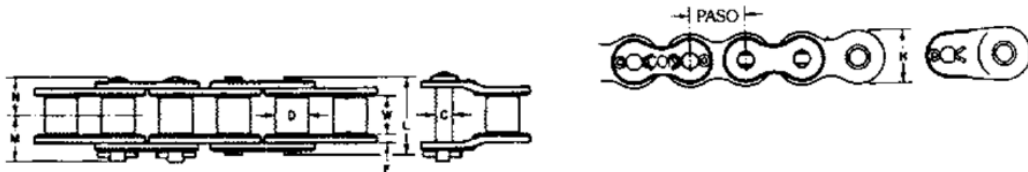
Figura 59. Piñón tipo B sencillo



Fuente: www.Intermec.com

El tipo de cadena es estándar sencilla, y en la figura 60 se observa la cadena.

Figura 60. Cadena estándar sencilla



Fuente: www.Intermec.com

Para la selección del sproket se tiene en cuenta la velocidad del sproket conductor que es de 192.076 rpm. Y el sproket conducido transmite una potencia de 0.898 hp. De acuerdo a esto, de las tablas de selección de Intermec se selecciona el sproket conductor y conducido.

La relación que se tiene en esta etapa de transmisión es de 1-4 esto quiere decir que mientras que el sproket conductor da una vuelta el sproket conducido da 4 vueltas.

La potencia que se indica en la figura 61, es la mayor capacidad de fuerza que tiene para transmitir el Sproket seleccionado. De acuerdo a las consideraciones mencionadas para la selección, y de acuerdo a la figura 61 tabla de capacidad, la referencia que se ajusta apropiadamente es: una cadena estándar sencilla de rodillos N° 35 paso 3/8”.

A continuación se seleccionó los números de dientes del Sproket conductor usando la figura 61.

Figura 61. Tabla de capacidad

N ^o . de dientes piñón conductor	R.P.M. DEL PIÑÓN CONDUCTOR														
	50	100	300	500	700	900	1200	1500	1800	2100	2500	3000	3500	4000	4500
9	0.08	0.15	0.39	0.62	0.84	1.06	1.37	1.68	1.98	2.27	2.65	2.17	1.73	1.41	1.18
10	0.09	0.16	0.44	0.70	0.95	1.19	1.54	1.88	2.21	2.54	2.97	2.55	2.02	1.65	1.39
11	0.10	0.18	0.49	0.77	1.05	1.31	1.70	2.08	2.45	2.82	3.30	2.94	2.33	1.91	1.60
12	0.11	0.20	0.54	0.85	1.15	1.44	1.87	2.29	2.70	3.10	3.62	3.35	2.66	2.17	1.82
13	0.12	0.22	0.59	0.93	1.26	1.57	2.04	2.49	2.94	3.38	3.95	3.77	3.00	2.45	2.05
14	0.13	0.24	0.63	1.01	1.36	1.71	2.21	2.70	3.18	3.66	4.28	4.22	3.35	2.74	2.30
15	0.14	0.25	0.68	1.08	1.47	1.84	2.38	2.91	3.43	3.94	4.61	4.68	3.71	2.94	2.55
16	0.15	0.27	0.73	1.16	1.57	1.97	2.55	3.12	3.68	4.22	4.94	5.15	4.09	3.35	2.81
17	0.16	0.29	0.78	1.24	1.68	2.10	2.73	3.33	3.93	4.51	5.28	5.64	4.48	3.67	3.07
18	0.17	0.31	0.83	1.32	1.78	2.24	2.90	3.54	4.18	4.80	5.61	6.15	4.88	3.99	3.35
19	0.18	0.33	0.88	1.40	1.89	2.37	3.07	3.76	4.43	5.09	5.95	6.67	5.29	4.33	3.63
20	0.19	0.35	0.93	1.48	2.00	2.51	3.25	3.97	4.68	5.38	6.29	7.20	5.72	4.68	3.92
21	0.20	0.37	0.98	1.56	2.11	2.64	3.42	4.19	4.93	5.67	6.63	7.75	6.15	5.03	4.22
22	0.21	0.38	1.03	1.64	2.22	2.78	3.60	4.40	5.19	5.96	6.97	8.21	6.59	5.40	4.52
23	0.22	0.40	1.08	1.72	2.33	2.92	3.78	4.62	5.44	6.25	7.31	8.62	7.05	5.77	4.83
24	0.23	0.42	1.14	1.80	2.44	3.05	3.96	4.84	5.70	6.55	7.66	9.02	7.51	6.15	5.15
25	0.24	0.44	1.19	1.88	2.55	3.19	4.13	5.05	5.95	6.84	8.00	9.43	7.99	6.54	5.48
26	0.25	0.46	1.24	1.96	2.66	3.33	4.31	5.27	6.21	7.14	8.35	9.84	8.47	6.93	5.81
28	0.27	0.50	1.35	2.12	2.88	3.61	4.67	5.71	6.73	7.73	9.05	10.7	9.47	7.75	6.49
30	0.29	0.54	1.45	2.29	3.10	3.89	5.03	6.15	7.25	8.33	9.74	11.5	10.5	8.59	7.20
32	0.31	0.58	1.55	2.45	3.32	4.17	5.40	6.60	7.77	8.93	10.4	12.3	11.6	9.47	7.93
35	0.34	0.64	1.71	2.70	3.66	4.59	5.95	7.27	8.56	9.84	11.5	13.6	13.2	10.8	9.08
40	0.39	0.73	1.97	3.12	4.23	5.30	6.87	8.40	9.89	11.4	13.3	15.7	16.2	13.2	11.1
45	0.45	0.83	2.24	3.55	4.80	6.02	7.80	9.53	11.2	12.9	15.1	17.8	19.3	15.8	13.2
	Lubricación Tipo A					Lubricación Tipo B									

Lubricación Tipo A : A mano, con aceitera o brocha

Lubricación Tipo B : En baño de aceite o por salpique

Lubricación Tipo C : Al chorro bajo presión.

La información contenida en estas tablas esta basada en los estándares de la ASOCIACIÓN AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS (American Chain Association)

INFORMACIÓN INTERMEC

Fuente: www.intermec.com

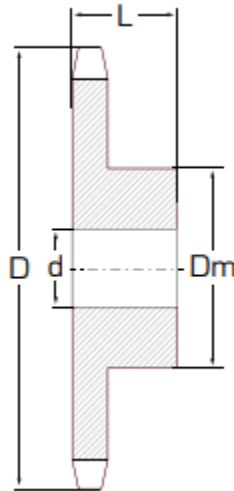
Se seleccionó para el sproket conductor un número de dientes de 40. Y de acuerdo a los datos presentes en la figura 61 se interpolo la potencia con el fin de conocer el valor máximo de la potencia para sproket, el cual corresponde a 1.15 Hp.

Se obtuvo el número de dientes del piñón conducido, dividiendo el número de dientes del Sproket conductor entre el valor de la relación de transmisión. Así que se obtuvo un valor de 10 dientes.

De acuerdo a los datos tenemos que el piñón conductor corresponde a la referencia 35B40 y el piñón conducido corresponde a la referencia 35B10R. Se seleccionó de la figura 62 las características geométricas de los Sprokets.

Figura 62. Piñón tipo B sencillo

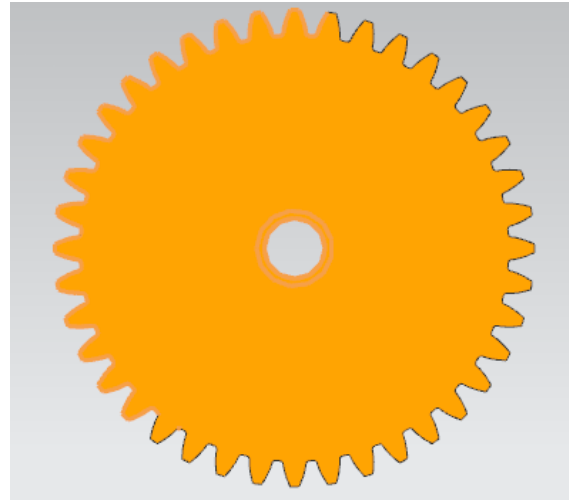
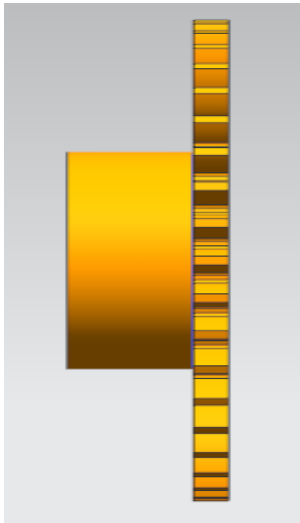
PIÑONES 35 PASO 3/8"					
Referencia	D	Dm	L	d	Eje máximo* (pulg)
35B9 R	32.0	22	19	9.53	3/8
35B10 R	35.0	25	19	9.53	9/16
35B39	123.7	57	22	15.88	1-1/2
35B40	126.7	57	26	15.88	1-1/2



Fuente: www.Intermec.com

Con las características geométricas de los sprokets escogidos. En la figura 63 se observan el Sproket conductor y en la figura 64 el Sproket conducido, estos son modelos 3D resultados del acelerador de NX 10.

Figura 63. Sproket conductor



Fuente: Autor

Figura 64. Sproket conducido



Fuente: Autor

7 DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN SECUNDARIO

En este capítulo se realiza el diseño del eje secundario, haciendo uso del análisis de fatiga ya que el eje es el encargado de transmitir el movimiento. En la figura 65 se observa la ubicación del eje secundario el cual se representa con color azul, este se ubica de manera vertical tiene dos apoyos por rodamientos cada uno ubicado a sus extremos, el eje secundario será fabricado en acero AISI 304.

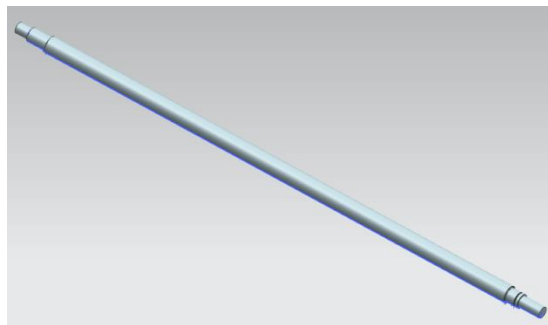
Figura 65. Eje secundario



Fuente: Autor

El eje secundario se encarga de transmitir el movimiento rotativo del engranaje cónico conducido, al sproket conductor del sistema de transmisión de potencia por cadena. En la figura 66 se observa el modelado 3D del eje secundario.

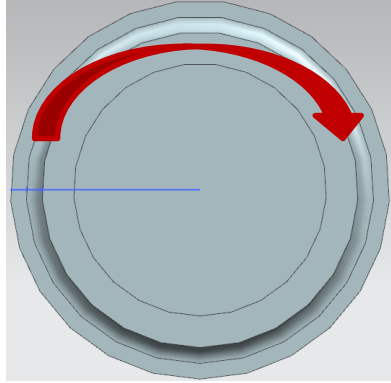
Figura 66. Modelado 3D del eje secundario



Fuente: Autor

El eje está sometido a una carga de torsión generada por la transmisión de potencia principal que corresponde a una etapa 1-2 en la figura 67 se observa la carga de torsión.

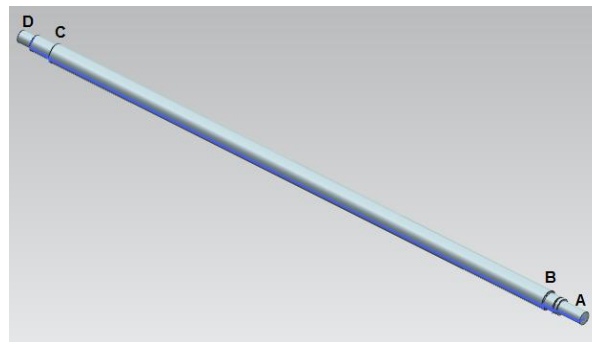
Figura 67. Carga de torsión presente en el eje secundario



Fuente: Autor

En la figura 68 se observa el eje secundario donde se indica cada una de las secciones (numeradas de la A a la D) en la cual se encuentran los elementos mecánicos como engranaje, sproket y rodamientos.

Figura 68. Eje secundario

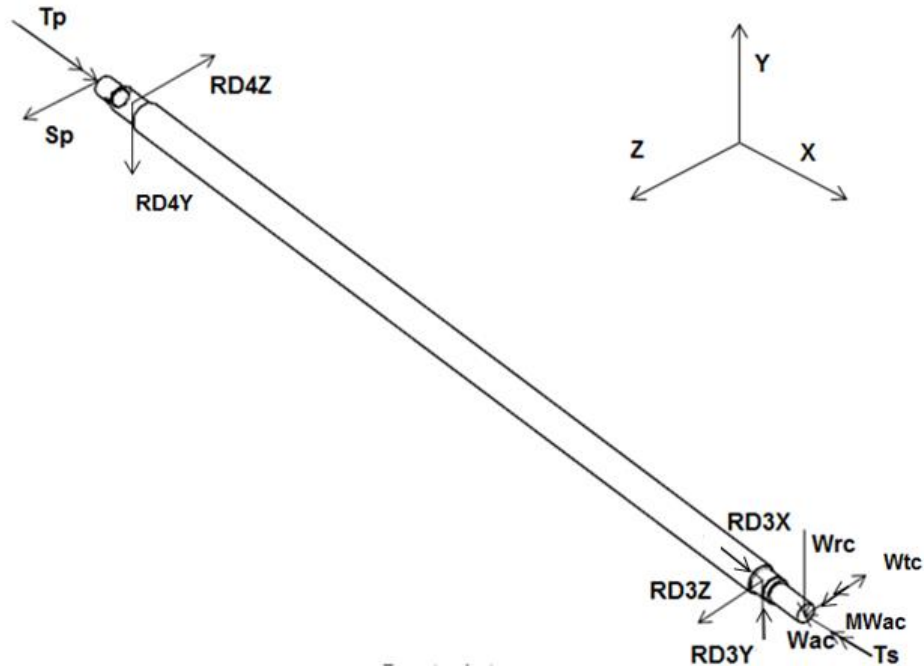


Fuente: Autor

De acuerdo a la figura 68 el punto A corresponde a la ubicación del engranaje cónico conducido, el punto B corresponde al primer apoyo, el punto C corresponde al segundo apoyo y el punto D corresponde a la ubicación del Sproket conductor.

En la figura 69 se observan las cargas y reacciones presentes en el eje secundario.

Figura 69. Diagrama de cuerpo libre del eje secundario.



Fuente: Autor

7.1 Cálculo de las reacciones presentes en el eje

W_{rc} y W_{ac} corresponden a la fuerza radial y la fuerza axial generada por el engranaje.

Cálculo de las fuerzas presentes en el engranaje. Se calcula la fuerza tangencial presente con la ecuación 20 y en el anexo N se observa el cálculo de las reacciones presentes en el eje secundario, en la tabla 12 se muestran los resultados obtenidos de las reacciones.

Tabla 12. Reacciones del eje secundario

REACCIONES EN EL EJE SECUNDARIO							
RD4Y	RD3Y	RD4Z	RD3Z	RD3X	Wtc	Wrc	Wac
11.93 N	288.65 N	3197.66 N	1095.06 N	157.26 N	874.5 N	276.72 N	157.26 N

Fuente: Autor

7.1.1 Cálculo de momento resultante máximo

A partir de los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector que se observan en el anexo N, se calculó cada uno de los momentos resultantes en cada una de las secciones críticas presentes en el eje, representadas por las líneas rojas en los diagramas de cortante y flector, en el anexo O se observa el cálculo de los momentos resultantes, en la tabla 13 se muestran los resultados de cada momento

Tabla 13. Momentos resultantes eje secundario

MOMENTOS RESULTANTES		
MCc	MBc	MAc
125.12 Nm	40.83 Nm	3.68 Nm

Fuente: Autor

Con respecto a los momentos resultantes calculados, el valor máximo es MCc que equivale a 125.12 Nm lo que quiere decir que:

$$M_{max} = 125.12 \text{ Nm}$$

7.2 Cálculo de esfuerzos alternos y medios para análisis del eje

Ver cálculos en el anexo P. El esfuerzo alternante por torsión es cero ya que el torque en el eje es constante.

Remplazando en la ecuación 27.

$$\sigma' a = 102.85 \text{ MPa}$$

El esfuerzo medio por flexión es cero ya que corresponde a un valor medio nulo

Remplazando en la ecuación 28.

$$\sigma' m = 18.80 \text{ MPa}$$

Se selecciona el valor de S'_e que corresponde a 248 MPa de acuerdo a la figura 53 ya que el $S_{ut} = 568 \text{ MPa}$:

Cálculo de los factores para hallar S_e , en el anexo L se observa el cálculo de los factores y en la tabla 14 se muestran los resultados obtenidos de los factores.

Tabla 14. Factores para el cálculo del límite de resistencia

LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA Y FACTORES						
S'e	K _a	K _b	K _c	K _d	K _e	K _f
248 MPa	0.84	0.9	1	1	0.814	1.59

Fuente: Autor

Calculados los factores se reemplaza en la ecuación 30, y se calculó Se.

$$S_e = 0.84 \times 0.9 \times 1 \times 1 \times 0.814 \times 1.59 \times 248$$

$$S_e = 242.65 \text{ MPa}$$

Con los resultados obtenidos se reemplaza en la ecuación 29 y se calcula el factor de seguridad.

$$\frac{1}{n} = \frac{102.85}{242.65} + \frac{18.8}{568}$$

$$n = 2.18$$

Se obtuvo un factor de seguridad de 2.18 lo que indica que el eje no fallará.

Verificación del esfuerzo máximo con respecto a la fluencia se usa la ecuación 32.

Calculando el factor de seguridad con respecto a la resistencia a la fluencia, la estimación del esfuerzo máxima se puede tomar de la suma de σ'_a y σ'_m [29].

$$\sigma_{max} = 121.65 \text{ MPa}$$

Reemplazando en la ecuación 32 se obtuvo:

$$N_y = \frac{276 \text{ MPa}}{121.65 \text{ MPa}} = 2.268$$

El factor de seguridad por fluencia es de 2.268 lo que indica que eje no fallará, ver plano

eje secundario.

7.3 Selección de los rodamientos para el eje secundario

Con el fin de realizar la selección de los rodamientos se tiene en cuenta las fuerzas que actúan en el eje tanto radial como axial. Los valores obtenidos previamente fueron: para la sección B Fuerza radial (Fr) de 288.65 N y una fuerza axial (Fa) de 157.23 N, para la sección C se obtuvo una fuerza radial (Fr) de 11.93 N.

Con los datos obtenidos se calcula la carga equivalente (P) sobre el rodamiento con la ecuación 33:

Para la selección de los valores de x e y se realiza la relación de fuerza axial con respecto a la carga estática del rodamiento.

$$\frac{0.157kN}{6.55kN} = 0.023$$

Con el valor obtenido para x = 0.56 e y=2, reemplazando estos valores en la ecuación 33:

$$P = 0.56 \times 288.65 + 2 \times 157.62 = 476.88N$$

Se toma un valor de L10h de 12000 horas de servicio

Con la ecuación 34 se despejó el valor de la vida estimada en horas (L10) donde n corresponde al valor de las revoluciones.

Despejando el L10 y reemplazando se obtiene.

$$L10 = 138.29$$

Usando la ecuación 35 de vida estimada se obtiene el valor de la carga dinámica.

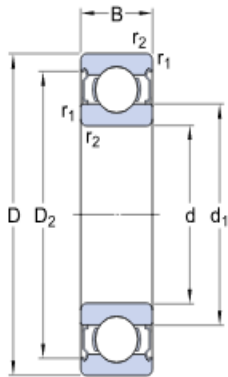
Despejando la carga dinámica (C) de la ecuación 35 se obtuvo.

El valor p es de 3 para rodamientos de bolas:

$$C = \sqrt[3]{L10} \times P = 2466.07 \text{ N}$$

Con estas características se selecciona el rodamiento y se verifican sus valores, rodamiento sección B del eje secundario, se observa en la figura 70.

Figura 70. Rodamiento sección B



d	25	mm
D	47	mm
B	12	mm
d ₁	≈ 32	mm
D ₂	≈ 42.2	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	11.9	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	6.55	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.275	kN
Velocidad de referencia		32000	r/min
Velocidad límite		16000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	14	

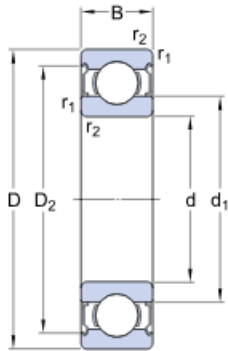
Fuente: SKF

Rodamiento sección C, se calculó la carga dinámica, usando la ecuación 35 despejada.

$$C = \sqrt[3]{138.29} \times N = 6.68 \text{ N}$$

Rodamiento sección C eje secundario se observa en la figura 71.

Figura 71. Rodamiento sección C



d	25	mm
D	47	mm
B	12	mm
d ₁	≈ 32	mm
D ₂	≈ 42.2	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm

Datos del cálculo

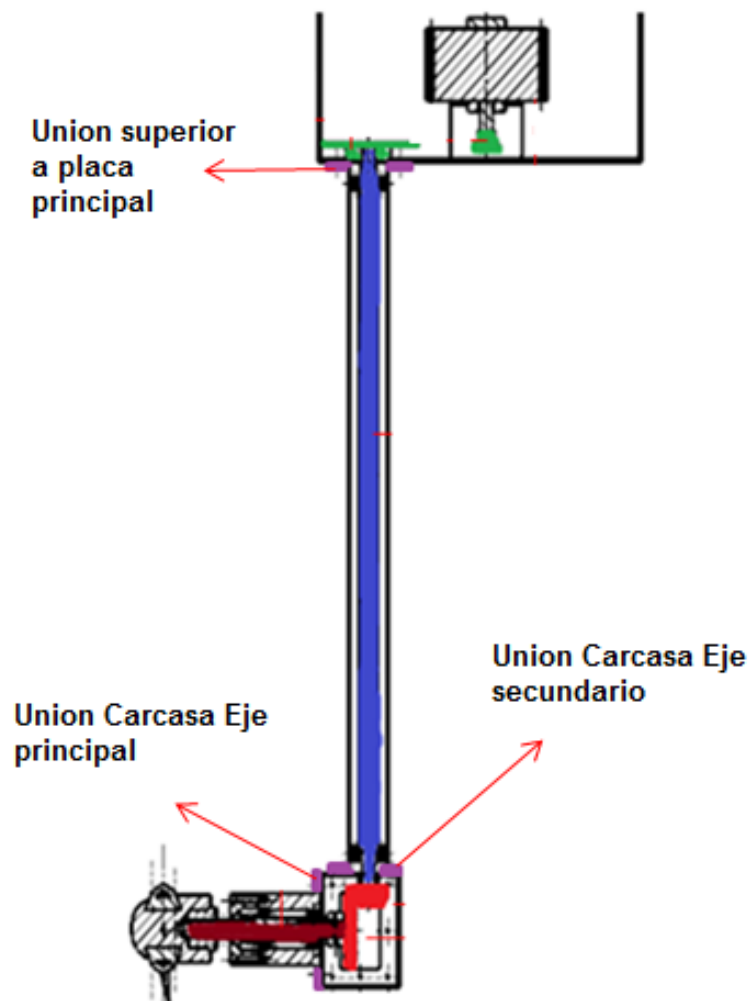
Capacidad de carga dinámica básica	C	11.9	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	6.55	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.275	kN
Velocidad de referencia		32000	r/min
Velocidad límite		16000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	14	

Fuente: SKF

8 ANÁLISIS DE UNIONES ATORNILLADAS DE LA CARCASA DEL EJE PRINCIPAL Y EJE SECUNDARIO

En la figura 72 se muestra cada uno de los lugares donde se ubican las uniones atornilladas, se observa la unión de carcasa del eje principal y carcasa del eje secundario uniones que se encuentran sumergidos, mientras que la unión superior a la placa principal no se encuentra en contacto con el agua.

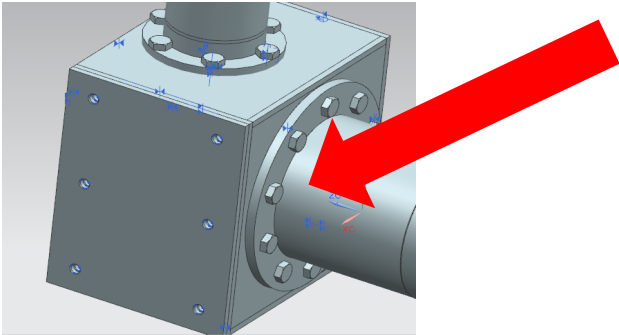
Figura 72. Uniones atornilladas en el sistema



Fuente: Autor

En la figura 73 se observa la carcasa que cubre el eje principal y su unión a la caja de transmisión de potencia. En la figura 72 se muestra la ubicación de manera general.

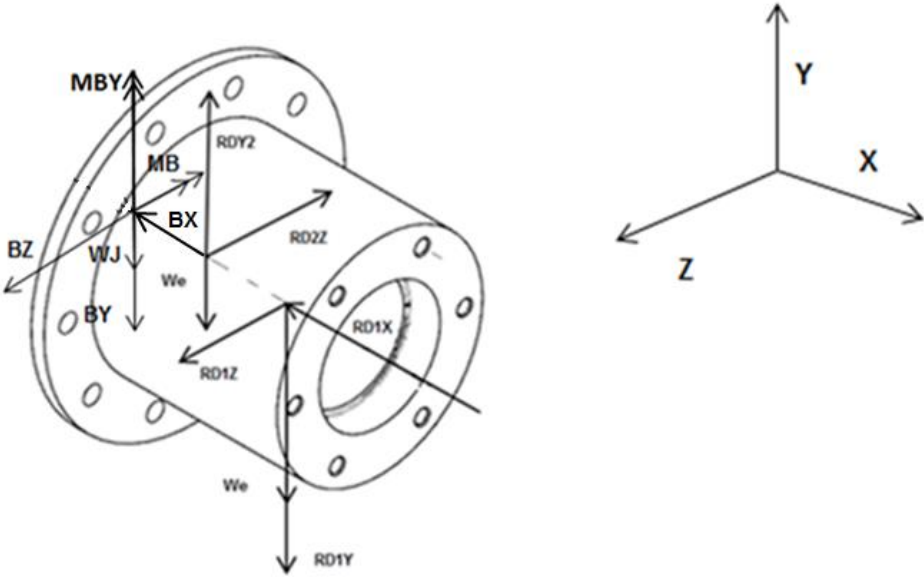
Figura 73. Carcasa eje principal



Fuente: Autor

La figura 74 muestra las cargas y reacciones presentes en la carcasa del eje principal y la figura 75 muestran las cargas y reacciones presentes en el tornillo.

Figura 74. Diagrama de cuerpo libre carcasa del eje principal



Fuente: Autor

Cálculo de reacciones presentes en la carcasa de eje principal. El peso del eje (W_e) equivale a 3.155 N y el peso de la carcasa (W_J) equivale a 22.85 N, en el anexo Q se observan las reacciones presentes en la carcasa del eje principal y la tabla 15 muestra los resultados obtenidos de cada una de las reacciones.

Tabla 15. Reacciones carcasa del eje principal

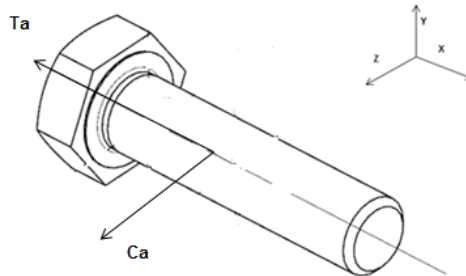
REACCIONES PRESENTES EN LA CARCASA EJE PRINCIPAL				
BZ	BY	BX	MBY	MB
2840.9 N	391.96 N	905.76 N	156.52 Nm	20.76 Nm

Fuente: Autor

De acuerdo a las reacciones obtenidas se realizó la distribución y análisis de los esfuerzo sobre los tornillos, para el análisis se trasladan las cargas sobre un tornillo.

El tornillo de unión para la carcasa principal y la caja de transmisión se encuentra sometido a un esfuerzo cortante producto de las reacciones BY y BZ, un esfuerzo de tensión producto de los momentos MB y MBY, esfuerzos que se muestran en la Figura 75.

Figura 75. Diagrama de cuerpo libre del tornillo



Fuente: Autor

Se calculó las resultantes de las reacciones que producen el esfuerzo cortante y el esfuerzo de tensión en el tornillo.

$$B = \sqrt{2840.9^2 + 391.96^2} = 2867.81$$

$$MBc = \sqrt{152.52^2 + 20.76^2} = 153.92N$$

El esfuerzo cortante es de 2867.81 N, y el esfuerzo de tensión es de 2235.52 N. Con estos valores se calculó el diámetro mínimo que deben tener los tornillos. El material usado es acero galvanizado de grado 5.

Tomando la ecuación 54 de la teoría de la energía de distorsión para tornillos sometidos a cortante y despejando el diámetro se obtiene:

Ecuación 45. Esfuerzo cortante

$$\frac{4P}{\pi d_c^2} < s_{sy}$$

Fuente: Cálculo de uniones por pernos 2014; I. Marcelo, and T. Piovan [32].

$$d_c > \sqrt{\frac{4 \times 2867.81N}{366.21 \times \pi}} = d_c > 3.1576 \text{ mm}$$

Para el tornillo sometido a tensión y usando la ecuación 55 se calculó el valor del área de tracción preliminar asumiendo un factor de seguridad de 1.5 se obtiene:

Ecuación 46. Área de tracción preliminar

$$A_{tp} = \frac{F_s \times F_t}{S_p}$$

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Remplazando en la ecuación 55

$$A_{tp} = \frac{1.5 \times 2235.52}{586.054} = 5.72 \text{ mm}^2$$

El valor del área de tracción preliminar (A_{tp}) es un valor menor al valor del área de esfuerzo por tensión (A_t), en la figura 76 se relaciona el A_t con respecto a A_{tp} . Es así que se elige un diámetro de tornillo de 6 mm.

Figura 76. Dimensiones principales de tornillos

Diámetro mayor d (mm)	Cuerdas gruesas		
	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03
3.5	0.60	2.76	6.78
4.0	0.70	3.14	8.78
5.0	0.80	4.02	14.18
6.0	1.00	4.77	20.12

Fuente: Diseño de máquinas de Norton [34].

Dado que las uniones están con empaques es importante la uniformidad de la presión en el empaque, para mantener la adecuada uniformidad, los pernos adyacentes no se deben colocar con una separación mayor a seis diámetros nominales en el círculo de pernos [29].

Para calcular la uniformidad se usa la ecuación 56.

Ecuación 47. Uniformidad de tornillos

$$3 \leq \frac{\pi D_b}{Nd} \leq 6$$

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley [29].

D_b corresponde al diámetro del círculo de pernos y N corresponde al número de pernos.

Usando la ecuación 56 se obtiene el número de tornillos a usar en la unión de la carcasa.

$$3 \leq \frac{\pi \times 98}{10 \times 6} \leq 6 = 3 \leq 5.13 \leq 6$$

El valor adecuado de número de tornillos es 10.

8.1 Espesor de la caja de potencia.

La caja se encuentra sometida a una tensión debido a la carga que actúa en la carcasa del eje principal, se relacionan las cargas con el fin de conocer el espesor del miembro más débil.

Con la ecuación 57 falla por tracción en las partes a unir, esfuerzo de Von Mises.

Ecuación 48. Falla por tracción

$$\frac{P}{h_m(b_m - N_R d_c)} < S_{yj}$$

Fuente: Cálculo de uniones por pernos 2014; I. Marcelo, and T. Piovan [32].

N_R corresponde al número de tornillos en la línea, b_m y h_m ancho y espesor del miembro más débil P corresponde a la carga S_{yj} tensión a la fluencia del miembro más débil.

Usando la ecuación 57 y despejando h_m se obtiene:

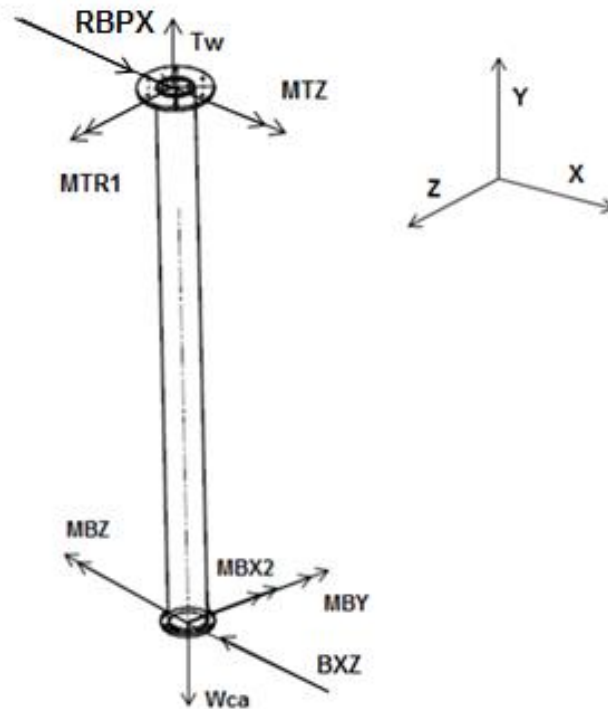
$$h_m > \frac{2867.81}{275.79(125 - 10 \times 6)} = h_m > 0.16mm$$

Para la caja de potencia se usara un espesor de 3.4 mm, ver planos Caja de engranajes sec1 y Caja de engranajes sec2

8.2 Carcasa de eje secundario

En la figura 77 se observan las cargas que actúan en la parte inferior de la carcasa del eje secundario estas cargas relaciones el peso de los elementos.

Figura 77. Diagrama de cuerpo libre carcasa eje secundario



Fuente: Autor

Con las cargas que actúan en la parte inferior y ya que la parte superior se encuentra unida por medio de uniones atornilladas se realizó un análisis estático para conocer el espesor mínimo que debe tener la carcasa. La suma de MBX2 y MBY es igual a MTR.

El valor de MBX2 corresponde a 717.36, el valor de Wca corresponde a 56.06 N y el valor RBPX corresponde a 905.76 N, en el anexo R se observa el cálculo de las reacciones presentes en la carcasa del eje secundario y en la tabla 16 se muestra los resultados obtenidos.

Tabla 16. Reacciones de la carcasa del eje secundario

REACCIONES CARCASA EJE SECUNDARIO		
Tw	MTZ	MTR1
56.06 N	177.55 NM	873.88 Nm

Fuente: Autor

Con las reacciones calculadas se tiene que la carcasa está sometida a flexión en dos planos por los momentos que aparecen relacionados en la figura 77, además de una carga cortante, y una tensión.

Se calcula el esfuerzo cortante producido, con el fin de hallar el área mínimo del tubo, se usó 275.79 resistencia a la fluencia del acero inoxidable 304.

$$\tau_{max} = \frac{275.79}{2 \times 2} = 68.94 \text{ MPa}$$

Usando la ecuación de cortante máximo para un perfil circular hueco se despeja el área de lo que se obtiene:

$$A = \frac{2 \times 905.76}{68.94} = 26.27 \text{ mm}^2$$

Con el valor del área obtenido, se seleccionó del catálogo el tubo apropiado. En la figura 78 se muestran las características geométricas del tubo escogido. El diámetro interno del tubo debe ser igual a 42 mm ó mayor al diámetro externo del rodamiento escogido.

Figura 78. Dimensiones del tubo para la carcasa del eje

NPS	(O.D.) mm	5S	10S	Std. 40S	40	XS 80S	80	XXS
2"	60,3	1,65	2,77	3,91	3,91	5,54	5,54	11,07
		2,42	3,99	5,52	5,52	7,6	7,6	13,65

Fuente: www.eduardocortina.com

Con el tubo seleccionado se calcula el factor de seguridad por medio de la teoría de falla para materiales dúctiles de Von Mises, en el anexo R se observan los cálculos para el análisis de falla por fluencia.

De acuerdo a los cálculos y realizando la comparación con respecto a la fluencia se obtiene:

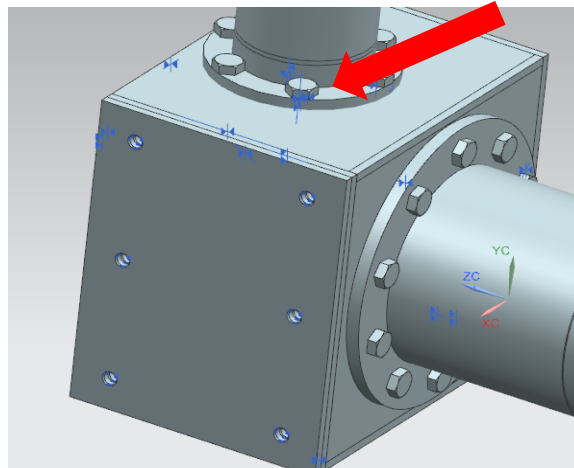
$$0.0445 \geq 275.79$$

El esfuerzo por tensión es menor al esfuerzo de fluencia lo que indica que él tuvo no fallará. Ver plano carcasa eje conducido

8.3 Unión atornillada caja de engranajes y carcasa eje secundario

En la figura 79 se muestra la zona analizada y en la figura 72 se muestra la ubicación de manera general.

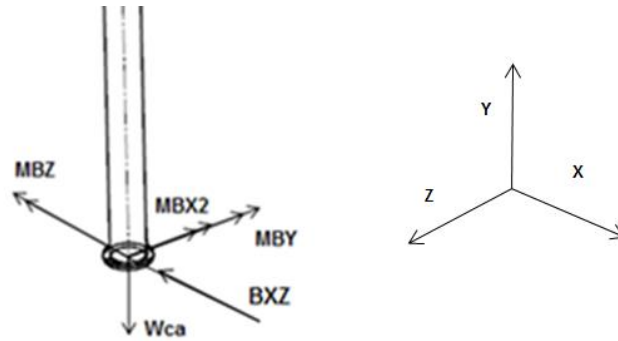
Figura 79. Unión de carcasa eje secundario y caja de engranajes



Fuente: Autor

En la figura 80 se observan las cargas y reacciones que actúan en la carcasa del eje secundario.

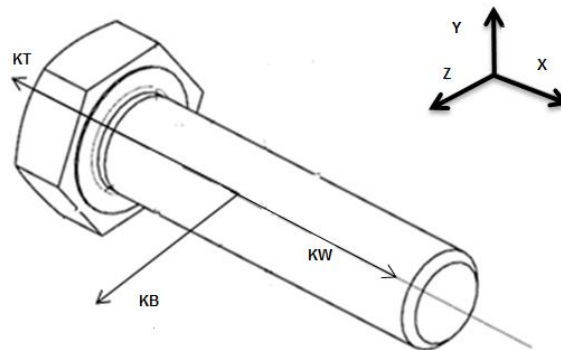
Figura 80. Diagrama de cuerpo libre de la carcasa del eje secundario



Fuente: Autor

De acuerdo a las reacciones en la parte inferior de la carcasa el tornillo está sometido a una tensión producida por los momentos MBZ, MBXZ, y Wca, y sometida a una cortante por BXZ, en la figura 81 se muestra las reacciones en el tornillo.

Figura 81. Diagrama de cuerpo libre del tornillo



Fuente: Autor

La carga cortante KB corresponde a 905.76 N, el valor de tensión KW corresponde a 56.06 N.

La tensión KT se calcula de la resultante ante los dos momentos que la producen:

$$MKB = \sqrt{177.55^2 + 873.88^2} = 891.73Nm \quad y \quad KT = \frac{891.73}{0.038} = 23466.57N$$

Se usan tornillos galvanizados grado 8, se calculó el diámetro a partir de la ecuación 54 obtiene.

$$dc > \sqrt{\frac{4 \times 905.76N}{517.48 \times \pi}} = dc > 2.64 \text{ mm}$$

Calculó del área de tracción preliminar ecuación 55 asumiendo un factor de seguridad de 1.5 y una resistencia de prueba mínima de 827.54 se obtiene.

$$A_{tp} = \frac{1.5 \times 23.46}{827.54} = 42.54 \text{ mm}^2$$

En la figura 82 se relaciona el A_t con respecto a A_{tp} . Así que se toma un diámetro de 10 mm.

Figura 82. Dimensiones principales de tornillos

Diámetro mayor d (mm)	Cuerdas gruesas		
	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)
6.0	1.00	4.77	20.12
7.0	1.00	5.77	28.86
8.0	1.25	6.47	36.61
10.0	1.50	8.16	57.99
12.0	1.75	9.85	84.27

Fuente: Diseño de máquinas de Norton [34].

Usando la ecuación 56 de uniformidad se calculó el valor de tornillos adecuados para la unión.

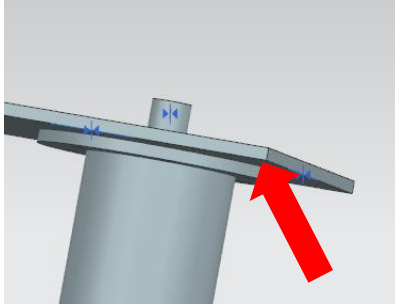
$$3 \leq \frac{\pi \times 76}{6 \times 10} \leq 6 = 3 \leq 3.97 \leq 6$$

Para una cantidad de 6 tornillos con un diámetro de 10 mm son los adecuados para la unión de los elementos.

8.4 Unión atornillada carcasa eje secundario y placa de soporte

La unión analizada corresponde a la parte superior de la carcasa del eje secundario a la placa que servirá como soporte para la turbina hidrocínética, en la figura 83 se indica este punto de unión y en la figura 72 se muestra la ubicación de manera general.

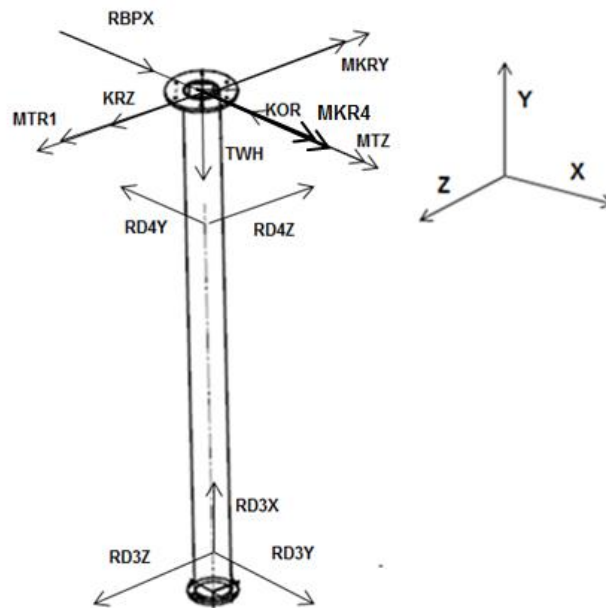
Figura 83. Unión Carcasa eje secundario y placa de soporte



Fuente: Autor

En la figura 84 se muestra las cargas y reacciones que actúan en la parte superior de la carcasa del eje secundario. Se tiene en cuenta cada una de las reacciones de los rodamientos, y peso de cada uno de los elementos.

Figura 84. Diagrama de cuerpo libre carcasa eje secundario unión superior



Fuente: Autor

En el anexo S se observa el cálculo de las reacciones presentes en la carcasa del eje secundario unión superior debido a las cargas y en la tabla 17 se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 17. Reacciones en la carcasa del eje secundario y unión superior

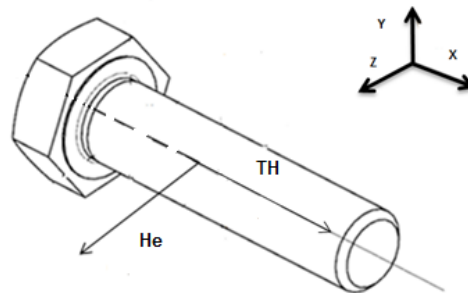
REACCIONES CARCASA EJE SECUNDARIO Y UNION SUPERIOR			
KRZ	KOR	MKR4	MKRY
2104.61 N	276.72 N	67.089 Nm	1057.07 Nm

Fuente: Autor

El valor de TWH corresponde a 213.32 N

El tornillo analizado se encuentra sometido a esfuerzo cortante debido a los momentos MTR1, MKRY, y al valor resultante de las cargas KRZ y RTB. Además, de una tensión ejercida por la sumatoria de momentos MKR4 Y MTZ, y tensión dada por la carga de TWH, en la figura 85 se observa las reacciones presentes en el tornillo en el anexo S se observan los cálculos de las reacciones en el tornillo.

Figura 85. Diagrama de cuerpo libre tornillo superior



Fuente: Autor

El valor de He y TH corresponden a:

$$He = 6776.35 \text{ N}$$

$$TH = 39513.07 \text{ N}$$

Con estos datos se analizó por esfuerzo cortante lo que se obtiene. Usando tornillos galvanizados grado 8 se calculó el diámetro a partir de la ecuación 54.

$$dc > \sqrt[2]{\frac{4 \times 6.77kN}{517.48 \times \pi}} = dc > 7.23 \text{ mm}$$

Calculó del área de tracción preliminar ecuación 55 asumiendo un factor de seguridad de 1.5 y resistencia de prueba mínima de 827.54 se obtiene:

$$A_{tp} = \frac{1.5 \times 39.51 \text{ kN}}{827.54} = 71.62 \text{ mm}^2$$

En la figura 86 se relaciona el A_t con respecto a A_{tp} . Es así que se elige un diámetro de 12 mm.

Figura 86. Dimensiones principales de tornillos

Diámetro mayor d (mm)	Cuerdas gruesas		
	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)
10.0	1.50	8.16	57.99
12.0	1.75	9.85	84.27
14.0	2.00	11.55	115.44
16.0	2.00	13.55	156.67

Fuente: Diseño de máquinas de Norton [34].

Usando la ecuación 56 de uniformidad se calculó el valor de cantidad de tornillos adecuados para la unión.

$$3 \leq \frac{\pi \times 80}{6 \times 12} \leq 6 = 3 \leq 3.49 \leq 6$$

Para una cantidad de 6 tornillos con un diámetro de 12 mm son los adecuados para la unión de los elementos.

Cálculo para elección del espesor de la placa de soporte, tomando acero 1045 para la placa de soporte superior en el anexo X se puede observar las propiedades mecánicas del material.

Usando la ecuación 57 se obtiene:

$$h_m > \frac{6.77 \text{ kN}}{807(200 - 6 \times 12)} = h_m > 0.065 \text{ mm}$$

Para el soporte de potencia se usara un espesor de 5 mm ya que se acuerdo al análisis un espesor mayor a 0.065mm no fallara.

Analizando el fuerza por tensión en el soporte, se verifica con la condición que la fluencia ocurra cuando $\sigma_t \geq s_y$, calculando el esfuerzo por tensión.

$$\sigma_t = \frac{39.513 \text{ kN}}{200 \times 5} = 39.51 \text{ MPa}$$

Realizando la comparación con respecto a la fluencia.

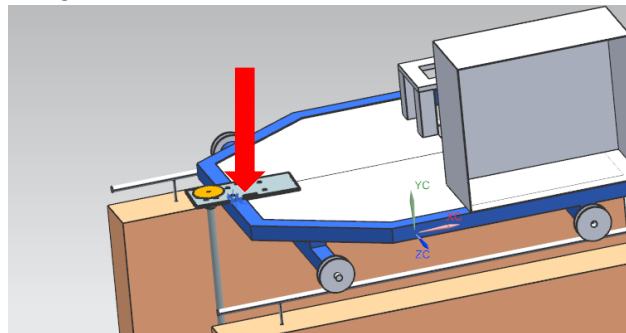
$$39.51 \text{ MPa} \geq 807 \text{ MPa}$$

El valor de esfuerzo por tensión es menor al esfuerzo de fluencia lo que indica que el elemento no fallará, ver plano placa superior.

8.5 Análisis de tornillos de sujeción de la placa de soporte al carro de pruebas

En la figura 87 se observa la ubicación general de los tornillos y en la figura 125 se muestra la ubicación de los tornillos a analizar y en el anexo T observa con mayor detalle la ubicación de los tornillos.

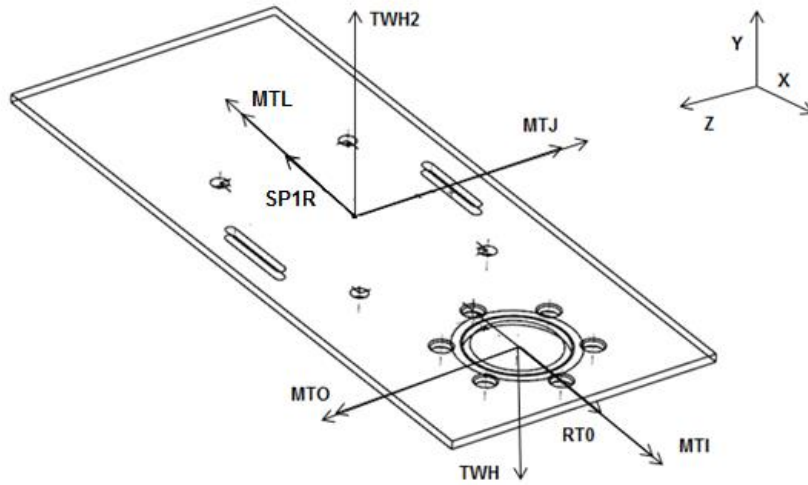
Figura 87. Ubicación General de los tornillos



Fuente: Autor

En la figura 88 se muestran las cargas que están presentes en el sistema superior de unión entre el vehículo de prueba y la turbina hidrocinética en el anexo T se observa el cálculo de las reacciones presentes en la placa superior que se une al vehículo, en la tabla 18 se muestran los resultados obtenidos.

Figura 88. Diagrama de cuerpo libre placa superior unión al vehículo



Fuente: Autor

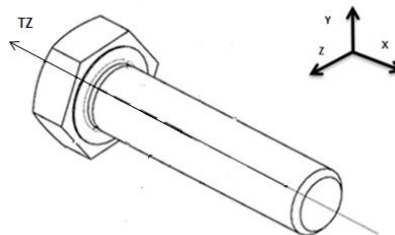
Tabla 18. Reacciones presente en la placa superior

REACCIONES PLACA SUPERIOR			
TWH2	SP1R	MTL	MRJ
213.72 N	629.64 N	1571.99 Nm	71.17 Nm

Fuente: Autor

De acuerdo a las reacciones obtenidas se tiene que tanto los momentos MTL y MTJ, como las reacciones SP1R y TWH2 están generando un esfuerzo por tensión en el tornillo, en la figura 89 se muestra el esfuerzo presente en el tornillo en el anexo T se observan las resultantes de cada reacción.

Figura 89. Diagrama de cuerpo libre tornillo placa de unión al vehículo



Fuente: Autor

Valor de RM.

$$RM = \frac{1573.6}{0.0402} = 39.144kN$$

Se obtiene una tensión de 39.788 kN

Se calcula con la ecuación 57 el área de tracción preliminar asumiendo un factor de seguridad de 1.5 y resistencia de prueba mínima para tornillos grado 7 de 723.94MPa.

$$A_{tp} = \frac{1.5 \times 39.78 kN}{723.94MPa} = 81.10 mm^2$$

En la figura 90 se observa el valor del área de esfuerzo por tensión, del cual se verifica el diámetro de los tornillos.

Figura 90. Dimensiones principales de tornillos

Diámetro mayor d (mm)	Cuerdas gruesas		
	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)
10.0	1.50	8.16	57.99
12.0	1.75	9.85	84.27
14.0	2.00	11.55	115.44
16.0	2.00	13.55	156.67

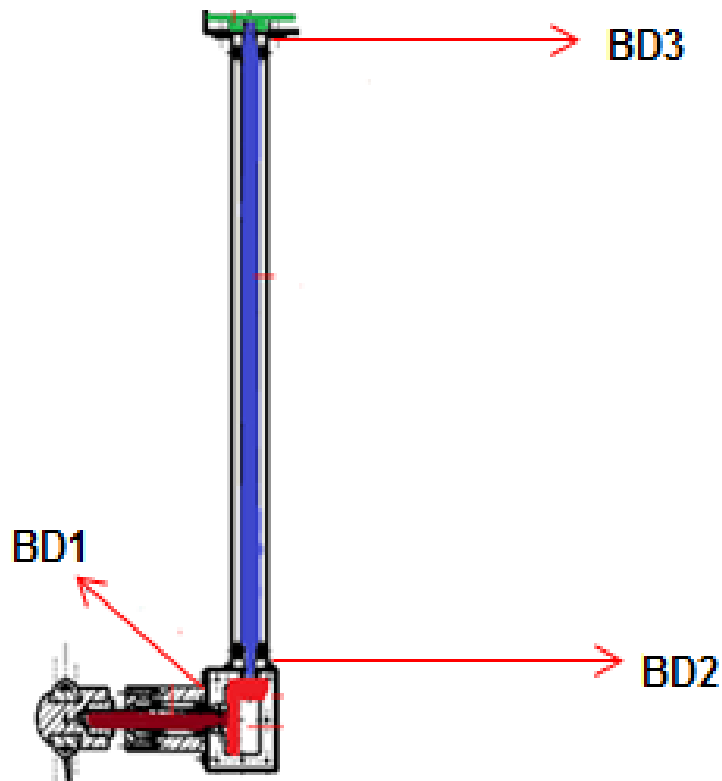
Fuente: Diseño de máquinas de Norton [34].

Esto indica que tornillos de un diámetro 12 mm son adecuados. Ver plano turbina hidrocínética.

9 ANÁLISIS DE SOLDADURA PARA BRIDAS USADAS

En la turbina hidrocínética se utilizan tres bridas que se muestran en la figura 91:

Figura 91. Ubicación de las bridas en la turbina hidrocínética



Fuente: Autor

Para la unión de las bridas en las carcasas se usará el proceso de soldadura MIG el cual permite generar un cordón fino y de una alta calidad. Ya que son elementos sumergidos se debe garantizar una buena unión de los elementos. Además se usó para espesores de 0.7 mm a 10 mm, si se usa para espesores mayores el valor incrementa.

El material de aporte usado es AWS ER 308L usado comúnmente en aceros inoxidable austeníticos como el empleado para la turbina hidrocínética que corresponde a AISI 304, el AWS 308 L tiene una excelente protección contra la corrosión intergranular, recomendada para aplicaciones resistentes a la corrosión [35].

Las propiedades mecánicas del material de aporte son: resistencia a la tracción 590 MPa, elongación (L=4d) 44% energía absorbida 90J, en la figura 92 se muestra las características mecánicas del material de aporte.

Figura 92. Características mecánicas del material de aporte

	Resistencia a la Cedencia ⁽²⁾ MPa (ksi)	Resistencia a la Tensión MPa (ksi)	Elongación %	Ferrita Número
Requisitos: AWS ER308, ER308L	No especificado			
Resultados de prueba ^(3, 5) : como se soldó	380 (55)	565 (82)	42	15

Fuente: Lincol [36].

Calculo de factor de seguridad de la soldadura utilizada para las bridas 1,2 y 3. Según figura 111

9.1 Brida 1

En la figura 111 se indica la ubicación de la brida.

En esta zona se tiene un esfuerzo de tensión producida por un momento que corresponde a 153.92 Nm. Un esfuerzo cortante que corresponde a 286.81N.

Con estos valores se calculó el esfuerzo cortante y el esfuerzo de tensión, se toma para el análisis una garganta de 4 mm los cálculos se observan en el anexo U.

Lo que corresponde calcular el área de la garganta con la ecuación 58

Ecuación 49. Área de la garganta

$$A = 1.414\pi(h)(r)$$

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley [29].

En donde h corresponde a la garganta de soldadura y r corresponde al valor de radio

Área de la garganta.

$$A = 710.75 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante

$$\tau = 4.038 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de tensión

$$\sigma = 0.0153 \text{ MPa}$$

Usando la teoría de falla de energía de distorsión como criterio de falla se debe cumplir que para tensión el $\sigma_{perm} \geq \sigma_{tension}$ y para cortante que $\tau_{perm} \geq \tau_{en \text{ el material}}$.

El valor para $\sigma_{perm} = 228 \text{ MPa}$ y el valor para $\tau_{perm} = 152 \text{ MPa}$

Relacionando los valores de esfuerzo de tensión y el cortante en el material se obtiene:

$$228 \text{ MPa} \geq 0.0153 \text{ MPa} \quad \text{Y} \quad 152 \text{ MPa} \geq 4.038 \text{ MPa}$$

De acuerdo a los valores relacionados se obtiene que la unión es satisfactoria.

9.2 Brida 2

En la figura 111 se indica la ubicación de la brida.

En esta zona se tiene un esfuerzo de tensión producida por un momento que corresponde a 2209.14 Nm, un esfuerzo cortante que corresponde 905.49 N.

Con estos valores se calculó el esfuerzo cortante y el esfuerzo de tensión. Se toma para el análisis una garganta de 6 mm

Lo que corresponde el área de garganta a.

$$A = 1607.19 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante

$$\tau = 0.56 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de tensión

$$\sigma = 0.77 \text{ MPa}$$

Usando la teoría de falla de energía de distorsión como criterio de falla se debe cumplir que para tensión el $\sigma_{perm} \geq \sigma_{tension}$ y para cortante que $\tau_{perm} \geq \tau_{en \text{ el material}}$.

El valor para $\sigma_{perm} = 228 \text{ MPa}$ y el valor para $\tau_{perm} = 152 \text{ MPa}$

Relacionando los valores de esfuerzo de tensión y el cortante en el material se obtiene:

$$228 \text{ MPa} \geq 0.77 \text{ MPa} \quad \text{Y} \quad 152 \text{ MPa} \geq 0.56 \text{ MPa}$$

De acuerdo a los valores relacionados se obtiene que la unión satisfactoria.

9.3 Brida 3

En la figura 111 se indica la ubicación de la brida.

En esta zona se tiene un esfuerzo de tensión producida por un momento que corresponde a 2108.01 Nm, y un esfuerzo cortante que corresponde a 629.04 N.

Con estos valores se calculó el esfuerzo cortante y el esfuerzo de tensión. Se toma para el análisis una garganta de 6 mm.

Lo que corresponde el área de garganta a

$$A = 1607.19 \text{ mm}^2$$

Cálculo de esfuerzo cortante

$$\tau = 0.391 \text{ MPa}$$

Cálculo de esfuerzo de tensión

$$\sigma = 0.738 \text{ MPa}$$

Usando la teoría de falla de energía de distorsión como criterio de falla se debe cumplir que para tensión el $\sigma_{perm} \geq \sigma_{tension}$ y para cortante que $\tau_{perm} \geq \tau_{en \text{ el material}}$.

El valor para $\sigma_{perm} = 228 \text{ MPa}$ y el valor para $\tau_{perm} = 152 \text{ MPa}$

Relacionando los valores de esfuerzo de tensión y el cortante en el material se obtiene:

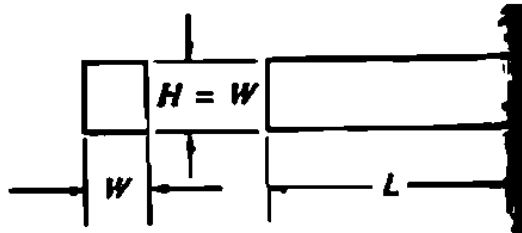
$$228 \text{ MPa} \geq 0.738 \text{ MPa} \quad \text{Y} \quad 152 \text{ MPa} \geq 0.391 \text{ MPa}$$

De acuerdo a los valores relacionados se obtiene que la unión es satisfactoria. Ver plano de sección principal, sección secundaria.

10 DISEÑO DE LAS CUÑAS PARA ENGRANAJES Y SPROKETS

Para el diseño de cuñas se debe tener en cuenta el diámetro del eje, con el fin de hacer la selección del tamaño de la cuña. Además, de conocer el valor torque con el cual trabaja el eje, para los ejes analizados diseñaran cuñas cuadradas, en la figura 93 se observa las dimensiones de una cuña.

Figura 93. Dimensiones de la cuña



Fuente: Diseño de elementos mecánicos de Mott [37].

La selección del tamaño de la cuña se hace a partir del diámetro del eje en la figura 94 se hace la respectiva selección. Los diámetros de los ejes corresponde a: 0.7874 in, 0.629 in, y 0.62 in.

Figura 94. Selección tamaño eje y cuña

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 1/2	3/8	3/8	1/4
1 1/2	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	5/8
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1

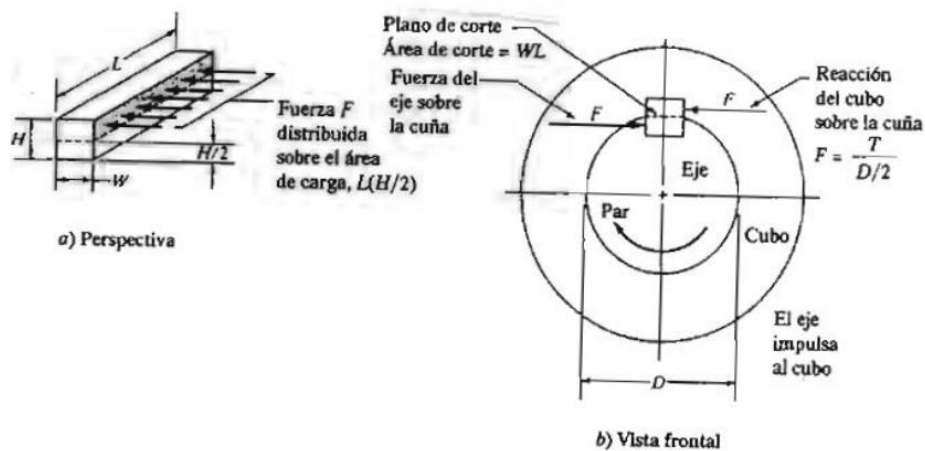
Fuente: Diseño de elementos mecánicos de Mott [37].

El tamaño de la cuña corresponde a 3/16 in x 3/16 in

El material para fabricar la cuña es AISI 1030 con una resistencia a la fluencia de 648 MPa se observa en el anexo R.

Las cuñas están sometidas a un esfuerzo cortante (τd) y esfuerzo de compresión (σd). Las cuñas fallan por la interface entre el eje y el cubo, y la compresión, en la figura 95 se muestran las fuerzas sobre una cuña. Con estos datos se calculó la longitud mínima que deben tener las cuñas.

Figura 95. Fuerzas sobre la cuña



Fuente: Diseño de elementos mecánicos de Mott [37].

Para el cálculo de longitud mínima por cortante y la longitud mínima por compresión se usan las ecuaciones 59 y 60.

Ecuación 50. Longitud mínima por corte

$$L = \frac{2T}{\tau d \times D \times W}$$

Fuente: Diseño de elementos mecánicos de Mott [37].

T corresponde al torque, τd corresponde al esfuerzo cortante, D diámetro del eje, W corresponde al ancho de la cuña.

Ecuación 51. Longitud mínima por compresión

$$L = \frac{4T}{\sigma d \times D \times W}$$

Fuente: Diseño de elementos mecánicos de Mott [37].

T corresponde al torque, σd corresponde al esfuerzo cortante, D diámetro del eje, W corresponde al ancho de la cuña.

En el anexo V se observa los cálculos realizados para determinar la longitud de cada una de las cuñas en la tabla 19 se muestran las longitudes calculadas.

Tabla 19. Longitudes para las diferentes cuñas

CUÑA PARA EL ENGRANAJE DEL EJE PRINCIPAL	
Longitud por esfuerzo cortante.	12.95 mm
Longitud esfuerzo de compresión	12.96mm
CUÑA PARA EL ENGRANAJE DEL EJE SECUNDARIO	
Longitud por esfuerzo cortante.	8.095 mm
Longitud esfuerzo de compresión	8.095mm
CUÑA PARA EL ENGRANAJE DEL SPROKET EJE SECUNDARIO	
Longitud por esfuerzo cortante.	8.1976 mm
Longitud esfuerzo de compresión	8.1976 mm

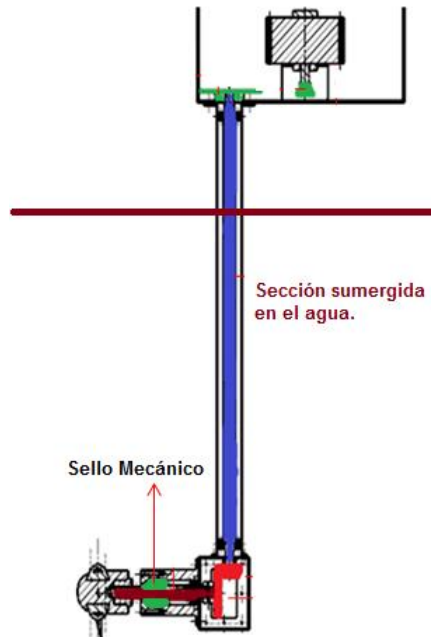
Fuente: Autor

11 ACCESORIOS DE LA TURBINA HIDROCINETICA

11.1 Sello mecánico

La figura 96 muestra de manera general la ubicación del sello mecánico.

Figura 96. Ubicación general del sello mecánico



Fuente: Autor

El sello mecánico se ubica entre el eje rotante y la parte fija que en este caso es una tapa. El sello permite que el fluido externo no entre al sistema ya que crea una película fina del fluido que queda entre las caras de rozamiento(cara de fija y rotante) esa película fina sirve como lubricante, y no permite la entrada del resto de fluido. En la figura 97 se muestra un sello mecánico.

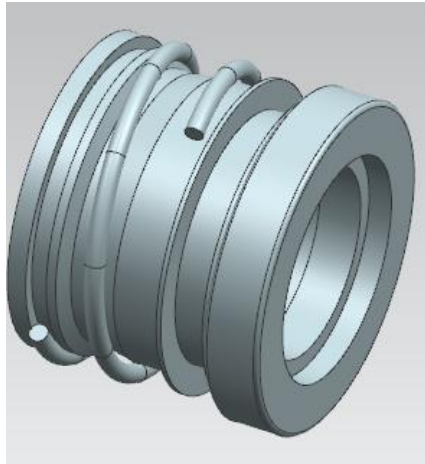
Figura 97. Sello mecánico



Fuente: Teksal [38]

El sello seleccionado es un modelo mejorado que sirve para fluidos abrasivos y químicos que son medianamente agresivos [38]. Así mismo la elección de este se hace a partir del diámetro del eje que corresponde a 20 milímetros. En la figura 98 se observa el sello mecánico modelado en 3D.

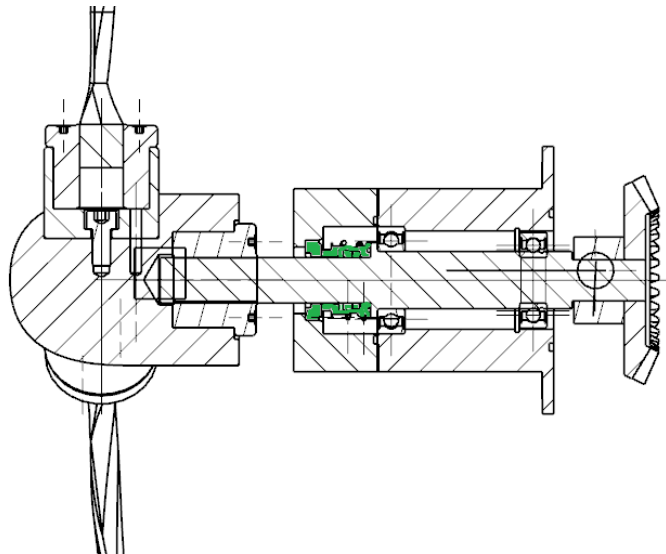
Figura 98. Sello mecánico seleccionado



Fuente: Autor

En la figura 99 se observa la ubicación detallada del sello mecánico.

Figura 99. Ubicación detallada del sello mecánico



Fuente: Autor

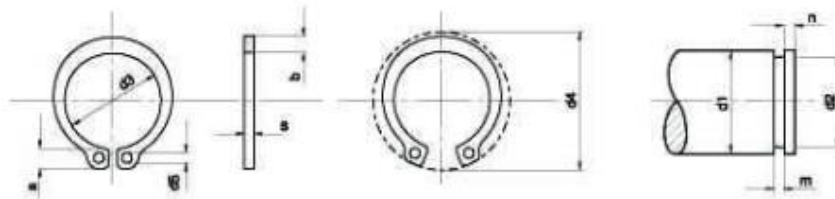
11.2 Anillos seeger seleccionados para los ejes

La selección de los anillos Seeger se hace de acuerdo al diámetro del eje y la carga axial a soportar. En este caso se usaran dos anillos Seeger para dos ejes de diámetro 25 mm eje principal y secundario, un anillo Seeger para agujero de la carcasa principal de 42 mm y un anillo Seeger para agujero de la carcasa secundaria de 47 mm.

Las cargas axiales para el sistema son de 92.33 kgf y 30 kgf. De acuerdo a estos datos en la figura 100 y 101 se observa los anillos Seeger seleccionados para los ejes y para cada uno de las carcasas.

La ubicación de los anillos Seeger en los ejes se pueden observar en el plano de eje secundario.

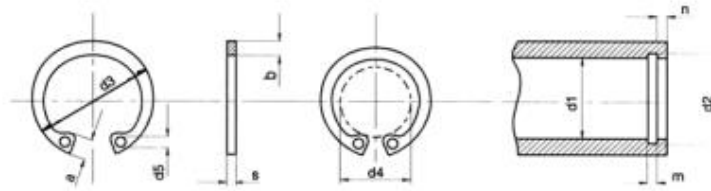
Figura 100. Anillo Seeger



Med. Nom. d1	ANILLO							RANURA				Fuerza Axial KG. \leq	
	s h11	a max.	b m	d3	Toler.	d4	d5	Peso Kgs. x 1000 Pz.	d2	Toler.	m H 13		n min.
24				22,2		33,2	2	1,770	22,9	h12			1010
25		4,4	3	23,2		34,2		1,900	23,9	+0		1,7	1060
26		4,5	3,1	24,2		35,5		1,960	24,9	-0,21			1100

Fuente: Autor

Figura 101. Anillos Seeger para agujeros



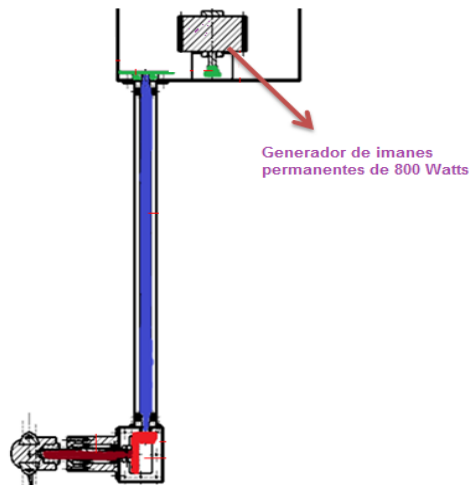
Med. Nom. d1	ANILLO								RANURA				Fuerza Axial KG. \leq
	s h11	a max.	b w	d3	Toler.	d4	d5	Peso Kgs. x 1000 Pz.	d2	Toler.	m H 13	n min.	
42		5,9	4,1	45,5	+0,9	29,6		5,400	44,5	H12 +0,25			4250
43			4,2	46,5	-0,38	29,7		5,470	45,5	-0			4340
44	1,75	6		47,5		31		5,720	46,5		1,85	3,8	4430
45		6,2	4,3	48,5		32		6,000	47,5				4520
46		6,3	4,4	49,5		32,2		6,200	48,5				4620

Fuente: Autor

11.3 Generador de imanes permanentes

En la figura 102 se observa la ubicación del generador en el sistema, este se encuentra ubicado en la parte superior de la turbina hidrocínética y va soportado en una lamina doblada que tiene ranuras en cada lado de diámetro 6 ver plano soporte de generador.

Figura 102. Ubicación del generador



Fuente: Autor

Se seleccionó un generador que funciona a bajas revoluciones, y que brindara una potencia eléctrica proporcional o cercana a la potencia real de la turbina.

Se seleccionó un generador de 800 Watts en la figura 103 se observa el generador y en la figura 104 se observan las características de funcionamiento del generador

Figura 103. Generador de imanes permanentes



Fuente: www.alibaba.com

Figura 104. Características de funcionamiento del generador

Modelo	G400M2	G500M2	G600M2	G800M2
Potencia nominal (w)	400 W	500 W	600 W	800 W
Potencia máxima (w)	450 W	536 W	636 W	850 W
Tensión nominal (v)	12/24 V/48 V	12/24 V/48 V	12/24 V/48 V	24 V/48 V/96 v
Velocidad de rotación nominal (r/m)	600r/m	600r/m	600r/m	500r/m
Peso neto (kg)	6,5 kg	7,6 kg	7,6 kg	9 kg
Peso bruto (KGS)	7KGS	8KGS	8KGS	9.5KGS
Par de arranque	0,42Nm	0.42Nm	0.52Nm	0.52Nm
Corriente de salida	AC			
Tamaño del generador	65*145*28mm (un eje) 65*145*138mm (dos ejes)			
Generador	Generador síncrono de imán permanente de 3 fases			
Clase de aislamiento	F			
Vida útil	Más 20 años			
Rodamiento	HRB o para su orden			
Material del eje	Acero inoxidable			
Material de Shell	Aleación de aluminio			
Material de imán permanente	Tierra rara NdFeB			
Grado de protección	IP54			
Lubricación	Grasa lubricante			
Temperatura de trabajo	-40°C-80°C			

Fuente: [www. Alibaba.com](http://www.Alibaba.com)

De acuerdo a la imagen 124 y realizando una comparación del Par de arranque del generador, este tiene un par arranque de 0.52 Nm la turbina Hidrocinética entrega un Par de arranque de 8.32 Nm. Lo que indica que el generador empezara a funcionar adecuadamente.

La velocidad de operación del generador es de 500 rpm, la turbina hidrocinética entrega 768.30 rpm con una potencia aproximada de 643.2 watts. Las rpm pueden variar de acuerdo a la velocidad con la que sea programado el vehículo de pruebas.

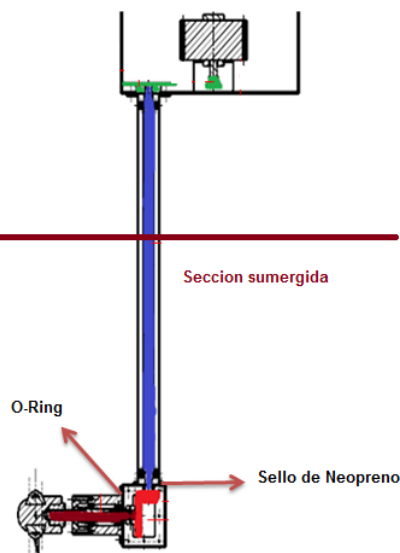
Se aclara que para los Sproket, sus agujeros y chaveta se mandan a modificar directamente con el proveedor, así mismo para el eje del generador se solicita a proveedor el diámetro requerido de acuerdo a las especificaciones que se plantean en este diseño.

11.4 Sellado entre uniones

Es de suma importancia no olvidar el sellamiento que se debe hacer en todos los lugares donde se realice una unión y está expuesta al fluido externo. Ya que al entrar los mecanismos en contacto con el fluido afectaría tanto el funcionamiento como la durabilidad de los materiales.

Con el fin de evitar la entrada de agua en el sistema, para la unión entre la carcasa del eje principal y la caja de engranajes se usará un O-ring, que por medio de la presión de la unión se crea hermeticidad en los elementos. En la figura 105 se muestra la ubicación de los sellos.

Figura 105. Ubicación de los sellos



Fuente: Autor

Para la parte lateral que se encuentra unida por tornillos se usará un empaque de Neopreno, así mismo para la brida que hace parte de la carcasa del eje secundario que se une a la caja de engranajes también llevará un empaque de Neopreno.

Este material garantiza que el fluido no penetre a las zonas internas de los mecanismos. En la figura 106 se observa un empaque de Neopreno, estos empaques se mandan a fabricar de acuerdo a las dimensiones de las partes.

Figura 106. Neopreno



Fuente: www.nacionalelectricaferretera.com

En la tapa de la carcasa principal también se usa un O-ring el cual el ajuste que se le da a la pieza es para que forme un sello a presión dada la ubicación del O-ring ver plano tapa carcasa principal.

12 COSTOS TURBINA HIDROCINETICA

Los costos están estimados para cada una de las partes que componen la turbina hidrocínética como son: las piezas que componen la sección del rotor, la sección principal que consta de rodamientos, eje principal, carcasa de eje principal, y la sección secundaria que consta de rodamientos, eje secundario, carcasa de eje de secundario y demás elementos, en la tabla 20 se muestran los valores de cada pieza y el valor total incluyendo mano de obra.

Tabla 20. Tabla de costos turbina hidrocínética

COSTO TURBINA HIDROCINETICA	
PARTE	COSTO (\$)
ÁLABES	2.500.000
EJES	255.000
RODAMIENTOS	125.000
PLACA SUPERIOR	32.800
SISTEMA DE TRANSMISIÓN	288.800
CAJA DE TRANSMISIÓN	234.000
JUNTAS DE FRICCIÓN	442.671
CUBO	59.800
ANILLOS SEEGER	40.280
CARCASA EJE PRINCIPAL	235.600
CARCASA EJE SECUNDARIO	256.000
GENERADOR	887.159
MANO DE OBRA	3.839.000
TOTAL DEL PROYECTO	8.196.110

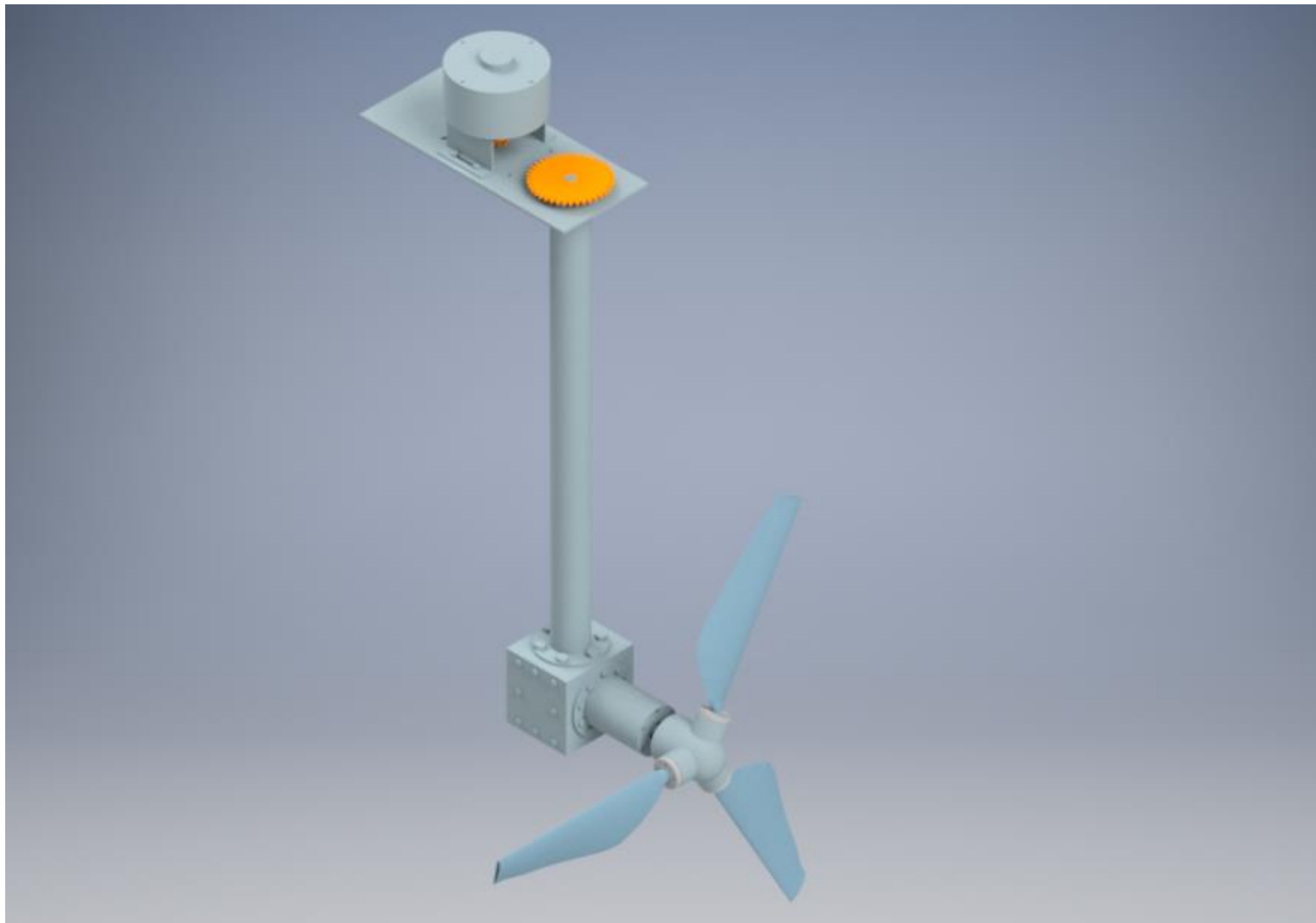
Fuente: Autor

El costo total del proyecto corresponde a 8.196.110 pesos, cada uno de los valores fueron tomados a partir de cotizaciones que se realizaron en almacenes de materia primas para la construcción de elementos mecánicos y empresas metalmecánicas encargadas de la elaboración de piezas mecánicas.

13 CONCLUSIONES

- El diseño de la turbina hidrocínética se ajusta adecuadamente para ser instalada en el canal de ensayos de la Universidad Nacional. Su diseño es apropiado que no exige que se haga algún tipo de modificación al vehículo de ensayos, que es el que ejerce el desplazamiento dentro el canal y de esta forma el diseño está ajustado a las características del canal.
- Los álabes diseñados están adecuados para evitar el efecto de borde o bloqueo de pared, ya que se mantienen a una distancia amplia entre el borde del canal y la punta de álabe evitando modificaciones del flujo alrededor del prototipo. Por este motivo el proyecto es apropiado para realizar análisis de generación de potencia en el túnel hidrodinámico de la Universidad Nacional.
- La turbina hidrocínética ha sido diseñada para que genere una potencia hasta con una velocidad media de 1.1 m/s garantizando que se llegue a generar una potencia de 643.2 Watts esto logrado con el perfil NACA 4412 que proporciona un C_p de 0.24, lo que implica que el rotor brinda una eficiencia del 24 % de la energía aprovechada del fluido.
- La turbina hidrocínética tiene un diseño accesible y de fácil mantenimiento ya que por la parte lateral de la caja transmisión posee una tapa removible y permite el acceso a los engranajes, así mismo el conjunto del rotor se puede remover de manera sencilla del eje. Se pueden remover los álabes cuando sea requerido, gracias al uso de juntas de fricción. Además, este diseño tiene la capacidad de soportar álabes de un peso de 0.16 kg.
- El álabe diseñado de perfil NACA 4412 debe tener un ángulo de ataque de 10° ya que de acuerdo al análisis realizado en este proyecto, el ángulo de ataque de 10° presentó la mejor relación de sustentación – arrastre, lo que indica un buen rendimiento en su funcionamiento.

14 RESULTADO TURBINA HIDROCINETICA



ANEXOS

Anexos A Potencia real en la turbina

Potencia real		
	Potencia (kW)	Potencia (kWh/día)
Pot. Mín	0,26	4,09
Pot. Med	0,67	10,60
Pot. Máx	1,30	20,83

Diseño de una turbina hidrocínética de eje horizontal para la micro generación de energía eléctrica [1].

Anexos B. Viscosidad del agua

	Densidad	Viscosidad absoluta	Viscosidad cinemática
Temperatura	ρ	$10^3 \mu$	$10^6 \nu$
°C	kg/m ³	kg/m.s	m ² /s
0	999.9	1.792	1.792
5	1000.0	1.519	1.519
10	999.7	1.308	1.308
20	998.2	1.005	1.007
40	992.2	0.656	0.661
60	983.2	0.469	0.477
80	971.8	0.357	0.367
100	958.4	0.284	0.296

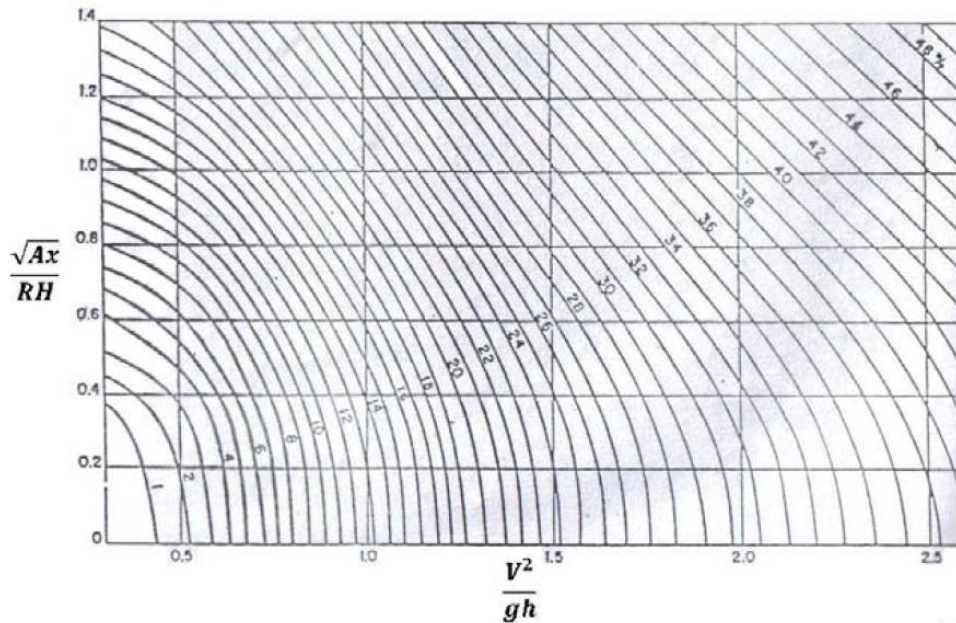
Fuente: Fluidos.eia.edu.co [39].

Anexos C. Efecto bloqueo de pared

El bloqueo de pared consiste en el aumento en la resistencia registrada en pruebas con modelos en canales de sección rectangular [40]. El aumento en la resistencia se obtiene debido a la geometría del canal: distancia entre las paredes del canal, la profundidad y el modelo diseñado. Los elementos mencionados restringen y modifican las condiciones del flujo alrededor del modelo generando un efecto llamado bloqueo de pared [40]. Lo que puede crear un mal funcionamiento o un análisis inadecuado del modelo durante las pruebas, es por este motivo que se debe mantener una distancia adecuada entre el modelo y las paredes del canal.

El efecto de bloqueo de pared genera pérdidas de velocidad, con el fin de establecer las correcciones por pérdidas de velocidad se usa la gráfica de Schlichting con esta grafica se estima la pérdida de velocidad.

Figura 107. Pérdida de velocidad de Schlichting



Ax corresponde al área de sección del modelo, RH corresponde al radio hidráulico, V equivale a la velocidad del modelo, g corresponde a la aceleración de la gravedad, h corresponde a la profundidad del canal.

$$\frac{\sqrt{0.385}}{0.486} = 1.24 \quad \text{Y} \quad \frac{1.1^2}{9.81 \times 1.20} = 0.1027$$

Con los valores obtenidos se observa en la gráfica con que línea se intercepta, se obtiene que no hay bloqueo de pared, por este motivo no se debe hacer una corrección por pérdidas de velocidad.

Anexos D. Cálculo de fuerzas que actúan sobre el álabe

Fuerza de sustentación

$$Fl = \frac{66.62 \text{ Nm}}{3 \times 0.1634 \text{ m}}$$

$$Fl = 135.87 \text{ N}$$

Fuerza de arrastre

$$F_D = \frac{135.87 \text{ N}}{20} = 6.79 \text{ N}$$

Momento de cabeceo

$$Mc = 0.068 \times \frac{998.2 \text{ kg/m}^3}{2} \times (0.08415 \text{ m})^2 \times (1.1 \text{ m/s})^2$$

$$M = 0.291 \text{ Nm}$$

Anexos E. Cálculo de flexión y torsión en el álabe

Esfuerzo por flexión

$$\sigma = \frac{17.54 \text{ Nm} \times 0.08419 \text{ m}}{7.0882 \text{ e}^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\sigma = 2.083311 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de torsión

$$\tau = \frac{0.291 \text{ Nm}}{2 \times 0.0114 \text{ m} \times 0.053460 \text{ m}^2}$$

$$\tau = 238.74 \text{ Pa}$$

Anexos F. Cálculo de reacciones en el cubo

Cálculo de las reacciones en el cubo Plano Z-X

Sumatoria de Fuerzas

$$\sum Fx = F_D - RXa = 0$$

$$6.79 - RXa = 0$$

$$RXa = 6.79 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos

$$\sum My = F_D(0.1512) - MYa = 0$$

$$6.79(0.1512) - MYa = 0$$

$$MYa = 1.026 \text{ Nm}$$

Cálculo de las reacciones en el cubo Plano Z-Y

Sumatoria de Fuerzas

$$\sum FY = Fl - RYa = 0$$

$$135.87 - RYa = 0$$

$$RYa = 135.87 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos

$$\sum Mx = -Fl(0.1512) + MXa = 0$$

$$-135.87(0.1512) - MXa = 0$$

$$MXa = 20.54 \text{ Nm}$$

Cálculo de las reacciones en el cubo Plano X-Y

Sumatoria de momentos

$$\sum My = Mc - MZa = 0$$

$$0.291 - MZa = 0$$

$$MZa = 0.291 \text{ Nm}$$

Anexos G. Cálculo de reacciones unión atornillada acople- cubo y momentos resultantes

Cálculo de las reacciones en el tornillo Plano Z-X

Sumatoria de Fuerzas

$$\sum F_x = R_{Xa} - R_{XP} = 0$$

$$6.79 - R_{XP} = 0$$

$$R_{XP} = 6.79 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos

$$\sum M_y = 6.79(0.0079) + M_{Ya} - M_{YP} = 0$$

$$6.79(0.0079) + 1.026 - M_{YP} = 0$$

$$M_{YP} = 1.079 \text{ Nm}$$

Cálculo de las reacciones en el tornillo Plano Z-Y

Sumatoria de Fuerzas

$$\sum F_Y = R_{Ya} - R_{YP} = 0$$

$$135.8 - R_{YP} = 0$$

$$R_{YP} = 135.8 \text{ N}$$

Sumatoria de momento

$$\sum M_x = -R_{Ya}(0.0079) - M_{Xa} + M_{XP} = 0$$

$$-135.87(0.0079) - 20.54 + M_{XP} = 0$$

$$M_{XP} = 21.61 \text{ Nm}$$

Cálculo de las reacciones en el tornillo Plano X-Y

Sumatoria de Fuerzas

$$\sum F_z = 0 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos

$$\sum My = MZa - MZP = 0$$

$$0.291 - MZP = 0$$

$$MZP = 0.291Nm$$

Cálculo de momentos resultantes presentes en el tornillo de unión de acople al cubo.

Para MXa y MYa

$$MP1 = \sqrt{1.026^2 + 20.54^2}$$

$$MP1 = 20.56 Nm$$

Para MYP y MXP

$$MP2 = \sqrt{1.029^2 + 21.61^2}$$

$$MP2 = 21.63 Nm$$

Cálculo de fuerzas de reacciones resultantes.

Para RYa y RXa

$$RP1 = \sqrt{135.8^2 + 6.79^2}$$

$$RP1 = 135.96 N$$

Para RYP y RXP

$$RP2 = \sqrt{6.79^2 + 135.8^2}$$

$$RP2 = 135.96 N$$

Anexos H. Cálculo de reacciones presentes en el eje principal

Reemplazando en la ecuación 20

$$Wt = \frac{66.6193 Nm}{0.02345m} = 2840.90 N$$

Usando las ecuaciones 21 y 22.

$$Wr = 2840.9N \tan(20) \cos(60.39) = 510.89 N$$

$$Wa = 2840.9N \tan(20) \sin(60.39) = 898.97 N$$

Sumatoria de momentos tomando como punto de referencia RD1Y, plano X-Y

$$\sum MZ = RYa(0.0977) - Wh(0.0977) - RD2Y(0.0617) - MWa + Wr(0.1107) + MZa = 0$$

$$135.87 (0.0977) - 46.1(0.0977) - RD2Y(0.0617) - 21.08 + 510.89(0.1107) + 0.291 = 0$$

$$44.53 - RD2Y(0.0617) = 0$$

$$RD2Y = 721.71N$$

Sumatoria de Fuerzas

$$\sum Fy = -Wr + RD2Y - RD1Y + RYa - Wh = 0$$

$$-314.53 + 721.71 - RD1Y + 135.87 - 46.10 = 0$$

$$296.97 - RD1Y = 0$$

$$RD1Y = 300.59N$$

Sumatoria de momentos plano X-Z punto de referencia RD1Z

$$\sum My = MYa - RD2Z(0.0617) + 2840.9(0.1107) = 0$$

$$1.026 - RD2Z(0.0617) + 314.48 = 0$$

$$RD2Z = 5113.55N$$

Sumatoria de Fuerzas en Z

$$\sum Fz = RD1Z - RD2Z + Wt = 0$$

$$RD1Z - 5113.55 + 2840.9 = 0$$

$$RD1Z = 2272.65N$$

Sumatoria de fuerzas en el plano Z-X

$$\sum F_x = W_a + R_{Xa} + R_{D1X} = 0$$

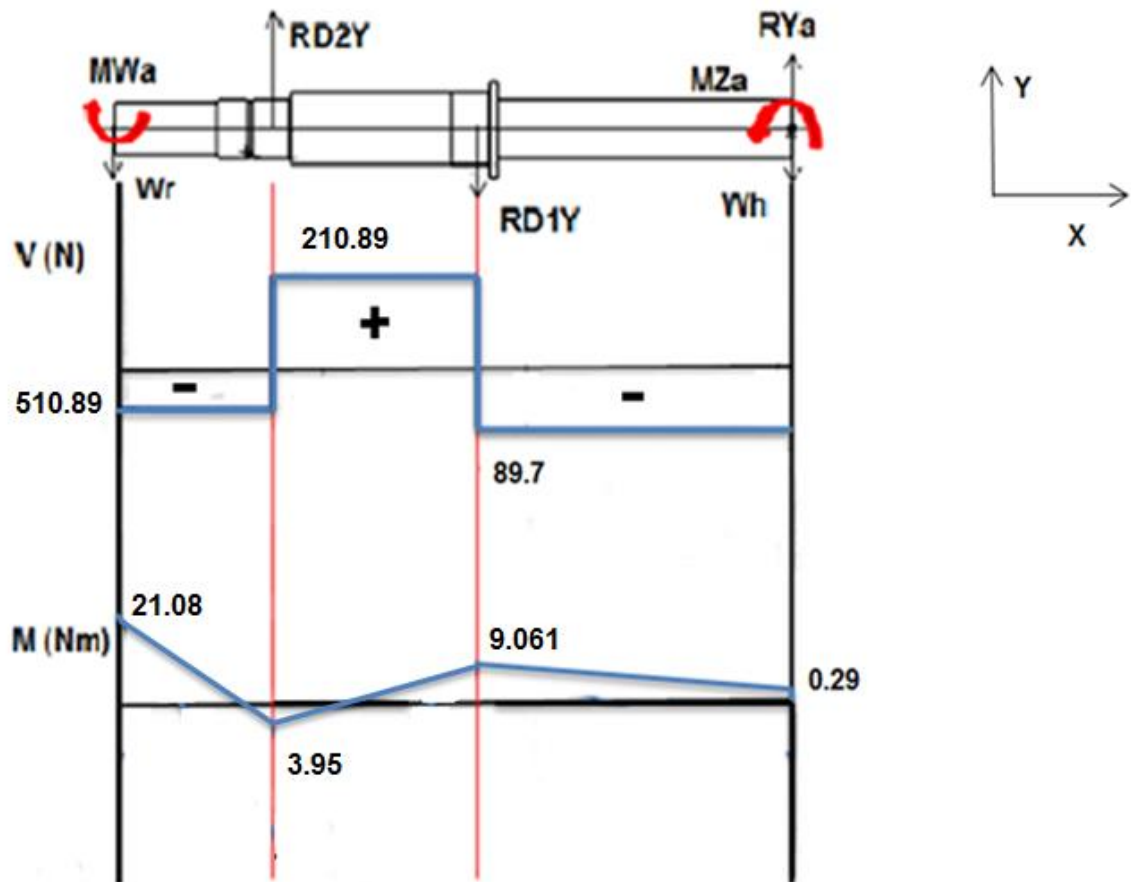
$$898.97 + 6.79 - R_{D1X} = 0$$

$$R_{D1X} = 905.76N$$

Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector

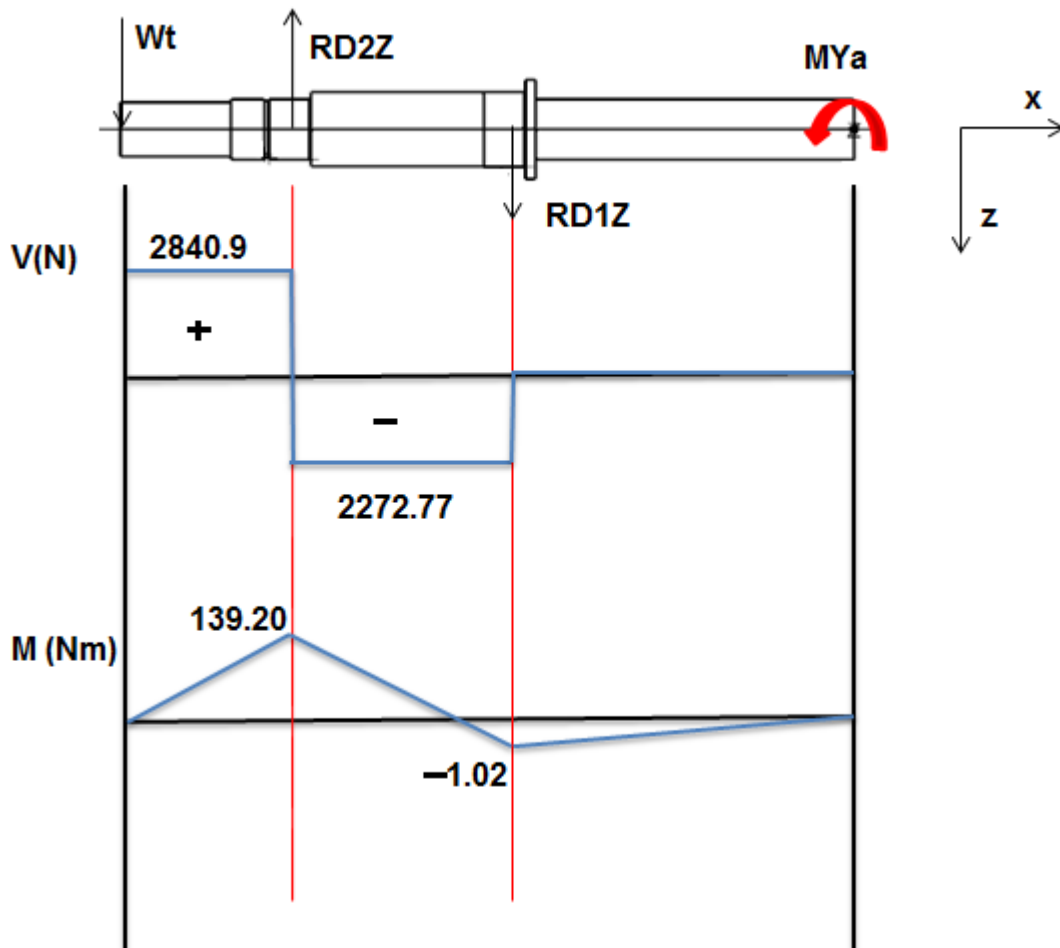
Estos diagramas se realizan a partir de los cálculos de fuerzas y momentos realizados. En las figuras 108 y 109 se observan los diagramas correspondientes al plano X-Y y X-Z

Figura 108. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector presentes en el plano X-Y



Fuente: Autor

Figura 109. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector presentes en el plano X-Z



Fuente: Autor

Anexos I. Cálculo de momentos resultantes diagrama de fuerza cortante y momento flector eje principal

$$MDr = \sqrt{-21.08^2 + 0^2}$$

$$MDr = 21.08 \text{ Nm}$$

$$MCr = \sqrt{-3.95^2 + 139.2^2}$$

$$MCr = 139.25 \text{ Nm}$$

$$MBr = \sqrt{9.061^2 + -1.0258^2}$$

$$MBr = 9.11 \text{ Nm}$$

$$MAr = \sqrt{0.29^2 + 0^2}$$

$$MAr = 0.29 \text{ Nm}$$

Anexos J. Esfuerzo alternante y medio, límite de resistencia a la fatiga y factores para el cálculo del límite de resistencia.

El esfuerzo alternante

$$\sigma' a = \sqrt{\left(1 \times \frac{32 \times 139.25}{\pi \times 0.025^3}\right)^2 + 3(0)^2}$$

$$\sigma' a = 90.77 \text{ MPa}$$

El esfuerzo medio

$$\sigma' m = \sqrt{(0)^2 + 3\left(\left(\frac{16 \times 66.61}{\pi \times 0.025^3}\right)^2\right)}$$

$$\sigma' m = 37.60 \text{ MPa}$$

Se selecciona el valor de S'_e que corresponde a 248 MPa de acuerdo a la figura 110 ya que el $S_{ut} = 568 \text{ MPa}$:

Figura 110. Selección del límite de resistencia a la fatiga

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Cálculo de los factores para hallar S_e

La selección del factor de superficie se realiza con la ecuación 31:

Ecuación 52. Factor de superficie

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Los valores de a y b se seleccionaron a partir de figura 111, esto a partir del acabado superficial.

Figura 111. Factor de superficie

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Reemplazando en la ecuación 31 se obtuvo.

$$K_a = 4.51(568)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.84$$

Cálculo del factor de tamaño K_b , este valor se toma a partir de la figura 112 el cual se selecciona con el valor del diámetro.

Figura 112. Factor de tamaño

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Remplazando en la ecuación seleccionada de la figura 55.

$$K_b = 1.24 (20)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.9$$

Luego se selecciona el factor de temperatura K_c . Se toma para carga de flexión que corresponde a 1 de acuerdo a la figura 113.

Figura 113. Factor de temperatura

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

$$K_c = 1$$

Se selecciona el Factor de temperatura K_d por operación del elemento, se tomó de la figura 114.

Figura 114. Factor de temperatura

Temperatura, °C	S_f/S_{RT}	Temperatura, °F	S_f/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

De acuerdo al valor seleccionado el factor de temperatura K_d es igual a 1

$$K_d = 1$$

Selección del factor de confiabilidad, valor tomado de la figura 115.

Figura 115. Factor de temperatura

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_u	Factor de confiabilidad k_c
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Factor de confiabilidad corresponde a:

$$K_e = 0.814$$

Factor de efectos varios, el valor de este factor será 1 ya que el eje no presenta cambio de sección o muesca en el punto C el cual es el más crítico.

$$K_f = 1$$

Anexos K. Variables de diseño para engranajes cónicos

Angulo α_1

$$\tan \alpha_1 = \frac{\text{sen } 90^\circ}{\frac{1}{2} + \text{COS } 90^\circ}$$

$$\tan \alpha_1 = \frac{1}{2}$$

$$\alpha_1 = \text{Arctan } \frac{1}{2}$$

$$\alpha_1 = 26.565^\circ$$

Angulo α_2

$$\alpha_2 = 90 - 26.565^\circ$$

$$\alpha_2 = 63.43^\circ$$

Valor mínimo de dientes

$$Z_{min} = \frac{5}{6} \left(\frac{2}{\text{sen}^2 20^\circ} \right) \cos (26.565^\circ)$$

$$Z_{min} = 12.7$$

Ancho de diente del engranaje

$$b = \left(\frac{mZ_p}{6 \text{sen } \alpha_1} \right)$$

$$b = \left(\frac{m30}{6 \text{sen } 26.565} \right)$$

$$b = 11.18m$$

Esfuerzo por flexión S_{at}

$$S_{at} = 6235 + (174 \times 83.5) - (0.126 \times 83.5^2)$$

$$S_{at} = 19885.49 \frac{Lbf}{in^2}$$

$$S_{at} = 14.01 \frac{kgf}{mm^2}$$

Anexos L. Valores de los factores para el análisis de esfuerzo por flexión AGMA

Factor de sobre carga se seleccionó usando la figura 116 se.

Figura 116. Factor de sobre carga

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

El valor de factor de carga es de $K_a=1$

Factor dinámico: para realizar la selección de este factor se usó la ecuación 42 y se obtuvo el valor de la velocidad en la línea de paso.

Ecuación 53. Velocidad en la línea de paso

$$V_{et} = 5.236 \times (10^{-5}) \times d_p \times n_p$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

De la ecuación 42, d_p corresponde al diámetro de paso, que corresponde a 45 mm y n_p es la velocidad del piñón, que corresponde a 10 rad/s.

Remplazando en la ecuación 42 se obtiene:

$$V_{et} = 5.236 \times (10^{-5}) \times 0.045 \times 10 = 2.35 \times (10^{-5})m/s$$

Tomando el número de exactitud de transmisión (Q_v) de 7, que corresponde al valor usado en la industria para elementos de engranajes cónicos.

Para hallar el factor dinámico se usó la ecuación 43.

Ecuación 54. Factor dinámico

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \times V_{et}}}{A} \right)^B$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Con la ecuación 44 y 45 se calculan las variables A y B.

Ecuación 55. Variable A

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Ecuación 56. Variable B

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Reemplazando en la ecuación 44 y la ecuación 45 se obtiene el valor de A y B.

$$B = 0.25(12 - 7)^{2/3}$$

$$B = 0.73$$

$$A = 50 + 56(1 - 0.73)$$

$$A = 65.12$$

Reemplazando en la ecuación 43 se obtiene el valor K_v .

$$K_v = \left(\frac{65.12 + \sqrt{200 \times 2.35 \times 10^{-5}}}{65.12} \right)^{0.73}$$

$$K_v = 1.0007$$

El valor para el factor dinámico es de $K_v = 1$

Se calculó el factor de distribución (K_m) usando la ecuación 46.

Ecuación 57. Factor de distribución

$$K_m = K_{mb} + 5.6 \times 10^{-6}(b)^2$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

La variable K_{mb} se selecciona a partir de la figura 117.

Figura 117. Factor de distribución de carga

$$K_{mb} = \begin{cases} 1.00 & \text{ambos miembros montados separados} \\ 1.10 & \text{un miembro montado separado} \\ 1.25 & \text{ningún miembro montado separado} \end{cases}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Remplazando en la ecuación 46 se obtiene.

$$K_m = 1 + 5.6 \times 10^{-6}(33.54)^2$$

$$K_m = 1.0063$$

El valor del factor de distribución corresponde a 1.

Factor de curvatura para engranajes cónicos de dientes rectos equivale a 1.

$$K_x = 1$$

Factor de ciclos de esfuerzos K_L para un ciclo de 0.57×10^{10} se selecciona de la figura 118.

Figura 118. Factor de ciclos de esfuerzos

$$K_L = \begin{cases} 2.7 & 10^2 \leq N_L < 10^3 \\ 6.1514N_L^{-0.1182} & 10^3 \leq N_L < 3(10^6) \\ 1.6831N_L^{-0.0323} & 3(10^6) \leq N_L \leq 10^{10} \\ 1.3558N_L^{-0.0178} & 3(10^9) \leq N_L \leq 10^{10} \end{cases}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Reemplazando en la ecuación seleccionada se obtuvo.

$$K_L = 1.683 (0.57 \times 10^{10})^{-0.0323}$$

$$K_L = 0.81$$

El factor de temperatura es de 1

$$K_t=1$$

Factor de confiabilidad se tomó de la figura 67.

Figura 119. Factor de confiabilidad

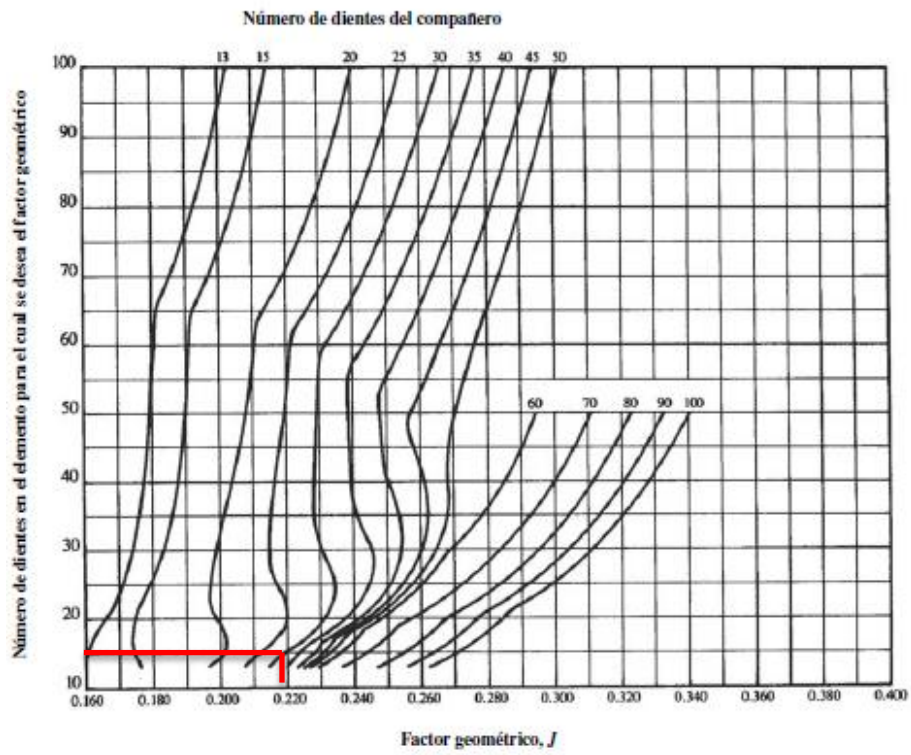
Requerimientos de aplicación	Factores de confiabilidad del acero*	
	$C_R (Z_2)$	$K_R (Y_Z)^\dagger$
Menos de una falla en 10 000	1.22	1.50
Menos de una falla en 1 000	1.12	1.25
Menos de una falla en 100	1.00	1.00
Menos de una falla en 10	0.92	0.85 [‡]
Menos de una falla en 2	0.84	0.70 [§]

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

$$K_R=1.5$$

Factor geométrico (J) de la resistencia a flexión se tomó de la figura 120.

Figura 120. Factor geométrico de resistencia a flexión



Fuente: Diseño de máquinas de Norton [34].

Se tomó 0.220 para el factor geométrico.

Anexos M. Cálculos para el análisis por desgaste engranajes cónicos

Fatiga superficial S_{ac}

$$S_{ac} = 27000 + (364 \times 83.5)$$

$$S_{ac} = 57394 \frac{Lbf}{in^2}$$

$$S_{ac} = 40.43 \frac{kgf}{mm^2}$$

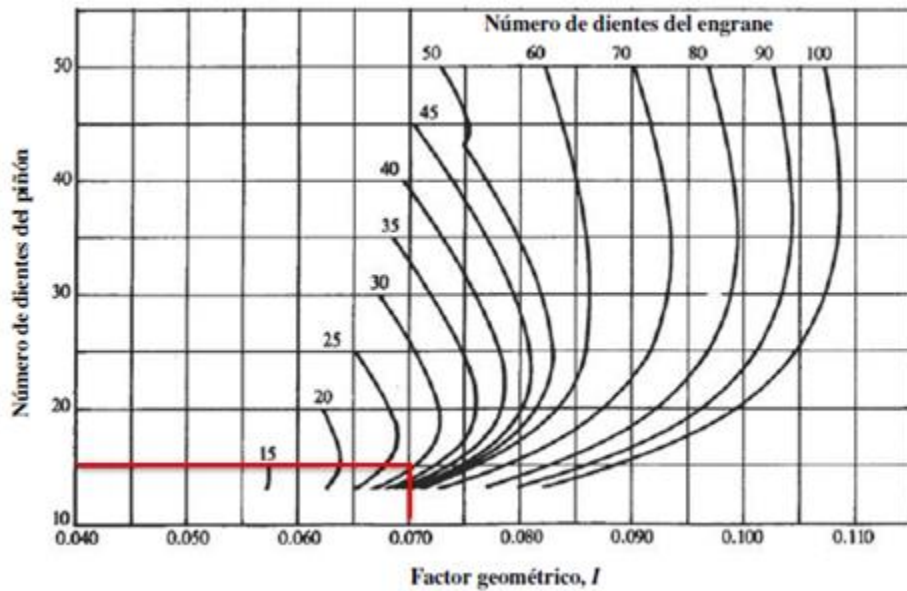
Esfuerzo por desgaste

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - 0.292^2}{207} \right) + \left(\frac{1 - 0.292^2}{207} \right) \right]}}$$

$$C_p = 6.0 \sqrt{N/mm^2} \quad \text{ó} \quad C_p = 2.18 \sqrt{kgf/mm^2}$$

Factor geométrico de resistencia al desgaste

Figura 121. Factor geométrico de resistencia al desgaste



Fuente: Diseño de máquinas de Norton [34].

Anexos N. Calculo de reacciones en el eje secundario.

Reemplazando en la ecuación 20.

$$Wtc = \frac{33.31Nm}{0.03809m} = 874.50 N$$

Calculando la fuerza radial y axial, reemplazando en las ecuaciones 21 y 22.

$$Wrc = 874.50 \tan(20^\circ) \cos(29.61^\circ) = 276.72 N$$

$$Wac = 874.50 \tan(20^\circ) \sin(29.61^\circ) = 157.26 N$$

Sumatoria de momentos tomando como punto de referencia RD3Y, plano X-Y

$$\sum MZ = RD4Y(0.748) - Wrc(0.0456) + MWac = 0$$

$$RD4Y(0.748) - 276.72(0.0456) + 3.68 = 0$$

$$-8.93 + RD4Y(0.748) = 0$$

$$RD4Y = 11.93N$$

Sumatoria de Fuerzas

$$\sum Fy = -Wrc - RD4Y + RD3Y = 0$$

$$-276.72 - 11.93 + RD3Y = 0$$

$$-288.65 + RD3Y = 0$$

$$RD3Y = 288.65 N$$

Sumatoria de momentos plano X-Z punto de referencia RD3Z

$$\sum My = Sp(0.79) - RD4Z(0.748) + Wtc(0.0456) = 0$$

$$2979.11(0.79) - RD4Z(0.748) + 874.50(0.0456) = 0$$

$$RD4Z(0.748) + 2393.36 = 0$$

$$RD4Z = 3199.67N$$

Sumatoria de Fuerzas en Z

$$\sum F_z = Sp - RD4Z + RD3Z - Wtc = 0$$

$$2979.11 - 3199.67 + RD3Z - 874.5 = 0$$

$$RD3Z = 1095.06N$$

Sumatoria de fuerzas en el plano Z-X

$$\sum F_x = -Wac + RD3X = 0$$

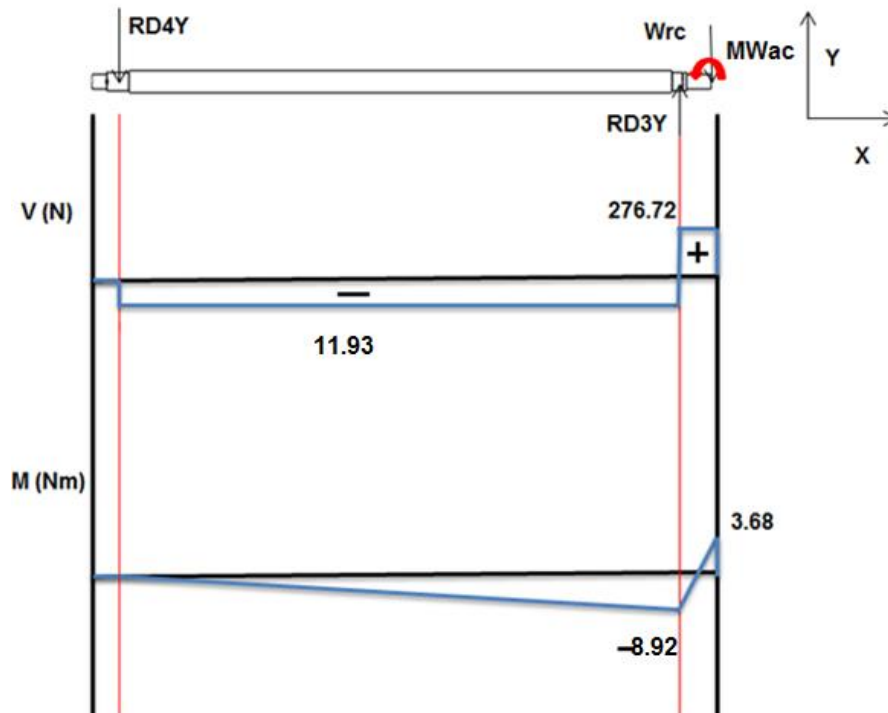
$$-157.26 + RD3X = 0$$

$$RD3X = 157.26N$$

Diagramas de esfuerzo cortante y momento flector

En las figuras 122 y 123 se observan los diagramas correspondientes al plano X-Y y X-Z desarrolladas a partir de los cálculos de las fuerzas y momentos.

Figura 122. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector presentes en el plano X-Y



Fuente: Autor

Anexos P. Cálculo de los factores para hallar el límite de resistencia eje secundario

Esfuerzo alternante

$$\sigma' a = \sqrt{\left(1.59 \times \frac{32 \times 125.12}{\pi \times 0.025^3}\right)^2 + 3(0)^2}$$
$$\sigma' a = 102.85 \text{ MPa}$$

Esfuerzo medio

$$\sigma' m = \sqrt{(0)^2 + 3\left(\frac{16 \times 33.31}{\pi \times 0.025^3}\right)^2}$$

La selección del factor de superficie se realiza con la ecuación 31

Los valores de a y b se seleccionan a partir de la figura 54 seleccionando acabado superficial de maquinado.

Se remplazando en la ecuación 31:

$$K_a = 4.51(568)^{-0.265}$$
$$K_a = 0.84$$

Cálculo de factor de tamaño K_b este valor se toma a partir de la figura 55 el cual se selecciona a partir del valor del diámetro.

Remplazando en la ecuación de la figura 55 seleccionada.

$$K_b = 1.24 (20)^{-0.107}$$
$$K_b = 0.9$$

El factor de temperatura K_c se toma para carga de flexión que corresponde a 1 de acuerdo a la figura 56.

$$K_c = 1$$

Factor de temperatura K_d por operación del elemento, se tomó desde la figura 57. El factor de temperatura K_d es igual a 1

$$K_d = 1$$

Selección del factor de confiabilidad, valor tomado de la figura 58. El factor de confiabilidad corresponde a:

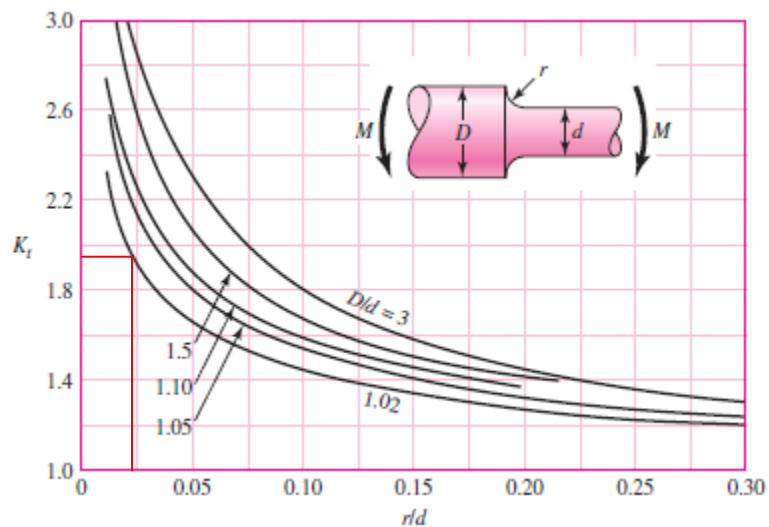
$$K_e = 0.814$$

Factor de efectos varios

Para el cálculo de este factor primero se seleccionó el factor teórico de concentración K_t . Este valor se toma de la figura 124 eje redondo con filete en el hombro en flexión.

El valor de r corresponde a 0.6 mm La relación r/d corresponde a 0.03 y la relación D/d corresponde a 1.25 con estos valores se selecciona el factor teórico

Figura 124. Eje redondo con filete en el hombro en flexión



Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Por flexión el factor teórico K_t corresponde a 1.9.

La ecuación 51 es usada para el cálculo de la sensibilidad de la muesca.

Ecuación 58. Sensibilidad de la muesca

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley

En la ecuación de sensibilidad de la muesca \sqrt{a} corresponde a la constante de Neuber la cual se calcula con la ecuación 52.

Ecuación 59. Constante de Neuber

$$\sqrt{a} = 0.245799 - (0.307794 \times 10^{-2}) \times S_{ut} + (0.150874 \times 10^{-2}) \times S_{ut}^2 - (0.266978 \times 10^{-2}) \times S_{ut}^3$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Reemplazando en la ecuación 52 se calculó la constante de Neuber

$$\sqrt{a} = 0.245799 - (0.307794 \times 10^{-2}) \times 83 + (0.150874 \times 10^{-4}) \times 83^2 - (0.266978 \times 10^{-7}) \times 83^3$$

$$\sqrt{a} = 0.079\sqrt{in}$$

$$\sqrt{a} = 0.39\sqrt{mm}$$

Reemplazando en la ecuación 51 el valor de la sensibilidad de la muesca corresponde a.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.39}{\sqrt{0.6}}}$$

$$q = 0.66$$

Se usó la ecuación 53 para el cálculo del factor de efectos varios.

Ecuación 60. Factor de efectos varios

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley [29].

Reemplazando en la ecuación 53 el valor del factor de efectos varios corresponde a:

$$K_f = 1 + 0.66(1.9 - 1)$$

$$K_f = 1.59$$

Anexos Q. Reacciones presente en la carcasa del eje principal

Cálculo de las reacciones en la carcasa plano X-Z

Sumatoria de Fuerzas

$$\sum FZ = BZ + RD1Z - RD2Z = 0$$

$$BZ + 2272.65 - 5113.55 = 0$$

$$BZ = 2840.9 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos

$$\sum My = -RD1Z(0.079) + RD2Z(0.0045) + MBY = 0$$

$$-2272.65(0.079) + 5113.55(0.0045) - MBY = 0$$

$$-156.52 - MBY = 0$$

$$MBY = 156.52 \text{ Nm}$$

Cálculo de las reacciones Plano X-Y

Sumatoria de Fuerzas

$$\sum FY = RD2Y - We - We - RD1Y - WJ - BY = 0$$

$$721.71 - 6.31 - 300.59 - 22.85 - BY = 0$$

$$BY = 391.96 \text{ N}$$

Sumatoria de momento

$$\sum MZ = RD2Y(0.0045) - We(0.0045) - We(0.079) - RD1Y(0.079) - MB = 0$$

$$721.71(0.0045) - 3.15(0.0045) - 3.15(0.079) - 300.59(0.079) - MB = 0$$

$$MB = 20.76 \text{ Nm}$$

Cálculo de las reacciones Plano Y-X

Sumatoria de Fuerzas

$$\sum FX = -RD1X + BX = 0$$

$$BX = 905.76$$

Anexos R. Cálculo de reacciones presentes en la carcasa del eje secundario.

Sumatoria de fuerzas en el plano Z-Y

$$\sum FY = Tw - Wca = 0$$

$$Tw - 56.06 = 0$$

$$Tw = 56.06 N$$

Sumatoria de momento en X

$$\sum MX = MTZ - MBZ = 0$$

$$MTZ - 177.55 = 0$$

$$MTZ = 177.55 Nm$$

Sumatoria de momento en Z

$$\sum MZ = MTR1 - MTR = 0$$

$$MTR1 - 873.88 = 0$$

$$MTR1 = 873.88 Nm$$

Los cálculos para la análisis de falla por fluencia para la carcasa de eje secundario

Resultante de momentos

$$MRB = \sqrt{873.88^2 + 177.55^2} = 891.73 Nm$$

Cálculo de esfuerzo por flexión.

$$\sigma_f = \frac{\frac{60.3}{2}(891.73)}{\frac{\pi}{64}(60.3^4 - 45.1^4)} = 0.0603 MPa$$

Calculando el factor de seguridad.

$$\frac{275.79}{F.S} = \sqrt{0.0603^2 + 3(68.94)^2}$$

$$F.S = 2.30$$

Se analiza el fuerza por tensión y se verifica con la condición que la fluencia ocurra cuando $\sigma_t \geq s_y$.

$$\sigma_t = \frac{56.06 \text{ N}}{\frac{\pi}{4}(60.3^2 - 45.1^2)} = 0.0445 \text{ MPa}$$

Anexos S. Reacciones presente en la carcasa del eje secundario unión superior

Cálculo de las reacciones en la carcasa plano Y-Z

Sumatoria de Fuerzas

$$\sum FZ = KRZ + RD3Z - RD4Z = 0$$

$$KRZ + 1095.06 - 3199.67 = 0$$

$$KRZ = 2104.61 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos

$$\sum MX = -RD3Z(0.6357) + RD4Z(0.0247) + MKR4 = 0$$

$$-696.12 + 79.031 + MKR4 = 0$$

$$MKR4 = 67.089 \text{ Nm}$$

Cálculo de las reacciones Plano Y-X

Sumatoria de Fuerzas

$$\sum FX = -RD4Y + RD3Y - KOR = 0$$

$$-11.93 + 288.65 - KOR = 0$$

$$KOR = 276.72 \text{ N}$$

Sumatoria de momento

$$\sum MZ = RD3Y(0.6357) - RD4Y(0.0247) - MKRY + MTR1 = 0$$

$$183.49 - 0.2946 - MKRY + 873.88 = 0$$

$$MKRY = 1057.07 \text{ Nm}$$

Reacciones en el tornillo superior

El valor de He corresponde a:

$$He = 2196.605 + 4579.75 \text{ N}$$

$$He = 6776.35 \text{ N}$$

El valor de la tensión TH corresponde a:

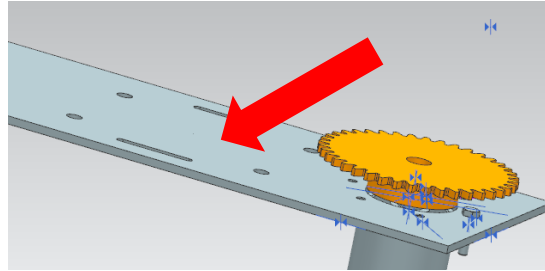
$$TH = 39299.75 + 213.32 N$$

$$TH = 39513.07 N$$

Anexos T. Cálculo de reacciones presentes en la placa superior

Ubicación detallada de los tornillos de unión

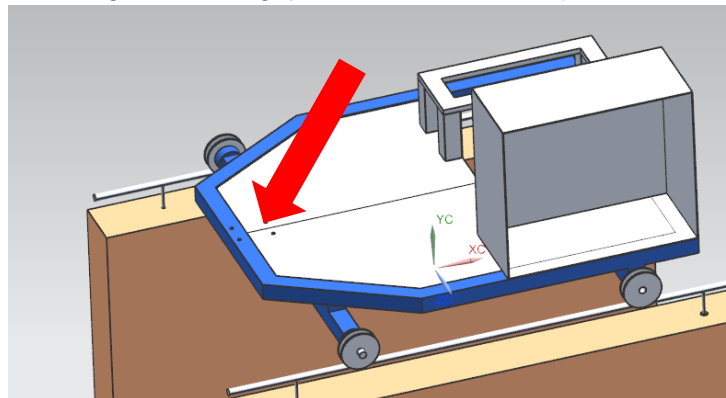
Figura 125. Agujero tornillos placa de soporte



Fuente: Autor

Los tornillos de unión de placa de soporte al vehículo tienen un diámetro de 12 mm, en la figura 126 se muestra la ubicación de los agujeros para los tornillos.

Figura 126. Agujeros de vehículo de pruebas



Fuente: Autor

Cálculo de las reacciones en la carcasa plano Z-Y.

Sumatoria de Fuerzas

$$\sum F_Y = T_{WH2} - T_{WH} = 0$$

$$T_{WH2} - 213.72 = 0$$

$$T_{WH2} = 213.72 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos

$$\begin{aligned}\sum MX &= -MTL + MTI = 0 \\ -MTL + 1571.99 &= 0 \\ MTL &= 1571.99 Nm\end{aligned}$$

Calculo de las reacciones Plano Z-X

Sumatoria de Fuerzas

$$\begin{aligned}\sum FX &= -SP1R + RTO = 0 \\ -SP1R + 629.04 &= 0 \\ SP1R &= 629.04N\end{aligned}$$

Calculo de las reacciones Plano Y-X

Sumatoria de momento

$$\begin{aligned}\sum MZ &= -MTJ + MTO - TWH(0.1485) = 0 \\ -MTJ + 102.9 - 213.72(0.1485) &= 0 \\ MRJ &= 71.17 Nm\end{aligned}$$

Resultante de cada reacción presente en el tornillo de unión de placa superior.

$$\begin{aligned}RS &= \sqrt{213.72^2 + 629.04^2} \\ RS &= 644.35Nm \\ RM &= \sqrt{1571.99^2 + 71.17^2} \\ RM &= 1573.6Nm\end{aligned}$$

Anexos U. Cálculos de uniones soldadas

Brida 1

Área de la garganta.

$$A = 1.414\pi(4)(40)$$

$$A = 710.75 \text{ mm}^2$$

Cálculo del esfuerzo cortante.

$$\tau = \frac{2867.81N}{710.75 \text{ mm}^2}$$

$$\tau = 4.038 \text{ MPa}$$

Cálculo del esfuerzo de tensión

$$\sigma = \frac{153.92N \times 40 \text{ mm}}{\pi \times (40 \text{ mm})^3}$$

$$\sigma = 0.0153 \text{ MPa}$$

Brida 2

Área de garganta a.

$$A = 1.414\pi(6)(60.3)$$

$$A = 1607.19 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{905.49N}{1607.19 \text{ mm}^2}$$

$$\tau = 0.56 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de tensión

$$\sigma = \frac{2209.14 \text{ N} \times 30.15 \text{ mm}}{\pi \times (30.15 \text{ mm})^3}$$

$$\sigma = 0.77 \text{ MPa}$$

Brida 3

Área de garganta.

$$A = 1.414\pi(6)(60.3)$$

$$A = 1607.19 \text{ mm}^2$$

Cálculo de esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{629.04N}{1607.19 \text{ mm}^2}$$

$$\tau = 0.391 \text{ MPa}$$

Cálculo de esfuerzo de tensión

$$\sigma = \frac{2108.01 \text{ N} \times 30.15 \text{ mm}}{\pi \times (30.15 \text{ mm})^3}$$

$$\sigma = 0.738 \text{ MPa}$$

Anexos V. Calculo de longitudes para las cuñas

Cuña para el engranaje del eje principal

Reemplazando en la ecuación 60 se obtiene el valor mínimo de la longitud por esfuerzo de compresión.

$$L = \frac{4 \times 66620Nmm}{216 MPa \times 20mm \times 4.7625mm}$$
$$L = 12.96mm$$

Cuña para el engranaje del eje secundario.

Reemplazando en la ecuación 59 se obtiene el valor mínimo de la longitud por esfuerzo cortante.

$$L = \frac{2 \times 33310Nmm}{108 MPa \times 16mm \times 4.7625mm}$$
$$L = 8.095 mm$$

Reemplazando en la ecuación 60 se obtiene el valor mínimo de la longitud por esfuerzo de compresión.

$$L = \frac{4 \times 33310Nmm}{216 MPa \times 16mm \times 4.7625mm}$$
$$L = 8.095mm$$

Cuña para el engranaje del sproket eje secundario.

Reemplazando en la ecuación 59 se obtiene el valor mínimo de la longitud por esfuerzo cortante.

$$L = \frac{2 \times 33310Nmm}{108 MPa \times 15.8mm \times 4.7625mm}$$
$$L = 8.1976 mm$$

Reemplazando en la ecuación 60 se obtiene el valor mínimo de la longitud por esfuerzo de compresión.

$$L = \frac{4 \times 33310Nmm}{216 MPa \times 15.8mm \times 4.7625mm}$$
$$L = 8.1976 mm$$

Reemplazando en la ecuación 59 se obtiene el valor mínimo de la longitud por esfuerzo cortante.

$$L = \frac{2 \times 33310Nmm}{108 MPa \times 16mm \times 4.7625mm}$$
$$L = 8.095 mm$$

Reemplazando en la ecuación 60 se obtiene el valor mínimo de la longitud por esfuerzo de compresión.

$$L = \frac{4 \times 33310Nmm}{216 MPa \times 16mm \times 4.7625mm}$$
$$L = 8.095mm$$

Cuña para el engranaje del sproket eje secundario.

Reemplazando en la ecuación 59 se obtiene el valor mínimo de la longitud por esfuerzo cortante.

$$L = \frac{2 \times 33310Nmm}{108 MPa \times 15.8mm \times 4.7625mm}$$
$$L = 8.1976 mm$$

Reemplazando en la ecuación 60 se obtiene el valor mínimo de la longitud por esfuerzo de compresión.

$$L = \frac{4 \times 33310Nmm}{216 MPa \times 15.8mm \times 4.7625mm}$$
$$L = 8.1976 mm$$

Anexos W. Constantes físicas de materiales

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson ν	Peso específico w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lbf/pulg ³	lbf/ft ³	kN/m ³
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.3
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Acero inoxidable (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0
Aleaciones de titanio	16.5	114.0	6.2	42.4	0.340	0.160	276	43.4
Aluminio (todas las aleaciones)	10.4	71.7	3.9	26.9	0.333	0.098	169	26.6
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Hierro fundido (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel metal	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Plata niquelada	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley

Anexos X. Propiedades mecánicas

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción en el área, %	Dureza Brinell
1030	TyR*	205 (400)	848 (123)	648 (94)	17	47	495
	TyR*	315 (600)	800 (116)	621 (90)	19	53	401
	TyR*	425 (800)	731 (106)	579 (84)	23	60	302
	TyR*	540 (1 000)	669 (97)	517 (75)	28	65	255
	TyR*	650 (1 200)	586 (85)	441 (64)	32	70	207
	Normalizado	925 (1 700)	521 (75)	345 (50)	32	61	149
1040	Recocido	870 (1 600)	430 (62)	317 (46)	35	64	137
	TyR	205 (400)	779 (113)	593 (86)	19	48	262
	TyR	425 (800)	758 (110)	552 (80)	21	54	241
	TyR	650 (1 200)	634 (92)	434 (63)	29	65	192
	Normalizado	900 (1 650)	590 (86)	374 (54)	28	55	170
1050	Recocido	790 (1 450)	519 (75)	353 (51)	30	57	149
	TyR*	205 (400)	1 120 (163)	807 (117)	9	27	514
	TyR*	425 (800)	1 090 (158)	793 (115)	13	36	444
	TyR*	650 (1 200)	717 (104)	538 (78)	28	65	235
	Normalizado	900 (1 650)	748 (108)	427 (62)	20	39	217
	Recocido	790 (1 450)	636 (92)	365 (53)	24	40	187

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica de Shigley

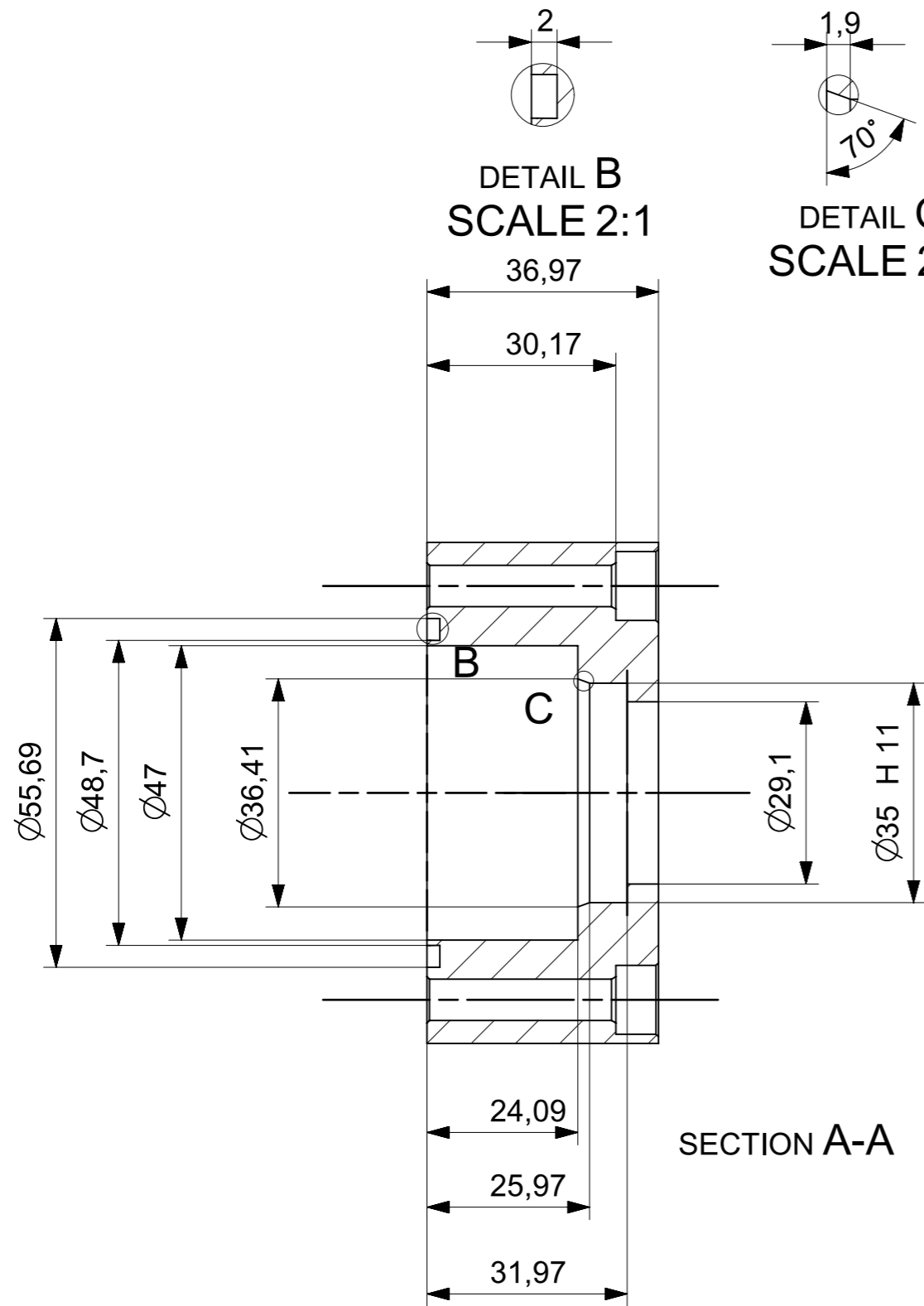
15 REFERENCIAS

- [1] E. Roberto, "DISEÑO DE UNA TURBINA HIDROKINÉTICA DE EJE HORIZONTAL PARA MICROGENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA," 2017.
- [2] C. UNIDAD DE PLANEACION MINERA ENERGATICA, "Integración de las energías renovables no convencionales en Colombia Integración de las energías en Colombia," 2015.
- [3] C. Martinez and Y. Mosquera, "DISEÑO DE UNA PICOCENTRAL HIDROELÉCTRICA (PCH) IMPULSADA POR LA POTENCIA HIDRÁULICA DEL RÍO SAN JUAN EN LA VEREDA SALAO (MEDIO SAN JUAN, CHOCÓ, COLOMBIA).," 2017.
- [4] F. Maldonado, "Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el distrito de Mazán-Región Loreto," 2005.
- [5] C. S. Andrade, L. P. Rosa, and N. F. Da Silva, "Generation of electric energy in isolated rural communities in the Amazon Region a proposal for the autonomy and sustainability of the local populations," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 1, pp. 493–503, 2011.
- [6] C. Daskiran, J. Riglin, W. Schleicher, and A. Oztekin, "Transient analysis of micro-hydrokinetic turbines for river applications," vol. 129, no. November 2016, pp. 291–300, 2017.
- [7] F. Flores, "Energía cinética," 2000. [Online]. Available: https://www.ecured.cu/Energía_cinética.
- [8] M. Ezequiel, C. V. Manuel, and H. Alberto, "Sistemas Conversores Fluido - Dinámicos de energía renovable para la Patagonia Argentina," *Univ. Nac. la Patagon. Austral*, pp. 113–138, 2016.
- [9] I. Orduz and J. Suarez, "Diseño y Construcción de un Prototipo de Turbina Eólica de Eje Vertical para Generación a baja Potencia," 2011.
- [10] M. Potter and D. Wiggert, "Mecánica de Fluidos 3ra Edición," *Mecánica de Fluidos*, pp. 529–573, 1995.
- [11] asociación danesa de la industria Eólica, "Danish wind industry association," 2003. [Online]. Available: <http://drømstørre.dk/wp-content/wind/miller/windpowerweb/es/tour/wres/cp.htm>.
- [12] P. Fernandez, "Parametros de Diseño Turbinas Eólicas," 2008.
- [13] S. Practicas, "Turbinas De Rio 23 1.," Miraflores, p. 4, 2012.
- [14] A. Armando, "CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE TURBINAS HIDROKINÉTICAS DE EJE HORIZONTAL."
- [15] G. Schottel, "SCHOTTEL HYDRO." p. 12, 2014.

- [16] J. Riglin, F. Carter, N. Oblas, W. C. Schleicher, C. Daskiran, and A. Oztekin, "Experimental and numerical characterization of a full-scale portable hydrokinetic turbine prototype for river applications," *Renew. Energy*, vol. 99, pp. 772–783, 2016.
- [17] H. J. Vermaak, K. Kusakana, and S. P. Koko, "Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications: a review of literature," vol. 29, pp. 625–633, 2014.
- [18] T. E. SERVICES, "Turbine Amazon Aquacherger," 2005. [Online]. Available: <http://www.throptonenergy.co.uk/>.
- [19] M. Electrico, "Turbina Acuavatio Para El Micro Consumo," 2015. [Online]. Available: <http://redesmundoelectrico.blogspot.com.co/2015/02/turbina-colombiana-que-innova-con.html>.
- [20] A. H. Muñoz, L. E. Chiang, and E. A. De la Jara, "A design tool and fabrication guidelines for small low cost horizontal axis hydrokinetic turbines," *Energy Sustain. Dev.*, vol. 22, no. 1, pp. 21–33, 2014.
- [21] P. Cuyo, "Miniturbina hidrocínética: un desarrollo para obtener energía eléctrica," 2014. [Online]. Available: <http://www.frm.utn.edu.ar/webgraduados/index.php/182-miniturbina-hidrocinetica-un-desarrollo-para-obtener-energia-electrica>.
- [22] L. D. E. T. Hidrocin and T. Para, "Escuela técnica superior de ingeniería civil e industrial trabajo de fin de grado," 2015.
- [23] A. C. Fernandes and A. Bakhshandeh Rostami, "Hydrokinetic energy harvesting by an innovative vertical axis current turbine," *Renew. Energy*, vol. 81, pp. 694–706, 2015.
- [24] M. Anyi and B. Kirke, "Tests on a non-clogging hydrokinetic turbine," *Energy Sustain. Dev.*, vol. 25, pp. 50–55, 2015.
- [25] V. P. Garcia, "Diseño De Una Turbina Hidro-Cinetica Para Aprovechamiento Energético De Rios No Caudalosos," 2013.
- [26] T. D. E. Aire *et al.*, "DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN PROTOTIPO A PEQUEÑA ESCALA DE UNA BAJO COSTE MEDIANTE TÉCNICAS DE PROTOTIPADO RÁPIDO . $\Omega \cdot T$," 2015.
- [27] R. I. Mott, *Mecanica de Fluidos*, Sexta edic. 2004.
- [28] W. Gómez-Rivera, W. Aperador-Chaparro, and E. Delgado-Tobón, "Desarrollo de rotores para turbina eólica de 200 vatios mediante la implementación de tecnología local," *Ing. y Univ.*, vol. 15, no. 2, pp. 303–318, 2011.
- [29] R. G. K. nisbet Budynas, *Diseño en ingeniería mecanica de Shigley*, no. 3. 2000.
- [30] M. En and S. Mecanicos, "TRABAJO FIN DE MASTER DISEÑO AERODINAMICO , ESTRUCTURAL Y DETERMINACIÓN DEL SISTEMA DE FABRICACIÓN DE FABIAN RIVEROS MOYANO Dirigido por Jesús Cuartero Salafranca Zaragoza , septiembre de 2010," pp. 1–26, 2010.
- [31] R. S. Damian, "Estudio del estado tensional en uniones atornilladas mediante

solidworks.” Universidad Politecnica de Cartagena, 2008.

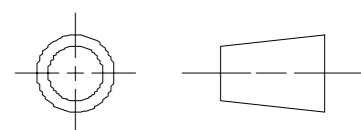
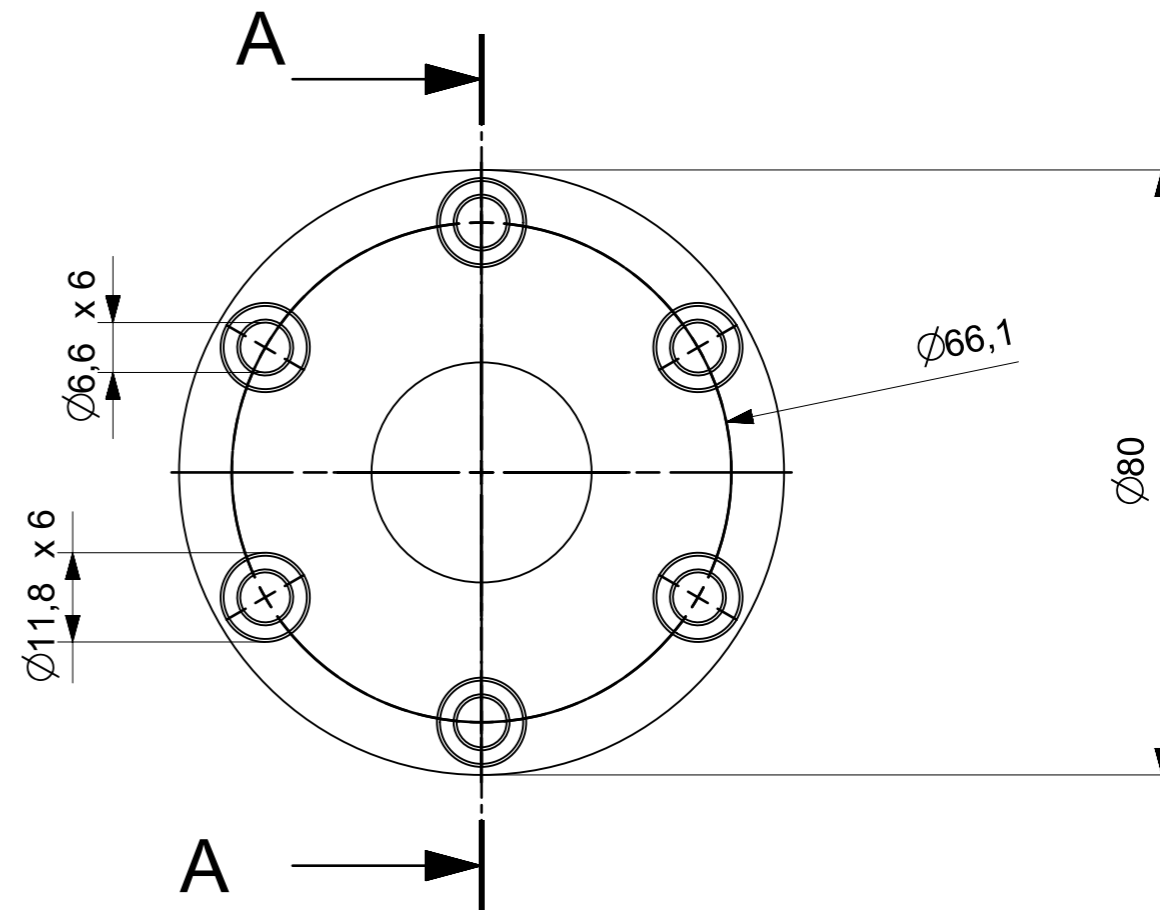
- [32] U. C. Elementos, D. M. Profesor, I. Marcelo, and T. Piovan, “Cálculo de uniones por pernos.” in *Cátedra: Elementos de Máquinas.*, 2014, p. 26.
- [33] N. Universidad, “Selección de Rodamientos,” pp. 1–32.
- [34] R. L. Norton, *DISEÑO DE MAQUINAS Un Enfoque Integrado*, Cuarta Edi. 2011.
- [35] M. Ibarra, E. Núñez, and J. Huerta, “Manual de Aceros Inoxidables,” *Indura*, vol. Marzo, pp. 21–24, 2010.
- [36] I. A. W. S. Er and B. Coil, “Lincolnweld 308/308L,” no. 1.
- [37] R. L. Mott, *Diseño de Elementos Mecánico*, 4 Edición. 2006.
- [38] T. LTDA, “Catalogo de sellos mecanicos.” Chile, p. 9, 2015.
- [39] U. EIA, “Unidades de la viscosidad,” 2010. [Online]. Available: <http://fluidos.eia.edu.co/fluidos/propiedades/viscosidad/unidadesvis.html>.
- [40] C. Uribe, “ANÁLISIS DE POTENCIA PROPULSIVA DE UNA LANCHA DE 15 METROS DE ESLORA.”, 2010.




DETAIL B
SCALE 2:1

DETAIL C
SCALE 2:1

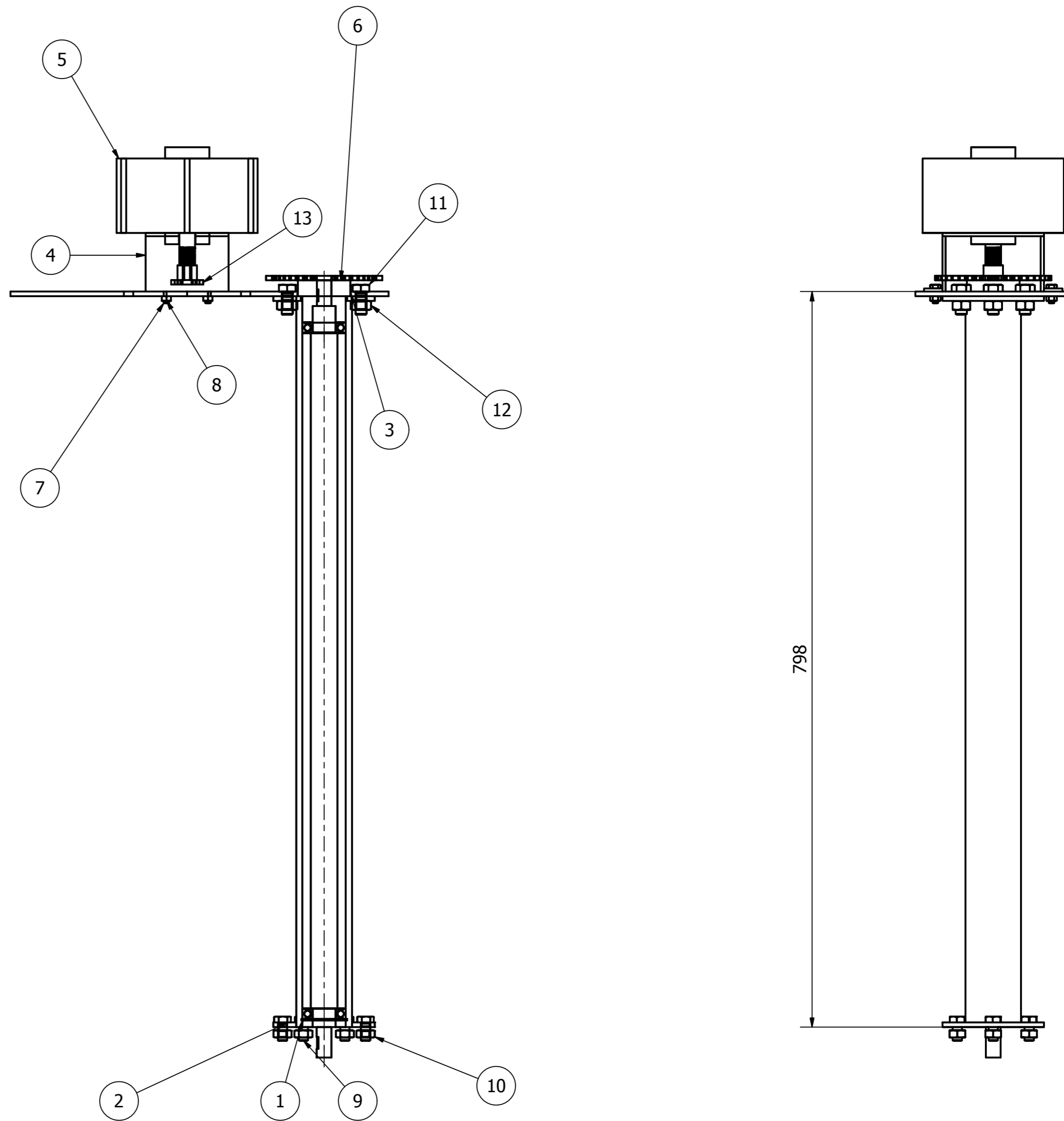
SECTION A-A



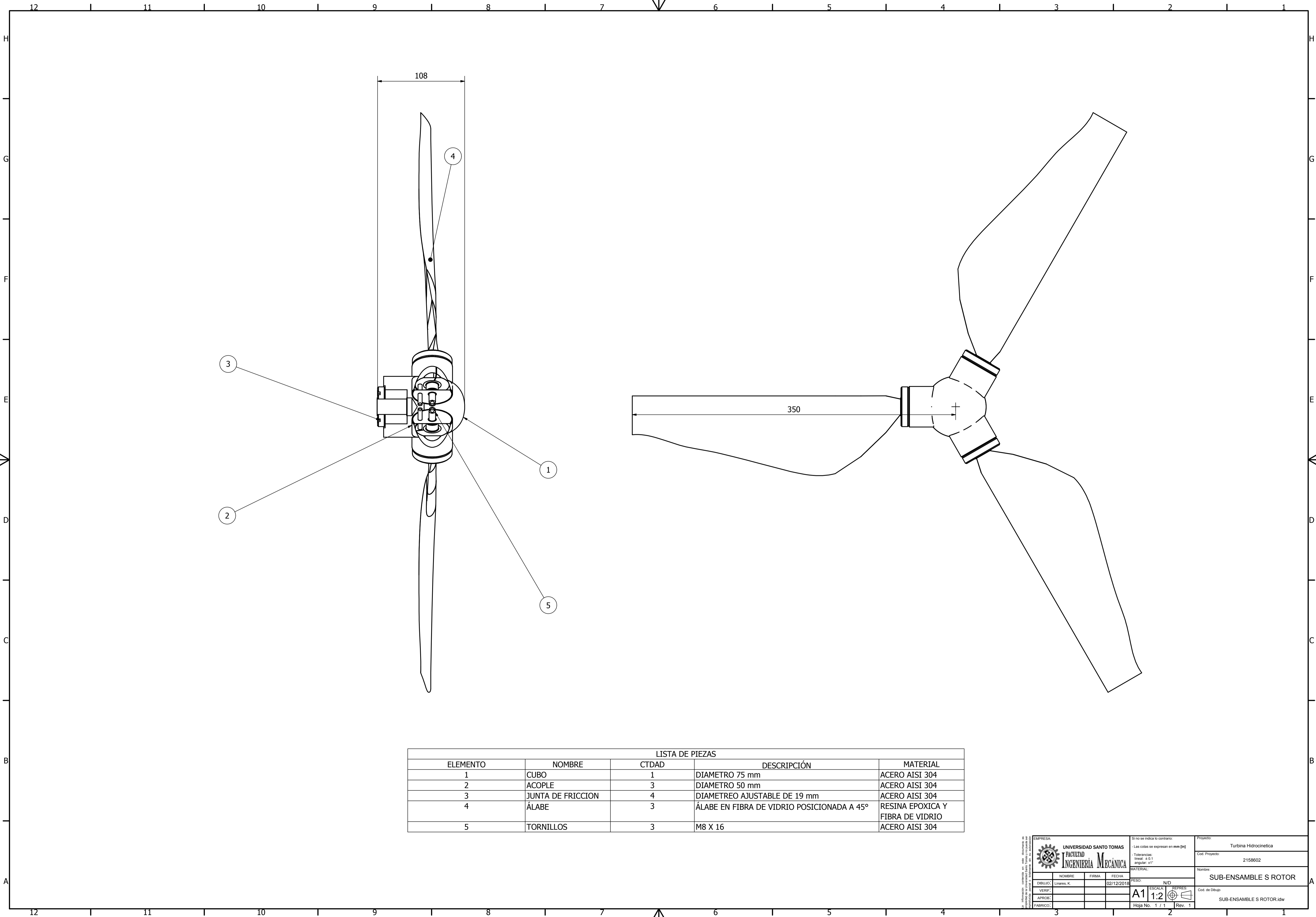
La información contenida en este documento es propiedad de la Universidad Santo Tomás y no puede ser reproducida, parcial o totalmente, sin su autorización.

 UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS FACULTAD INGENIERÍA MECÁNICA		Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en MM [in] - Tolerancias: lineal: ±0,1 angular: ±1°	PROYECTO: Turbina Hidrocinética
			CODIGO DE PROYECTO: 2158602
		MATERIAL: Acero AISI 304 MASA: 0.9652 kg	NOMBRE: Kevin Arnaldo Linares Colmenares
		A3 1:1	CODIGO DE DIBUJO: Tapa Carcasa Principal
		HOJA NO. 1 / 1 REV: 1	

LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	NOMBRE	CTDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	EJE CONDUcido Y RODAMIENTOS	1	RODAMIENTO REFERENCIA 6005-2Z	ACERO INOX
2	CARCASA EJE CONDUcido	1	DIAMETRO 60.3 mm	ACERO AISI 304
3	SOPORTE SUPERIOR	1	PLACA DE 5 mm DE ESPESOR	ACERO 1045
4	SOPORTE GENERADOR	1		ACERO 1045
5	GENERADOR	1	GENERADOR ELECTRICO DE 800 WATTS	
6	SPROKET CONDUCTOR	1	35B40	
7	TORNILLOS SOPORTE GENERADOR	4	M6 X 16	ACERO GALBANIZADO GRADO 7
8	TUERCAS SOPORTE GENERADOR	4	T M6	ACERO GALBANIZADO
9	TORNILLOS CAJA DE ENGRANAJES	6	M 10 X 20	ACERO GALBANIZADO GRADO 8
10	TUERCAS CAJA DE ENGRANAJES	6	T M 10	ACERO GALBANIZADO
11	TORNILLOS SOPORTE SUPERIOR	6	M 12 X 25	ACERO GALBANIZADO GRADO 7
12	TUERCAS SOPORTE SUPERIOR	6	T M 12	ACERO GALBANIZADO
13	SPROKET CONDUcido	1	35B10R	

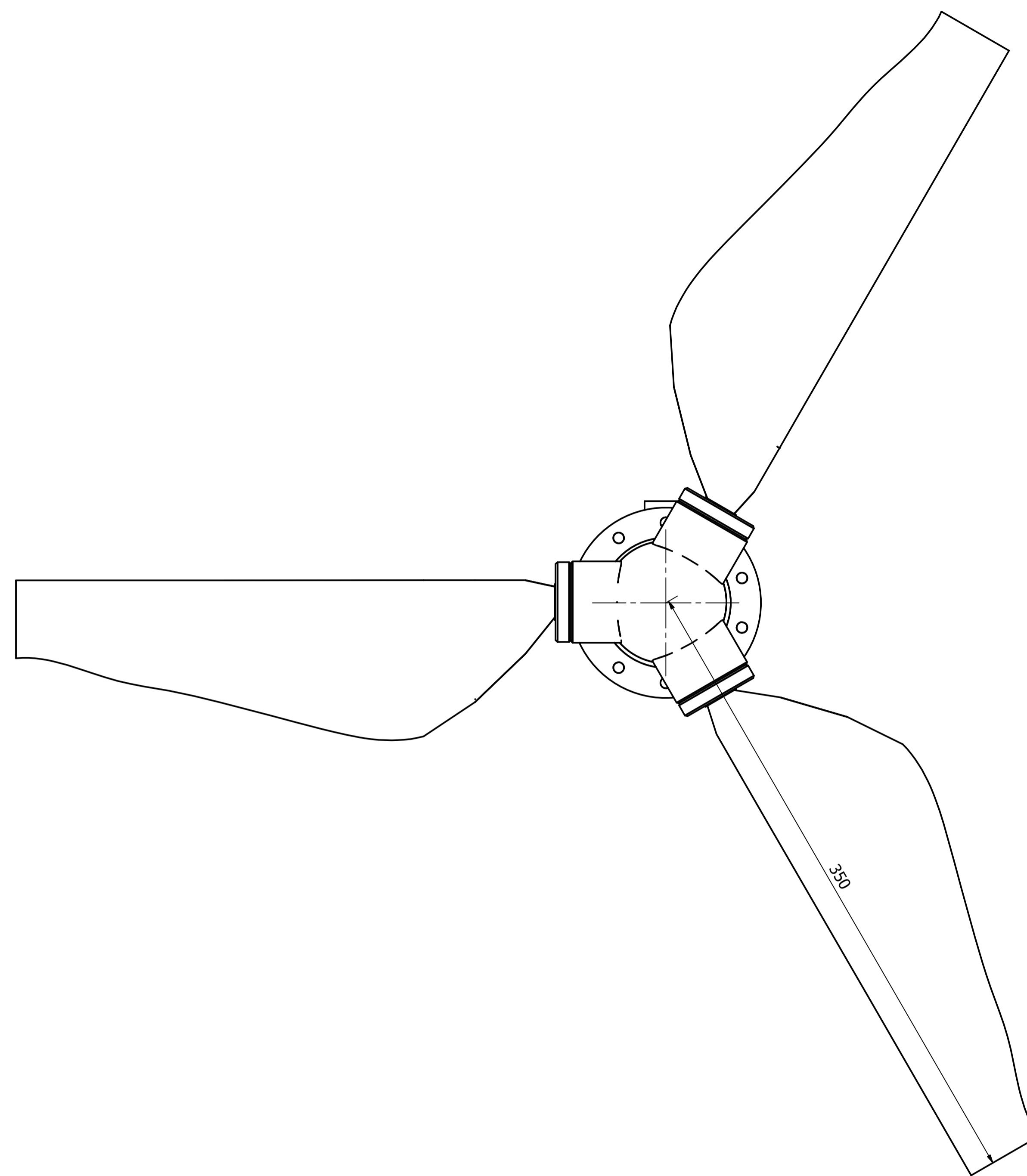
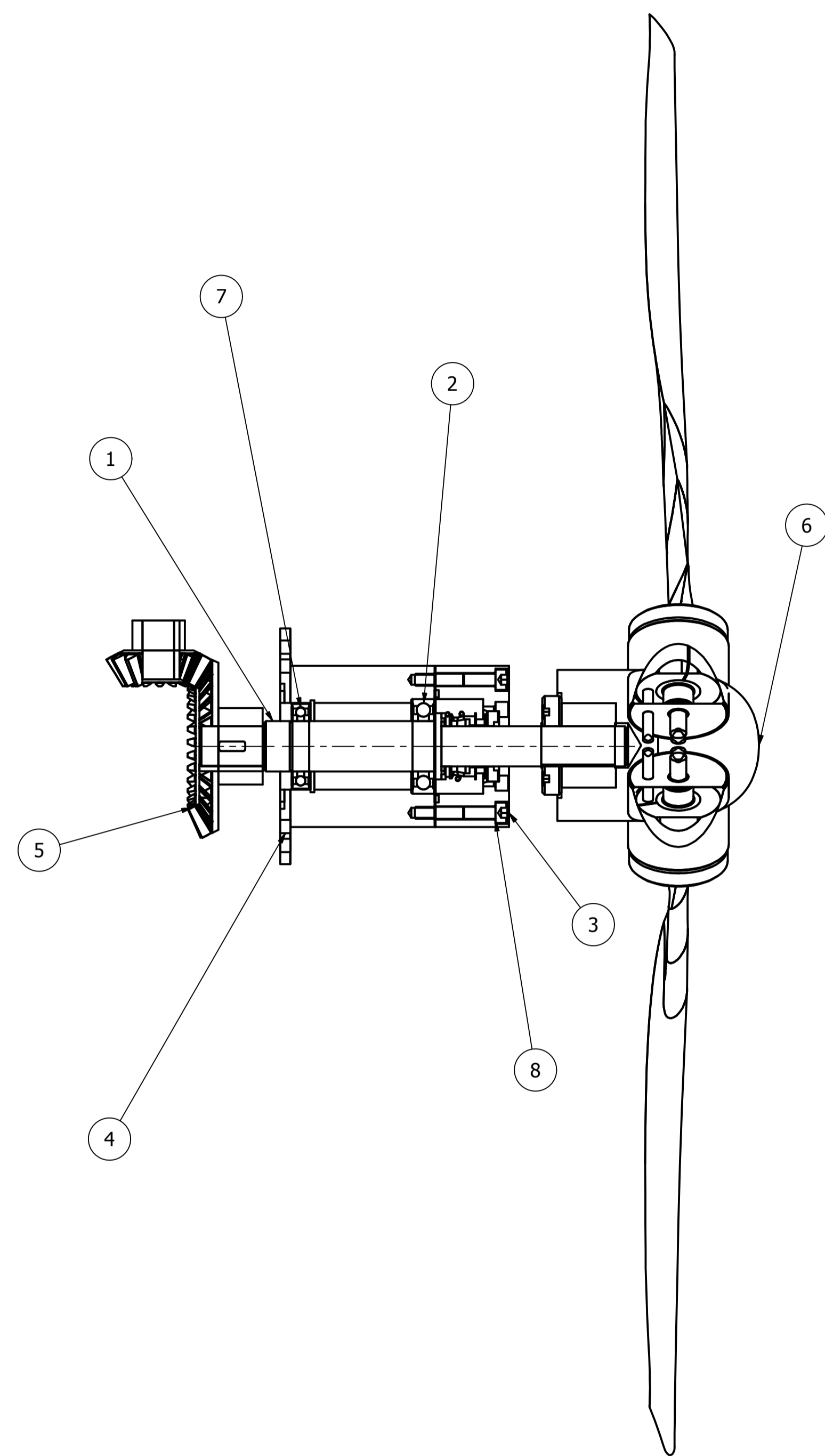


EMPRESA: UNIVERSIDAD SANTO TOMAS FACULTAD INGENIERIA MECANICA				Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en mm [in] - Tolerancias: lineal: ± 0.1 angular: ±1°		Proyecto: Turbina Hidrocinetica Cod. Proyecto: 2158602	
DIBUJO: Linares, K. FIRMA: FECHA: 02/12/2018				MATERIAL: PESO: N/D		Nombre: Sub-ensamble secundario	
VERIF: ESCALA: A2 1:2 REPRES:				Hoja No. 1 / 1 Rev. 1		Cod. de Dibujo: Sub-ensamble secundario.idw	
APROB: FABRICO:							



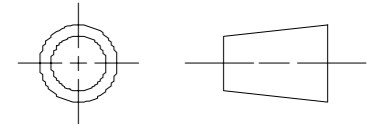
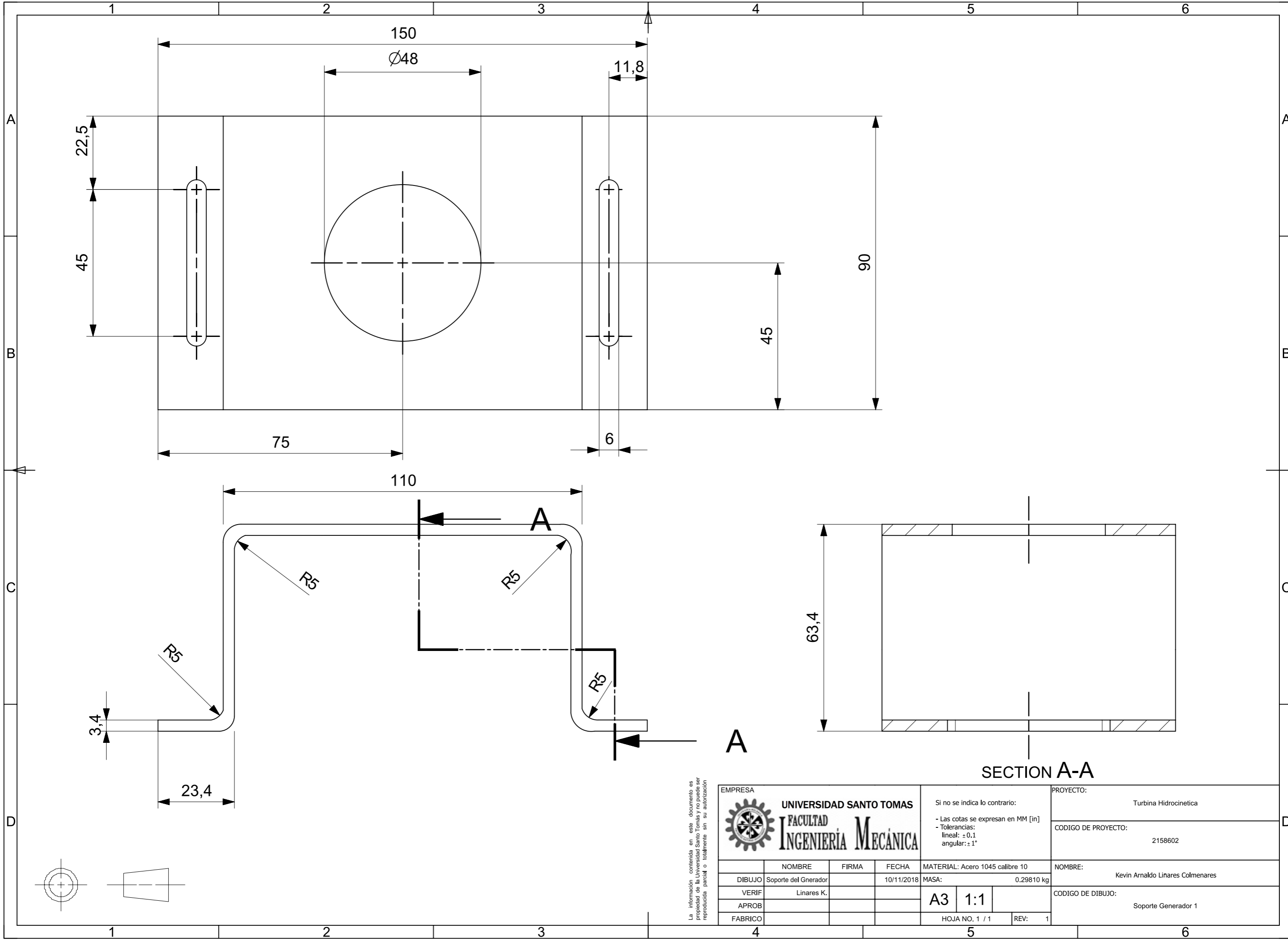
LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	NOMBRE	CTDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	CUBO	1	DIAMETRO 75 mm	ACERO AISI 304
2	ACOPLE	3	DIAMETRO 50 mm	ACERO AISI 304
3	JUNTA DE FRICCION	4	DIAMETREO AJUSTABLE DE 19 mm	ACERO AISI 304
4	ÁLABE	3	ÁLABE EN FIBRA DE VIDRIO POSICIONADA A 45°	RESINA EPOXICA Y FIBRA DE VIDRIO
5	TORNILLOS	3	M8 X 16	ACERO AISI 304

	EMPRESA:		UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS	Proyecto:	Turbina Hidrocinética
	DIBUJO:		Lineas, K.	Fecha:	02/12/2016
	APROBADO:			ESCALA:	1:2
	FABRICO:			REPRES:	
MATERIAL:			Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en mm [in] - Tolerancias: lineal: ±0,1 angular: ±1°		
NOMBRE:			SUB-ENSAMBLE S ROTOR		
FIRMA:			Cod. de Dibujo:		
FECHA:			SUB-ENSAMBLE S ROTOR.idw		
PESO:			Hoja No. 1 / 1		
NID:			Rev. 1		




LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	NOMBRE	CTDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	EJE PRINCIPAL	1	DIAMETRO 25 mm	ACERO AISI 304
2	RODAMIENTO 1	1	6005-2Z	ACERO INOXIDABLE
3	SISTEMA DE SELLADO	1	SELLO MECANICO 20 mm	SILICIO SILICIO VITO
4	CARCASA EJE PRINCIPAL	1	DIAMETRO 98.5 mm	ACERO AISI 304
5	TRANSMISION DE POTENCIA	1	ENGRANAJES CONICOS MODULO 3	ACERO AISI 4340
6	SUB-ENSAMBLE ROTOR	1		
7	RODAMIENTO 2	1	W61905-2Z	ACERO INOXIDABLE
8	TORNILLOS	6	M6 X 40	ACERO AISI 304

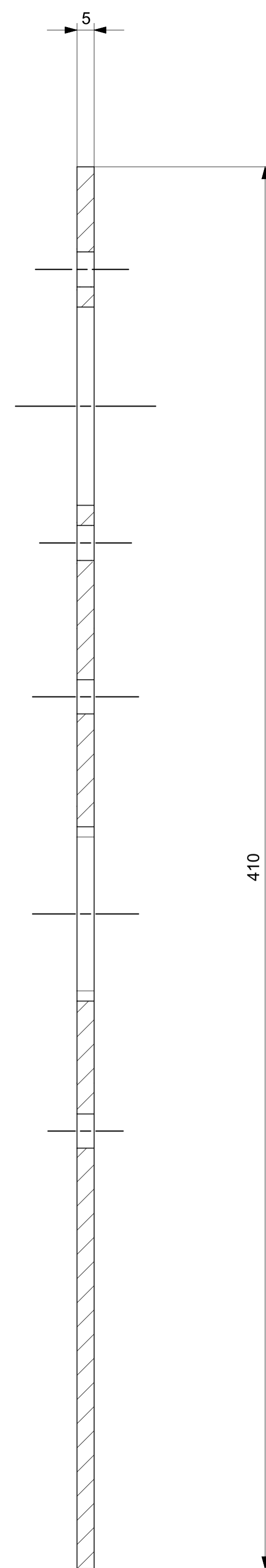
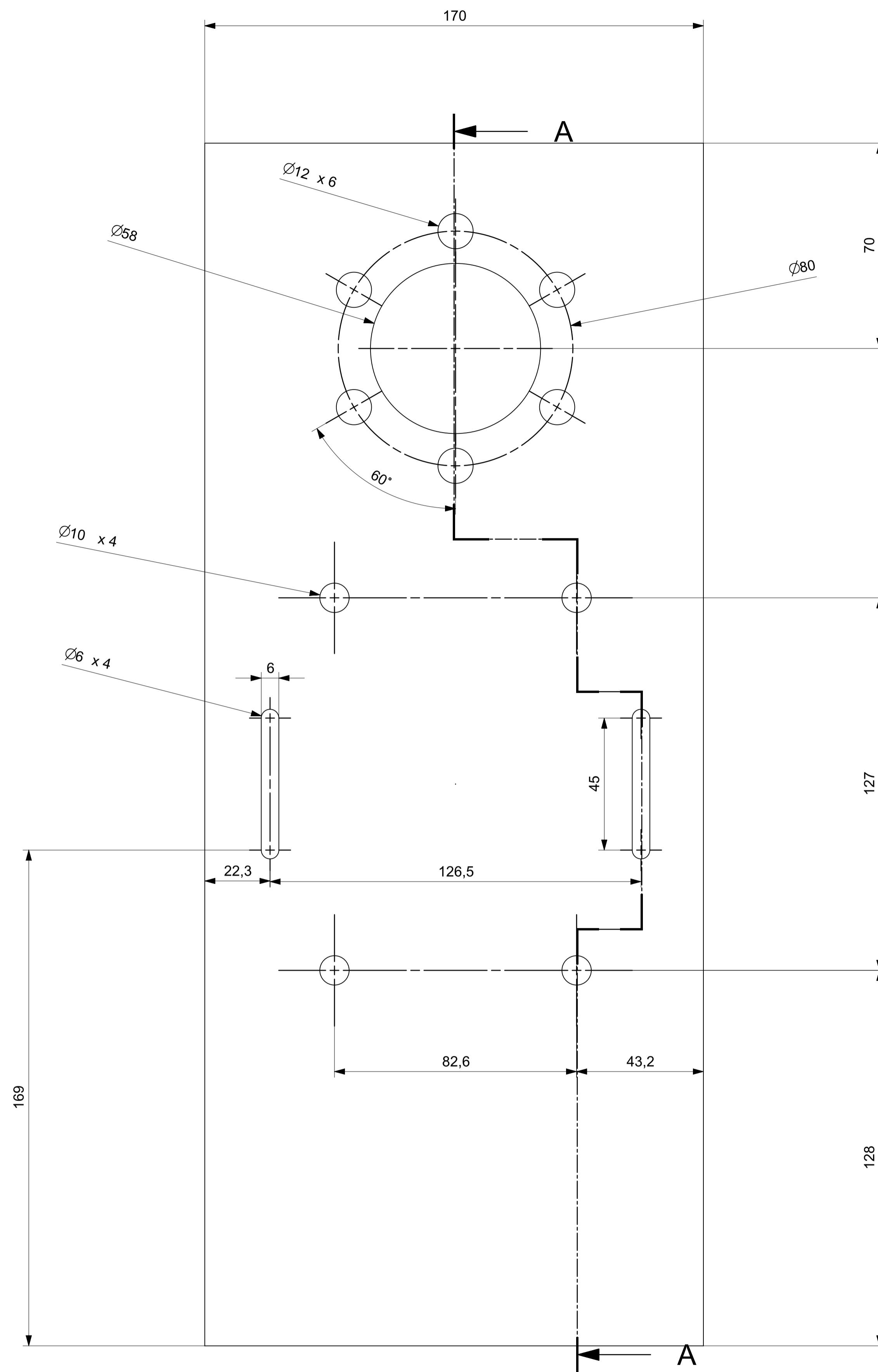
EMPRESA: UNIVERSIDAD SANTO TOMAS FACULTAD INGENIERIA MECANICA	Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en mm [in]		Proyecto: Turbina Hidrocinética	
	Tolerancias: lineal: ± 0,1 angular: ± 1°		Cod. Proyecto: 2158602	
	MATERIAL: NOMBRE: _____ FIRMA: _____ FECHA: 02/12/2016	PESO: _____ N/D	Nombre: Sub-ensamble principal	
	DIBUJO: LINEAS: K	ESCALA: A1 1:2	REPRES:	Cod. de Dibujo: Sub-ensamble principal.idw
APROB.: _____ FABRICO: _____	Hoja No: 1 / 1	Rev: 1		



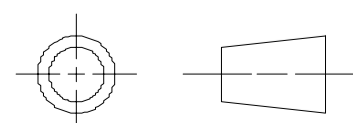
La información contenida en este documento es propiedad de la Universidad Santo Tomás y no puede ser reproducida parcial o totalmente sin su autorización.

		Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en MM [in] - Tolerancias: lineal: ± 0,1 angular: ± 1°		PROYECTO: Turbina Hidrocinética	
EMPRESA UNIVERSIDAD SANTO TOMAS FACULTAD INGENIERIA MECANICA		MATERIAL: Acero 1045 calibre 10 MASA: 0.29810 kg		CODIGO DE PROYECTO: 2158602	
DIBUJO Soporte del Gnerador		FIRMA Linares K.		NOMBRE: Kevin Arnaldo Linares Colmenares	
VERIF		FECHA 10/11/2018		CODIGO DE DIBUJO: Soporte Generador 1	
APROB		A3 1:1		REV: 1	
FABRICO		HOJA NO. 1 / 1		REV: 1	

SECTION A-A

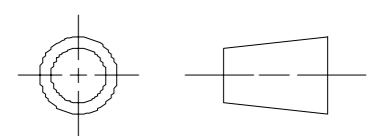
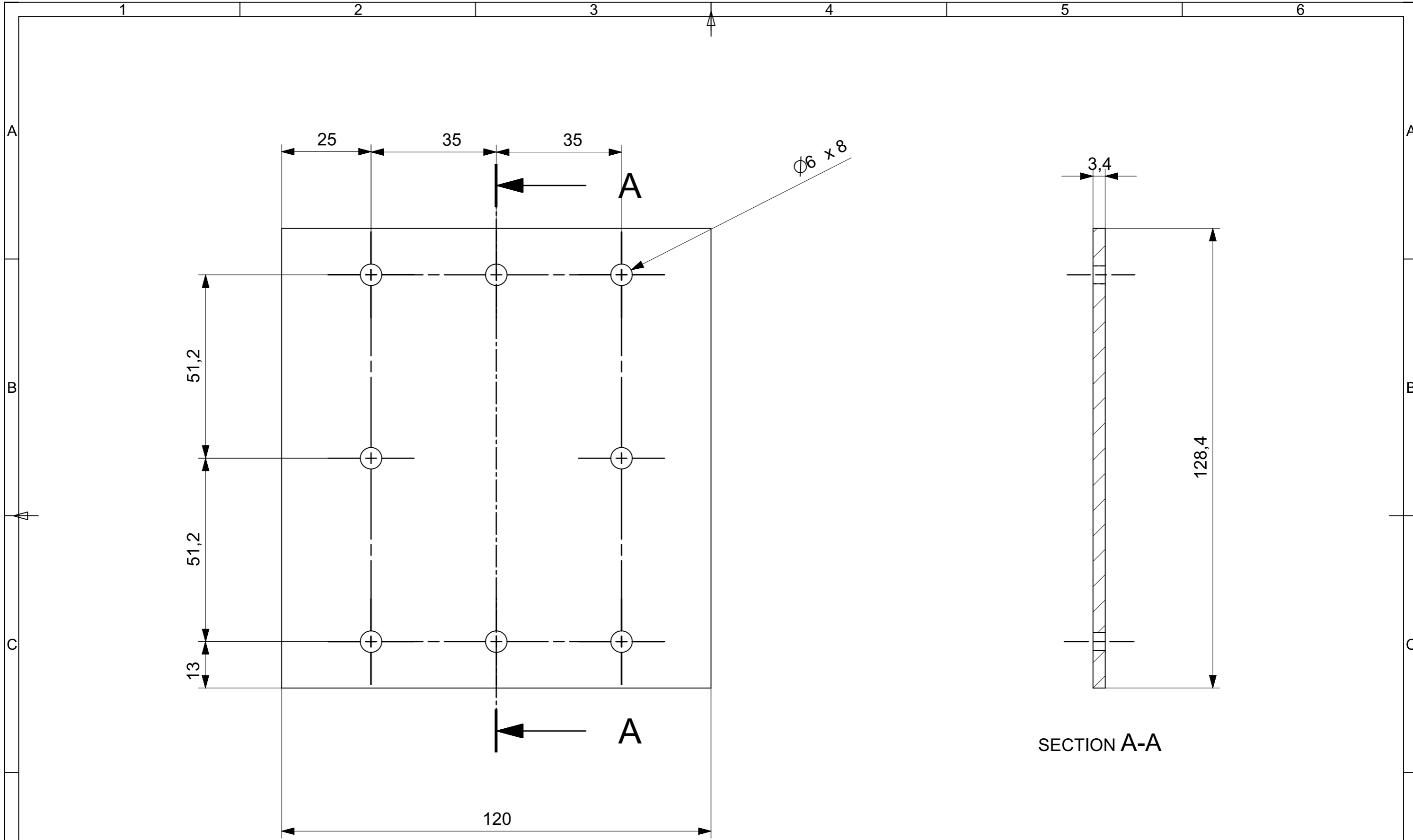


SECTION A-A



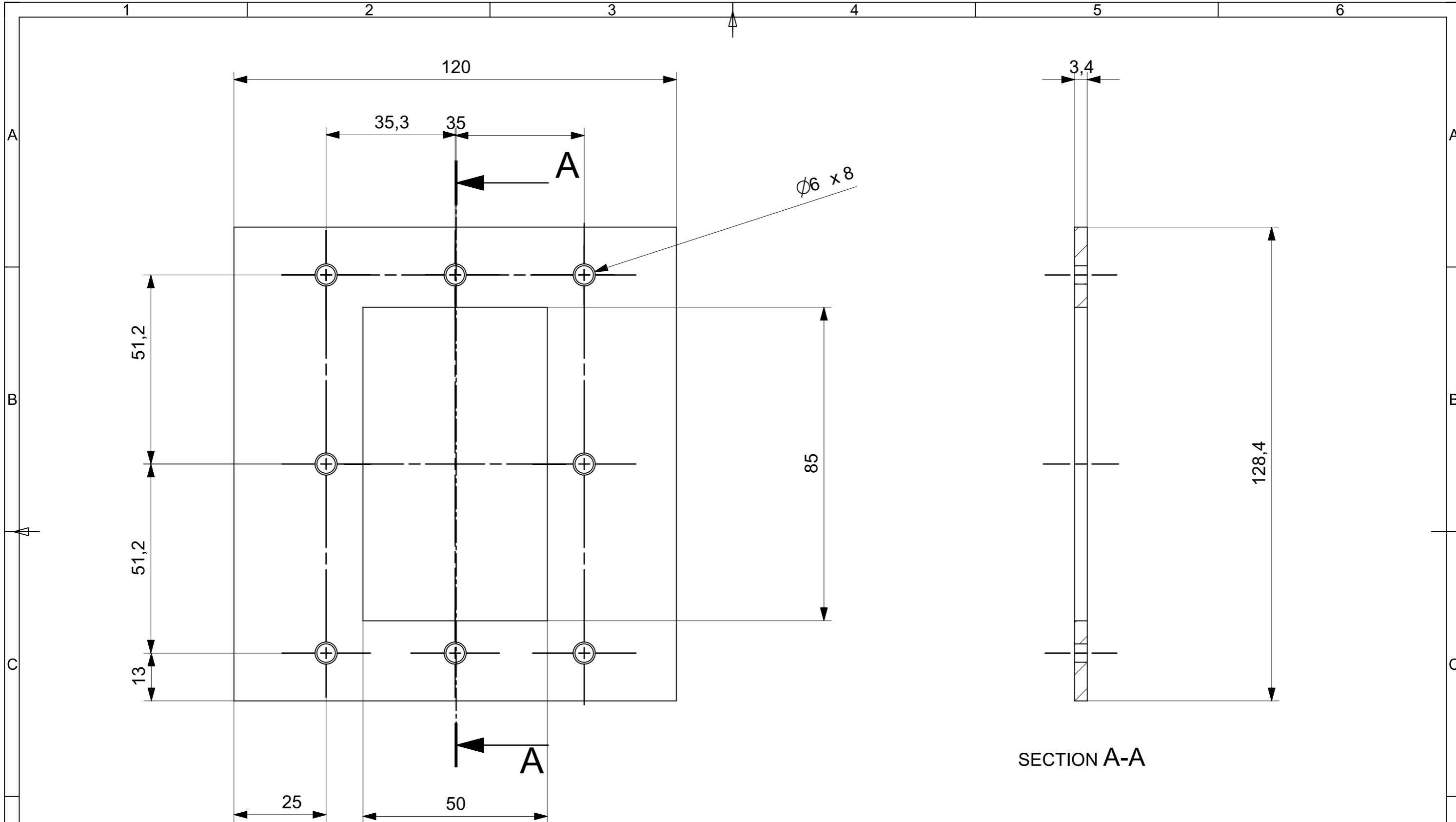
REV:

EMPRESA UNIVERSIDAD SANTO TOMAS FACULTAD INGENIERIA MECANICA				Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en MM [m] - Tolerancias: lineal: ±0,1 angular: 1°		PROYECTO: Turbina Hidroeléctrica	
DIBUJO: Placa de Superior VERIF: Linares K. APROB: FABRICO:				MATERIAL: Acero 1045 MASA: 2,5827 kg		CODIGO DE PROYECTO: 2158602	
NOMBRE: Placa de Andaje 2				NOMBRE: Kevin Arnaldo Linares Cárdenas		CODIGO DE DIBUJO:	
HOJA NO. 1 / 1				A1 1:1		1	

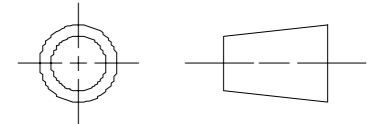


La información contenida en este documento es propiedad de la Universidad Santo Tomás y no puede ser reproducida parcial o totalmente sin su autorización

		Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en MM [in] - Tolerancias: lineal: $\pm 0,1$ angular: $\pm 1^\circ$		PROYECTO: Turbina Hidrocinética	
EMPRESA UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS FACULTAD INGENIERÍA MECÁNICA		MATERIAL: Acero AISI 304 calibre 10 MASA: 0.4144 kg		CODIGO DE PROYECTO: 2158602	
DIBUJO	Placa Lateral 2	FIRMA		FECHA	10/11/2018
VERIF	Linares K.				
APROB					
FABRICO					
		A3		1:1	
		HOJA NO. 1 / 1		REV: 1	
				NOMBRE: Kevin Arnaldo Linares Colmenares	
				CODIGO DE DIBUJO: Placa Lateral 22	

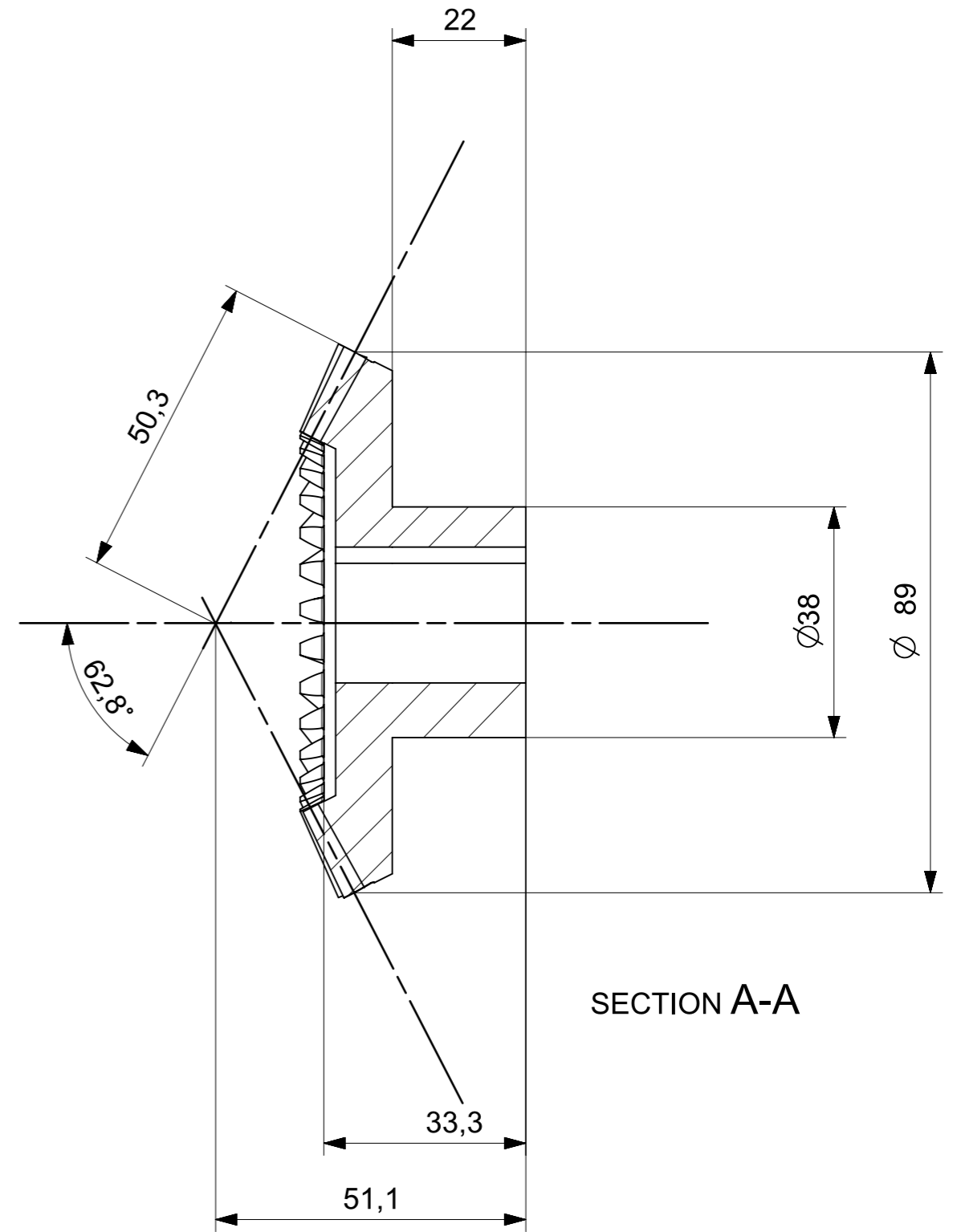
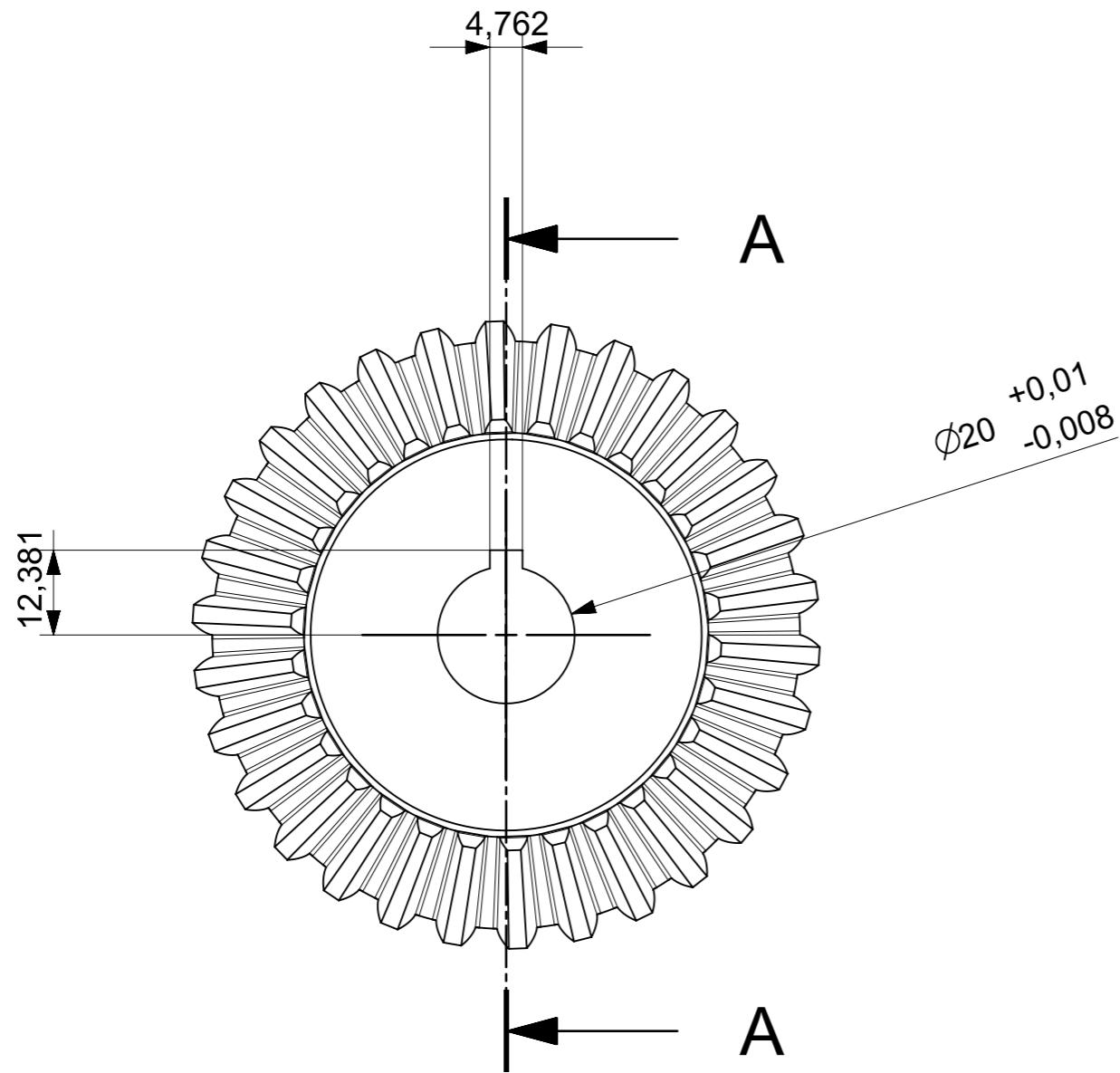


SECTION A-A

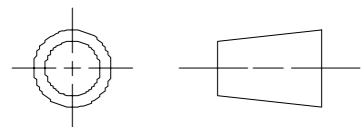


La información contenida en este documento es propiedad de la Universidad Santo Tomás y no puede ser reproducida parcial o totalmente sin su autorización

EMPRESA		UNIVERSIDAD SANTO TOMAS		Si no se indica lo contrario:		PROYECTO:	
FACULTAD INGENIERIA MECANICA				- Las cotas se expresan en MM [in]		Turbina Hidrocinética	
				- Tolerancias:		CODIGO DE PROYECTO:	
				lineal: ± 0,1		2158602	
				angular: ± 1°		NOMBRE:	
DIBUJO		Placa de Anclaje		MATERIAL: Acero AISI 304 calibre 10		Kevin Arnaldo Linares Colmenares	
VERIF		Linares K.		MASA: 0.291 kg		CODIGO DE DIBUJO:	
APROB				A3 1:1		Placa de Anclaje 11	
FABRICO				HOJA NO. 1 / 1		REV: 1	

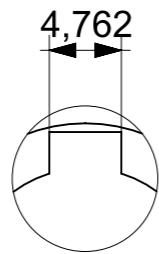


Datos de corte	
Modulo	3
Dia Primitivo	89
Angulo de presión	20°
Número de dientes	30

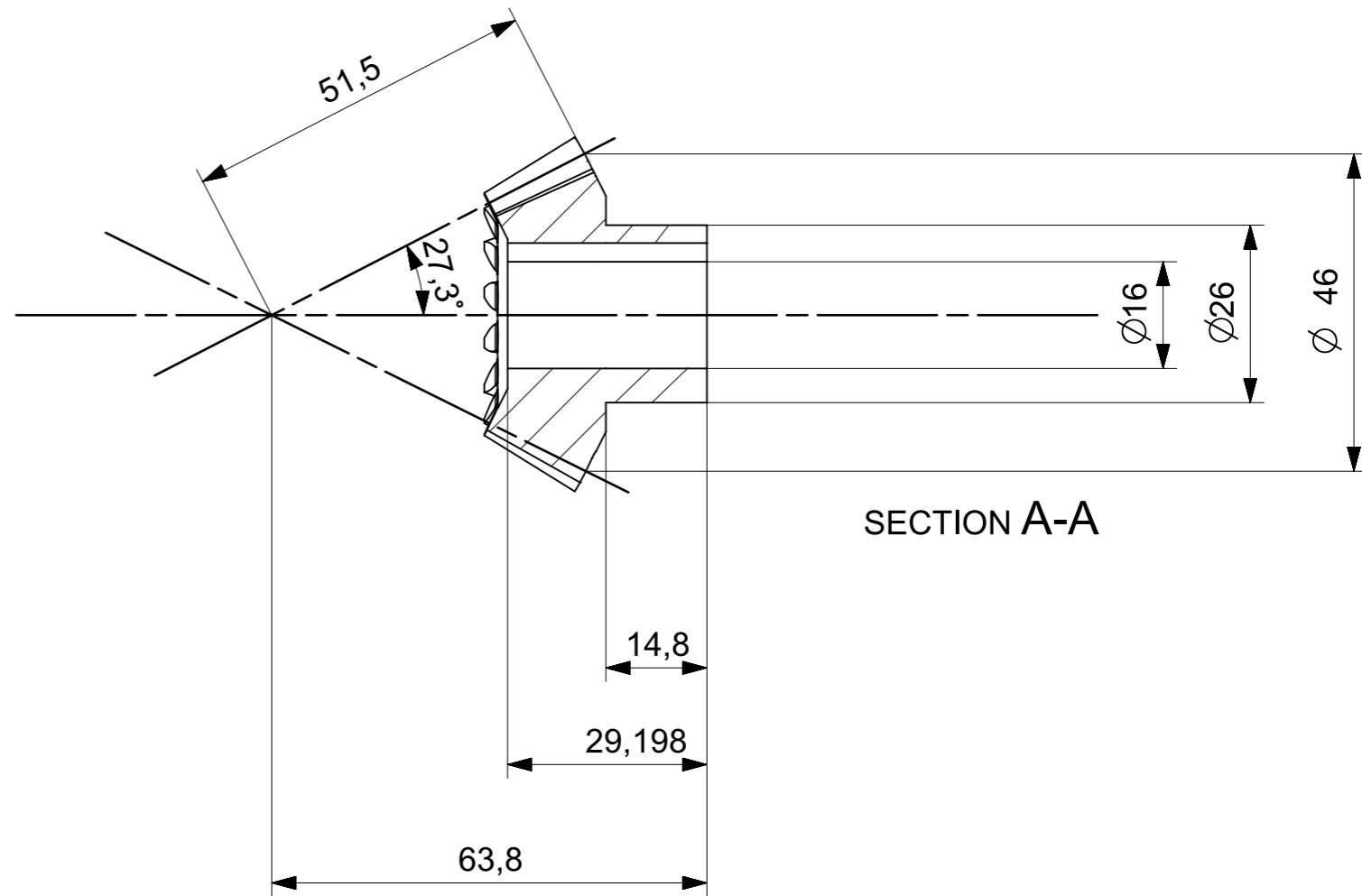
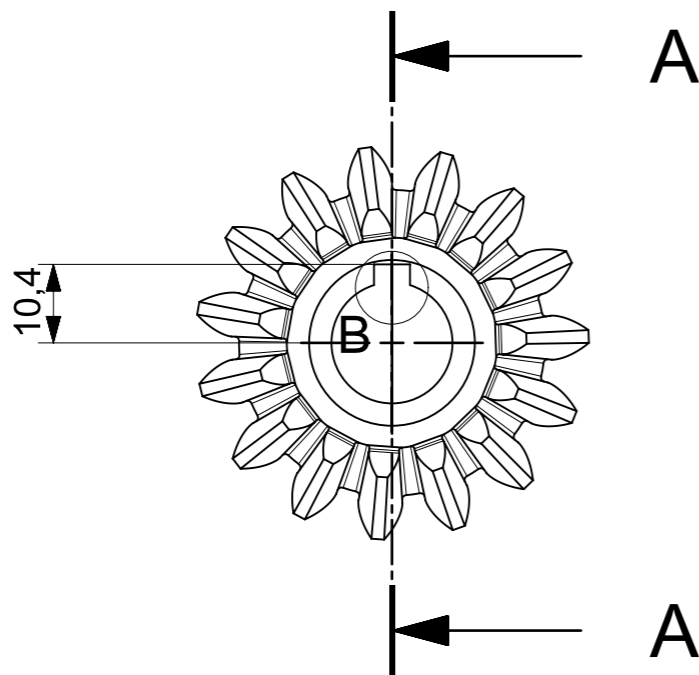


La información contenida en este documento es propiedad de la Universidad Santo Tomás y no puede ser reproducida, parcial o totalmente, sin su autorización.

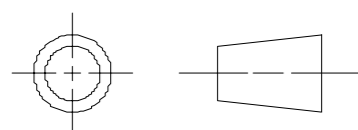
EMPRESA		UNIVERSIDAD SANTO TOMAS		Si no se indica lo contrario:		PROYECTO:	
DIBUJO		FACULTAD INGENIERIA MECANICA		- Las cotas se expresan en MM [in]		Turbina Hidrocinetica	
VERIF		FIRMA		- Tolerancias:		CODIGO DE PROYECTO:	
APROB		FECHA		lineal: $\pm 0,1$		2158602	
FABRICO		MATERIAL: AISI 4340		angular: $\pm 1^\circ$		NOMBRE:	
		10/11/2018		MASA: 0,0745 kg		Kevin Arnaldo Linares Colmenares	
		A3 1:1		HOJA NO. 1 / 1		CODIGO DE DIBUJO:	
		REV:				Piñon Conductor	




DETAIL B
SCALE 2:1

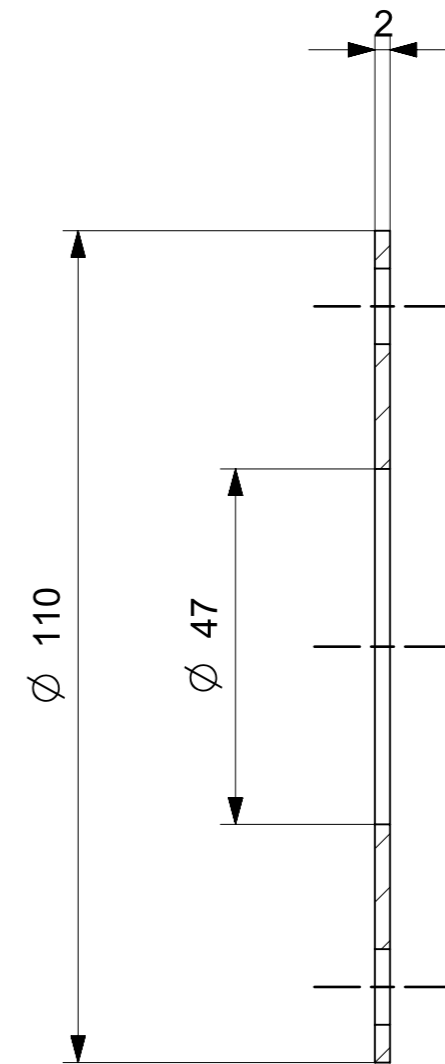
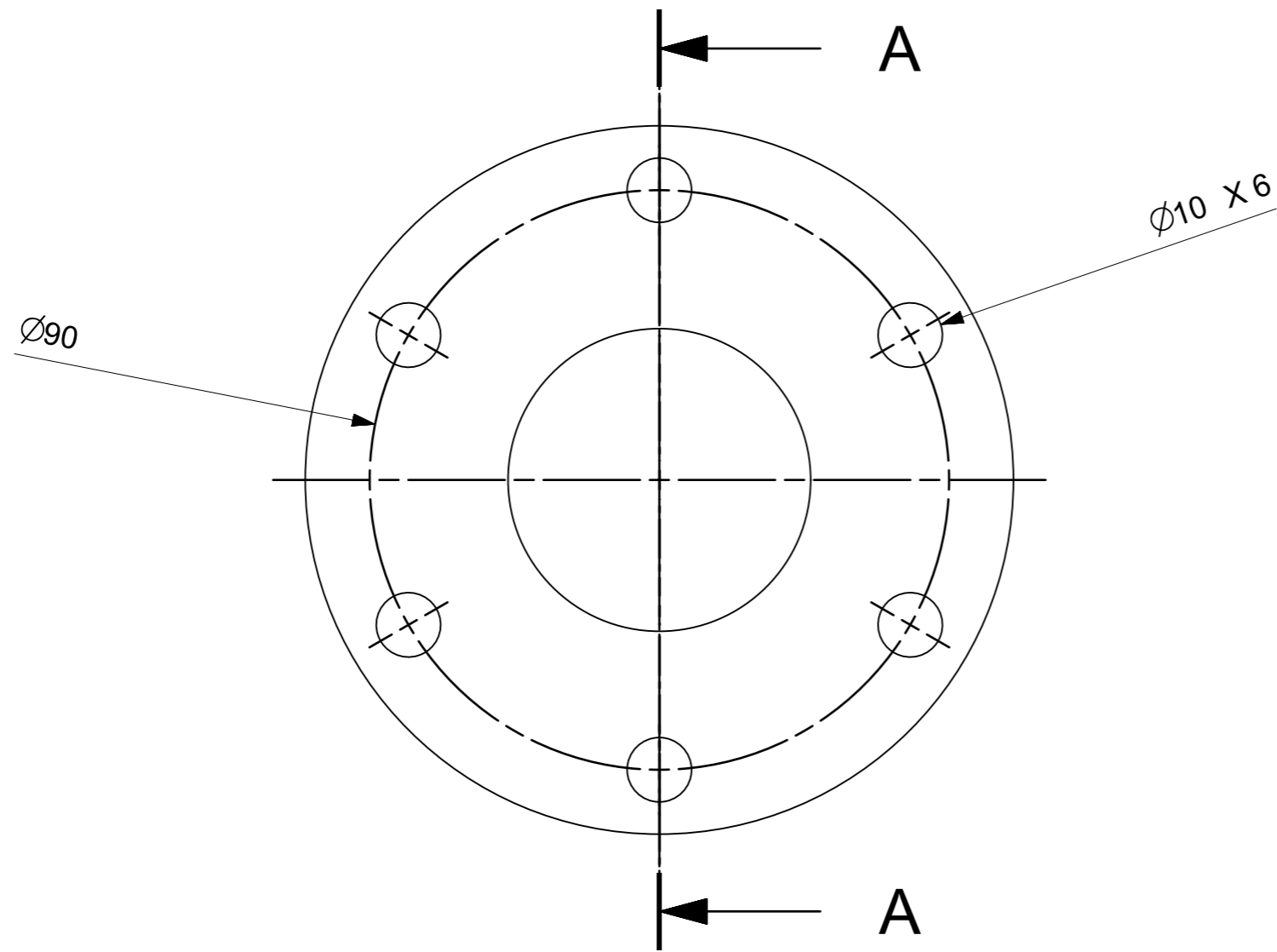


Datos de corte	
Modulo	3
Dia Primitivo	46
Ancho de cara	33.54
Número de dientes	15

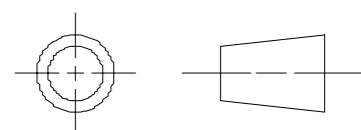


La información contenida en este documento es propiedad de la Universidad Santo Tomás y no puede ser reproducida, parcial o totalmente, sin su autorización.


 UNIVERSIDAD SANTO TOMAS FACULTAD INGENIERÍA MECÁNICA		Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en MM [in] - Tolerancias: lineal: ± 0.1 angular: $\pm 1^\circ$	PROYECTO: Turbina Hidrocinética
DIBUJO: Piñon Conducido VERIF: Linares K. APROB: FABRICO:		MATERIAL: AISI 4340 MASA: 0.0220 kg A3 1:1 HOJA NO. 1 / 1 REV: 1	CODIGO DE PROYECTO: 2158602 NOMBRE: Kevin Arnaldo Linares Colmenares CODIGO DE DIBUJO: Piñon Conducido

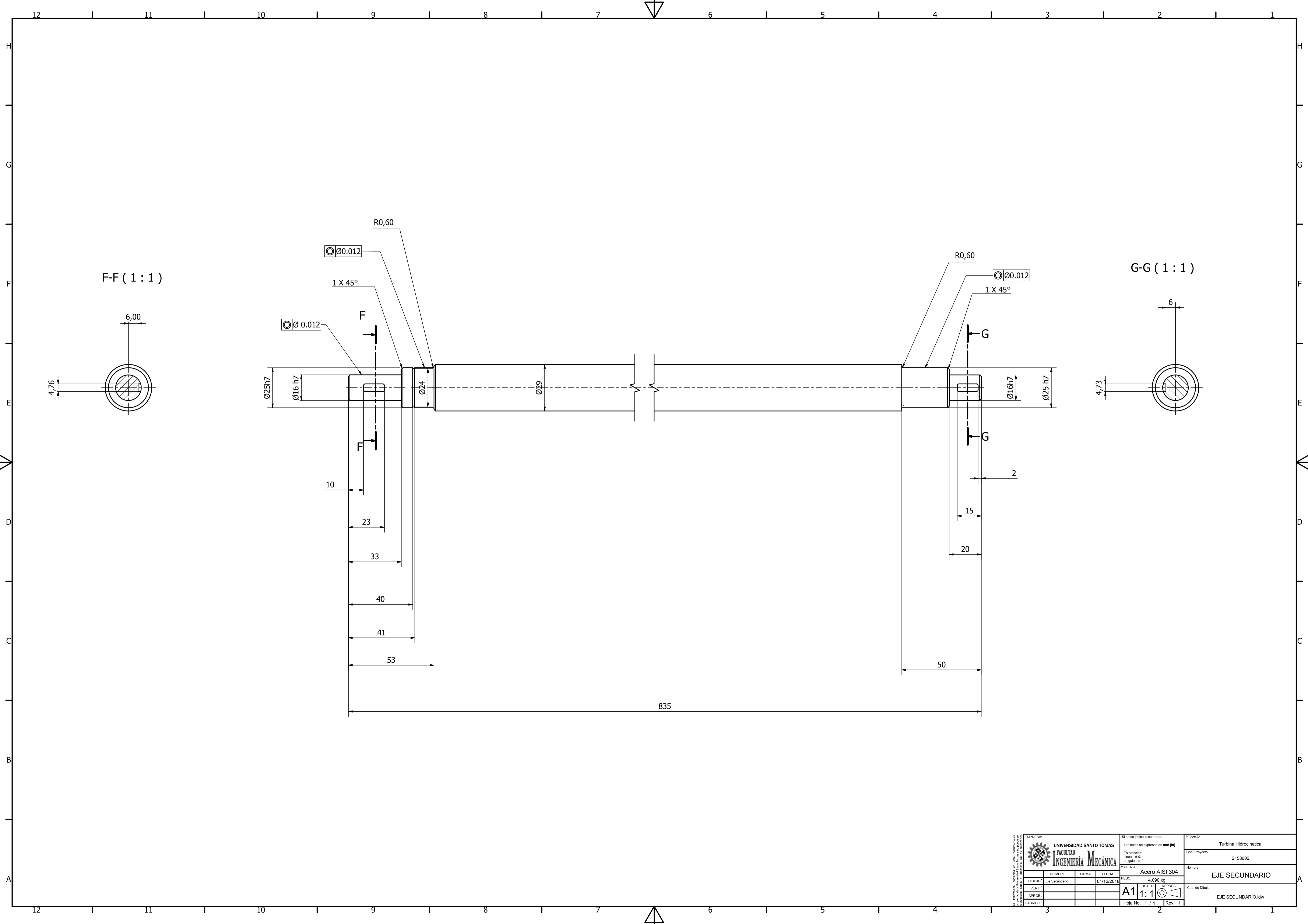


SECTION A-A




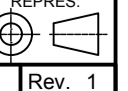
La información contenida en este documento es propiedad de la Universidad Santo Tomás y no puede ser reproducida parcial o totalmente sin su autorización

 UNIVERSIDAD SANTO TOMAS FACULTAD INGENIERÍA MECÁNICA		Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en MM [in] - Tolerancias: lineal: ±0,1 angular: ±1°	PROYECTO: Turbina Hidrocinética
DIBUJO: Empaque de Neopreno VERIF: Linares K. APROB: FABRICO:		MATERIAL: Neopreno MASA: A3 1:1	CODIGO DE PROYECTO: 2158602 NOMBRE: Kevin Arnaldo Linares Colmenares CODIGO DE DIBUJO: EMPAQUE DE NEO
		HOJA NO. 1 / 1 REV: 1	

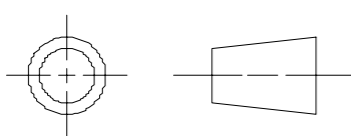
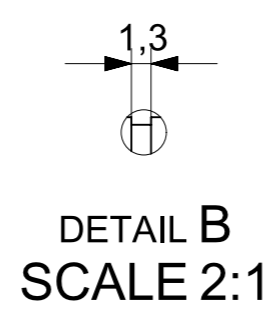
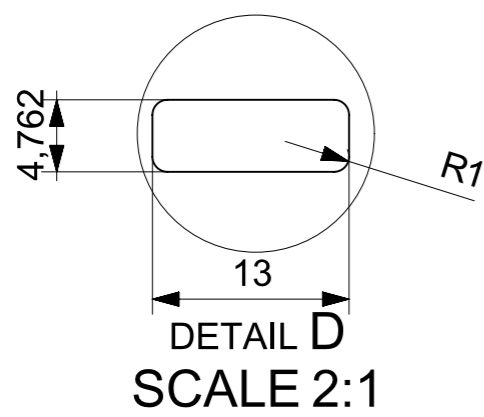
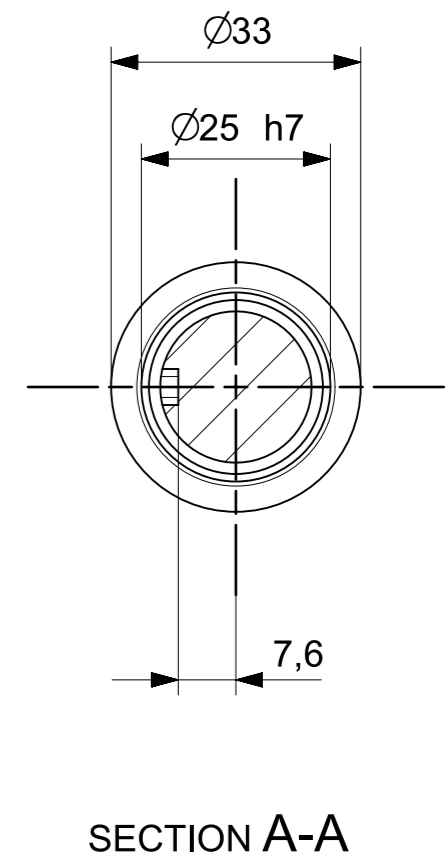
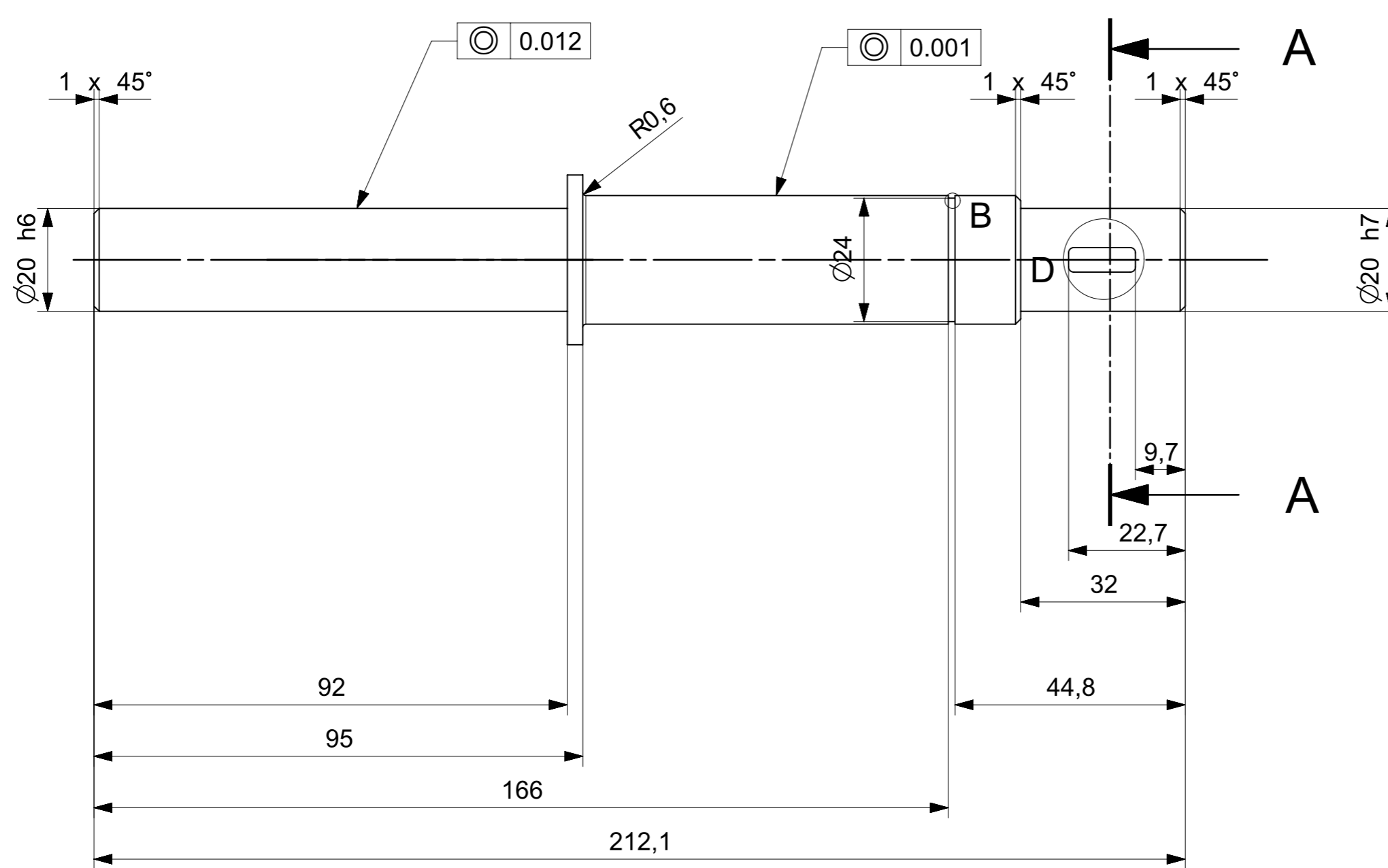


F-F (1 : 1)


G-G (1 : 1)

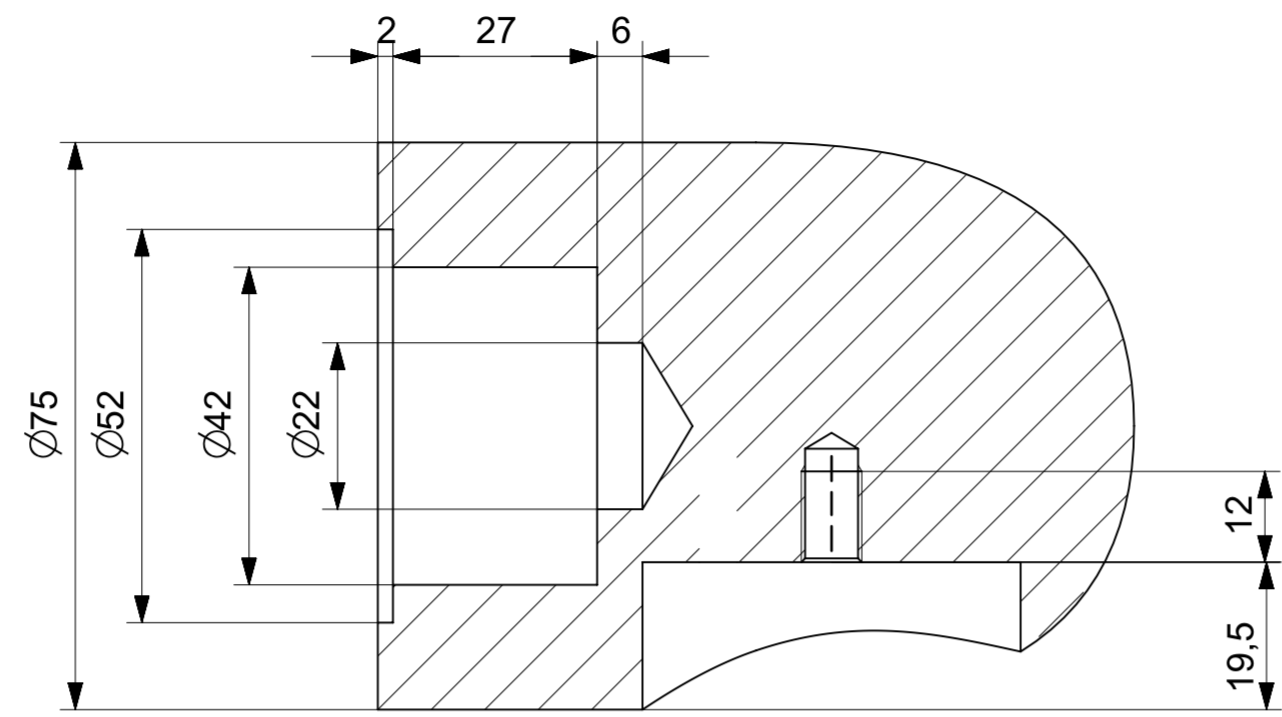
<small>EMPRESA:</small>  UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS FACULTAD INGENIERÍA MECÁNICA	<small>Si no se indica lo contrario:</small> - Las cotas se expresan en mm [m]			<small>Proyecto:</small> Turbina Hidrocinética
	<small>- Tolerancias: lineal: ± 0,1 angular: ± 1°</small>			<small>Cod. Proyecto:</small> 2158602
	<small>MATERIAL:</small> Acero AISI 304			<small>Nombre:</small> EJE SECUNDARIO
	<small>DIBUJO:</small> Eje Secundario	<small>FIRMA:</small> _____	<small>FECHA:</small> 01/12/2016	<small>PESO:</small> 4,090 kg
	<small>VENF:</small> _____	<small>APROB:</small> _____	<small>ESCALA:</small> A1 1:1	<small>REPRES:</small> 
<small>FABRICO:</small> _____	<small>Hoja No. 1 / 1</small>		<small>Rev. 1</small>	

Cod. de Dibujo
EJE SECUNDARIO idw

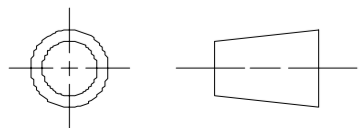
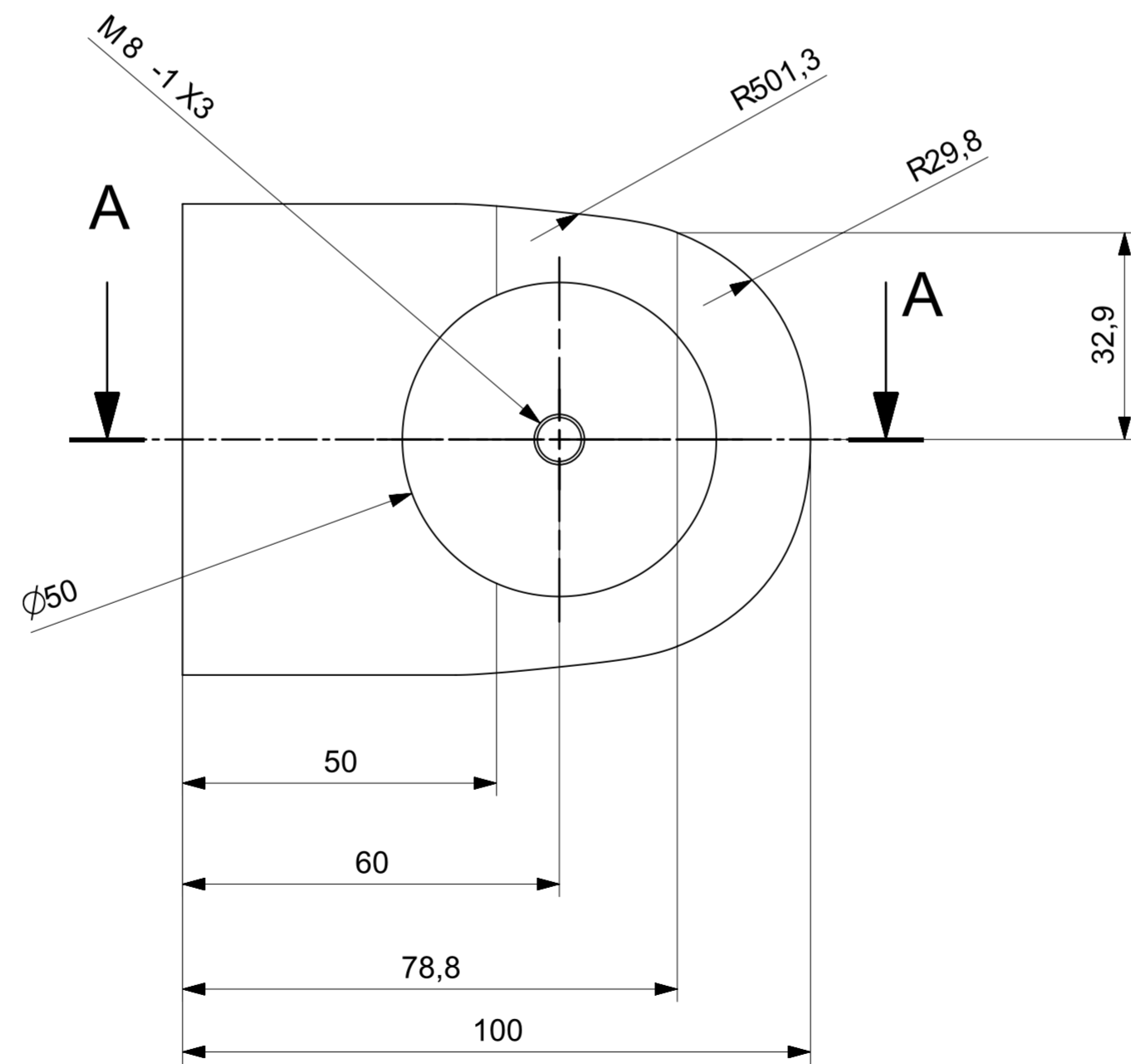


La información contenida en este documento es propiedad de la Universidad Santo Tomás y no puede ser reproducida parcial o totalmente sin su autorización

EMPRESA  UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS FACULTAD INGENIERÍA MECÁNICA			Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en MM [in] - Tolerancias: lineal: ±0.1 angular: ±1°	PROYECTO: Turbina Hidrocinética
DIBUJO Eje principal VERIF Linares K APROB FABRICO			MATERIAL: Acero AISI 304 MASA: 0.6566 Kg A3 1:1 HOJA NO. 1 / 1 REV: 1	CODIGO DE PROYECTO: 2158602 NOMBRE: Kevin Arnaldo Linares Colmenares CODIGO DE DIBUJO: Eje principal



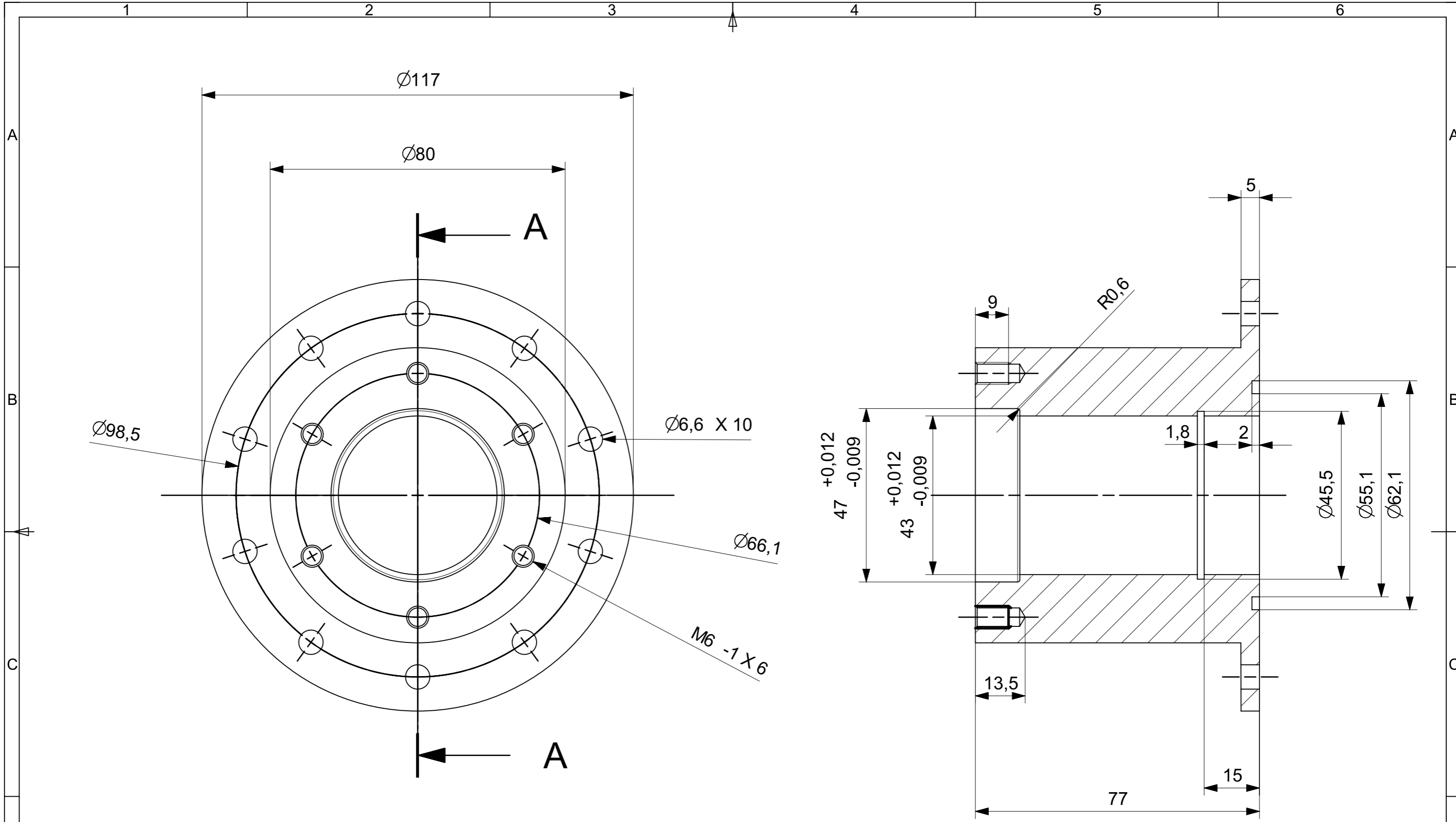
SECTION A-A



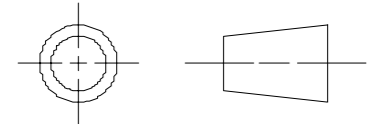
La información contenida en este documento es propiedad de la Universidad Santo Tomás y no puede ser reproducida parcial o totalmente sin su autorización.

EMPRESA		UNIVERSIDAD SANTO TOMAS		Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en MM [in] - Tolerancias: lineal: ± 0,1 angular: ± 1°		PROYECTO: Turbina Hidrocinética	
FACULTAD		INGENIERIA MECANICA		MATERIAL: Acero AISI 304		CODIGO DE PROYECTO: 2158602	
DIBUJO		Cubo		FECHA: 11/11/2018		MASA: 0,29810 kg	
VERIF		Linares K.		A2 1:1		NOMBRE: Kevin Arnaldo Linares Colmenares	
APROB				HOJA NO. 1 / 1		CODIGO DE DIBUJO: Cubo	
FABRICO						1	

REV:



SECTION A-A

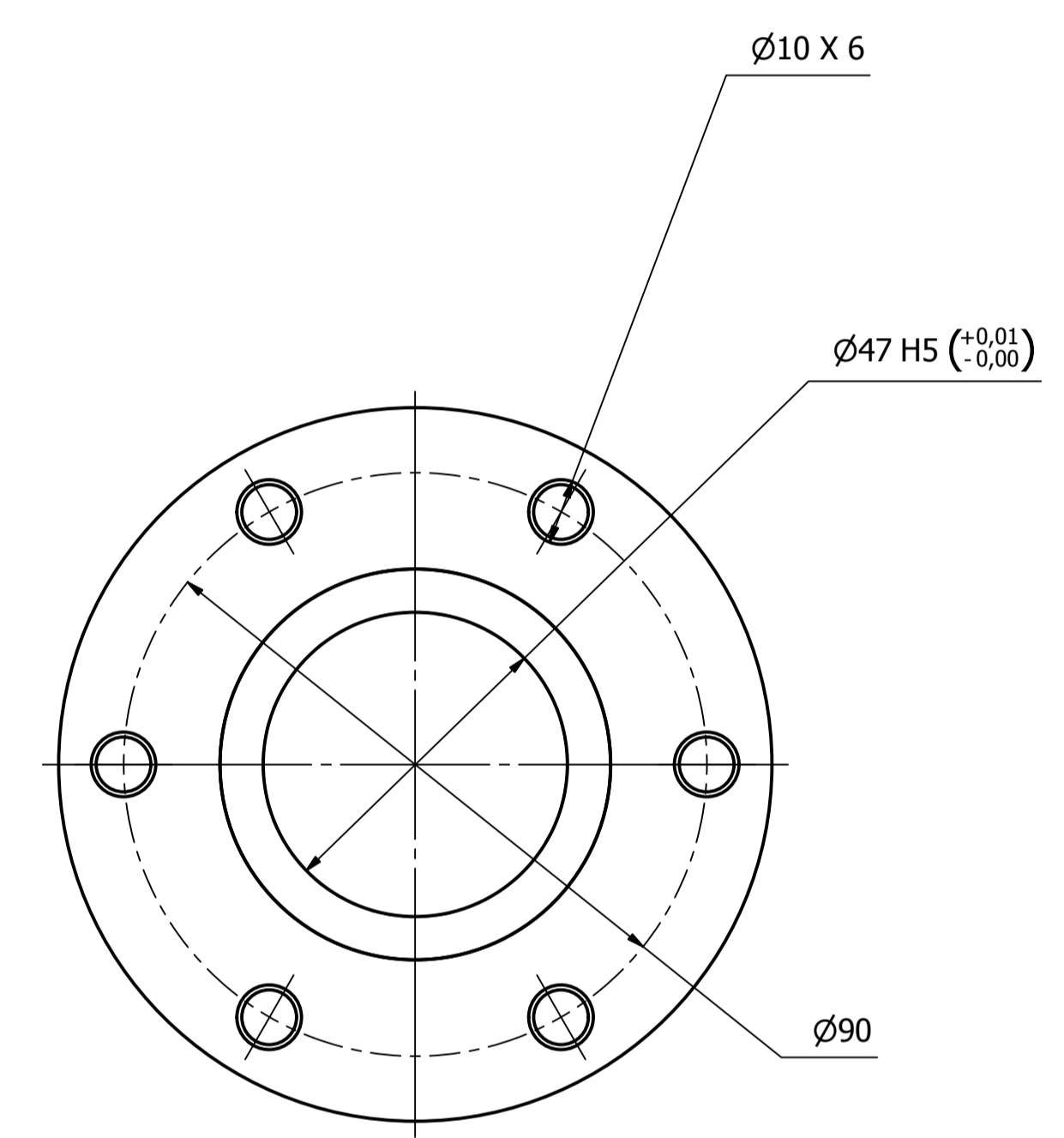
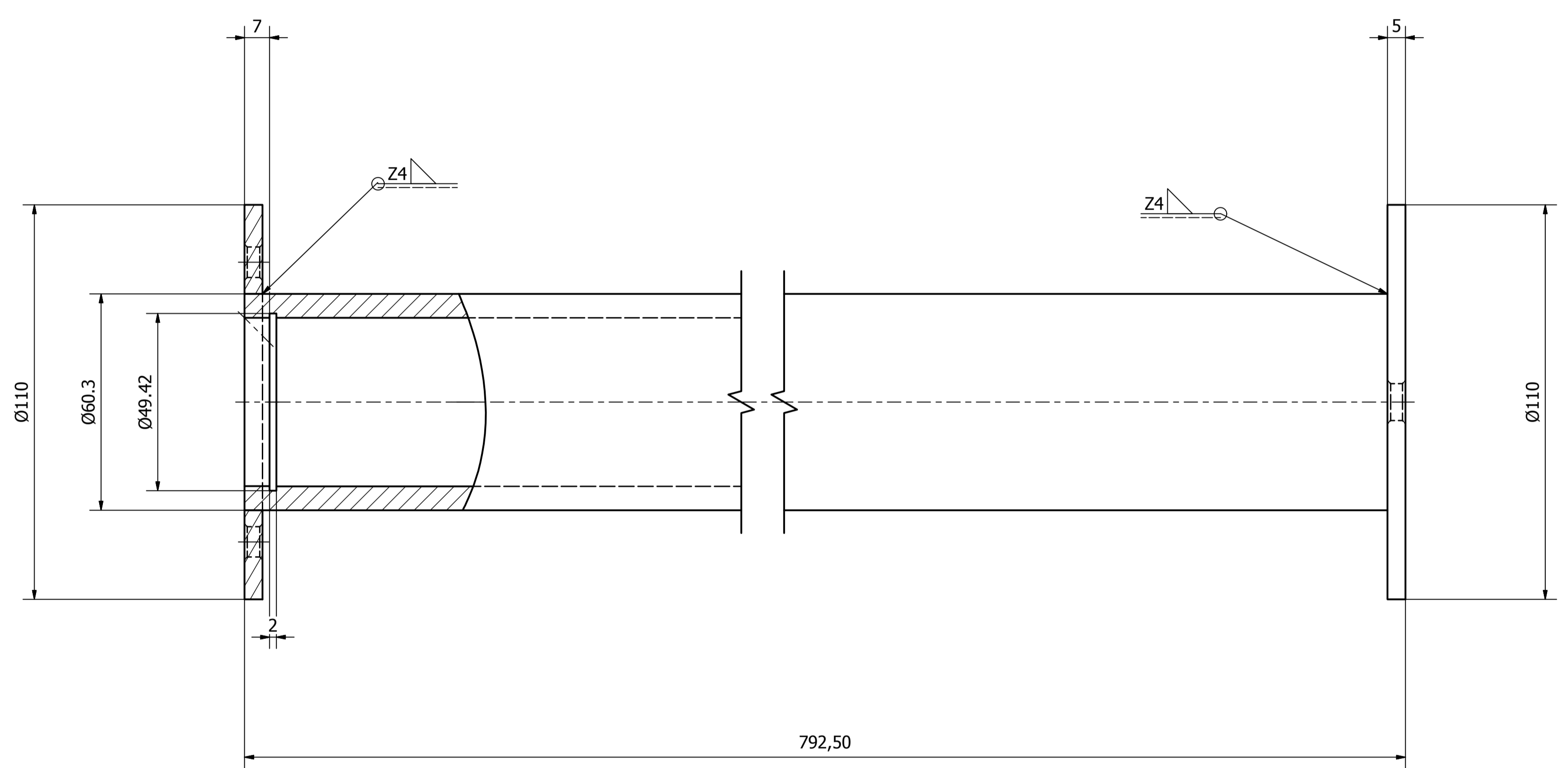
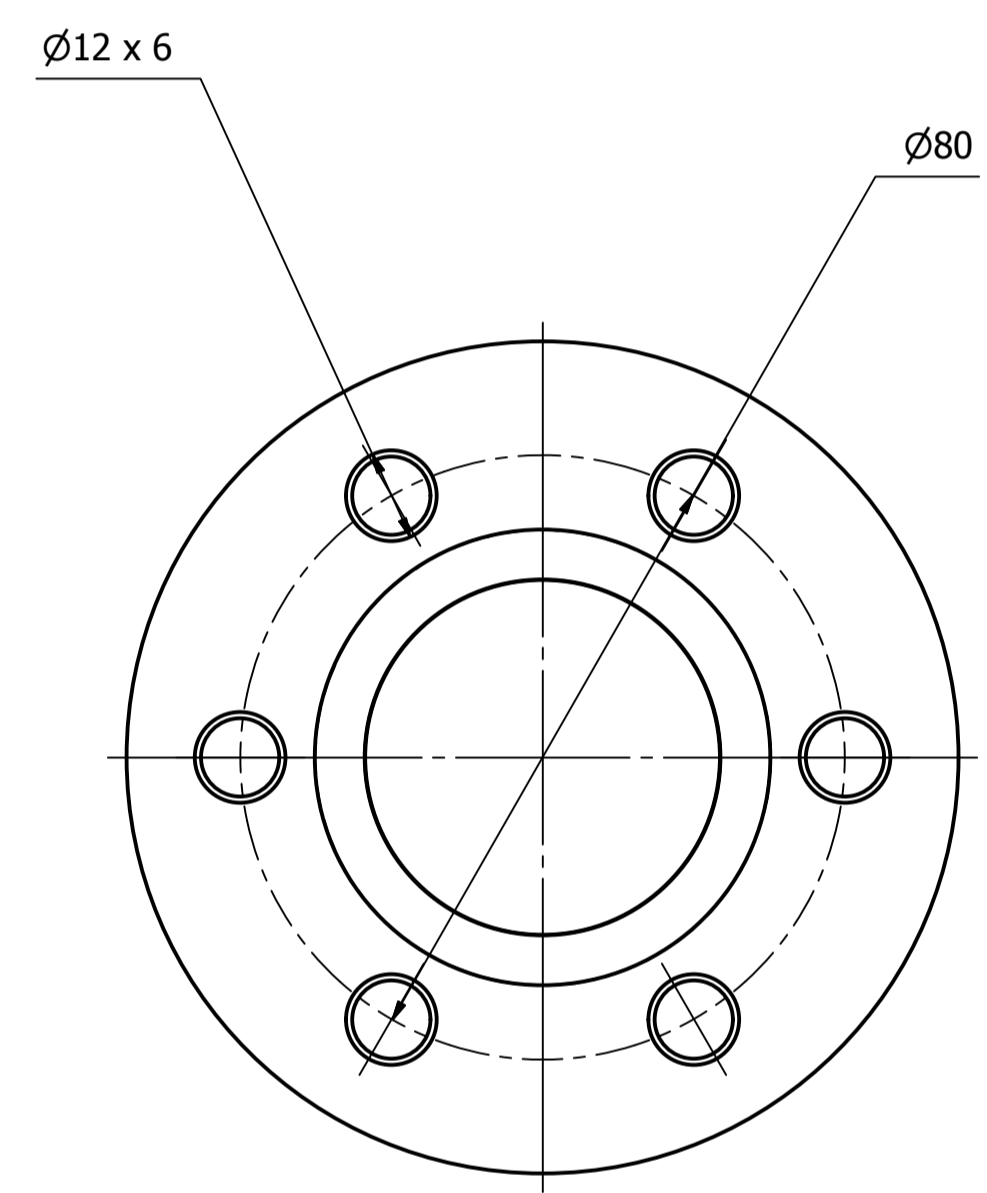


La información contenida en este documento es propiedad de la Universidad Santo Tomás y no puede ser reproducida, parcial o totalmente, sin su autorización.

		Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en MM [in] - Tolerancias: lineal: ±0.1 angular: ±1°		PROYECTO: Turbina Hidrocinética	
EMPRESA: UNIVERSIDAD SANTO TOMAS FACULTAD INGENIERIA MECANICA		MATERIAL: Acero AISI 304 MASA: 2.3458 kg		CODIGO DE PROYECTO: 2158602	
DIBUJO	Carcasa Eje Principal	FIRMA	FECHA	NOMBRE: Kevin Arnaldo Linares Colmenares	
VERIF	Linares K			CODIGO DE DIBUJO: Carcasa Eje Principal	
APROB					
FABRICO				HOJA NO. 1 / 1 REV: 1	

12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

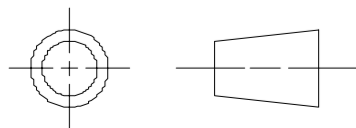
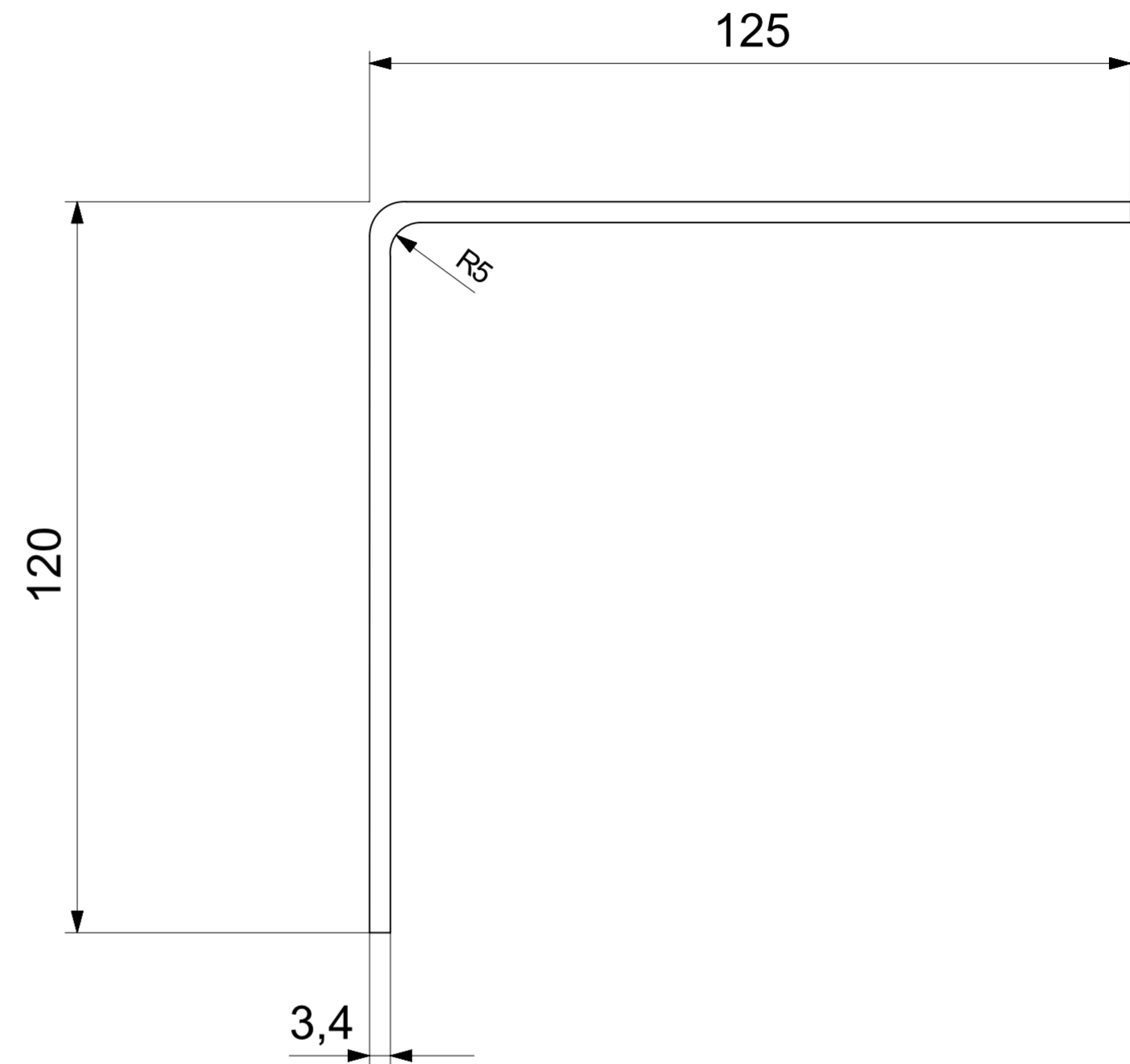
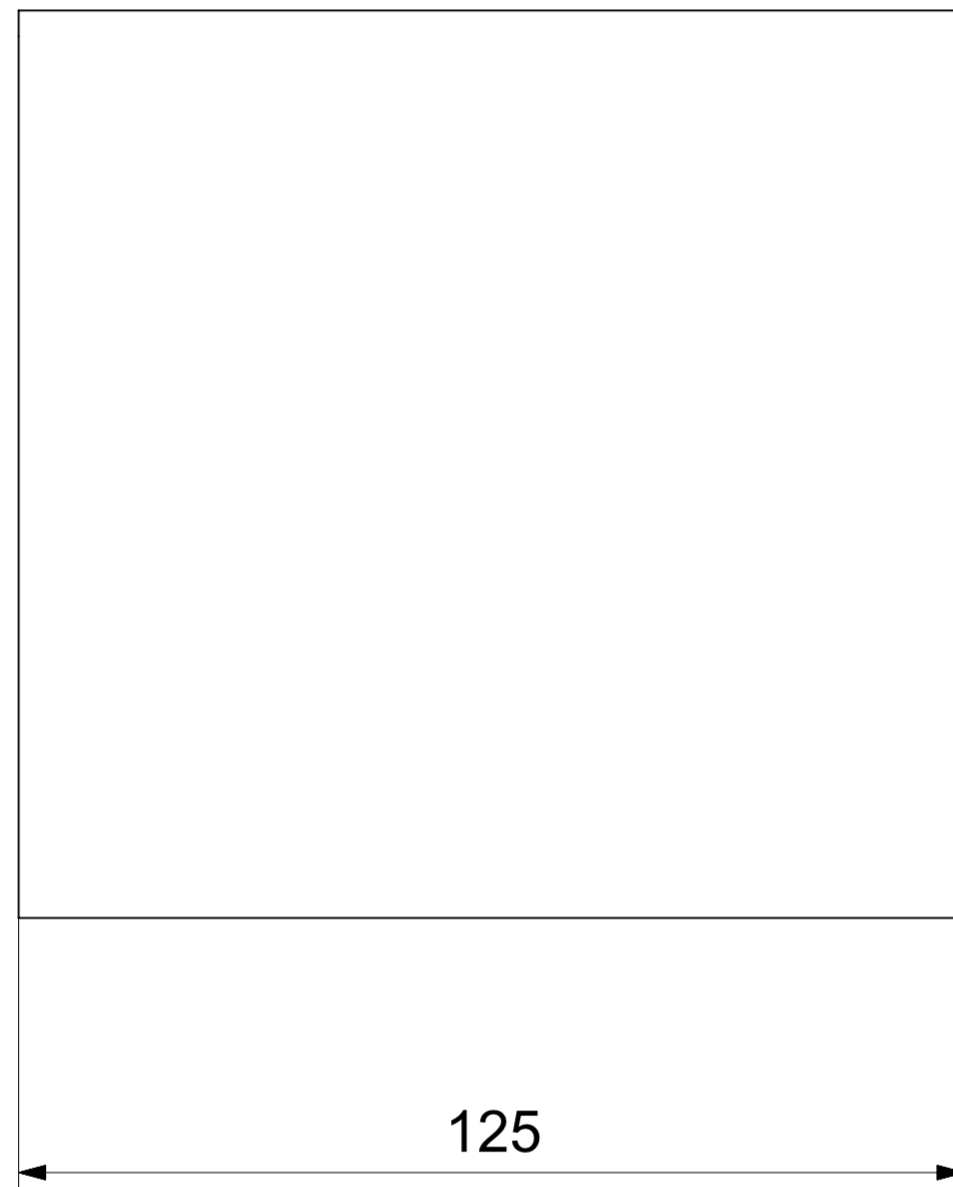
H
G
F
E
D
C
B
A



12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

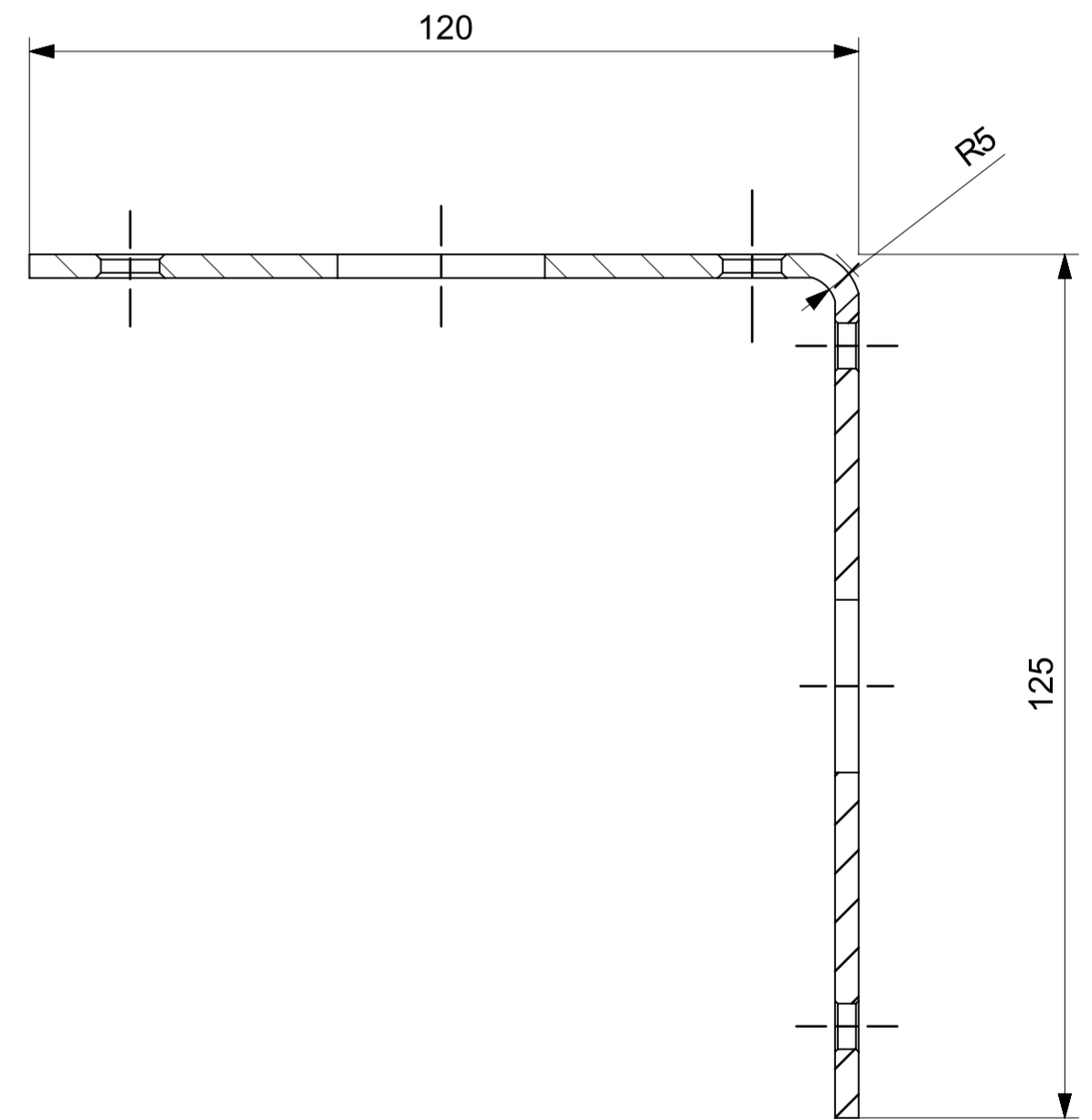
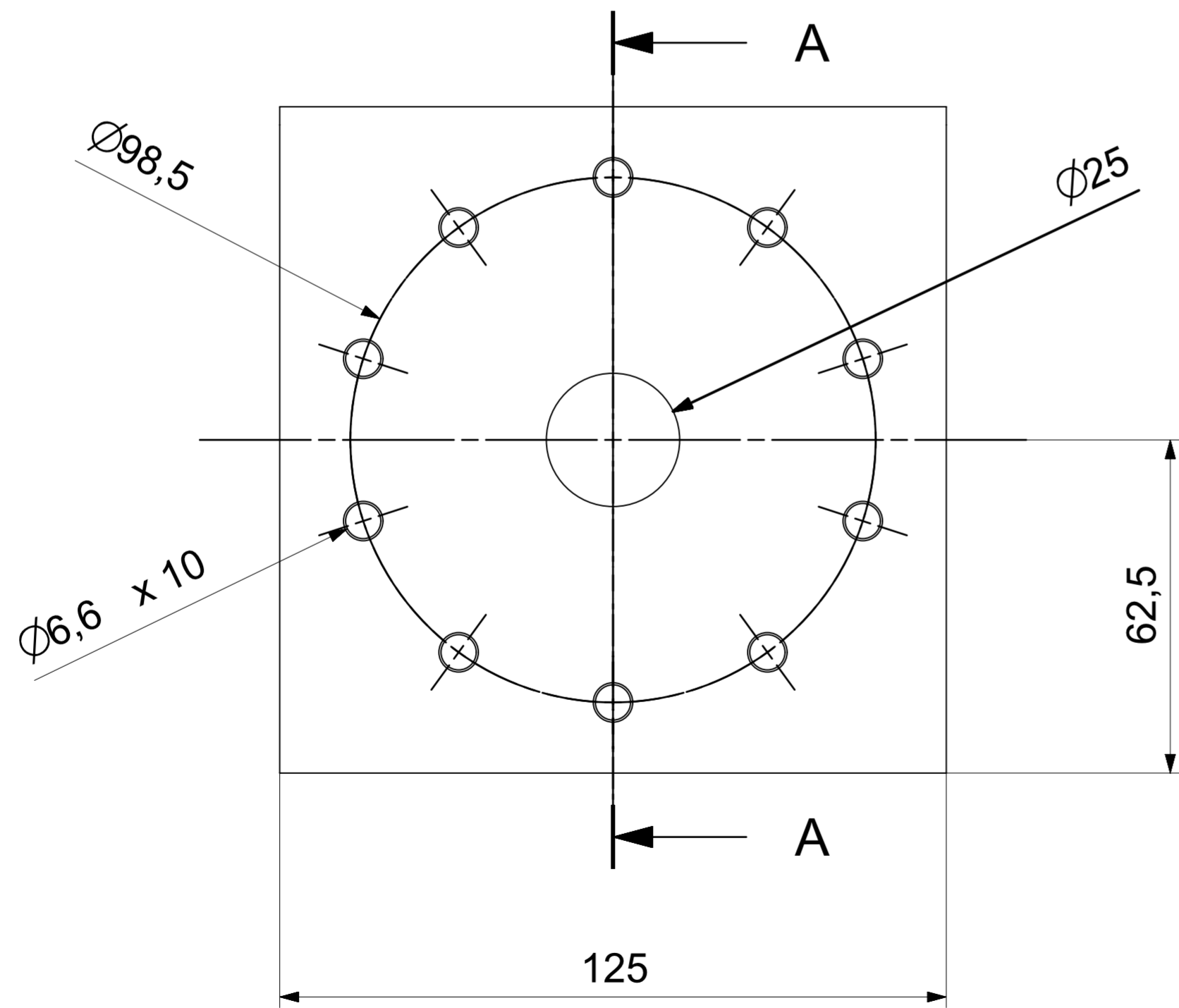
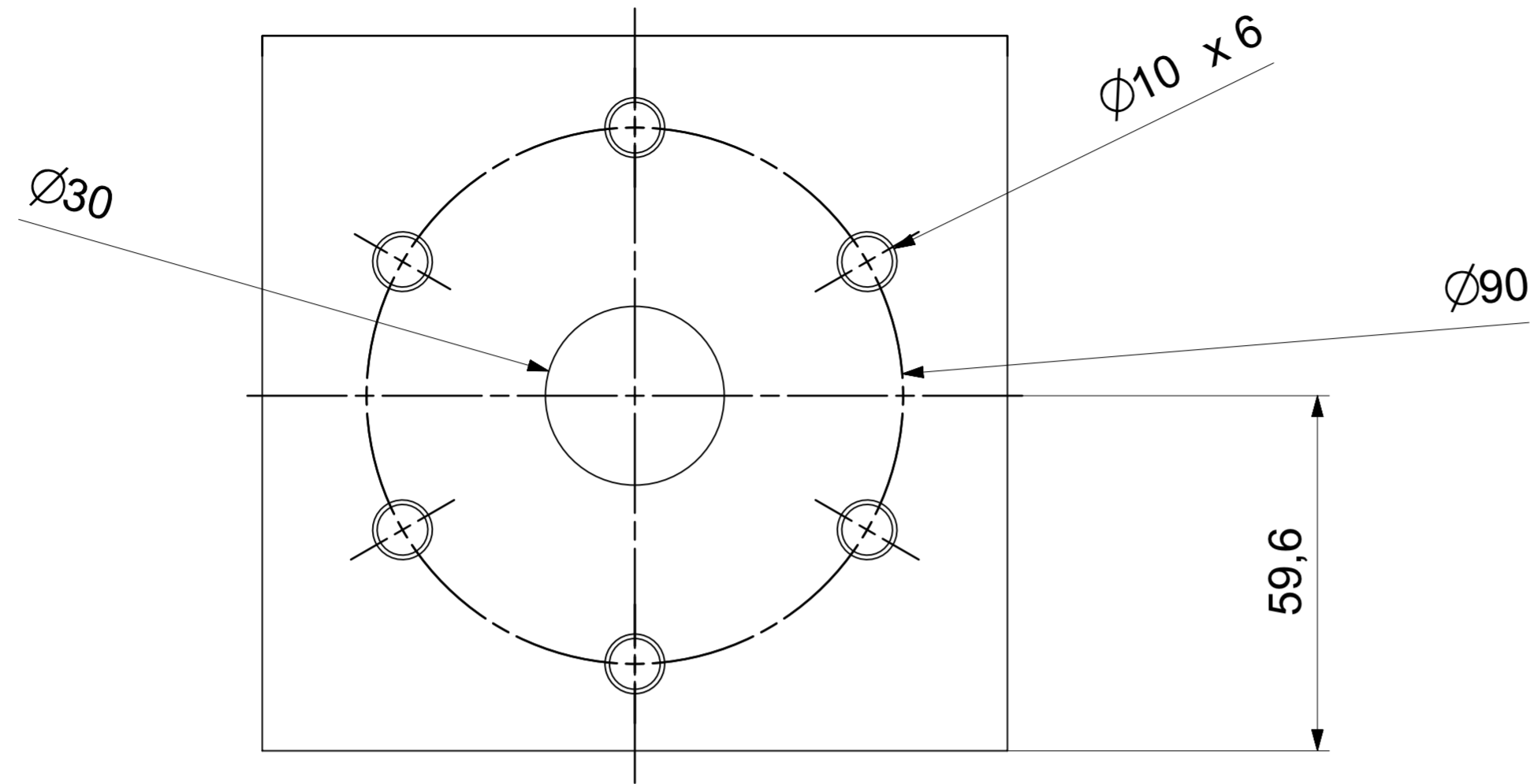
EMPRESA: UNIVERSIDAD SANTO TOMAS FACULTAD INGENIERIA MECÁNICA	Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en mm [in]			Proyecto: Turbina Hidrocinética
	- Tolerancias: lineal: ±0,1 angular: ±1°			Cod. Proyecto: Carcasa eje conducido
	MATERIAL: Acero inoxidable			Nombre: 10
	DIBUJO: LINEAS: K	FIRMA: [Signature]	FECHA: 28/11/2018	PESO: 7,470 kg
	APROB.: [Signature]	ESCALA: A1 1:1	REPRESENTACION: 	Cod. de Dibujo: Carcasa eje conducido.idw
FABRICO: [Signature]	Hoja No. 1 / 1	Rev. 1		

H
G
F
E
D
C
B
A



La información contenida en este documento es propiedad de la Universidad Santo Tomás y no puede ser reproducida parcial o totalmente sin su autorización.

EMPRESA UNIVERSIDAD SANTO TOMAS FACULTAD INGENIERIA MECANICA				Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en MM [in] - Tolerancias: lineal: ±0.1 angular: ±1°		PROYECTO: Turbina Hidrocinetica	
				CODIGO DE PROYECTO: 2158602		NOMBRE: Kevin Arnaldo Linares Colmenares	
MATERIAL: Acero AISI 304		MASA: 0.8159 kg		CODIGO DE DIBUJO: Caja de Engranajes SUn			
DIBUJO: Caja de Engranajes Sec 2		FIRMA:		FECHA: 10/11/2018		HOJA NO. 1 / 1	
VERIF:		APROB:		A2 1:1		REV: 1	
FABRICO:							

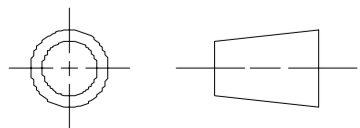


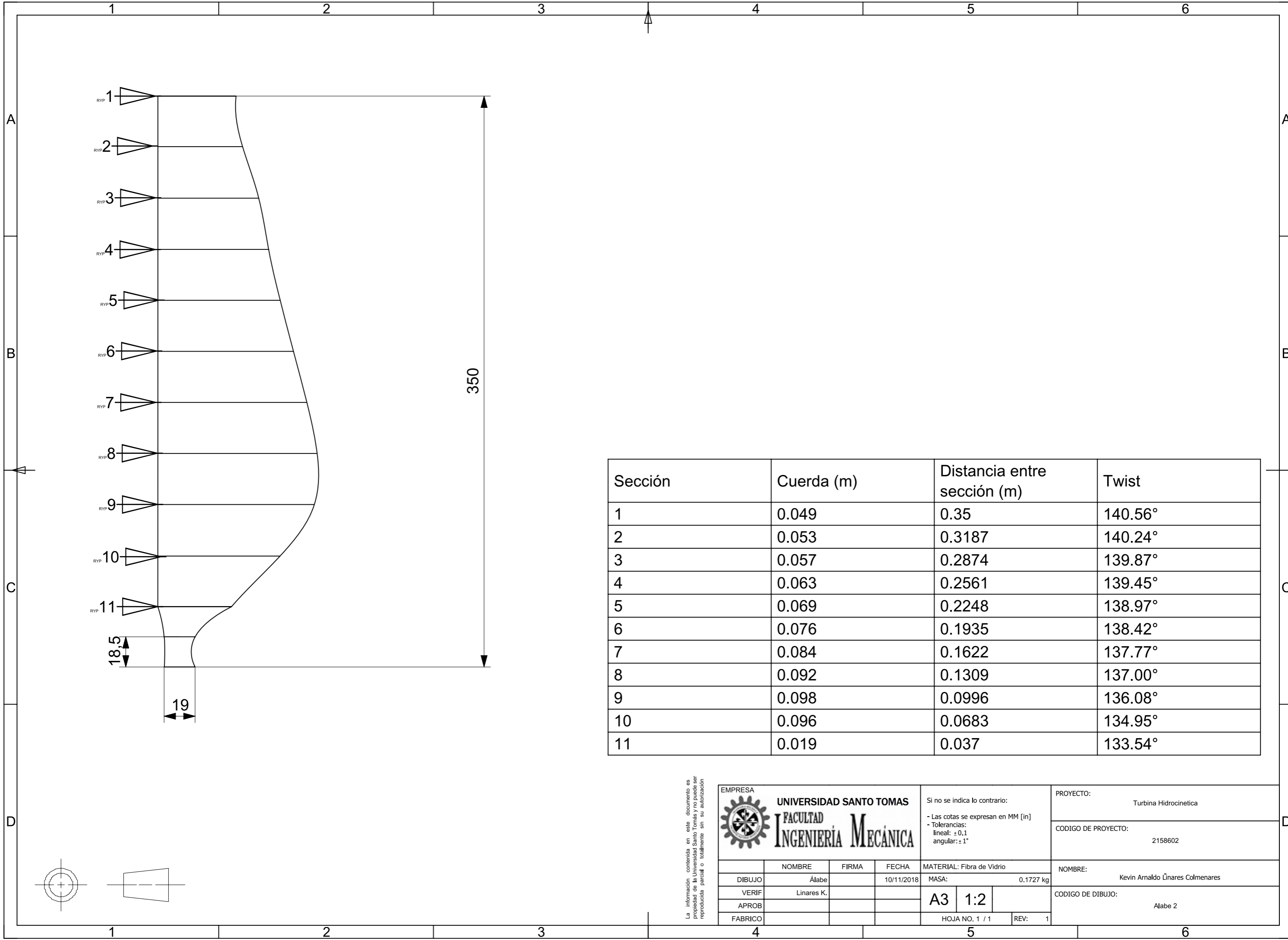
SECTION A-A

Si no se indica lo contrario:
 - Las cotas se expresan en MM [in]
 - Tolerancias:
 lineal: $\pm 0,1$
 angular: $\pm 1^\circ$

La información contenida en este documento es propiedad de la Universidad Santo Tomás y no puede ser reproducida parcial o totalmente sin su autorización


EMPRESA				UNIVERSIDAD SANTO TOMAS		PROYECTO:	
FACULTAD				INGENIERIA MECANICA		Turbina Hidrocinetica	
DIBUJO				Caja de Engranajes		CODIGO DE PROYECTO:	
VERIF				APROB		2158602	
FABRICO				MATERIAL: Acero AISI 304		NOMBRE:	
REVISIONES				FECHA: 10/11/2018		Kevin Arnaldo Linares Colmenares	
MATERIAL: Acero AISI 304				MASA: 0.7691 kg		CODIGO DE DIBUJO:	
A2 1:1				HOJA NO. 1 / 1		Caja de Engranajes Un	





Sección	Cuerda (m)	Distancia entre sección (m)	Twist
1	0.049	0.35	140.56°
2	0.053	0.3187	140.24°
3	0.057	0.2874	139.87°
4	0.063	0.2561	139.45°
5	0.069	0.2248	138.97°
6	0.076	0.1935	138.42°
7	0.084	0.1622	137.77°
8	0.092	0.1309	137.00°
9	0.098	0.0996	136.08°
10	0.096	0.0683	134.95°
11	0.019	0.037	133.54°

La información contenida en este documento es propiedad de la Universidad Santo Tomás y no puede ser reproducida parcial o totalmente sin su autorización

 EMPRESA UNIVERSIDAD SANTO TOMAS FACULTAD INGENIERÍA MECÁNICA		Si no se indica lo contrario: - Las cotas se expresan en MM [in] - Tolerancias: lineal: ±0,1 angular: ±1°	PROYECTO: Turbina Hidrocinética
		MATERIAL: Fibra de Vidrio MASA: 0.1727 kg	CODIGO DE PROYECTO: 2158602
DIBUJO: Álabes VERIF: Linares K. APROB: FABRICO:	FIRMA: FIRMA: FIRMA: FIRMA:	FECHA: 10/11/2018	NOMBRE: Kevin Arnaldo Linares Colmenares
		A3 1:2	CODIGO DE DIBUJO: Alabe 2
		HOJA NO. 1 / 1	REV: 1

