



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

PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBOBOMBA CON
TURBINA PELTON”.

AUTORES: Barona Zamora Alex Javier

Dávila Chicaiza Álvaro David

TUTOR: Ing. Carlos Mauricio Carrillo Rosero, Mg

AMBATO – ECUADOR

2018

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

En calidad de tutor del proyecto técnico con el tema “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBOBOMBA CON TURBINA PELTON**”, desarrollado por los señores Barona Zamora Alex Javier con cédula de ciudadanía 180444664-7 y Dávila Chicaiza Álvaro David con cédula de ciudadanía 180464409-2, y estudiantes que han culminado con la malla curricular vigente de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

Que el proyecto técnico es original de sus autores.

Ha sido revisado cada uno de sus capítulos

Esta concluida y puede continuar con los trámites de graduación.

Atentamente,

Ing. Carlos Mauricio Carrillo Rosero, Mg

Tutor del Proyecto Técnico

AUTORÍA DEL TRABAJO

NOSOTROS, Barona Zamora Alex Javier con cédula de ciudadanía 180444664-7 y Dávila Chicaiza Álvaro David con cédula de ciudadanía 180464409-2, declaramos que todo el contenido del proyecto técnico con tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBOBOMBA CON TURBINA PELTON”, así como ideas de diseño, criterios, resultados, conclusiones y recomendaciones son legítimos y de autoría nuestra.

Barona Zamora Alex Javier

CC: 180444664-7

Dávila Chicaiza Álvaro Dávila

CC: 1804644092

Autores

DERECHOS DE AUTOR

Autorizamos a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga uso de este Proyecto Técnico o parte de este, un escrito disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación según normativas internas de la institución.

Otorgamos los derechos de nuestro Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además aprobamos la reproducción parcial o total de este proyecto, dentro de las regulaciones de la Universidad Técnica de Ambato, siempre y cuando la misma no tenga fines económicos y se realice respetando nuestros derechos como autores principales.

Ambato, abril 2018

Barona Zamora Alex Javier

CC: 180444664-7

Dávila Chicaiza Álvaro Dávila

CC: 1804644092

Autores

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del proyecto técnico realizado por los estudiantes Alex Javier Barona Zamora y Álvaro David Dávila Chicaiza de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBOBOMBA CON TURBINA PELTON”

Ambato, abril 2018

Ing. Luis Escobar

Ing. Luis Yunapanta

Calificadores

DEDICATORIA

El presente proyecto va dedicado a las dos personas que han sido y son los pilares fundamentales en el transcurso de toda mi vida como persona y estudiantil, **María y Ángel** mis padres, además a mis hermanas por su apoyo moral y finalmente a mi novia **Pamela** por su apoyo incondicional. Espero que estas personas importantes en mi vida me sigan guiando, aconsejando y apoyando para día a día poder crecer en lo personal y profesional.

Álvaro Dávila

Este proyecto va dedicado a mis abuelitos **Marina y Augusto** que siempre estuvieron junto a mí apoyándome y dándome ánimos para continuar, ellos son el pilar fundamental en mi vida, son la alegría de mis días la razón por la cual nunca desfallecí en el camino para poder alcanzar esta meta.

Alex Barona

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mis “**Padres**” por su apoyo incondicional en todos los aspectos durante mi vida estudiantil, para poder lograr y finalizar con éxito este gran objetivo anhelado. También agradezco sinceramente a los profesores de la carrera de Ingeniería Mecánica por haber impartido sus conocimientos hacia mi persona, durante el pasar de los semestres, a mi amigo de tesis por el esfuerzo diario y finalmente un agradecimiento especial a nuestro tutor **Ing. Carlos Mauricio Carrillo Rosero, Mg**, por haber confiado en el conocimiento y la aptitud necesaria para el desarrollo de este proyecto técnico con diseño y construcción.

Álvaro Dávila

Agradezco a mis queridos padres **Alba y Hermel** por ser un apoyo para cumplir este gran sueño, por ayudarme a encontrar el lado dulce de la vida, por siempre escucharme y ayudarme a enfrentar los obstáculos que se presenten en transcurso de los días.

Un agradecimiento especial a mis queridas tías **Norma y Miriam** que fueron mis segundas madres, con quienes compartí los mejores años de mi infancia, de quienes aprendí que la vida está llena de oportunidades.

A mi tutor académico **Ing. Mauricio Carrillo** que en sus horas de clase no solo nos enseñó a ser profesionales, nos enseñó a defender nuestro trabajo y a siempre creer en nosotros mismos, a mi colega de tesis mi amigo por estar siempre en las buenas y las malas.

Alex Barona

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR	II
AUTORÍA DEL TRABAJO	III
DERECHOS DE AUTOR	IV
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	V
DEDICATORIA	VI
AGRADECIMIENTO	VII
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS.....	VIII
ÍNDICE GENERAL DE TABLAS.....	XII
ÍNDICE GENERAL DE FIGURAS	XIV
ÍNDICE GENERAL DE GRÁFICOS	XVII
RESUMEN EJECUTIVO	XVIII
ABSTRACT	XIX
CAPÍTULO I. ANTECEDENTE.....	1
1.1. Tema.....	1
1.2. Antecedentes	1
1.3. Justificación.....	2
1.4. Objetivos	3
1.4.1. Objetivo general	3
1.4.2. Objetivos específicos.....	3
CAPÍTULO II. FUNDAMENTACIÓN	4
2.1. Investigaciones previas	4
2.1.1. Artículos técnicos	4
2.1.2. Trabajos de graduación	4
2.2. Fundamentación teórica	5
2.2.1. Turbomáquinas	5

2.2.2.	Turbinas Hidráulicas	6
2.2.3.	Turbina Pelton	6
2.2.3.1.	Partes de la turbina Pelton	7
❖	Álabe	7
❖	Inyector.....	8
❖	Deflector.....	9
❖	Carcasa	10
2.2.3.2.	Carga en la turbina.....	10
2.2.3.3.	Eficiencia en la turbina	10
2.2.4.	Bomba	11
2.2.5.	Clasificación de las bombas	11
2.2.5.1.	Bomba centrífuga.....	12
2.2.5.2.	Bomba de desplazamiento positivo.	13
2.2.5.2.1.	Clasificación.....	14
•	Bombas de engranes.....	14
•	Bombas de levas.....	15
•	Bombas de paletas.....	15
•	Bombas de tornillo sin fin	16
•	Bombas de diafragma o membrana.....	17
•	Bomba de pistones	18
CAPÍTULO III. DISEÑO DEL PROYECTO		19
3.1.	Selección de alternativas	19
❖	Método “matriz de Holmes”	19
3.1.1.	Selección de la bomba.....	19
❖	Matriz general de criterios.....	19
❖	Matriz de potencia de operación.....	20

❖	Matriz de velocidad de operación.....	20
❖	Matriz de altura de bombeo.....	21
❖	Matriz de eficiencia.....	21
❖	Matriz de costo.....	21
❖	Matriz de resumen.....	22
❖	Matriz final.....	22
3.1.2.	Selección de altura de diseño de la turbina Pelton.....	23
❖	Matriz general de criterios.....	24
❖	Matriz de potencia.....	24
❖	Matriz de número de revoluciones.....	25
❖	Matriz de tamaño de la turbina.....	25
❖	Matriz de costo de fabricación.....	25
❖	Matriz de pérdidas hidráulicas.....	25
❖	Matriz resumen.....	26
❖	Matriz final.....	26
3.2.	Cálculos o modelos operativos.....	26
3.2.1.	Diseño de la turbina Pelton.....	26
3.2.1.1.	Potencia al freno de la turbina.....	27
3.2.1.2.	Caudal de diseño.....	28
3.2.1.3.	Velocidad de salida del chorro de agua en la tobera.....	28
3.2.1.4.	Triángulo de velocidades.....	29
3.2.1.5.	Eficiencia hidráulica teórica de la turbina Pelton.....	30
3.2.1.6.	Diámetro del chorro.....	31
3.2.1.7.	Diámetro Pelton.....	31
3.2.1.8.	Álabes y rodete.....	32
❖	Selección del material.....	33

❖	Dimensionamiento de los álabes en función del diámetro del chorro	33
❖	Número de álabes	35
❖	Orientación de los álabes en el rodete	38
❖	Sistema de transmisión de potencia.....	40
❖	Diseño del eje del rodete	45
❖	Selección de rodamientos FAG.....	59
3.2.1.9.	Inyector	62
❖	Dimensiones principales del inyector.....	63
❖	Diseño del mecanismo de apertura y cierre del inyector.....	65
❖	Diseño del tornillo de potencia.....	66
❖	Fuerzas que actúan sobre el eje de tornillo de potencia y eje de piñón.....	69
❖	Diseño del eje para el tornillo de potencia	71
❖	Selección de rodamientos SKF.....	78
❖	Diseño del eje para piñón	81
❖	Selección de rodamientos SKF.....	89
❖	Números de pernos para ensamble del inyector	92
3.3.	Presupuesto	97
3.4.	Resultados obtenidos de la puesta en marcha	102
3.5.	Especificaciones técnicas	110
CAPÍTULO IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		114
4.1.	Conclusiones	114
4.2.	Recomendaciones.....	115
MATERIALES DE REFERENCIA		117
Bibliografía		117
Anexos		120
Planos		153

ÍNDICE GENERAL DE TABLAS

Tabla 1. Escala de importancia de la “matriz de Holmes.”	19
Tabla 2. Matriz general de criterios	20
Tabla 3. Matriz de potencia de operaciones.....	20
Tabla 4. Matriz de velocidad de operación	20
Tabla 5. Matriz de altura de bombeo.	21
Tabla 6. Matriz de eficiencia.....	21
Tabla 7. Matriz de costo.....	21
Tabla 8. Matriz de resumen.....	22
Tabla 9. Matriz final.....	22
Tabla 10. Características de catálogo de la bomba de diafragma	22
Tabla 11. Características técnicas de la bomba de diafragma.....	23
Tabla 12. Matriz general de criterios	24
Tabla 13. Matriz de potencia.....	24
Tabla 14. Matriz de número de revoluciones.....	25
Tabla 15. Matriz de tamaño de la turbina	25
Tabla 16. Matriz de costo de fabricación.	25
Tabla 17. Matriz de pérdidas hidráulicas	25
Tabla 18. Matriz de resumen.....	26
Tabla 19. Matriz final.....	26
Tabla 20. Datos para el diseño de la turbina	27
Tabla 21. Datos para la selección de la correa	40
Tabla 22. Especificaciones de diseño.....	45
Tabla 23. Fuerzas en el eje X e Y generadas por las banda.	49
Tabla 24. Selección del rodamiento	61
Tabla 25. Tabla de geometría y dimensionamiento del piñón y engrane.....	65
Tabla 26. Datos para el tornillo de potencia	66
Tabla 27. Cálculo de fuerzas del piñón y engrane en el cierre del inyector	69
Tabla 28. Cálculo de fuerzas del piñón y engrane en el apertura del inyector	70
Tabla 29. Material y diámetro impuesto del eje para el tornillo de potencia.....	71
Tabla 30. Selección de los dos rodamientos del eje de tornillo de potencia.....	81
Tabla 31. Material y diámetro del eje para el piñón.	82
Tabla 32. Selección de rodamientos para el eje de piñón punto A y punto B	91

Tabla 33. Datos para la selección del número de pernos	92
Tabla 34. Costo de la bomba de diafragma.....	97
Tabla 35. Costo de fabricación de la turbina Pelton	97
Tabla 36. Insumos para la construcción de la máquina	98
Tabla 37. Costos para fabricación del inyector.....	99
Tabla 38. Costos para la fabricación de la estructura.....	100
Tabla 39. Costos para la fabricación de la carcasa.....	100
Tabla 40. Costo de insumos para el funcionamiento	101
Tabla 41. Costo total del proyecto	101
Tabla 42. Velocidad de giro de la turbina con diferentes caudales.....	103
Tabla 43. Potencias teóricas con diferentes caudales.....	105
Tabla 44. Caudal de bombeo a 15 m de altura.....	107
Tabla 45. Caudal de bombeo a 25 m de altura.....	107
Tabla 46. Caudal de bombeo a 35 m de altura.....	108
Tabla 47. Caudal de bombeo a 46.5 m de altura.....	108
Tabla 48. Datos de altura y caudal	109
Tabla 49. Características técnicas de la turbobomba	111
Tabla 50. Funcionamiento de la manivela del inyector	113
Tabla 51. Hoja de proceso “tobera”	138
Tabla 52. Hoja de proceso “culata”.....	139
Tabla 53. Hoja de proceso “Guía vástago”	140
Tabla 54. Hoja de procesos “cilindro”	141
Tabla 55. Hoja de procesos “cilindro de aletas”	142
Tabla 56. Hoja de proceso. “soporte vástago”	143
Tabla 57. Hoja de procesos “vástago”	144
Tabla 58. Hoja de procesos. “tornillo de potencia”	145
Tabla 59. Hoja de procesos. “bocín”	146
Tabla 60. Hoja de procesos. “bulbo”	147
Tabla 61. Hoja de procesos. “soporte de apertura”	148
Tabla 62. Hoja de procesos. “eje del piñón”	149
Tabla 63. Hoja de procesos. “álabes”.....	150
Tabla 64. Hoja de procesos. “disco”	151
Tabla 65. Hoja de procesos. “eje del rodete”	152

ÍNDICE GENERAL DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de Turbina Pelton	7
Figura 2. Álabes	7
Figura 3. Inyector	9
Figura 4. Deflectores	9
Figura 5. Carcasa.....	10
Figura 6. Bomba centrífuga.....	12
Figura 7. Bomba de desplazamiento positivo	13
Figura 8. Bomba de engranes internos	14
Figura 9. Bomba de engranes externos	14
Figura 10. Bomba de levas.....	15
Figura 11. Bomba de paletas	15
Figura 12. Bomba de tornillos sin fin.....	16
Figura 13. Bomba de diafragma accionada hidráulicamente	17
Figura 14. Bomba de diafragma accionada con aire	17
Figura 15. Bomba de pistones	18
Figura 16. Bomba de diafragma.....	23
Figura 17. Turbina Pelton	26
Figura 18. Triángulo de velocidades, álabe Pelton.	29
Figura 19. Álabe de material bronce fundido.....	32
Figura 20. Rodete de la turbina Pelton.....	33
Figura 21. Dimensiones de los álabes	35
Figura 22. Cálculo del paso de un rodete Pelton.....	35
Figura 23. Orientación de las cucharas	38
Figura 24. Sistema de transición por bandas.....	45
Figura 25. Eje del rodete	45
Figura 26. Fuerzas que transmite la banda.....	49
Figura 27. Diagrama de cuerpo libre en el eje del rodete	51
Figura 28. Diagrama de cuerpo libre, plano (y-z).....	52
Figura 29. Diagrama de fuerzas cortantes plano (y-z)	53
Figura 30. Diagrama de momentos flectores, plano (y-z).....	53
Figura 31. Diagrama de cuerpo libre, plano (x-z).....	54
Figura 32. Diagrama de fuerzas cortantes, plano (x-z)	55

Figura 33. Diagrama de momentos flectores, plano (x-z).....	55
Figura 34. Inyector	62
Figura 35. Parte interna del inyector	62
Figura 36. Bulbo	64
Figura 37. Dimensionamiento del inyector y bulbo.....	64
Figura 38. Mecanismo de apertura y cierre.....	65
Figura 39. Tornillo de potencia.....	66
Figura 40. Especificaciones del tornillo de potencia	69
Figura 41. Radios generados en los engranes	70
Figura 42. Diseño del eje para el tornillo de potencia.....	71
Figura 43. Diagrama de cuerpo libre, plano (y-x).....	72
Figura 44. Diagrama de fuerzas cortantes, plano (y-z).	73
Figura 45. Diagrama de momentos flectores, plano (y-x).	73
Figura 46. Diagrama de cuerpo libre, plano (z-x).....	73
Figura 47. Diagrama de fuerzas cortantes, plano (z-x).	74
Figura 48. Diagrama de momentos flectores, plano (z-x).....	75
Figura 49. Eje para el piñón	81
Figura 50. Diagrama de cuerpo libre, plano (y-x).....	82
Figura 51. Diagrama de fuerzas cortantes, plano (y-x).....	83
Figura 52. Diagrama de momentos flectores, plano (y-x)	84
Figura 53. Diagrama de cuerpo libre, plano (z-x).....	84
Figura 54. Diagrama de fuerzas cortantes, plano (z-x)	85
Figura 55. Diagrama de momentos flectores, plano (z-x).....	85
Figura 56. Ángulo que genera la fuerza axial y la fuerza radial	90
Figura 57. Ensamble del inyector	92
Figura 58. Modelo de unión empernada	92
Figura 59. Instructivo de movimiento de manivela para apertura y cierre de bulbo	102
Figura 60. Partes de la turbobomba	110
Figura 61. Partes de la bomba	110
Figura 62. . Fabricación y ensamblaje del inyector	135
Figura 63. Fabricación y ensamblaje del eje y rodete.....	135
Figura 64. Fabricación y ensamblaje en el rodete de los álabes	135
Figura 65. Ensamblaje final de la turbobomba	136

Figura 66. Puesta en funcionamiento de la turbobomba con turbina Pelton.....	136
Figura 67. Autores de la turbobomba en la puesta en marcha	136
Figura 68. Recolección de datos.	137
Figura 69. Recolección de datos para determinar el caudal.....	137

ÍNDICE GENERAL DE GRÁFICOS

Gráfico 1. Velocidad de giro de la turbina en función (giros de la manivela).....	104
Gráfico 2. Potencia en función (caudal).....	106
Gráfico 3. Altura alcanzada en función (caudal)	109

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

TEMA: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBOBOMBA CON TURBINA PELTON”

Autores: Barona Zamora Álex Javier

Dávila Chicaiza Álvaro David

Tutor: Ing. Carlos Mauricio Carrillo Rosero, Mg

RESUMEN EJECUTIVO

El presente proyecto técnico se enfoca en el diseño, construcción y pruebas de funcionamiento de una turbobomba, la misma que está constituida de una turbina de tipo pelton y una bomba de diafragma. El proyecto se diseñó con el propósito de bombear agua a grandes alturas sin la necesidad de usar energía eléctrica o combustible para poner a trabajar a la bomba, si no con el aprovechamiento de la energía potencial que adquiere el agua en los cambios de nivel (cascadas).

En la parte teórica y analítica, se seleccionó la bomba de diafragma y se diseñó la turbina pelton de acuerdo a los rangos de operación de la bomba como la potencia de entrada y las revoluciones por minuto con las que trabaja, además el otro parámetro importante para el diseño es la altura que sirvió para determinar el caudal necesario para obtener la potencia de entrada de la bomba y la velocidad teórica de salida del chorro desde la tobera hacia el contacto con los álabes. Los componentes principales, los álabes y el inyector se calcularon y diseñaron con relación al diámetro de chorro.

La máquina se construyó con materiales resistentes a la corrosión como son acero inoxidable para la estructura, rodete, ejes e inyector, mientras que para los álabes se utilizó fundición de bronce por la resistencia a la corrosión, material maquinable y de costo económico.

En la puesta en marcha se obtuvo como resultado las gráficas de potencia vs caudal, revoluciones por minuto de la turbina vs caudal y altura de bombeo vs caudal de bombeo, con las cuales se obtuvo los parámetros de funcionamiento de la turbobomba.

TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO
FACULTY OF CIVIL ENGINEERING AND MECHANICS
MECHANICAL ENGINEERING CAREERS

TOPIC: “DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TURBO-PUMP WITH PELTON TURBINE”

Authors: Barona Zamora Álex Javier

Dávila Chicaiza Álvaro David

Tutor: Ing. Carlos Mauricio Carrillo Rosero, Mg

ABSTRACT

This technical project focuses on the design, construction and operation tests of a turbo-pump, which consists of a pelton-type turbine and a diaphragm pump. The project was designed with the purpose of pumping water at high altitudes without the use of electric power or fuel to make the pump works, instead of it; with the use of the potential energy that water acquires in level changes (waterfalls).

In the theoretical and analytical part, the diaphragm pump was selected and the pelton turbine was designed according to the operating ranges of the pump like the input power and the revolutions per minute which it works. Besides, the other important parameter for the design is the height that served to determine the flow rate necessary to obtain the input power of the pump and the theoretical speed of the jet exit from the nozzle to the contact with the vanes. The main components: the vanes and the injector were calculated and designed in relation to the jet diameter of the injector nozzle.

The machine was built with corrosion-resistant materials such as stainless steel for the structure, impeller, axles and injector, while the vanes used bronze function due to its corrosion resistance, modifiable material and economic cost.

During the start-up, the graphs of power vs. flow, revolutions per minute of the turbine vs flow and pumping height vs pumping flow were obtained, those graphs were used to obtain the operating parameters of the turbo-pump.

CAPÍTULO I. ANTECEDENTE

1.1.Tema

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBOBOMBA CON TURBINA PELTON”

1.2.Antecedentes

El paper “Dynamic Analysis of Pelton Turbine and Assembly” desarrolla un modelo matemático tomando como un sistema de disco de eje general, el cual permite analizar la energía cinética y la energía de deformación, tomando como elementos básicos el eje, el disco y el desequilibrio de la masa. Este modelo se pudo obtener desarrollando el método de la energía, con la derivación de la energía total del sistema dividido en tres fases: La derivación de ecuaciones del movimiento, donde se calcula la energía cinética del disco, eje y del desequilibrio de la masa y además para el eje estudia la deformación ya que es el único componente flexible. Derivación de ecuaciones de movimiento y solución analítica del sistema. Para dar validación a este modelo matemático se realiza un análisis en un laboratorio tomando los resultados analíticos de la instalación, dando como resultados proporcionales, garantizando la validación del modelo matemático. Finalmente el autor manifiesta que la longitud del eje y el diámetro del mismo son parámetros muy sensibles para poder determinar el comportamiento dinámico del sistema y que si la rigidez del cojinete disminuye se podría dar una vibración crítica. [1]

El paper “Pulsation Analysis in Positive Displacement Pump Systems Using Waterhammer, Modal and Animation Software,” manifiesta que al utilizar las bombas DP se tiene problemas graves en el sistema de tuberías debido a la presión constante de la bomba, causando altas vibraciones, fallas por fatiga y cortes frecuentes para lo cual los autores han desarrollado la metodología para ser capaces de modelar las pulsaciones de un sistema usando la bomba de desplazamiento positivo. Siendo la metodología para aplicarse en un programa de fácil acceso y libre que ayuda a determinar la presión dentro de las tuberías para corregir de acuerdo al sistema diseñado. [2]

En el paper “A Study on Prediction of Cavitation for Centrifugal Pump,” realiza una comparación de dos métodos para poder predecir la cavitación, los cuales son el análisis numérico y el método computacional con el software ANSYS. Para dar validez al análisis numérico se hace con un método experimental en un banco de pruebas, el cual es aplicado para provocar cavitación y medir el rendimiento de la misma, usando válvulas de control de flujo del mismo banco y así obtener resultados. Mientras que el método computacional realiza un modelado de la geometría del impulsor, la envoltura de la voluta, el tubo de entrada y el tubo de salida. Concluyendo con éxito la comparación de los métodos ya que los resultados numéricos obtenidos y la curva de rendimiento de cavitación según el software fueron similares. [3]

1.3. Justificación

Debido a la necesidad del cuidado y conservación del medio ambiente se ha venido impulsando el desarrollo de nuevas tecnologías de generación de energía que aprovechen al máximo los recursos naturales sin la destrucción de los mismos [4], este tipo de generación ayuda a diversificar la matriz energética y avanzar hacia una nueva tecnología más eficiente y sustentable.

El propósito de esta tesis es aprovechar la energía cinética y potencial de la corriente del agua, debido a que presenta ventajas sobre la energía eólica o solar ya que se encuentra más concentrada, en su mayoría es continua y no requiere de ningún tipo de combustible, solo el mantenimiento, además posee larga vida útil [5].

Para la generación de este tipo de energía se requiere de un dispositivo capaz de modificar la energía del fluido que lo atraviesa, convirtiendo la energía hidráulica en energía mecánica [6], para captar la mayor cantidad de energía de las cuencas hídricas se diseñará una turbina Pelton la cual transformará el potencial hídrico en energía mecánica y por medio de un sistema mecánico se transmitirá el movimiento rotatorio producido en la turbina hacia la bomba, con el propósito de facilitar el trabajo de bombeo de agua en lugares donde la energía eléctrica es escasa y se tenga la disponibilidad de afluentes de agua.

La finalidad es construir una turbo-bomba para pruebas de laboratorio que sea autosuficiente, que estará constituida de una turbina hidráulica Pelton encargada de la

transformación de la energía hídrica en mecánica y de una bomba la cual aprovecha dicha energía mecánica para el bombeo de agua.

1.4.Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Diseñar y construir una turbo bomba con turbina Pelton

1.4.2. Objetivos específicos

- Diseñar la turbina Pelton
- Seleccionar la bomba según las condiciones de operación de la turbina
- Construir la turbo bomba
- Realizar pruebas de funcionamiento

CAPÍTULO II. FUNDAMENTACIÓN

2.1. Investigaciones previas

2.1.1. Artículos técnicos

En el artículo técnico, **“Design and analysis of Pelton turbine buckets”**. Se diseña y se analiza mediante ANSYS una turbina pelton, con la selección de dos materiales distintos que son acero marrón y acero de bajo carbono, en los cuales realizan análisis de flujo de líquido, análisis térmicos en la forma tubular, el flujo total de calor y el flujo direccional de calor, dando como resultado que la turbina diseñada con acero de bajo contenido de carbono son inferiores a los de la turbina con acero marrón, por lo que concluye que el acero marrón tiene mejores características para la fabricación de una turbina de tipo Pelton. [7]

2.1.2. Trabajos de graduación

En la tesis **“Diseño, simulación y construcción de un prototipo comercial de pico central hidroeléctrica accionada con una turbina Pelton”** Habla sobre el diseño y construcción de una turbina Pelton, la cual es diseñada para operar aprovechando saltos de hasta 25 m, en la que obtuvo una eficiencia hidráulica teórica del 91.8%, además nos indica que el rendimiento hidráulico de la turbina Pelton depende de: la forma de las cucharas, la orientación de las mismas, del rozamiento del inyector y de los accesorios instalados antes del inyector. [8]

En el trabajo de grado **“Diseño de una turbina Pelton y su sistema de control,”** se refiere al diseño de una mini hidroeléctrica que trabaja con poco caudal y altura media, debido a que utiliza el 8% del caudal del río, para esto el autor selecciona una turbina tipo Pelton que opera a una altura de 150 m y un caudal de 8 litros/seg., estas dos variables son de vital importancia debido a que dependen de: la geometría del rodete, inyectores, aguja y componentes auxiliares. En los cálculos realizados por el autor se puede observar que obtiene una potencia hidráulica teórica de 117.72 kW con una eficiencia del 88%, con la cual se logra una potencia mecánica de 103.59 kW. [9]

Debido a que la comunidad Cunuguachay posee una vasta extensión de terreno que no es cultivado en su totalidad por la falta de un adecuado sistema de bombeo y buenas técnicas de riego, se desarrolla el tema, **“Diseño de un sistema de turbobombeo y**

riego por aspersión en la comunidad de San Francisco de Cunuguachay,” donde se diseña el sistema de turbobombeo y riego por aspersión, para el cual los autores analizaron la factibilidad de implementar una turbo-bomba con una turbina tipo Pelton de la marca brasileña BETTA HIDRORTURBINAS, que tiene un caudal de operación de 16,5 lt/s, con una caída bruta de 150 m y para el bombeo de agua utiliza una bomba de desplazamiento positivo, debido a que ésta puede operar a bajas revoluciones (500rpm) y puede bombear caudales de 2 lt/s a presiones como a 300 m.c.a. [10]

En el trabajo de titulación **“Diseño y construcción de un prototipo didáctico de TURBO-BOMBA para el aprovechamiento hidráulico,”** especifica que su prototipo consta de un turbina de flujo cruzado o tangencial acoplada a una bomba volumétrica, con el objetivo de fomentar el uso de energías renovables para el fortalecimiento de otras actividades e iniciativas económicas como: la agricultura, debido a que hay zonas rurales en la cuales no se dispone de energía eléctrica y se puede implementar un sistema de turbo bombeo que ayude al regadío del suelo y cultivos, en este prototipo han realizado pruebas con bombas centrifugas y volumétricas llegando a la conclusión que las bombas volumétricas ofrecen un mayor rendimiento debido a que estas operan con rango de revoluciones desde las 500 rpm. [11]

2.2.Fundamentación teórica

2.2.1. Turbomáquinas

Son máquinas de fluido que contienen un rodete con número de álabes (n), rígidamente colocados, dentro del cual se da un intercambio de energía por la variación del momento cinético al pasar por los álabes. El rotor con álabes denominado turbina es el que recibe una corriente continua de fluido para extraer el trabajo útil y la bomba, ventilador o turbocompresor sirven para aumentar la energía del fluido. El principio de funcionamiento de las turbomáquinas hidráulicas es la ecuación de Euler, para el estudio y diseño se desprecia la fricción y variación del volumen específico, suponiendo que el fluido que ingresa es igual al que sale. Existen turbomáquinas denominadas motoras, que funcionan gracias al fluido ya que entrega energía al rodete y las denominadas generadoras donde es lo contrario de las motoras ya que en éstas el rodete cede energía al fluido. [12][13]

2.2.2. Turbinas Hidráulicas

En diferentes partes del mundo donde se tiene la ventaja de aprovechar la energía potencial gravitatoria del agua para convertirla en energía mecánica, se utiliza turbinas hidráulicas, donde su componente principal se denomina rodete que consta de un cierto número de veletas o álabes los cuales poseen una geometría tal que el fluido ejerce un torque sobre el rotor. Las hidro-turbinas varían en forma, tamaño y capacidad dependiendo de: la geografía donde se piensa utilizar la turbina y la cantidad de flujo volumétrico. La potencia generada en el eje del rodete puede accionar generadores eléctricos, molinos y fábricas; considerando que en la antigüedad éstas eran construidas cerca de los ríos para aprovechar su energía. [14]

2.2.3. Turbina Pelton

La turbina hidráulica Pelton es denominada con este nombre por la persona que desarrolló su diseño básico. Su movimiento tangencial se da gracias al distribuidor, el cual desprende un chiflón o chorro, donde la carga total de fluido existente se convierte en una gran velocidad a la salida. Mientras que la tubería forzada suele ser por lo general bastante extensa, por este motivo su diseño es con diámetros significativos para no tener pérdidas de carga del fluido entre el estanque y distribuidor. [15]

El rodete Pelton, como se muestra en la figura 1 está constituido de un disco circular que en su periferia va dispuesto de una serie de álabes, destaca debido a su uso frecuente en las centrales hidroeléctricas actuales. La turbina aprovecha la energía del agua al transformar la altura del salto disponible en la energía cinética del agua que sale del inyector a alta velocidad, el inyector direcciona el chorro hacia los álabes que poseen una forma tal, para extraer la mayor cantidad de energía del agua, de esta forma se transforma la energía cinética en energía mecánica rotatoria. [16]

Los rangos de operación son muy elevados incluso superando los 1800 m con caudales relativamente pequeños, puede tener una potencia máxima de 500 MW, a una eficiencia máxima del 92%. [17]

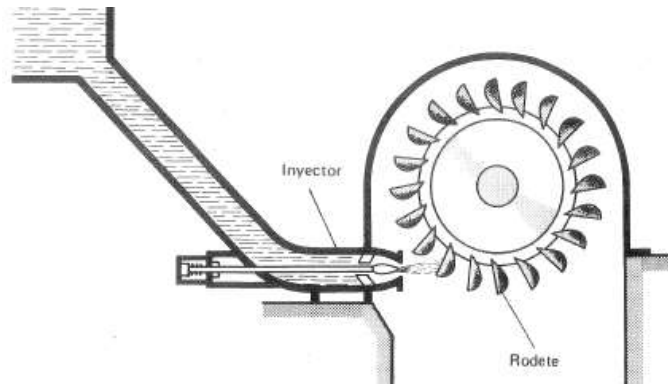


Figura 1. Esquema de Turbina Pelton
Fuente: [8]

2.2.3.1. Partes de la turbina Pelton

❖ Álabe

Están diseñados con una geometría tal que aprovechan la mayor cantidad de energía del fluido, está dividido simétricamente por un filo el cual corta el chorro por la mitad, cada mitad del chorro pasa por la mitad del álabe de tal forma que en condiciones de operación el agua sale del filo del álabe con una velocidad de pequeño valor, esta reducción representa una cantidad de energía que se ha gastado en trabajar sobre el rodete. Poseen una escotadura como se muestra en la figura 2, donde el propósito de esta geometría es que el chorro incida sobre la álabe más próxima, además la cantidad y la distribución alrededor del rodete se lo hace de modo que el chorro esté en contacto en todo momento por alguna álabe y la cara posterior no interfiera con la evacuación del fluido de la anterior, ésta ubicación y geometría ayuda a mejorar la eficiencia de impacto del chorro sobre los álabes. [16]



Figura 2. Álabes
Fuente: Autores

Las álabes se fabrican normalmente en broce o acero inoxidable ya que deben ser resistentes al desgaste, corrosión y cavitación. Los álabes pueden ir empernados por dos o más pernos al cuerpo o se puede fundir en un solo componente, en la parte posterior del cuerpo están cuidadosamente formados para que al moverse hacia abajo en el chorro no se desperdicie agua por salpicadura. Para maximizar el rendimiento del álabe debe ser de cierto tamaño debido a que si es demasiado pequeño en comparación con el chorro se llenará de agua y se perderá energía por remolinos, en caso que el álabe sea demasiado grande esto producirá una pérdida de energía por fricción superficial innecesaria, debido a esto la cara de las álabes tienen un valor mínimo de 10 veces la superficie del chorro. [16]

❖ **Inyector**

El inyector está constituido por dos componentes primordiales: una válvula de aguja y una tobera como se observa en la figura 3. La válvula de aguja actúa como una compuerta reguladora la cual es encargada de regular el caudal mediante un desplazamiento rectilíneo el objetivo de la regulación depende en que la potencia demandada por la turbina y para ello se realiza esta regulación manteniendo una velocidad constante con los cambios de carga, la válvula de aguja es muy eficiente en tuberías forzadas cortas debido a que en éstas la velocidad es baja, mientras que en tuberías forzadas de gran longitud con altas velocidades un cierre rápido puede ocasionar golpe de ariete. Otro elemento fundamental del inyector es la tobera, la cual tiene una geometría especial debido a que en ella el fluido se acelera y se transforma toda la altura neta en altura cinética del chorro. [18]

El inyector juega dos papeles importantes, es el encargado de transformar la energía de presión del fluido en energía cinética, hay que resaltar que se trata de una turbina de acción y el intercambio de energía es a presión constante por lo general es a presión atmosférica. Otra función importante del inyector es regular caudal, debido a que la variación del flujo volumétrico regula la potencia producida por la turbina. [18]

El número de inyectores ayuda a aumentar la potencia de la turbina, esto es una buena práctica cuando se tiene saltos de altura pequeños y buen volumen de agua disponible, además con esta última condición se puede utilizar un inyector sencillo el cual no requiere válvula de aguja, debido a que con un volumen suficiente de agua la turbina

está trabajando continuamente y a plena carga por ende no es necesario controlar el caudal. [19]



Figura 3. Inyector
Fuente: [8]

Con motivos de mantenimiento la aguja y la boquilla de la tobera deben ser fácilmente reemplazables y fabricadas como componentes desmontables, debido a que estos elementos están en contacto con el chorro el cual tiene una velocidad muy elevada y tiende a erosionar la superficie de la aguja y tobera. Para reducir la erosión hay que utilizar materiales muy resistentes al desgaste como: al acero inoxidable o el bronce. [18]

❖ Deflector

El deflector consiste en un componente giratorio que puede obstaculizar la trayectoria del chorro entre el inyector y la turbina, esto se lo realiza con el propósito de evitar el embalamiento, tal como se muestra en la figura 4, esto se genera cuando el inyector continúa abierto mientras la carga de la turbina es menor a la carga correspondiente en la apertura del inyector, para la regulación el deflector se hunde en el chorro desviándolo total o parcialmente, lo cual permite cerrar lentamente el inyector evitando el golpe de ariete, ya que en las turbinas de impulso el golpe de ariete es muy peligroso debido a la longitud de la tubería de alimentación. [13]

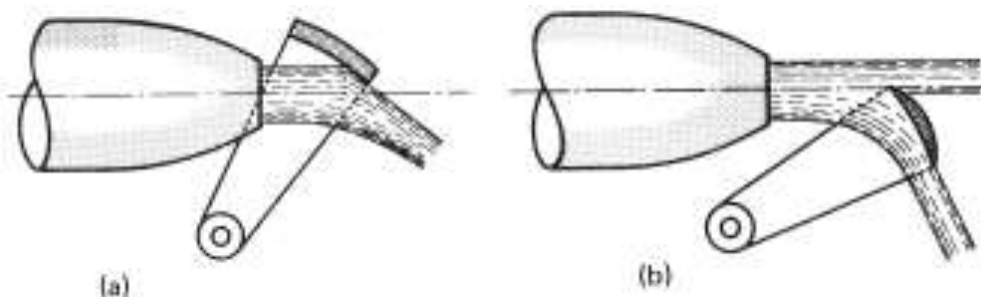


Figura 4. Deflectores
Fuente: [13]

❖ Carcasa

Es el protector que cubre al rodete y al inyector; está fabricado de chapa metálica o fibra de vidrio, tal como se visualiza en la figura 5, la finalidad de la cubierta es para evitar salpicadura y por motivos de seguridad, la carcasa debe ser desmontable para facilitar el mantenimiento de la turbina. [18]



Figura 5. Carcasa
Fuente: autores

2.2.3.2.Carga en la turbina

La carga de operación de la turbina Pelton es la diferencia entre la superficie aguas arriba y la del agua de desfogue, de esta diferencia de alturas una parte de carga considerable se pierde debido a dos factores: el primer factor es debido a la longitud de la tubería de presión ya que dependiendo de la rugosidad de la tubería existe pérdida de carga por fricción, otro factor es por la instalación de la turbina la cual es instalada sobre el nivel de agua de desfogue.

La carga efectiva es considerada como la carga bajo la cual la turbina opera, ésta es la carga que no se pierde y se encuentra en forma de carga de velocidad y de presión a la entrada de la boquilla, existe un pequeño porcentaje de carga que se pierde cuando el fluido atraviesa la boquilla, pero debido a que la boquilla forma parte de la turbina la carga se calcula como la diferencia entre la superficie aguas arriba y la del agua de desfogue. [16]

2.2.3.3.Eficiencia en la turbina

Se considera la eficiencia de la turbina a la relación entre la potencia que entrega el eje de la turbina y la potencia que el fluido entrega a la turbina, los cuales se diferencian por: las pérdidas hidráulicas y mecánicas. Se considera eficiencia hidráulica a la

relación entre la potencia que utiliza el rodete y la potencia que proporciona el fluido a la turbina, mientras que la eficiencia mecánica es la relación entre la potencia que se obtiene del eje de la turbina y la potencia que es puesta en el mismo eje, estas potencia difieren debido a la fricción en los cojinetes y a la fricción de la superficie de los alabes y el viento. La eficiencia de la turbina es el producto de la eficiencia mecánica e hidráulica, en el cual a mayor eficiencia mecánica mejor es la eficiencia hidráulica. [16]

2.2.4. Bomba

Conocida también como dispositivo que absorbe energía, ya que necesita energía para su funcionamiento. Las bombas añaden la energía al fluido para impulsar o transferir de un lugar a otro por medio de sistema(s) de tubería(s). [20]

Tener muy en cuenta que las bombas por lo general no incrementan la velocidad del fluido que atraviesa por ella, de acuerdo con la ley de la conservación de la masa que dice: la cantidad de masa que ingresa en la bomba debe ser idéntica a la masa que sale, debido a que el diámetro de la salida del fluido es similar al de entrada, si no que aumenta la presión del fluido. [20]

En la instalación y montaje de una bomba, se debe tener en cuenta que la carga de succión neta positiva de la instalación (NPSH) debe ser mayor a la carga de succión neta positiva de la bomba (NPSH), para un adecuado funcionamiento. Al realizar el cálculo del NPSH de la bomba, primero se debe aplicar la ecuación de energía del depósito de donde se bombeará el líquido a la selección del tubo de admisión en el lado de succión. Entonces se disminuye la carga de presión de vapor para poder obtener el resultado [21]

Están expuestas a la cavitación debida a la alta velocidad a la que este tipo de bombas funcionan y por lo general ocurre cerca del punto de descarga de los impulsores que son de tipo radial y mixto, mientras que las de tipo hélice se da cerca de las puntas de las paletas. [22]

2.2.5. Clasificación de las bombas

En el mercado existen diferentes tipos de bombas pero de entre todas las más importantes son: las bombas centrífugas y las bombas de desplazamiento positivo.

2.2.5.1. Bomba centrífuga



Figura 6. Bomba centrífuga
Fuente: [33]

Es la bomba más utilizada, se la conoce también como roto dinámica o de flujo radial, donde el fluido pasa por la superficie de entrada al elemento rotatorio, el cual le da energía al fluido aumentando la presión y finalmente sale a través de la superficie de salida, tal como se indica en la figura 6.

Las bombas de flujo radial constan de dos partes primordiales: el impulsor, encargado de dar movimiento rotatorio al fluido y la caja o cuerpo que dirige el líquido hacia el impulsor para transportarlo por el sistema de tuberías. La caja está compuesta por toberas de absorción y descarga, además está ensamblado el impulsor y el lugar en donde es guardado se denomina voluta. También está el ojo del impulsor a donde llega el fluido a través de la tobera de succión, donde luego se mueve a lo largo de la tolva realizando un movimiento rotatorio (producido por el impulsor) y envía por la periferia de la voluta a una elevada presión a través de la tobera de descarga. [23]

Los impulsores pueden ser de dos tipos abiertos o cerrados. El impulsor abierto es un cubo al cual se une los álabes, no tiene eficiencia elevada pero tiene la gran ventaja de poder utilizar fluidos con presencia de sólidos ya que tienen tendencia a no taponarse. Mientras que los de tipo cerrado es ensamblado con tapas a cada lado de los álabes y tiene una eficiencia más elevada en comparación a las de tipo abierto. [22]

Este tipo de bomba antes de ponerle en funcionamiento debe ser cebada, este proceso consiste en almacenar la cámara con el fluido para que el aire acumulado en la bomba no imposibilite su funcionamiento y disminuya su eficiencia. [22]

Las bombas de este tipo tienen impulsores de diferente diseño tales como: radial cerrado, radial abierto, escurrimiento mixto y de hélice

2.2.5.2. Bomba de desplazamiento positivo.



Figura 7. Bomba de desplazamiento positivo
Fuente: [33]

Son denominadas también como máquinas volumétricas, ideal cuando el usuario requiere presiones altas. En estas bombas el líquido se aspira dentro de un volumen en expansión y luego se expulsa cuando ese volumen se contrae. [24], además el intercambiador de energía no solo puede realizar movimiento alternativo (émbolo), sino que es capaz de tener también movimiento rotatorio (rotor) y el intercambio de energía del fluido se realiza en la bomba siempre en forma de presión.

La parte principal de este tipo de bombas es el llamado desplazador, el cual cumple la función de intercambiar la energía con el líquido dando como resultado un desplazamiento del mismo elemento.

Existe una infinidad de diseños gracias a la creatividad de la ingeniería pero entre las más importantes tenemos: las de diseño simple: bomba peristáltica como se muestra en la figura 7, donde su funcionamiento se da por ruedas de diámetro pequeño, las mismas que comprimen un tubo empujando hacia adelante el fluido, las de diseño más complejo: de levas, de engranes que se conectan y de tornillo.

La mayoría de estas bombas ofrecen ventajas, conduce líquidos sensibles al esfuerzo cortante, es capaz de generar una presión de vacío elevada cuando se encuentra bien sellada y como desventaja tiene que si la salida se bloquea la presión alta que es generada en el lado de la descarga podría ocasionar daños muy graves como: el sobrecalentamiento del motor y por ende quemar el bobinado. [25]

2.2.5.2.1. Clasificación

- **Bombas de engranes.**

Las bombas de engranes se dividen en bombas de engranes internos y externos. [26]

➤ **De engranes internos.**

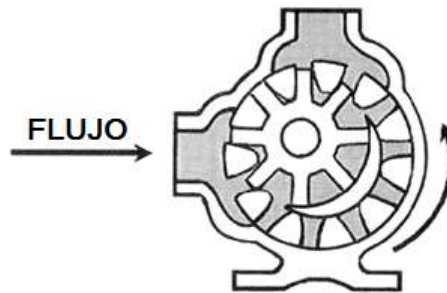


Figura 8. Bomba de engranes internos
Fuente: [26]

El engrane interno es accionado por un rotor el cual está enlazado con un eje giratorio el mismo que tiene como función accionar la bomba, funciona como se indica en la figura 8, dependiendo el nivel de presión se elige el número de rodamientos que son de uno o dos en total.

Presenta ventajas al seleccionarla como: fácil manejo, trabaja en dos direcciones y se presenta como un diseño flexible, mientras que sus desventajas son: grandes en dimensiones por lo que contienen los engranes y el eje debe ser bien diseñado debido que sufre grandes cargas. [26]

➤ **Engranes externos**

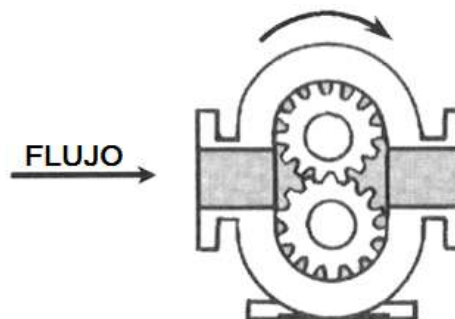


Figura 9. Bomba de engranes externos
Fuente: [26]

Está compuesta de dos engranes que pueden ser rectos, espirales o helicoidales, donde el uno es el conductor enlazado al eje del rotor y el segundo el conducido enlazado en

la bomba tal como se observa en la figura 9. Son para altas presiones ya que sus elementos están soportados por dos cojinetes uno por lado, creando una buena situación de soporte.

Las ventajas que presenta este tipo de bomba son: sirve para presiones y velocidades altas y funcionamiento en ambas direcciones, mientras que su desventaja es que no permite fluidos con presencia de sólidos.

- **Bombas de levas**

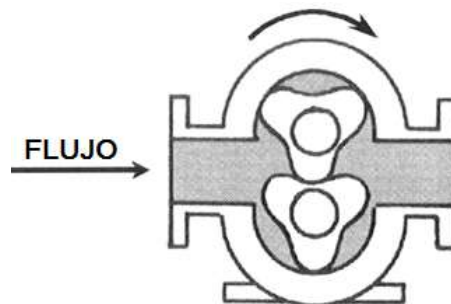


Figura 10. Bomba de levas
Fuente: [26]

Su diseño es como se visualiza en la figura 10, es similar a las bombas de engranes externos, ya que se compone de dos levas que giran una contra la otra para expandir y contraer el volumen. Las levas nunca están en contacto debido a que el movimiento de estas es de forma sincronizada.

Presentan ventajas como: permite que el fluido bombeado contenga sólidos y es bidireccional, por otro lado las desventajas son: tiene una capacidad reducida para la succión del fluido y necesita de un sistema de engranajes de sincronización para el movimiento de las levas. [26]

- **Bombas de paletas.**

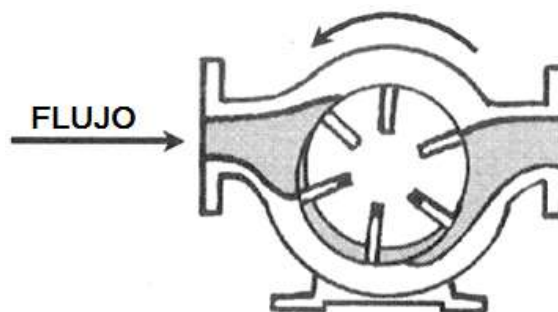


Figura 11. Bomba de paletas
Fuente: [26]

Como se muestra en la figura 11, la bomba de paletas contiene un cilindro giratorio el mismo que contiene las paletas ubicadas en las ranuras del cilindro, su funcionamiento se basa en el giro del cilindro instante en que las paletas se mueven de adentro hacia a fuera dando como resultado volúmenes de expansión y contracción para el funcionamiento de la bomba.

Las principales ventajas son: es capaz de trabajar en períodos cortos sin sufrir daños internos, mientras que sus desventajas son: no funciona con presiones altas y solo permite trabajar con fluidos de viscosidades bajas. [26]

- **Bombas de tornillo sin fin**

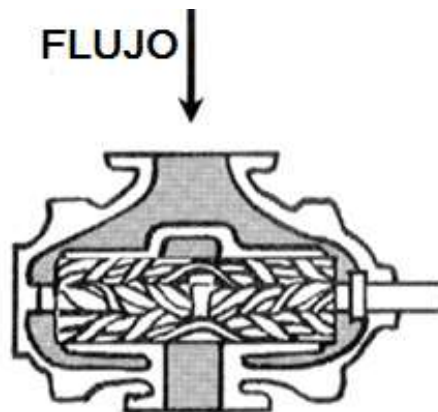


Figura 12. Bomba de tornillos sin fin
Fuente: [26]

Este tipo de bombas pueden ser de un solo tornillo o de múltiples tornillos, donde abren y cierran volúmenes.

La bomba de un solo tornillo se la conoce como cavidad progresiva, por motivo que al momento que gira en el interior de la estructura crea bolsas o cavidades del líquido que está siendo bombeado, debido a que no tiene contacto con ningún elemento éste puede ser capaz de bombear líquidos que contenga sólidos.

Por otro lado las bombas de dos tornillos trabajan con movimiento sincronizado debido a que éstos no entran en contacto, siendo aprovechadas para bombear líquidos abrasivos, mientras que las de tres tornillos mostradas en la figura 12, están en contacto los tres ya que el intermedio es el que genera movimiento para sus laterales, solo se utiliza para líquidos sin sólidos y son los más comunes gracias a que su diseño es más fácil que el de dos tornillos debido a su costo y que se deben equilibrar hidráulicamente.

- **Bombas de diafragma o membrana**

Su diseño como se muestra en la figura 13, contiene un diafragma flexible que es accionado externamente de forma mecánica, hidráulica o aire para expandir y contraer los volúmenes, el flujo del líquido es controlado por válvulas de retención a la entrada y salida de la bomba.

La bomba accionada hidráulicamente sirve para aplicaciones de transferencia, gracias a la capacidad de manejar altas presiones y fluidos abrasivos, para generar presión se usa un circuito hidráulico y la mayoría de estas bombas son de simple efecto lo que significa que hay un ciclo de bombeo por carrera. [26]

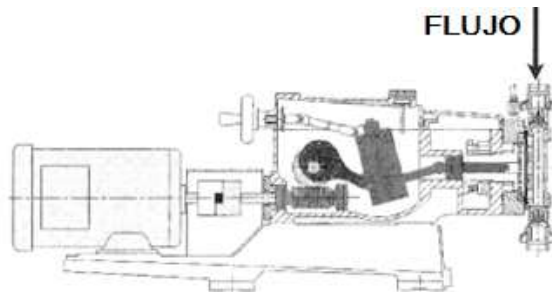


Figura 13. Bomba de diafragma accionada hidráulicamente
Fuente: [26]

Por otro lado las accionadas por medio de aire identificadas en la figura 14, utiliza un mecanismo de biela para mover el diafragma de adelante hacia atrás y la barra accionada por medio de un pistón que funciona con aire. La mayoría de este tipo de bombas es de doble efecto donde cada carrera de la biela produce dos ciclos de bombeos. [26]

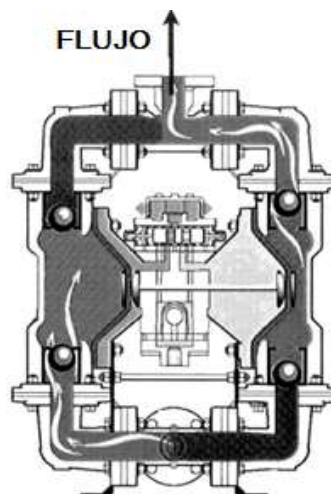


Figura 14. Bomba de diafragma accionada con aire
Fuente: [26]

- **Bomba de pistones**

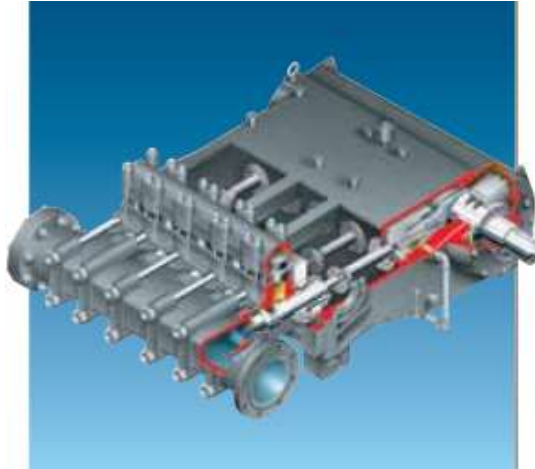


Figura 15. Bomba de pistones
Fuente: [33]

La figura 15 muestra una bomba de pistones que utilizan un mecanismo de leva para dar movimiento a los pistones, los cuales se encargan en llevar de forma diferenciada líquido al interior del cilindro por medio de válvulas de succión y luego con el movimiento de los pistones lo impulsan por medio de válvulas de descarga con determinada presión. El pistón libera cantidades separadas de fluidos en la tubería y cada compartimiento donde se aloja crea un aumento y disminución de presión formando una onda senoidal, donde es el caudal instantáneo generado por la cámara. [25]

CAPÍTULO III. DISEÑO DEL PROYECTO

3.1. Selección de alternativas

❖ Método “matriz de Holmes”

La “matriz de Holmes” o matriz de priorización es una herramienta muy útil para priorizar actividades o características de un servicio o producto. En todo proyecto es necesario decidir que es más importante, para ello se identifica un conjunto de temas claves y luego generar cuales son las alternativas para realizar una selección de las posibles opciones. [34]

Para comparar la importancia relativa de cada criterio con respecto a los demás, se utiliza la escala mostrada en la siguiente tabla 1.

Tabla 1. Escala de importancia de la “matriz de Holmes.”

Igual en Importancia	1
Más Importante	5
Significativamente más importante	10
Menos importante	$1/5=0.2$
Significativamente menos importante	$1/10=0.1$

Fuente: [34]

3.1.1. Selección de la bomba

La selección de alternativa se lo realizará entre los tres tipos de bombas: centrífuga, de pistón y de diafragma.

Para obtener la mejor alternativa, la matriz se va a evaluar con los siguientes criterios:

- Potencia de operación
- Velocidad de operación
- Altura de bombeo
- Eficiencia teórica
- Costo

❖ Matriz general de criterios

Para llenar la matriz de criterios generales, comparamos cuan importantes es cada criterio respecto a los demás criterios asignándoles un valor.

Tabla 2. Matriz general de criterios

CRITERIO	POTENCIA DE OPERACIÓN	VELOCIDAD DE OPERACIÓN	ALTURA DE BOMBEO	EFICIENCIA TEÓRICA	COSTO	Suma	Ponderación	%
POTENCIA DE OPERACIÓN		1	5	1	10	17	0.261	26%
VELOCIDAD DE OPERACIÓN	1		5	0.2	10	16.2	0.248	25%
ALTURA DE BOMBEO	0.2	0.2		0.2	10	10.6	0.163	16%
EFICIENCIA TEÓRICA	1	5	5		10	21	0.322	32%
COSTO	0.1	0.1	0.1	0.1		0.4	0.006	1%
TOTAL						65.2	1	100%

Fuente: autores

❖ **Matriz de potencia de operación**

Tabla 3. Matriz de potencia de operaciones.

POTENCIA DE OPERACIÓN	BOMBA DE PISTÓN	BOMBA CENTRÍFUGA	BOMBA DE DIAFRAGMA	Suma	Ponderación	%
BOMBA DE PISTÓN		1	1	2	0.333	33%
BOMBA CENTRÍFUGA	1		1	2	0.333	33%
BOMBA DE DIAFRAGMA	1	1		2	0.333	33%
TOTAL				6	1	100%

Fuente: autores

❖ **Matriz de velocidad de operación**

Tabla 4. Matriz de velocidad de operación

VELOCIDAD DE OPERACIÓN	BOMBA DE PISTÓN	BOMBA CENTRÍFUGA	BOMBA DE DIAFRAGMA	Suma	Ponderación	%
BOMBA DE PISTÓN		1	1	2	0.333	33%
BOMBA CENTRÍFUGA	1		1	2	0.333	33%
BOMBA DE DIAFRAGMA	1	1		2	0.333	33%
TOTAL				6	1.0	100%

Fuente: autores

Nota: Según la matriz de criterios generales la potencia y velocidad son igualmente importantes, esto es debido a que para el buen funcionamiento de bombas se deben respetar las condiciones de accionamiento especificadas por el fabricante.

❖ **Matriz de altura de bombeo**

Tabla 5. Matriz de altura de bombeo.

ALTURA DE BOMBEO	BOMBA DE PISTÓN	BOMBA CENTRÍFUGA	BOMBA DE DIAFRAGMA	Suma	Ponderación	%
BOMBA DE PISTÓN		5	1	6	0.484	48%
BOMBA CENTRÍFUGA	0.2		0.2	0.4	0.032	3%
BOMBA DE DIAFRAGMA	1	5		6	0.484	48%
			TOTAL	12.4	1.0	100%

Fuente: autores

❖ **Matriz de eficiencia**

Tabla 6. Matriz de eficiencia

EFICIENCIA TEÓRICA	BOMBA DE PISTÓN	BOMBA CENTRÍFUGA	BOMBA DE DIAFRAGMA	Suma	Ponderación	%
BOMBA DE PISTÓN		5	0.2	5.2	0.333	33%
BOMBA CENTRÍFUGA	0.2		0.2	0.4	0.026	3%
BOMBA DE DIAFRAGMA	5	5		10	0.641	64%
			TOTAL	15.6	1.0	100%

Fuente: autores

❖ **Matriz de costo**

Tabla 7. Matriz de costo

COSTO	BOMBA DE PISTÓN	BOMBA CENTRÍFUGA	BOMBA DE DIAFRAGMA	Suma	Ponderación	%
BOMBA DE PISTÓN		5	5	10	0.488	49%
BOMBA CENTRÍFUGA	0.2		0.1	0.3	0.015	1%
BOMBA DE DIAFRAGMA	0.2	10		10.2	0.498	50%
			TOTAL	20.5	1.0	100%

Fuente: autores

❖ Matriz de resumen

Tabla 8. Matriz de resumen

RESUMEN	POTENCIA DE OPERACIÓN	VELOCIDAD DE OPERACIÓN	ALTURA DE BOMBEO	EFICIENCIA TEÓRICA	COSTO
BOMBA DE PISTÓN	0.333	0.333	0.484	0.333	0.488
BOMBA CENTRÍFUGA	0.333	0.333	0.032	0.026	0.015
BOMBA DE DIAFRAGMA	0.333	0.333	0.484	0.641	0.498

Fuente: autores

❖ Matriz final

Para obtener la matriz final se multiplica entre los valores de ponderación de la matriz general de criterios, con los valores (ponderación) obtenidos del análisis de cada criterio con respecto a los tres tipos de bombas.

Tabla 9. Matriz final

MATRIZ FINAL	POTENCIA DE OPERACIÓN	VELOCIDAD DE OPERACIÓN	ALTURA DE BOMBEO	EFICIENCIA TEÓRICA	COSTO	TOTAL	ELECCIÓN
BOMBA DE PISTÓN	0.087	0.083	0.079	0.107	0.003	0.359	Segunda
BOMBA CENTRÍFUGA	0.087	0.083	0.005	0.008	0.000	0.183	Tercera
BOMBA DE DIAFRAGMA	0.087	0.083	0.079	0.206	0.003	0.458	Primera

Fuente: autores

Según la selección de alternativas por el “método de Holmes” el resultado de la selección que se obtuvo es la bomba de diafragma ya que alcanzó un valor total de 0.458, lo que se considera como mejor opción.

Tabla 10. Características de catálogo de la bomba de diafragma

Modelo	N° de diafragmas	Caudal máximo		Presión máxima		Potencia	Revoluciones	Succión	Salida
		L/min	gpm	bar	psi	HP	RPM	mm	mm
AR30	2	36,2	9,6	40	580	2,9	550	Ø25	Ø13
AR40	2	46,3	12,2	40	580	3,5	550	Ø30	Ø13
AR50	2	65,8	17,4	40	580	5,2	550	Ø30	Ø13

Fuente: [35]

La bomba que se pudo encontrar en el mercado local, es una bomba de diafragma con las siguientes características [ver Tabla 11]:

Tabla 11. Características técnicas de la bomba de diafragma

Características técnicas	
Tipo de bomba	Bomba de diafragma
Presión	40 bar
Caudal	40 l/min
Revoluciones	650 rpm
Potencia requerida	3 hp (2.24kw)
Peso	5kg
Diámetro del cigüeñal	19.05 mm
Regulador de presión	Incluye

Fuente: autores



Figura 16. Bomba de diafragma

Fuente: autores

3.1.2. Selección de altura de diseño de la turbina Pelton

Uno de los parámetros más importantes para el diseño de la turbina es la altura neta de operación, debido a que de ella depende la potencia de la turbina y que la bomba pueda accionarse cumpliendo los parámetros especificados por el fabricante.

Según la tabla 10, las bombas pueden ser accionadas con potencias que van desde (2,9HP a 5,2HP) (2,2kW a 3,9kW), para obtener estas potencias se seleccionará un rango de alturas mediante el Anexo A.

Se selecciona el rango de alturas entre 10 a 20 m para que la turbobomba sea aplicable, este valor se divide en dos para evaluar e identificar la mejor alternativa:

- **Alternativa 1:** 10 a 15 m
- **Alternativa 2:** 15 a 20 m

❖ **Matriz general de criterios**

La selección de alternativa se lo realizará entre los dos rangos de operación que se obtuvieron en el ítem de selección de la altura.

Para obtener la mejor alternativa del rango de diseño de la turbina, la matriz se va a evaluar con los siguientes criterios:

- Potencia
- Número de revoluciones
- Tamaño de turbina
- Costo de fabricación
- Pérdidas Hidráulicas.

Tabla 12. Matriz general de criterios

CRITERIO	POTENCIA	NÚMERO DE REVOLUCIONES	TAMAÑO DE TURBINA	COSTO DE FABRICACIÓN	PÉRDIDAS HIDRAÚLICAS	Suma	Ponderación	%
POTENCIA		1	5	10	1	17	0.307	31%
NÚMERO DE REVOLUCIONES	1		5	5	1/5	11.2	0.202	20%
TAMAÑO DE TURBINA	1/5	1/5		5	0.10	5.5	0.099	10%
COSTO DE FABRICACIÓN	0.10	1/5	1/5		1/5	0.7	0.013	1%
PÉRDIDAS HIDRAÚLICAS	1	5	10	5		21	0.379	38%
TOTAL						55.4	1	100%

Fuente: autores

❖ **Matriz de potencia**

Tabla 13. Matriz de potencia

POTENCIA	10 a 15 m	15 a 20 m	Suma	Ponderación	%
10 a 15 m		0.2	0.2	0.038	4%
15 a 20 m	5		5	0.962	96%
TOTAL			5.2	1.0	100%

Fuente: autores

❖ **Matriz de número de revoluciones**

Tabla 14. Matriz de número de revoluciones

NÚMERO DE REVOLUCIONES	10 a 15 m	15 a 20 m	Suma	Ponderación	%
10 a 15 m		5	5	0.962	96%
15 a 20 m	0.2		0.2	0.038	4%
		TOTAL	5.2	1.0	100%

Fuente: autores

❖ **Matriz de tamaño de la turbina**

Tabla 15. Matriz de tamaño de la turbina

TAMAÑO DE LA TURBINA	10 a 15 m	15 a 20 m	Suma	Ponderación	%
10 a 15 m		1	1	0.500	50%
15 a 20 m	1		1	0.500	50%
		TOTAL	2	1.0	100%

Fuente: autores

❖ **Matriz de costo de fabricación**

Tabla 16. Matriz de costo de fabricación.

COSTO DE FABRICACIÓN	10 a 15 m	15 a 20 m	Suma	Ponderación	%
10 a 15 m		5	5	0.962	96%
15 a 20 m	0.2		0.2	0.038	4%
		TOTAL	5.2	1.0	100%

Fuente: autores

❖ **Matriz de pérdidas hidráulicas**

Tabla 17. Matriz de pérdidas hidráulicas

PÉRDIDAS HIDRAÚLICAS	10 a 15 m	15 a 20 m	Suma	Ponderación	%
10 a 15 m		5	5	0.962	96%
15 a 20 m	0.2		0.2	0.038	4%
		TOTAL	5.2	1.0	100%

Fuente: autores

❖ Matriz resumen

Tabla 18. Matriz de resumen

RESUMEN	POTENCIA	NÚMERO DE REVOLUCIONES	TAMAÑO DE TURBINA	COSTO DE FABRICACIÓN	PÉRDIDAS HIDRAÚLICAS
10 a 15 m	0.038	0.962	0.500	0.962	0.962
15 a 20 m	0.962	0.038	0.500	0.038	0.038

Fuente: autores

❖ Matriz final

Para obtener la matriz final se multiplica entre los valores de ponderación de la matriz general de criterios, con los valores (ponderación) obtenidos del análisis de cada criterio con respecto a las dos alternativas de altura.

Tabla 19. Matriz final.

MATRIZ FINAL	POTENCIA	NÚMERO DE REVOLUCIONES	TAMAÑO DE TURBINA	COSTO DE FABRICACIÓN	PÉRDIDAS HIDRAÚLICAS	TOTAL	ELECCIÓN
10 a 15 m	0.012	0.194	0.050	0.012	0.364	0.632	Primera
15 a 20 m	0.295	0.008	0.050	0.0005	0.015	0.368	Segunda

Fuente: autores

Según la selección de alternativas por el “método de Holmes” el resultado de selección que se obtuvo, es la alternativa uno con un total de 0.632, altura neta de diseño que va desde 10 a 15 m.

3.2. Cálculos o modelos operativos

3.2.1. Diseño de la turbina Pelton



Figura 17. Turbina Pelton

Fuente: autores

La turbina Pelton está constituida por el rodete y por los álabes que puede ser fabricados por fundición como un solo elemento o como dos elementos o por proceso de maquinado que obligatoriamente se realiza como dos elementos. Este diseño se lo genera en dos elementos: álabes; se fabricaron por fundición de bronce y luego se maquinó y finalmente el rodete se lo realizó completamente por el método de maquinado.

Finalmente para obtener la turbina tipo Pelton se ensambló con pernos todos los álabes en la periferia del rodete.

3.2.1.1. Potencia al freno de la turbina

$$P_T = \frac{P_g}{n_g * n_{tr}} \quad \text{Ec: 3. 1}$$

Donde:

P_T , potencia que entrega la turbina. [kW][27]

P_g , indica la potencia teórica que la bomba requiere. [kW], [Tabla 11]

n_g , se define como la eficiencia de la bomba [25]

n_{tr} , es la eficiencia de la transmisión mecánica (polea-correa) [29]

Tabla 20. Datos para el diseño de la turbina

Datos para el diseño de la turbina		
Símbolo	Valor	Unidad
H	15	m
P_g	2.24	kW
N	400	rpm
n_g	80	%
n_{tr}	96	%
n_t	85	%

Fuente: autores

La altura seleccionada de 15 m es con el propósito de verificar si una turbina Pelton ensamblada con una bomba de diafragma (turbobomba), puede trabajar a esa altura, a pesar que se conoce que las turbinas Pelton trabajan a alturas superiores a los treinta metros y caudales bajos.

Reemplazando los valores de la Tabla 20 en la Ec: 3.1

$$P_T = 2.91 \approx 3KW$$

3.2.1.2.Caudal de diseño

$$Q = \frac{P_T}{9.809 * H * n_t} \quad \text{Ec: 3. 2}$$

Donde:

Q, caudal máximo de diseño que circula por la turbina en m^3/s [27]

H, indica el salto neto para impulsar a la turbina [m]

n_t, es el rendimiento máximo de la turbina cuando está con el máximo caudal [13]

Reemplazando el valor de la Ec: 3.1 y de la Tabla 20 en la Ec: 3.2

$$Q = 0.023 \frac{m^3}{s}$$

3.2.1.3.Velocidad de salida del chorro de agua en la tobera [27]

$$C_i = k_c * \sqrt{2 * g * H} \quad \text{Ec: 3. 3}$$

Donde:

k_c, el coeficiente de velocidad se puede estimar entre 0.97 y 0.98 [27]

g, es la gravedad [m/s^2]

H, indica la altura del salto neto que se tendrá para impulsar a la turbina [m]

Reemplazando los valores de la Tabla 20 y el valor de **C₁** en la Ec: 3.3

$$C_i = 16.8 \frac{m}{s}$$

3.2.1.4. Triángulo de velocidades [27]

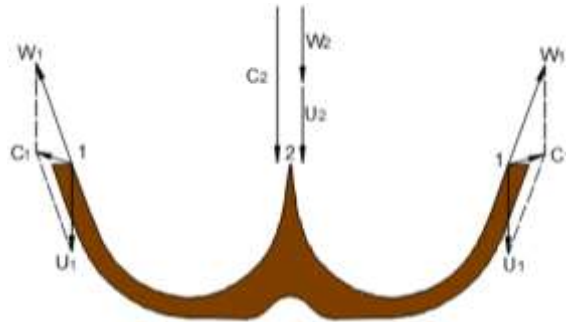


Figura 18. Triángulo de velocidades, álabe Pelton.

Fuente: autores

Velocidad tangencial

En la salida de la cuchara se forma un diagrama de velocidades, donde la velocidad tangencial U_1 es igual a U_2 , esto es porque los puntos 1 y 2 están a la misma distancia de centro de giro del rodete.

$$U_2 = K_U * C_2 * \cos \varpi_2 \quad \text{Ec: 3. 4}$$

Donde

U_2 , indica la velocidad tangencial para el triángulo de velocidad [m/s] [27]

K_U , es el coeficiente de la velocidad tangencial y que su valor varía entre 0.44 y 0.48 [27]

C_2 , tiene el mismo valor de la velocidad de salida del chorro (C_i) y muestra la velocidad absoluta del fluido en el ingreso al álabe.

ϖ_2 , es el ángulo formado con la velocidad absoluta del fluido en el ingreso al álabe y la velocidad tangencial para el triángulo de velocidad, para turbina Pelton este valor es cero [27]

Reemplazando el valor de $K_u=0.45$, el valor de la ecuación 3.3 y el valor de ϖ_2 en la Ec: 3.4

$$U_2 = 7.56 \frac{m}{s} = U_1$$

Velocidad relativa en el punto 2

$$W_2 = C_2(1 - K_u) \quad \text{Ec: 3. 5}$$

Donde:

W2, muestra la velocidad relativa en el punto 2 [m/s] [27]

Reemplazando los valores de la Ec: 3.3 y el factor K_u

$$W2 = 9.24 \frac{m}{s}$$

Velocidad relativa en el punto 1

$$W1 = Kf * C_2(1 - K_u) \quad \text{Ec: 3. 6}$$

Donde:

W1, muestra la velocidad relativa en el punto 1 [m/s] [27]

Kf, es un coeficiente de la velocidad relativa en el punto 1 y es de 0.98 [27]

Reemplazando los valores en la Ec: 3.6

$$W1 = 9.0552 \frac{m}{s}$$

Velocidad absoluta a la salida del álabe

$$C1 = C_2 \sqrt{K_U^2 + Kf^2(1 - K_U)^2 - 2K_U * Kf(1 - K_U) \cos \beta_1} \quad \text{Ec: 3. 7}$$

Donde:

C1, muestra la velocidad absoluta a la salida del álabe [m/s] [27]

β_1 , ángulo de velocidad de salida del fluido valor entre 5° y 20° [27]

Reemplazando en la ecuación 3.7 los valores de la ecuación 3.3 y de los factores Kf , K_U y β_1 de 20°

$$C1 = 3.24 \frac{m}{s}$$

3.2.1.5.Eficiencia hidráulica teórica de la turbina Pelton [27].

$$n_h = 2k_c^2 * K_U(1 - K_U)(1 + Kf \cos \beta_1) \quad \text{Ec: 3. 8}$$

Donde:

n_h , indica la eficiencia teórica que tendrá la turbina [27]

$$n_h = 0.91 = 91\%$$

3.2.1.6. Diámetro del chorro [27].

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * C_i}} \quad \text{Ec: 3. 9}$$

Donde:

d , indica el diámetro de la sección del chorro que impactará en los álabes de la turbina Pelton [m] [27].

Q , es el caudal máximo de diseño que circulará por la turbina [m³/s]

C_i , es la velocidad de salida del chorro de agua en la tobera [m/s]

Reemplazando los resultados de las Ec: 3.2 y Ec: 3.3

$$d = 41.7mm \approx 42mm$$

3.2.1.7. Diámetro Pelton [27]

$$D_p = \frac{2 * K_u}{400 * \frac{\pi}{30}} * \sqrt{2 * g * H} \quad \text{Ec: 3. 10}$$

Donde:

K_u , es el coeficiente de la velocidad tangencial y que su valor varía entre 0.44 y 0.48 [27]

g , es la gravedad en [m/s²]

H , indica la altura del salto neto que se tendrá para impulsar a la turbina [m]

Reemplazando el valor de $K_u=0.45$ y el valor de la Tabla 20

$$D_p = 0.36859m = 368.6mm \approx 369mm$$

- **Números específicos de revoluciones**

$$\frac{D_p}{d} = 8.78 \quad \text{Ec: 3. 11}$$

El rango de aplicación de la turbina Pelton definen los números específicos de revoluciones N_q y N_s , los que se obtiene mediante las siguientes fórmulas:

$$N_q = N * \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad \text{Ec: 3. 12}$$

$$N_s = N * \frac{P_T^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad \text{Ec: 3. 13}$$

Donde:

P_T , potencia que entrega turbina. [HP]

Q , es el caudal máximo de diseño que circula por la turbina [m^3/s]

H , indica el salto neto para impulsar a la turbina [m]

N , es la velocidad de giro de turbina [rpm]

Reemplazando los valores de la Ec: 3.1, Ec: 3.2 y de la Tabla 20

$$N_q = 7.96$$

y

$$N_s = 27$$

3.2.1.8.Álabes y rodete



Figura 19. Álabes de material bronce fundido
Fuente: autores



Figura 20. Rodete de la turbina Pelton
Fuente: autores

Para obtener los álabes se construyó un molde de aluminio por el método de maquinado y luego se realizó por medio de fundición en bronce los álabes necesarios, una vez obtenida la fundición se maquinó individualmente en dos procesos, primero la parte externa luego la parte interna para tener un buen acabado superficial y finalmente se realizó los agujeros para el ensamblaje al rodete.

❖ Selección del material

La fabricación de los álabes, se puede realizar en acero inoxidable, bronce al aluminio y fundición de bronce.

- El acero inoxidable, es el más aconsejable debido a que tiene mejor resistencia a la corrosión de todos los metales, pero debido a su dureza es difícil maquinar y su costo es elevado; éstas son las razones por las que no se elige dicho material.
- Bronce al aluminio, tiene alta resistencia a la corrosión, resistencia al desgaste, fatiga e impacto y es maquinable, pero por ser de precio alto en el mercado no se lo selecciona.
- Fundición de bronce, es un material semiduro con resistencia a la corrosión, excelente maquinabilidad y de costo medio al fundir. Por las propiedades mostradas y el costo medio para la fabricación se selecciona este material para la construcción de los álabes.

❖ Dimensionamiento de álabes en función del diámetro de chorro [27]

Una vez calculado el diámetro de chorro, el cálculo de las dimensiones de los álabes se realiza en función de este diámetro, ver Anexo B, en el que se elige diferentes rangos debido a la geometría y fabricación para determinar las medidas.

Donde:

B, medida del ancho entre aristas internas

L, medida que indica el largo entre aristas internas

D, profundidad máxima de la cuchara

f, distancia desde el punto centro hasta el inicio de la escotadura

M, ancho de la escotadura

e, profundidad de la escotadura

l, longitud de la cresta

$\beta 1$, ángulo de velocidad de salida del fluido 20°

$\beta 2$, ángulo de la cresta 16°

$\beta 3$, ángulo de entrada del extremo del álabe 5°

$\beta 4$, orientación del borde de la cuchara con respecto al centro del rodete, este valor se determina más adelante

$$B = 2.7d = 113.4mm \quad \text{Ec: 3. 14}$$

$$L = 2.6d = 109.2 mm \quad \text{Ec: 3. 15}$$

$$D = 0.85d = 35.7 \quad \text{Ec: 3. 16}$$

$$f = 0.8d = 33.6 \quad \text{Ec: 3. 17}$$

$$M = 1.2d = 50.4 \quad \text{Ec: 3. 18}$$

$$e = 0.6d = 25.2 \quad \text{Ec: 3. 19}$$

$$l = 1.6d = 67.2 \quad \text{Ec: 3. 20}$$

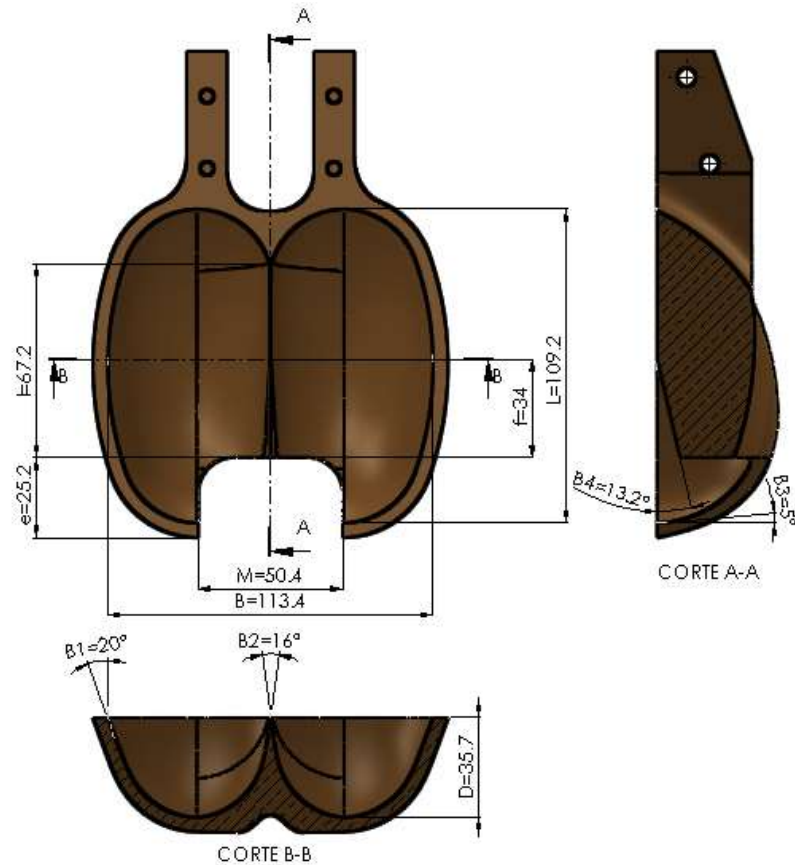


Figura 21. Dimensiones de los álabes
Fuente: autores

❖ Número de álabes [13]

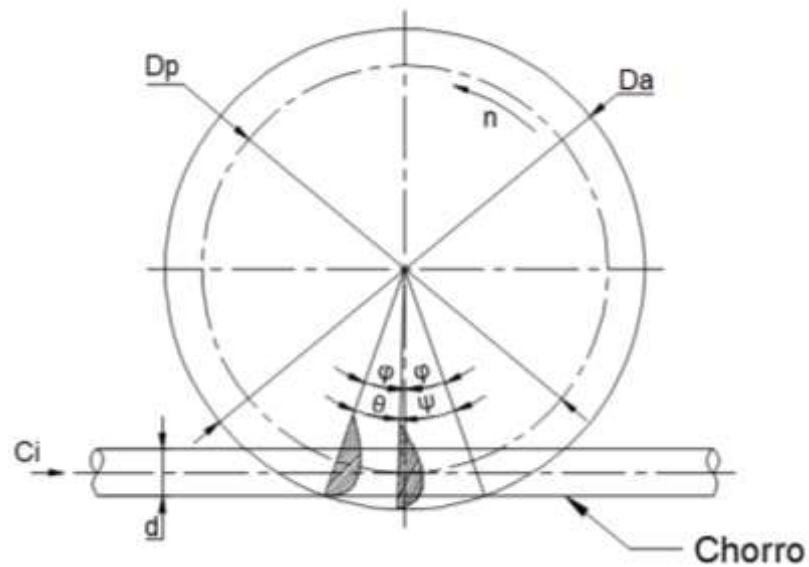


Figura 22. Cálculo del paso de un rodete Pelton
Fuente: [13]

$$\theta = \frac{2\pi}{z}$$

Ec: 3. 21

Despejando (z) de la Ec: 3.21

$$z = \frac{2\pi}{\theta} \quad \text{Ec: 3. 22}$$

Donde:

z, es el número de cucharas

θ , paso angular máximo (rad), donde la solución se da con la siguiente ecuación

$$\theta = 2\varphi - \psi \quad \text{Ec: 3. 23}$$

Para resolver los ángulos de la Ec: 3.23 se realiza la resolución de las siguientes ecuaciones:

$$D_a = D_p + 2f \quad \text{Ec: 3. 24} \\ [27]$$

Donde:

D_a , es el diámetro a la punta de la arista del álabe [mm]

D_p , indica el diámetro Pelton [mm]

f, es el 80% del diámetro de chorro (0.8d)

Reemplazando el valor de **f** en la Ec: 3.24 y el valor de la Ec: 3.10 se tiene que

$$D_a = 436.2\text{mm}$$

Obtenido el valor de la Ec: 3.24 procedimos a determinar el valor k que es la diferencia entre el diámetro a la punta de la arista con el del diámetro Pelton dividido para el doble del diámetro de chorro.

$$k = \frac{D_a - D_p}{2d} \quad \text{Ec: 3. 25} \\ [13]$$

Reemplazando los valores de las Ec: 3.10 y 3.24

$$k = 0.79762$$

Cálculo de la relación de diámetros δ

$$\delta = \frac{d}{D_p} \quad \text{Ec: 3. 26} \\ [13]$$

Reemplazando los valores de la Ec: 3.10 y 3.9, tenemos

$$\delta = 0.11382$$

Determinación de los ángulos para el paso angular máximo Ec: 3.23

$$\cos \varphi = \frac{D_p + d}{D_a} \quad \text{Ec: 3. 27} \\ [13]$$

Reemplazando las Ec: 3.9, Ec: 3.10 y Ec: 3.24 en la Ec: 3.27 obtenemos el siguiente ángulo

$$\varphi = 19.5^\circ$$

Mientras que el ángulo ψ se determinamos con la siguiente fórmula

$$\psi = 2 * \frac{K_u}{K_c} * \sqrt{(1 + 2k\delta)^2 - (1 + \delta)^2} \quad \text{Ec: 3. 28} \\ [13]$$

Donde:

K_u , coeficiente de la velocidad tangencial y su valor está entre 0.44 a 0.48 [27]

Escogemos el valor de 0.45 para estar dentro del rango.

K_c , representa el coeficiente de velocidad relativa, que se puede estimar en 0.98 [27]

Reemplazando los valores de las Ec: 3.25 y 3.26 en la Ec: 3.28, tenemos

$$\psi = 0.36219\text{rad} = 20.75^\circ$$

Posteriormente reemplazamos en la Ec: 3.23 los valores de la Ec: 3.27 y Ec: 3.28, tenemos

$$\theta = 18.75^\circ$$

Finalmente el resultado de la Ec: 3.23 reemplazamos en la Ec: 3.22 y obtenemos el número de álabes de la turbina.

$$Z = 19.2 \approx 19 \text{ cucharas}$$

❖ **Orientación de los álabes en el rodete [27]**

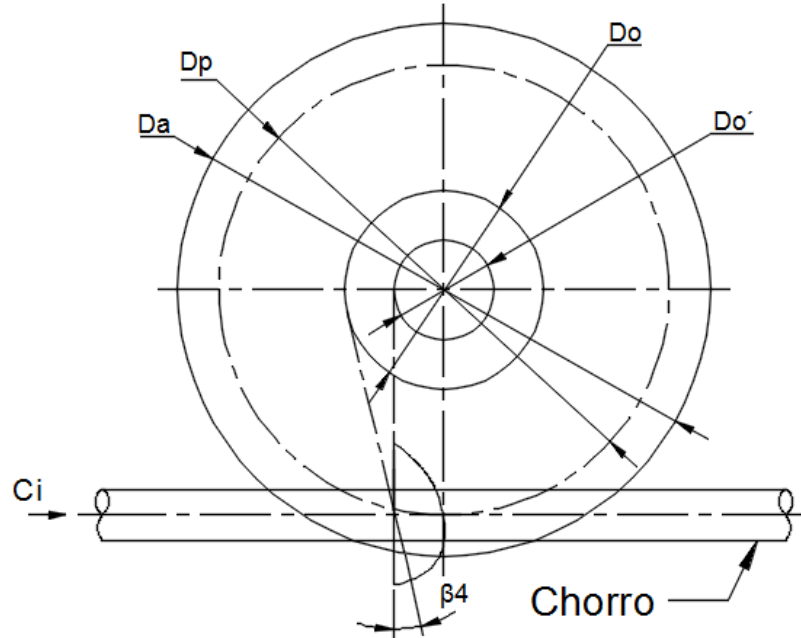


Figura 23. Orientación de las cucharas

Fuente: [27]

$$\frac{D_p}{D_o} = \frac{(7.87 * (\frac{D_p}{d}) - 26}{Z} \quad \text{Ec: 3. 29}$$

Donde:

Do, diámetro de circunferencia que va desde el centro del rodete [mm]

Despejamos *Do* de la Ec: 3.29 y reemplazando los valores de las Ec: 3.9, Ec: 3.10 y Ec: 3.22

$$D_o = \frac{Z * D_p}{(7.87 * (\frac{D_p}{d}) - 26)} \quad \text{Ec: 3. 30}$$

$$D_o = 162.5\text{mm}$$

Además para determinar la orientación del borde del álabe con relación al punto centro del rodete, calculamos con la siguiente ecuación [27]

$$\frac{D_0'}{D_p} = \frac{5.3 - 0.12 * \left(\frac{D_p}{d}\right)}{Z} \quad \text{Ec: 3. 31}$$

Donde:

D_0' , círculo de orientación

Las tangentes al círculo definen la orientación del borde del álabe. [27]

Despejamos D_0' de la Ec: 3.31, obtenemos la Ec: 3.32 y reemplazamos los resultados de las Ec: 3.9, Ec: 3.10 y Ec: 3.22.

$$D_0' = \frac{\left(5.3 - 0.12 * \left(\frac{D_p}{d}\right)\right) * D_p}{Z} \quad \text{Ec: 3. 32}$$

$$D_0' = 82.456\text{mm}$$

Finalmente determinamos el ángulo de orientación del borde del álabe con respecto al centro del rodete β_4

$$\beta_4 = \beta' - \beta'' \quad \text{Ec: 3. 33}$$

Para encontrar el resultado de este ángulo se usa dos ecuaciones que se presentan a continuación:

$$\beta' = \arcsen\left(\frac{Z}{7.87\left(\frac{D_p}{d}\right) - 26}\right) \quad \text{Ec: 3. 34}$$

$$\beta'' = \arcsen\left(\frac{5.3 - 0.12 * \left(\frac{D_p}{d}\right)}{Z}\right) \quad \text{Ec: 3. 35}$$

Reemplazamos los valores de la Ec: 3.9, Ec: 3.10 y Ec: 3.22. En la ecuación Ec: 3.34 y 3.35

$$\beta' = 26.128^\circ$$

y

$$\beta'' = 12.912^\circ$$

Al obtener el valor de las Ec: 3.34 y 3.35 reemplazamos en la Ec: 3.33 para finalmente obtener el ángulo β_4

$$\beta_4 = 13.2^\circ$$

❖ Sistema de transmisión de potencia [28]

El sistema de transmisión se realizó por medio de polea-banda trapezoidal, sistema que seleccionamos debido a la existencia de una distancia entre centros considerable para el funcionamiento de la máquina, además una ventaja que presenta es la facilidad en el momento de ensamblaje y no necesita de lubricante para su funcionamiento, lo que disminuye costos de operación.

Selección de la sección de la correa

Tabla 21. Datos para la selección de la correa

DATOS		
Descripción	Valor	Unidad
Potencia P_T	3	kW
Velocidad de polea menor n_1	650	rpm
Velocidad de polea mayor n_2	400	rpm
Diámetro de polea mayor D	203.2	mm

Fuente: autores

Cálculo de la potencia efectiva

$$P_e = P_T * C_c \quad \text{Ec: 3. 36}$$

Donde:

P_e , Indica el valor de la potencia corregida, [kW]

C_c , Coeficiente de corrección [ver Anexo C]

El coeficiente de corrección se selecciona de 1.1 ya que la bomba es menor a 7.5 kW y va a trabajar tres horas diarias.

Reemplazamos los valores de la Tabla 21 y el valor de coeficiente

$$P_e = 3.3 \text{ kW}$$

Al obtener el resultado de la Ec: 3.36 procedemos a seleccionar el tipo de banda con las revoluciones por minuto rpm de la polea menor y la potencia efectiva [ver Anexo D], por lo cual la banda seleccionada es de tipo B para nuestro caso.

Cálculo del diámetro de polea menor

$$n_1 * d = n_2 * D \quad \text{Ec: 3. 37}$$

Donde:

n₁, número de revoluciones de la polea menor [rpm]

d, diámetro de la polea menor [mm]

n₂, número de revoluciones de la polea mayor [rpm]

D, diámetro de la polea mayor [mm]

Reemplazamos los valores de la Tabla 20

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

Longitud primitiva teórica de la correa seleccionada

$$L_p = 2I + \pi d \quad \text{Ec: 3. 38}$$

Donde:

L_p, longitud primitiva teórica de la correa [mm]

I, distancia entre centros teórica [mm]

d, diámetro de polea menor [mm]

Para obtener el valor de L_p, se calcula el valor de la relación de transmisión y la distancia entre centros con las siguientes ecuaciones Ec: 3.39 y Ec: 3.44:

$$K = \frac{D}{d} \quad \text{Ec: 3. 39}$$

Donde:

K, muestra la relación de transmisión

d, es el diámetro de la polea menor [mm]

D, diámetro de la polea mayor [mm]

Reemplazamos los valores de la Ec: 3.37 y de la Tabla 21

$$K = 1.6$$

Con el valor obtenido de la Ec: 3.39 [ver Anexo E], se selecciona el rango comprendido según el resultado obtenido de K y calculamos la distancia entre centros

$$I \geq \frac{(K + 1)d}{2} + d \quad \text{Ec: 3. 40}$$

Valor calculado

Reemplazando los valores de la ecuación 3.39 y 3.37

$$I \geq 292.1 \text{ mm}$$

Valor en el diseño de la máquina.

$$I = 391 \text{ mm}$$

Este valor cumple con la condición y se encuentra dentro del rango dispuesto por la fórmula de la ecuación 3.40.

Obtenidos los valores reemplazamos en la Ec: 3.38

$$L_p = 1180.98 \text{ mm}$$

Con el valor de la ecuación de longitud primitiva seleccionamos el número de la correa [ver Anexo F], según el anexo es una banda B47 y es la mínima en distancia, entonces para tener espacio para poder tensionar adecuadamente la banda, se selecciona una de

TIPO B50

Número de correas.

Para la solución de este ítem se realizó el cálculo de la siguiente ecuación Ec: 3.41

$$Q = \frac{P_e}{P_a} \quad \text{Ec: 3. 41}$$

Donde:

Q, indica el número de correas que se deberá colocar en el diseño

P_a , indica la potencia que la correa transmite durante el funcionamiento [kW]

P_e , potencia efectiva del sistema

Entonces para la resolución primero resolvemos la potencia real con la siguiente ecuación:

$$P_a = (P_b + P_d) * C_Y * C_L \quad \text{Ec: 3. 42}$$

Donde:

P_a , indica la potencia que la correa transmite durante el funcionamiento [kW]

P_b , muestra la potencia que transmite cada banda tipo de V de transmisión [kW]

P_d , prestación diferencial y muestra la potencia que transmite cada banda [kW]

C_Y , es el factor de corrección

C_L , es el factor de corrección en función a la selección del tipo de correa

Para el cálculo de la ecuación 3.42, es de la siguiente manera:

- ❖ El valor de $P_b = 2.04$, obtener [ver Anexo G], con el valor del diámetro (127 mm) y la velocidad (650 rpm) de la polea menor y elegir el valor donde se intersecan las líneas.
- ❖ Similar procedimiento se aplica para el valor $P_d = 0.24$, donde se usa los mismos valores de la polea de menor diámetro, [ver Anexo H]
- ❖ Para poder obtener el factor de corrección C_Y , calculamos el arco de contacto sobre la polea menor y realizamos de la siguiente manera:

$$\sin \beta = \frac{r_2 - r_1}{I} \quad \text{Ec: 3. 43}$$

Donde:

r_2 , es el radio de la polea mayor

r_1 , es el radio de la polea menor

I , indica la distancia entre centros

Reemplazamos valores de la Tabla 21 y de las Ec: 3.37 y 3.40

$$\beta = 12.53^\circ$$

Además

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\beta \quad \text{Ec: 3.44}$$

Donde:

α_1 , Ángulo de contacto correa-polea menor

Reemplazamos el valor de la Ec: 3.43

$$\alpha_1 = 154.94 \approx 155^\circ$$

Con el ángulo de contacto de la polea menor y con la definición de transmisión trapezoidal/trapezoidal (debido a polea y banda trapezoidales), elegimos el factor de corrección y para este caso es 193, [ver Anexo I]

Factor de corrección en función a la selección del tipo de correa C_L

Este valor se obtiene con el tipo de correa (B50), en este caso el valor es 0.875 [ver Anexo J]

Reemplazamos los valores seleccionados en los anexos en la Ec: 3.42

$$P_a = 1.85 \text{ kW}$$

Reemplazamos los valores de la Ec: 3.42 en la Ec: 3.41 y obtenemos el número de correas.

$$Q = 1.78 \approx 2 \text{ correas}$$

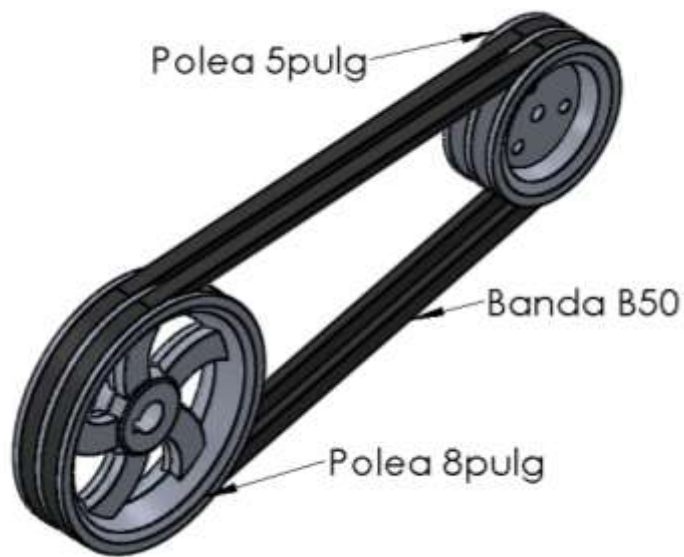


Figura 24. Sistema de transición por bandas
Fuente: autores

❖ **Diseño del eje del rodete [29]**



Figura 25. Eje del rodete
Fuente: autores

Seleccionamos el material acero inoxidable AISI304 debido que el eje va a estar en contacto con el agua y verificamos el factor de seguridad, imponiéndonos un diámetro para el eje.

Tabla 22. Especificaciones de diseño

Material	AISI304
Resistencia última a la tracción	$520 \frac{N}{mm^2} = 75.4 \text{ kpsi}$
Diámetro del eje	30 mm
Número de cucharas	19
Peso de cada álabe	0.9kg
Peso del rodete	6.5kg

Fuente: autores

Fuerzas que ejerce el sistema de transmisión por bandas trapezoidales

❖ **Cálculo de velocidad periférica de la banda V $\left[\frac{\text{pies}}{\text{minuto}}\right]$**

$$V = \frac{\pi DN}{12} \quad \text{Ec: 3. 45}$$

Donde

D , diámetro de la polea mayor Tabla 21[pulgadas]

N , indica el número de vueltas en un minuto del rodete Tabla 20 [rpm]

Reemplazamos los valores en la Ec: 3.45

$$V = 837.76 \frac{\text{pies}}{\text{minuto}}$$

❖ **Cálculo de la distancia entre centros con la banda seleccionada B50**

$$I' = 0.25 \left\{ \left[Lp' - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[Lp' - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\} \quad \text{Ec: 3. 46}$$

Donde:

I' , indica la distancia entre centros real de la banda [mm]

Lp' , muestra la longitud primitiva real [mm]

D , indica el diámetro de la polea mayor [mm]

d , indica el diámetro de la polea menor [mm]

Para obtener el valor de la distancia entre centros primero calculamos la distancia entre centros real **Lp'** con la siguiente ecuación.

$$Lp' = Li + Lc \quad \text{Ec: 3. 47}$$

Donde:

Li , longitud interna de la banda [mm] [ver Anexo H]

Lc , muestra la longitud de conversión para la banda B [mm], [ver Anexo K]

$$Lp' = 1320.72 \text{ mm}$$

Reemplazamos los valores de la Ec: 3.47 en la Ec: 3.46 y resolvemos

$$I' = 399.2 \text{ mm}$$

❖ **Cálculo real del ángulo de contacto θ_d**

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D - d}{2I'} \right) \quad \text{Ec: 3. 48}$$

Donde

I' , indica la distancia entre centros real de la banda [mm]

D , indica el diámetro de la polea mayor [mm]

d , indica el diámetro de la polea menor [mm]

Reemplazamos los valores de la Ec: 3.37, 3.46 y de la Tabla 21 en la Ec: 3.48

$$\theta_d = 2.95 \text{ rad} = 169^\circ$$

❖ **Cálculo del desarrollo de la fricción**

$$\exp(f\phi) \quad \text{Ec: 3. 49}$$

Donde

ϕ , es igual al ángulo de contacto [rad]

f , constate 0.5123. [29]

$$\exp(f\phi) = 4.533$$

❖ **Cálculo de la tensión centrífuga F_c [N]**

$$F_c = K_c \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \quad \text{Ec: 3. 50}$$

Donde:

K_c , parámetro o factor de corrección para bandas de tipo B [ver Anexo L]

V , indica la velocidad periférica de la banda $\left[\frac{\text{pies}}{\text{minuto}} \right]$

Reemplazamos el valor de la Ec: 3.45

$$F_c = 0.67 \text{ lbf} = 2.97 \text{ N}$$

❖ **Tensión que se transmite por la banda tipo B**

○ **Tensión mayor**

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} \quad \text{Ec: 3. 51}$$

Donde:

F_1 , tensión mayor en la banda trapezoidal [lbf]

ΔF , tensión debida al par de torsión transmitida [lbf]

F_c , tensión centrífuga [lbf]

$\exp(f\phi)$, desarrollo de fricción

Para obtener el resultado de la Ec: 3.51 primero obtenemos la tensión debida al par de torsión transmitida **ΔF** con la siguiente ecuación:

$$\Delta F = \frac{63025 P_e}{n_1 \left(\frac{d}{2}\right)^3} \quad \text{Ec: 3. 52}$$

Donde:

P_e , es la potencia efectiva que transmite la banda [Hp]

Q , número de bandas seleccionadas

n_1 , indica la velocidad de la polea menor [rpm]

d , indica el diámetro de la polea menor [pulgadas]

Reemplazamos los valores en la Ec: 3.52

$$\Delta F = 87 \text{ lbf}$$

Con este valor reemplazamos los valores de la ecuación 3.52 en la ecuación 3.51

$$F_1 = 112.3 \text{ lbf} = 495.7 \text{ N}$$

○ **Tensión menor**

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

Ec: 3. 53

Donde:

F₂, indica la tensión menor en el sistema de transmisión por banda trapezoidal [lbf]

Reemplazamos los valores de la ecuación 3.52

$$F_2 = 25.3 \text{ lbf} = 111.68 \text{ N}$$

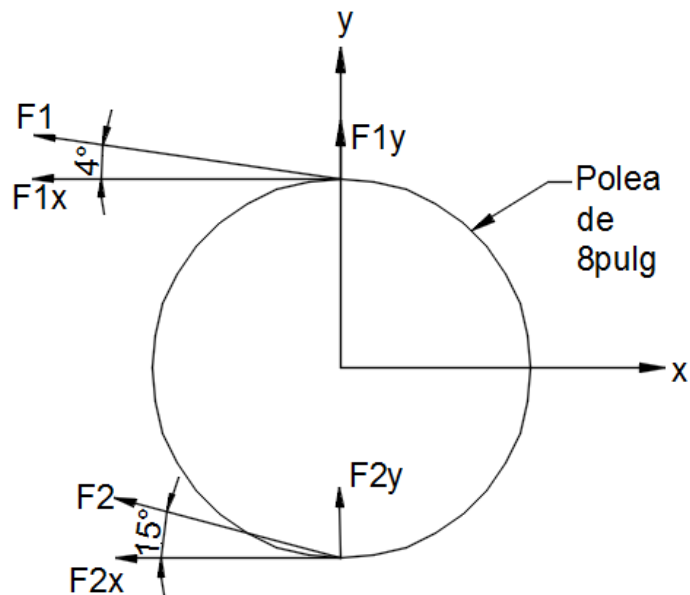


Figura 26. Fuerzas que transmite la banda
Fuente: autores

Tabla 23. Fuerzas en el eje X e Y generadas por las banda.

Tensión menor		Tensión mayor	
$F_{1y} = F_1 \sin \tau$	$F_{1y} = 34.6 \text{ N}$	$F_{2y} = F_2 \sin \partial$	$F_{2y} = 28.9 \text{ N}$
$F_{1x} = F_1 \cos \tau$	$F_{1x} = 494.5 \text{ N}$	$F_{2x} = F_2 \cos \partial$	$F_{2x} = 107.9 \text{ N}$

Fuente: autores

Nota: Ángulo generado en el lado con tensión mayor de la banda trapezoidal con referencia a la polea mayor τ y ∂ es el ángulo generado en el lado con tensión menor de la banda trapezoidal con referencia a la polea mayor.

Fuerzas que son producidas por la turbina [27]

$$F = \frac{60000P_T}{\pi * D_p * N} \quad \text{Ec: 3. 54} \quad [29]$$

Donde

F, indica la fuerza que ejerce el chorro sobre los álabes [kN]

P_T, muestra la potencia generada por la turbina [kW]

D_p, indica el diámetro peltón [mm]

N, indica el número de vueltas en un minuto de la turbina Pelton [rpm]

Reemplazamos los valores de la Ec: 3.1, 3.10 y de la Tabla 20

$$F = 388 \text{ N}$$

Con este valor de la Ec: 3.54, se determinan las fuerzas en los ejes X e Y, con la aplicación de las siguientes ecuaciones.

$$F_x = F(\sin \beta_4 + \cos \beta_4) \quad \text{Ec: 3. 55}$$

Donde:

F_x, es la fuerza ejercida por la turbina al eje X [N]

β₄, ángulo de orientación del borde de la cuchara con respecto al centro del rodete

Reemplazamos los valores de la Ec: 3.33 y 3.54 en la Ec: 3.55

$$F_x = 465.3 \text{ N}$$

Además:

$$F_y = F(\cos \beta_4 - \sin \beta_4) + P_r \quad \text{Ec: 3. 56}$$

Donde:

F_y, es la fuerza ejercida por la turbina al eje Y [N]

P_r, muestra la fuerza generada por el peso de la turbina Pelton [N].

Para determinar el resultado primero calculamos la fuerza generada por el peso de la turbina.

$$Pr = zM + N \quad \text{Ec: 3.57}$$

Donde

z , número de álabes de la turbina [Ec: 3.22]

M , peso individual del álabe [N] [Tabla 22]

N , indica el peso del disco del rodete [N] [Tabla 22]

Reemplazamos los valores en la Ec: 3.57

$$Pr = 231.516 \text{ N}$$

Por lo tanto reemplazamos los valores de la Ec: 3.33, 3.54 y 3.57 en la Ec: 3.56 y se obtiene:

$$F_y = 522.3 \text{ N}$$

Cálculo de reacciones en los apoyos con el diagrama de cuerpo libre

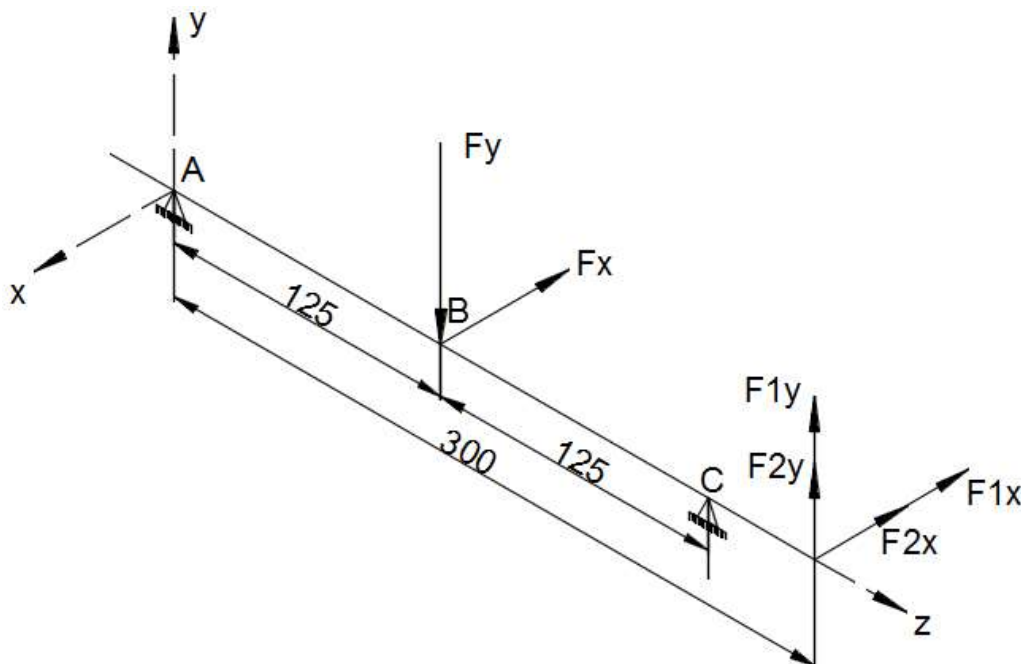


Figura 27. Diagrama de cuerpo libre en el eje del rodete
Fuente: autores

❖ Diagrama de cuerpo libre, plano (y-z)

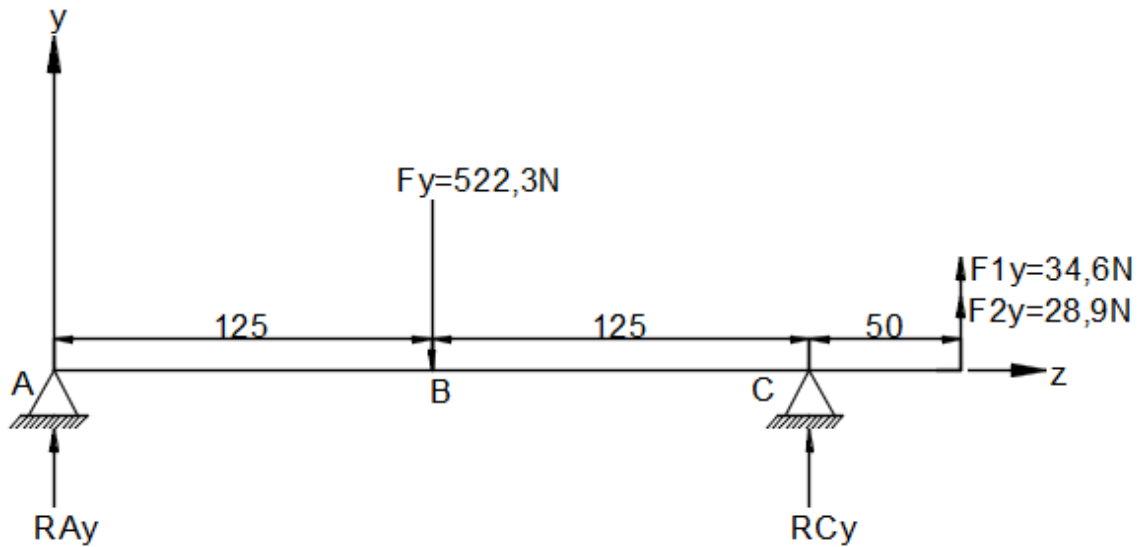


Figura 28. Diagrama de cuerpo libre, plano (y-z)
Fuente: autores

Sumatoria de momentos en punto A

$$\Sigma M_A = 0 \text{ (sentido antihorario negativo)}$$

$$F_y 125 \text{mm} - R_{Cy} 250 \text{mm} - [(F_{1y} + F_{2y}) 300 \text{mm}] = 0 \quad \text{Ec: 3. 58}$$

Donde:

F_y , es la fuerza ejercida por la turbina al eje Y [N]

R_{Cy} , reacción que se genera en los apoyos del eje en el punto C [N]

F_{1y} , fuerza en el eje Y, que se genera por tensión menor de la banda de transmisión [ver Tabla 23] [N]

F_{2y} , fuerza en el eje Y, que se genera por tensión mayor de la banda de transmisión [ver Tabla 23] [N]

Despejamos R_{Cy} y reemplazamos los valores

$$R_{Cy} = 184.95 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$R_{Ay} - F_y + R_{Cy} + F_{1y} + F_{2y} = 0 \quad \text{Ec: 3. 59}$$

Donde:

R_{Cy} , reacción que se genera en los apoyos del eje Y en el punto C

Despejamos R_{Ay} y reemplazamos los valores en la ecuación.

$$R_{Ay} = 273.85 \text{ N}$$

Diagrama de fuerzas cortantes

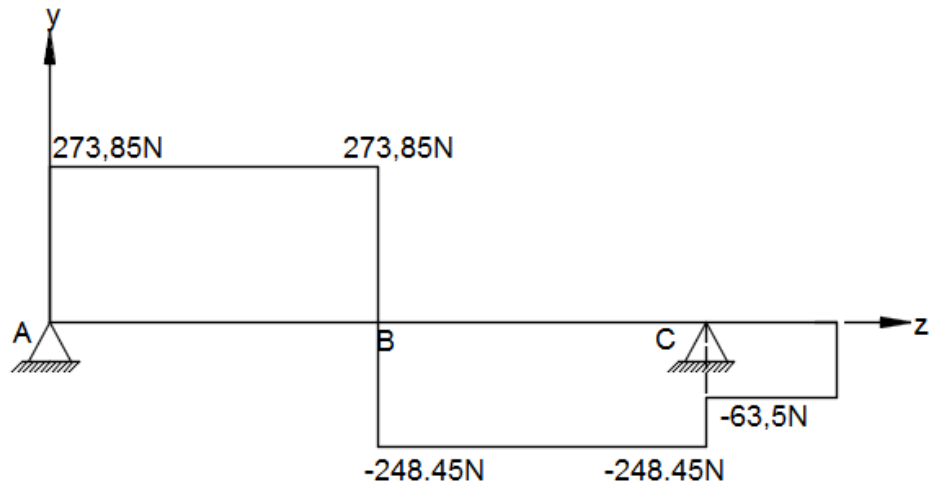


Figura 29. Diagrama de fuerzas cortantes plano (y-z)
Fuente: autores

Diagrama de momentos flectores.

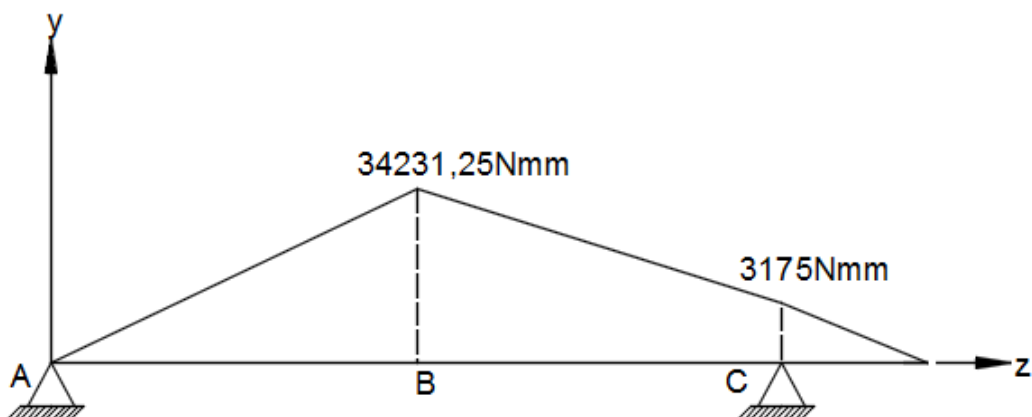


Figura 30. Diagrama de momentos flectores, plano (y-z)
Fuente: autores

❖ Diagrama de cuerpo libre, plano (x-z)

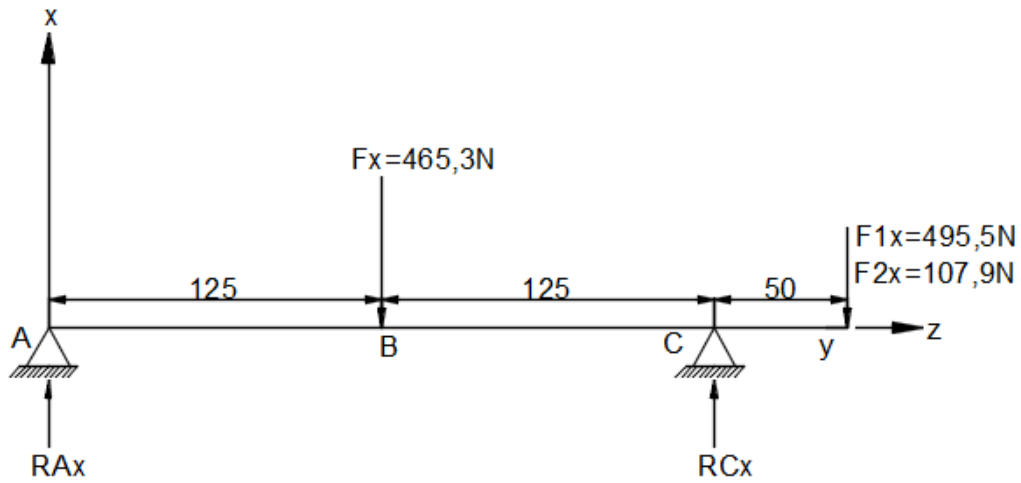


Figura 31. Diagrama de cuerpo libre, plano (x-z)
Fuente: autores

Sumatoria de momentos en punto A

$$\Sigma M_A = 0 \text{ (sentido antihorario negativo)}$$

$$F_x 125 \text{ mm} - R_{Cx} 250 \text{ mm} + [(F_{1x} + F_{2x}) 300 \text{ mm}] = 0 \quad \text{Ec: 3. 60}$$

Donde:

F_x , es la fuerza ejercida por la turbina al eje X [N]

R_{Cx} , reacción que se genera en los apoyos en el punto C del eje Z [N]

F_{1x} , fuerza en el eje X, que se genera por tensión menor de la banda de transmisión [ver Tabla 23] [N]

F_{2x} , fuerza en el eje X, que se genera por tensión mayor de la banda de transmisión [ver Tabla 23] [N]

Despejamos R_{Cx} y reemplazamos los valores en la ecuación

$$R_{Cx} = 956.73 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje X

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{Ax} - F_x + R_{Cx} - F_{1x} - F_{2x} = 0 \quad \text{Ec: 3. 61}$$

Donde:

R_{AX} , reacción que se genera en el apoyo A del eje X [N]

R_{CX} , reacción que se genera en el apoyo C del eje X [N]

Despejamos R_{AX} y reemplazamos los valores en la ecuación.

$$R_{AX} = 111.97 \text{ N}$$

Diagrama de fuerzas cortantes.

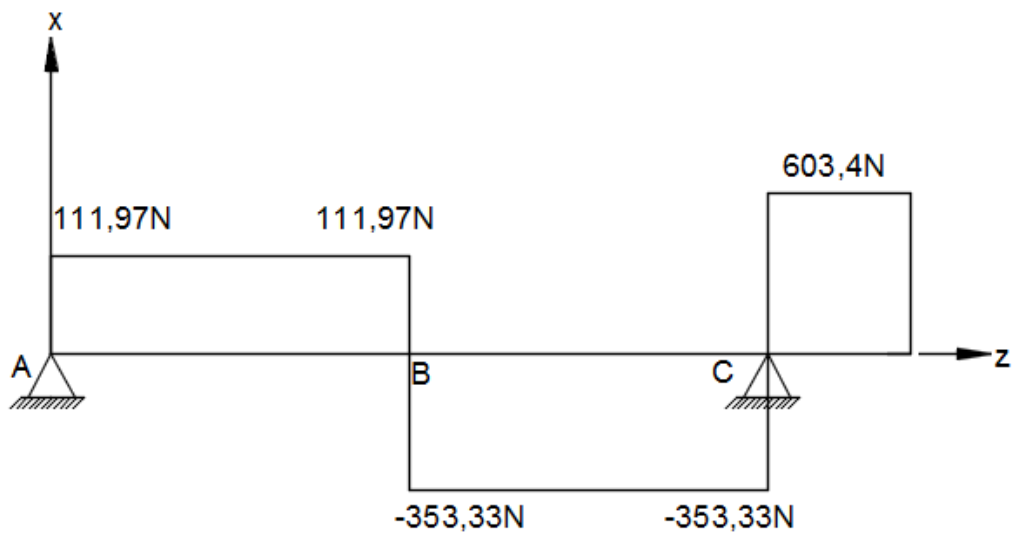


Figura 32. Diagrama de fuerzas cortantes, plano (x-z)
Fuente: autores

Diagrama de momentos flectores.

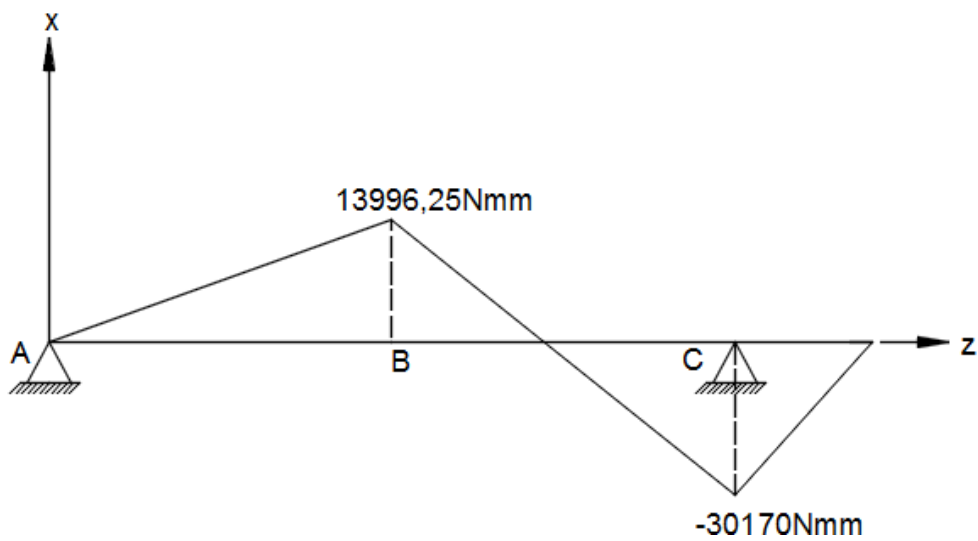


Figura 33. Diagrama de momentos flectores, plano (x-z)
Fuente: autores

Analizamos los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores en los dos diagramas de cuerpo libre (y-z) (x-z) y definimos que el momento máximo se da en el punto C, debido al cambio de sección.

$$M_C = \sqrt{M_{CX}^2 + M_{CZ}^2} \quad \text{Ec: 3. 62}$$

$$M_C = 30336.6 \text{ N} - \text{mm}$$

❖ **Cálculo de factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga (Se)**
[29]

$$Se = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \frac{1}{K_f} * Se' \quad \text{Ec: 3. 63}$$

Donde:

k_a , indica el factor de superficie

k_b , indica el factor de tamaño

k_c , es el factor de carga

k_d , muestra el factor de temperatura

k_e , muestra el factor de confiabilidad

k_f , muestra el factor de efectos varios

K_f , indica la concentración de esfuerzos.

Se' , muestra el límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria

Factor de superficie k_a

$$k_a = a * Sut^b \quad \text{Ec: 3. 64}$$

Donde

$a - b$, factores que se determinan por el tipo de acabado superficial, [ver Anexo M]

$$k_a = 0.859$$

Factor de tamaño kb

Para determinar la fórmula con la cual se va a realizar el cálculo utilizamos el diámetro y determinamos la fórmula que ingresa en los rangos impuestos, [ver Anexo N]

$$k_b = (1.24d)^{-0.107} \quad \text{Ec: 3. 65}$$

Donde:

d, diámetro del eje [mm] [ver Tabla 22]

$$k_b = 0.878$$

Factor de carga kc

El eje a diseñar soporta una carga a torsión, [ver Anexo O]

$$k_c = 0.59$$

Factor de temperatura kd

El factor de temperatura se elige con una temperatura 20° debido a que la máquina va a estar en contacto con el agua por lo que las temperaturas son menores a las del medio ambiente [ver Anexo P]

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad ke

Para el diseño del eje se trabajó con una confiabilidad del 90% por el esfuerzo que realiza en la apertura y cierre del inyector. [ver Anexo Q]

$$k_e = 0.897$$

Factor de efectos varios kf

El material elegido es un acero inoxidable lo que significa que soportará el contacto con el fluido por lo que no se realiza ningún tipo de tratamiento al material, por lo tanto el factor de efectos varios es 1 ya que solo se maquinará.

Concentración de esfuerzos Kf

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}} \quad \text{Ec: 3. 66}$$

Donde:

K_t, indica el factor teórico de concentración de esfuerzos

\sqrt{a} , es la constante de Neuber

\sqrt{r} , indica el radio de la muesca con la que se maquina el eje.

Cálculo de la constante de Neuber \sqrt{a}

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.3077945(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3 \quad \text{Ec: 3. 67}$$

Donde:

S_{ut}, muestra la resistencia última a la tracción [kpsi] [ver Tabla 22]

$$\sqrt{a} = 0.0881\sqrt{\text{pulgadas}} = 0.444\sqrt{\text{mm}}$$

Cálculo factor teórico de concentración de esfuerzos Kt

Calculamos este factor basándonos en el diámetro mayor y menor del eje a diseñar y en el diámetro de radio en cada cambio de sección.

$$\frac{D}{d} = \frac{30}{25} = 1.2 \quad \text{Ec: 3. 68}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{25} = 0.04$$

Con estos valores de la Ec: 3.68 ver [Anexo R]

$$K_t = 2$$

Los valores de las ecuaciones 3.67, el valor del [Anexo R] y reemplazamos en la Ec: 3.66

$$K_f = 1.693$$

Una vez que obtenemos todos los factores se determina el valor de la resistencia a la fatiga de la Ec: 3.63

$$Se = 122.59 \frac{N}{mm^2}$$

Cálculo del factor de seguridad n

Este cálculo permite determinar si el eje diseñado va a soportar las cargas expuestas.

$$n = \frac{Se}{\sigma} \quad \text{Ec: 3. 69}$$

Donde:

σ , indica el valor del esfuerzo [N/mm²]

Para determinar este valor, se calcula el valor del esfuerzo con la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{32 * M_C}{\pi d^3} \quad \text{Ec: 3. 70}$$

Reemplazamos los valores de la Ec: 3.62 y el diámetro (d) [ver Tabla 22]

$$\sigma = 19.78 \frac{N}{mm^2}$$

Finalmente reemplazamos los valores de la Ec: 3.70 en la Ec: 3.69

$$n = 6.2$$

Este valor de seguridad indica que el eje va a soportar todas las cargas que la turbina y el sistema de poleas ejercen sobre él.

❖ Selección de rodamientos FAG [32]

Para la selección de los rodamientos utilizamos las reacciones generadas en los puntos de apoyo A y C en los planos (y-z) (x-z), calculadas en el ítem (Diseño de eje para el rodete).

Cálculo de fuerzas radiales en punto A y C

Punto A

$$Fr_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2} \quad \text{Ec: 3. 71}$$

Donde:

Fr_A, indica la fuerza radial en el punto de apoyo A [N]

R_{Ay}, indica la reacción que se genera en el punto A del eje Y [ver ecuación 3.59]

R_{Ax}, indica la reacción que se genera en el punto A del eje X [ver ecuación 3.61]

$$Fr_A = 295.86 \text{ N}$$

Punto C

$$Fr_C = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cx}^2} \quad \text{Ec: 3. 72}$$

Donde:

Fr_C, indica la fuerza radial en el punto de apoyo C [N]

R_{Cy}, indica la reacción que se genera en el punto C del eje Y [N] [ver ecuación 3.58]

R_{Cx}, indica la reacción que se genera en el punto C del eje X [N] [ver ecuación 3.60]

$$Fr_C = 974.44 \text{ N}$$

Como en el punto C, es la más crítica se realiza el cálculo dinámico en dicho punto.

○ Cálculo de la carga dinámica C

$$C = P \sqrt[3]{\frac{Lh * n * 60}{10^6}} \quad \text{Ec: 3. 73} \\ [29]$$

Donde:

P, indica la carga dinámica equivalente [N]

Lh, muestra la vida del cojinete para el tipo de máquina construida [kh], [ver Anexo S]

N, indica el número de vueltas en un minuto de la turbina [rpm] [ver Tabla 20]

$$P = XF_{rC} + YF_{aC} \quad \text{Ec: 3. 74} \\ [32]$$

Donde:

F_{rC}, indica la fuerza radial en el rodamiento [N], [ver ecuación 3.72]

F_{aC}, indica la fuerza axial en el rodamiento [N]

En la selección del rodamiento tenemos en cuenta que este eje no tiene fuerza axial por lo que tiene un valor de cero, lo cual el rodamiento tampoco tiene dicha fuerza por lo que:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e; 0 \leq e \quad \text{Ec: 3. 75} \\ [32]$$

Se cumple esta relación, [ver Anexo T] Para obtener los valores de X e Y de la ecuación de la carga dinámica equivalente

$$P = 974.44 \text{ N}$$

Con los valores de P y Lh determinamos el valor de la carga dinámica reemplazando los valores en la Ec: 3.73.

$$C = 7629.6 \text{ N}$$

Con este valor de C y el diámetro del eje donde se va ubicar el rodamiento y se selecciona el tipo de rodamiento.

Tabla 24. Selección del rodamiento

	Punto A	Punto C
Rodamiento	56206	56206
Diámetro interno	30 mm	30 mm
Diámetro externo	62 mm	62 mm
Carga dinámica	19.3 kN	19.3 kN

Fuente: [32]

Una vez conocidos los rodamientos descritos en la Tabla 24, seleccionamos los cuerpos que van a servir de apoyo para los rodamientos, esto elegimos de acuerdo a la geometría de la estructura, por lo que para este caso se selecciona cuerpos de piso.

3.2.1.9. Inyector



Figura 34. Inyector
Fuente: autores

El diseño del inyector es con un mecanismo de apertura y cierre del bulbo que elimina la presencia del codo donde generalmente se ubica el mecanismo, con este diseño se consiguió disminuir las pérdidas por accesorios.

El inyector consta de un mecanismo por medio de engranes de tipo cónicos espirales y de un tornillo de potencia. Los engranes transformarán el movimiento rotatorio en movimiento longitudinal y éste será transmitido hacia el tornillo de potencia el que será el encargado de abrir y cerrar el bulbo. [ver Figura 31]



Figura 35. Parte interna del inyector
Fuente: autores

❖ Dimensiones principales del inyector [27]

Para determinar las dimensiones del inyector primero se calculó el diámetro de chorro [ver resultado Ec: 3.9], debido a que las medidas se da en función de dicho diámetro, [ver Anexo U], en el cual se eligió el rango inicial para disminuir costos y peso de fabricación debido a que el material seleccionado es AISI304.

Donde:

a , dimensión del diámetro mayor del bulbo [mm]

α_0 , indica el ángulo de la punta del bulbo (50°)

α_1 , indica el ángulo el cierre del paso entre tobera y bulbo (75°)

dt , diámetro de chorro de la tobera [mm]

x , muestra la distancia que recorre el bulbo al abrir y cerrar [mm]

dv , es el diámetro del eje para el bulbo [mm]

b , indica la longitud del bulbo [mm]

$d1$, muestra el diámetro de la tobera [mm]

l , longitud del cilindro de la tobera [mm]

d , diámetro del chorro [mm]

$$a = 1.4d = 59.64 \text{ mm} \quad \text{Ec: 3. 76}$$

$$dt = 1.1d = 46.2 \text{ mm} \quad \text{Ec: 3. 77}$$

$$x = 0.5d = 21\text{mm} \quad \text{Ec: 3. 78}$$

$$dv = 0.58d = 24.36\text{mm} \quad \text{Ec: 3. 79}$$

$$b = 3.25d = 136.5\text{mm} \quad \text{Ec: 3. 80}$$

$$l = 6d = 252\text{mm} \quad \text{Ec: 3. 81}$$

$$d1 = 2.5d = 105\text{mm} \quad \text{Ec: 3. 82}$$

○ **Diseño de la geometría del bulbo**



Figura 36. Bulbo
Fuente: autores

Para el diseño del bulbo utilizamos los parámetros ya calculados anteriormente en el diseño de la tobera que son: a , b , α_0 y además calculamos el diámetro de curvatura que se presenta a continuación:

$$b = (1.25 - 1.30)d$$

Ec: 3. 83
[27]

$$b = 53.55 \text{ mm}$$

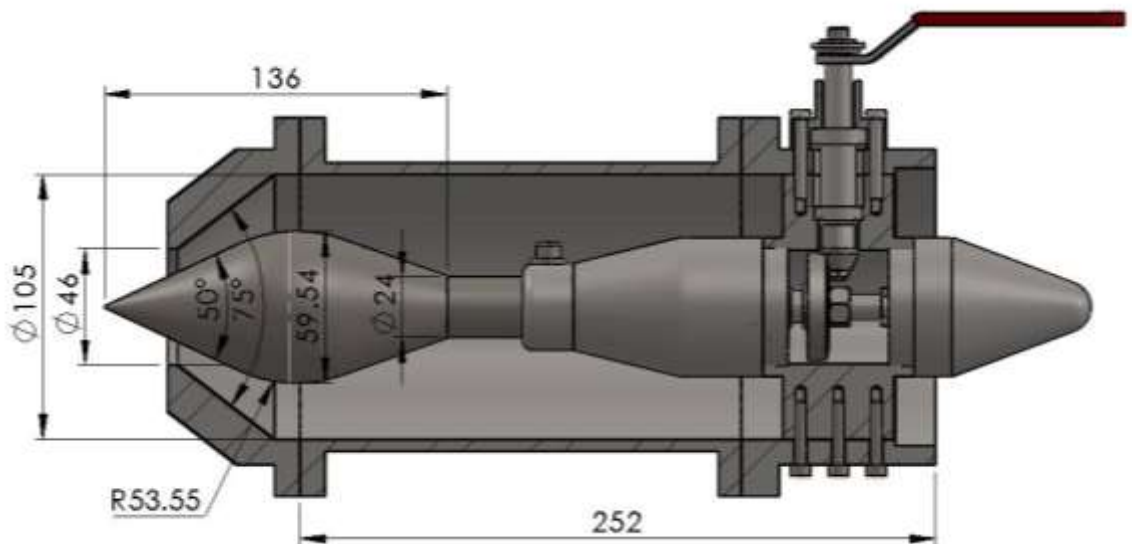


Figura 37. Dimensionamiento del inyector y bulbo
Fuente: autores

❖ **Diseño del mecanismo de apertura y cierre del inyector**



Figura 38. Mecanismo de apertura y cierre
Fuente: autores

- **Geometría y dimensionamiento del piñón y engrane cónico espiral**
[ver Anexo V]

Tabla 25. Tabla de geometría y dimensionamiento del piñón y engrane

Piñón $Z_1=9$	Engrane $Z_2 = 32$
$E=90^\circ$ $m=1.25$ $a_n = 20^\circ$	$B_m = 35^\circ$
$a_t = 23.9568$	$a_t = 23.9568$
$d_1 = 11.25mm$	$d_2 = z_2 * m = 32 * 1.25 = 40mm$
$\delta_1 = 15.70864^\circ$	$\delta_2 = 74.29136^\circ$
$R = 20.77596$	$R = 20.77596$
$b = 6.23$	$b = 6.23$
$ha_1 = 1.51144$	$ha_2 = 0.61356$
$hf_1 = 0.84856$	$hf_2 = 1.74644$
$\theta f_1 = 2.33885^\circ$	$\theta f_2 = 4.80502^\circ$
$\theta a_1 = 4.80502^\circ$	$\theta a_2 = 2.33885^\circ$
$\delta a_1 = 20.51366^\circ$	$\delta a_2 = 76.63021^\circ$
$\delta f_1 = 13.36979^\circ$	$\delta f_2 = 69.48634^\circ$
$da_1 = 14.15998$	$da_2 = 40.33224^\circ$
$X_1 = 21.32939mm$	$X_2 = 5.0343mm$
$Xb_1 = 5.85553$	$Xb_2 = 1.44179$
$di_1 = 9.77821$	$di_2 = 28.19982$

Fuente: autores

❖ **Diseño del tornillo de potencia**



Figura 39. Tornillo de potencia

Fuente: autores

Fuerza necesaria para mover la aguja Fh.

$$F_h = \rho * g * H * \frac{\pi}{4} (d_t^2 - e^2)$$

Ec: 3. 84
[13]

Donde:

H, altura máxima de salto [m] [Tabla 20]

ρ , densidad del agua 1000 [Kg/m³]

g, gravedad 9.81 [m/s²]

dt, diámetro de chorro de la tobera [mm] Ec: 3.77

e, diámetro de la prensaestopa, valor de (0), debido a que nuestro diseño no consta.

Reemplazamos los valores en la Ec: 3.84

$$F_h = 246.68 \text{ N} = P$$

Tabla 26. Datos para el tornillo de potencia

Datos para el tornillo de potencia		
Símbolo	Valor	Unidad
D	16	mm
p	3	mm
μ	0.1	
P	246.68	N

Fuente: autores

Determinación de los diámetros para el tornillo de potencia.

$$d_p = d - \frac{p}{2} \quad \text{Ec: 3. 85} \\ [29]$$

y

$$d_r = d - p \quad \text{Ec: 3. 86} \\ [29]$$

Donde

d_p , indica el diámetro de paso del tornillo [mm]

d , diámetro externo [mm]

p , paso [mm]

d_r , diámetro interno [mm]

Reemplazamos los valores de la Tabla 26 en las Ec: 3.85 y 3.86

$$d_p = 14.5\text{mm}$$

$$d_r = 13\text{mm}$$

Torque necesario para la apertura

$$T_u = \frac{P * d_p * (\mu * \pi * d_p + L)}{2 * (\pi * d_p - \mu * L)} \quad \text{Ec: 3. 87} \\ [29]$$

Donde:

P , indica la presión interna del inyector [N]

T_u , indica el torque necesario para abrir el bulbo [Nm]

μ , coeficiente de fricción que existe entre el tornillo y la tuerca

L , longitud del tornillo = p [m]

Reemplazamos los valores de la Tabla 26 y el valor de la Ec: 3.85 en la Ec: 3.87

$$T_u = 0.299\text{Nm} \approx 0.3\text{Nm}$$

Torque necesario para el cierre [29]

$$T_d = \frac{P * d_p * (\mu * \pi * d_p + L)}{2 * (\pi * d_p + \mu * L)} \quad \text{Ec: 3. 88} \quad [29]$$

Donde:

T_d , indica el torque necesario para cerrar el bulbo [Nm]

Reemplazamos los valores de la Tabla 26 y de la Ec: 3.85 en la Ec: 3.88

$$T_d = 0.061 \text{Nm}$$

Cuando se trata de una rosca cuadrada el tornillo se auto-bloqueará si:

$$\mu > \tan \lambda \quad \text{Ec: 3. 89} \quad [29]$$

Donde:

λ , representa el ángulo de avance y puede resolver

$$\mu > \frac{L}{\pi * d_p} = 0.066$$

$$0.1 > 0.066$$

Con este resultado determinamos que el diseño del tornillo de potencia es auto-bloqueante debido a que cumple la condición.

Eficiencia del tornillo de potencia [29]

$$e = \frac{W_{sal}}{W_{ent}} \quad \text{Ec: 3. 90}$$

Donde:

W_{sal} , trabajo realizado por el tornillo de potencia a la salida y se puede representar como $P * L$ en unidades [Nm]

W_{ent} , trabajo realizado por el tornillo de potencia a la entrada y se resuelve de la siguiente manera: $2\pi * T_{entrada \text{ o salida}}$ en unidades [Nm]

Eficiencia al instante de la apertura

$$e = \frac{P * L}{2\pi * T_u} = 0.399 \quad \text{Ec: 3. 91}$$

Eficiencia al instante del cierre

$$e = \frac{P * L}{2\pi * T_d} = 1.93 \quad \text{Ec: 3. 92}$$

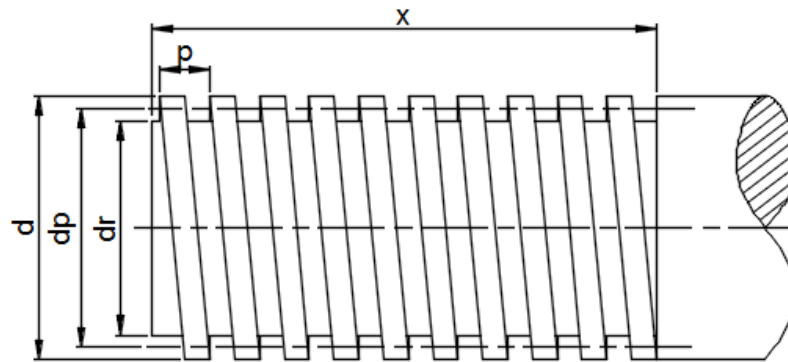


Figura 40. Especificaciones del tornillo de potencia
Fuente: autores

x , muestra la distancia que recorre el bulbo al abrir y cerrar [mm] [Ec: 3.78]

❖ Fuerzas que actúan sobre el eje de tornillo de potencia y eje de piñón

Cierre del inyector

Para el cálculo de fuerzas que actúan sobre el piñón y engrane primero analizamos el tipo de contacto y el sentido que va a trabajar el engrane-piñón, para saber la dirección de las fuerzas [ver Anexo W] y además [ver en Anexo X] para determinar el valor de las fuerzas.

Tabla 27. Cálculo de fuerzas del piñón y engrane en el cierre del inyector

$\Sigma = 90^\circ, m_t = 1.25, \alpha_n = 20^\circ, \beta = 35^\circ$	
Piñón	Engrane
Convexo	Cóncavo
$T_1 = - -$	$T_2 = 0.061 \text{ N.m}$
$\delta_1 = 15.71^\circ$	$\delta_2 = 74.29^\circ$
$d_{m1} = 9.56 \text{ mm}$	$d_{m2} = 34 \text{ mm}$
$F_t = 3.59 \text{ N}$	$F_t = 3.59 \text{ N}$
$F_{x1} = -1.99 \text{ N}$	$F_{x2} = 2.22 \text{ N}$
$F_{r1} = 2.22 \text{ N}$	$F_{r2} = -1.99 \text{ N}$

Fuente: autores

Apertura del inyector

Para el cálculo de fuerzas que actúan sobre el piñón y engrane primero analizamos el tipo de contacto y el sentido que van a trabajar el engrane-piñón, para saber la dirección de las fuerzas [ver Anexo W] y además [ver en Anexo X] para determinar el valor de las fuerzas.

Tabla 28. Cálculo de fuerzas del piñón y engrane en el apertura del inyector

$\Sigma = 90^\circ, m_t = 1.25, \alpha_n = 20^\circ, \beta = 35^\circ$	
Piñón	Engrane
Cóncavo	Convexo
$T_1 = - -$	$T_2 = 0.3 \text{ N.m}$
$\delta_1 = 15.71^\circ$	$\delta_2 = 74.29^\circ$
$d_{m1} = 9.56 \text{ mm}$	$d_{m2} = 34 \text{ mm}$
$F_{t1} = 17 \text{ N}$	$F_{t2} = 17 \text{ N}$
$F_{x1} = 13.5 \text{ N}$	$F_{x2} = 4.05 \text{ N}$
$F_{r1} = 4.05 \text{ N}$	$F_{r2} = 13.5 \text{ N}$

Fuente: autores

Para el diseño de los ejes: eje de tornillo de potencia y eje de piñón seleccionó las fuerzas al momento de la apertura del inyector debido a que son las más críticas. [ver Tabla 28]

- **Radio generados en el piñón y engrane para el cálculo de momentos en los ejes**

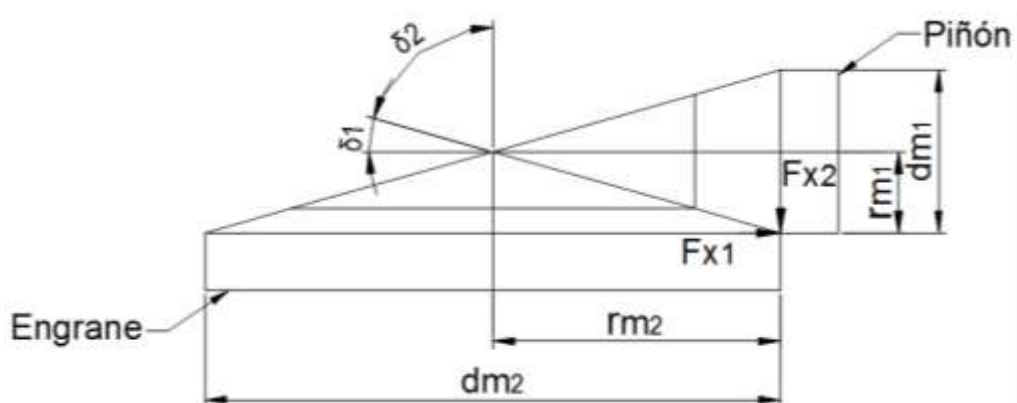


Figura 41. Radios generados en los engranes

Fuente: autores

❖ **Diseño del eje para el tornillo de potencia**



Figura 42. Diseño del eje para el tornillo de potencia
Fuente: autores

Seleccionamos el material acero inoxidable AISI304 debido que el eje va a estar en contacto con el agua y calculamos el factor de seguridad imponiéndonos el diámetro del eje para el piñón.

Tabla 29. Material y diámetro impuesto del eje para el tornillo de potencia

Material	AISI304
Resistencia última a la tracción	$520 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 75.4 \text{ kpsi}$
Diámetro del eje	9.75 mm

Fuente: autores

Cálculo de radios generados en los engranes para el cálculo de momentos [ver Figura 35]

$$r_{m2} = \frac{dm_2}{2} \quad \text{Ec: 3. 93}$$

Donde:

r_{m2} , radio primitivo engrane [mm] [ver Figura 39]

dm_2 , diámetro primitivo del engrane cónico [mm] [ver Tabla 28]

Remplazamos los valores en la Ec: 3.93

$$r_{m2} = 17 \text{ mm}$$

Cálculo de reacciones en los apoyos con el diagrama de cuerpo libre

- Diagrama de cuerpo libre, plano (y-x)

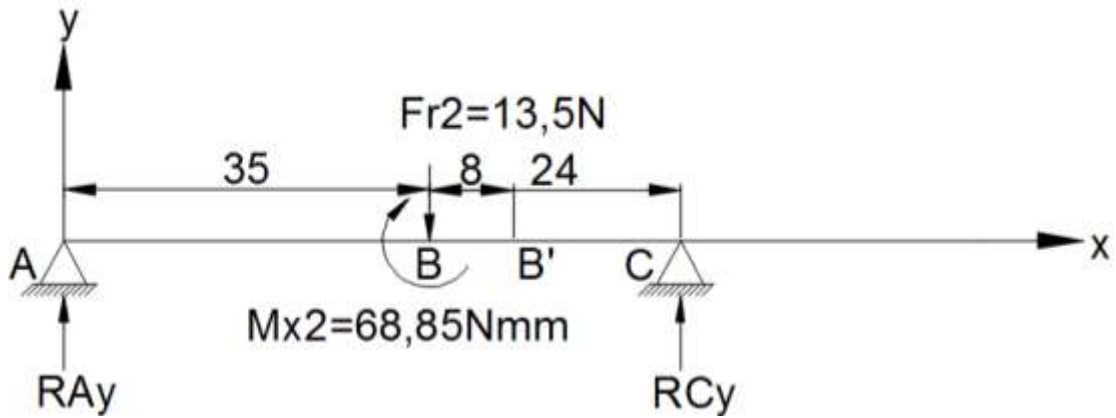


Figura 43. Diagrama de cuerpo libre, plano (y-x)
Fuente: autores

Sumatoria de momentos en punto A

$$\Sigma M_A = 0 \text{ (sentido antihorario positivo)}$$

$$-M_{x2} - F_{x2} * 35\text{mm} + R_{Cy} * 59\text{mm} = 0 \quad \text{Ec: 3. 94}$$

Donde:

M_{x2} , momento generado por $F_{x2} * r_{m2} = 68.85 \text{ Nmm}$

F_{x2} , fuerza generada por el engrane en la apertura del inyector [ver Tabla 28]

R_{Cy} , reacción que se genera en los apoyos del eje Y en el punto C [N]

Despejamos R_{Cy} y reemplazamos los valores

$$R_{Cy} = 9.17 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$-F_{x2} + R_{Ay} + R_{Cy} = 0 \quad \text{Ec: 3. 95}$$

Donde:

R_{Ay} , reacción que se genera en los apoyos del eje en el punto A

Despejamos R_{Ay} y reemplazamos los valores

$$R_{Ay} = 4.32 \text{ N}$$

Diagrama de fuerzas cortantes

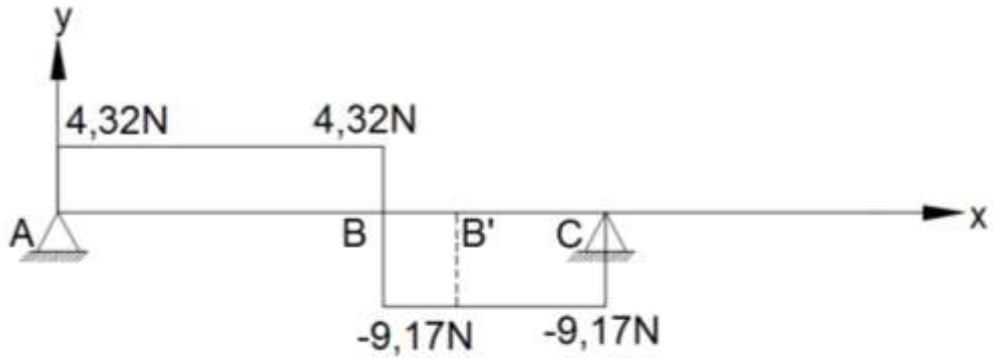


Figura 44. Diagrama de fuerzas cortantes, plano (y-z).

Fuente: autores

Diagrama de momentos flectores.

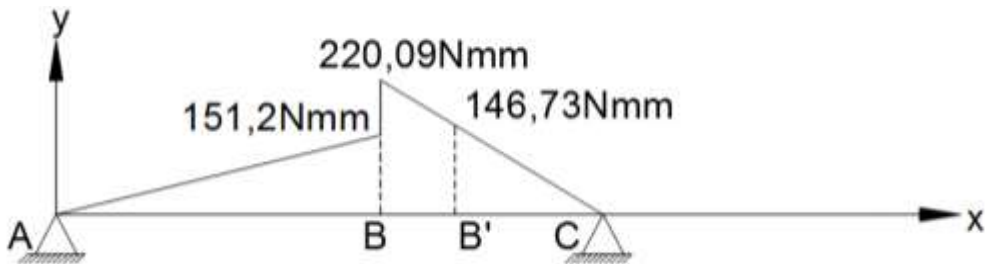


Figura 45. Diagrama de momentos flectores, plano (y-x).

Fuente: autores

Diagrama de cuerpo libre, plano (z-x)

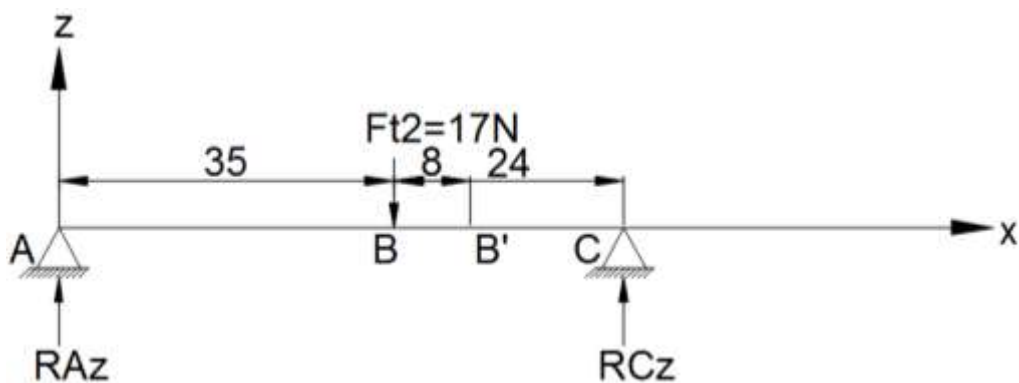


Figura 46. Diagrama de cuerpo libre, plano (z-x)

Fuente: autores

Sumatoria de momentos en punto A

$$\Sigma M_A = 0 \text{ (sentido antihorario positivo)}$$

$$-F_{t2} * 35\text{mm} + R_{CZ} * 59\text{mm} = 0 \quad \text{Ec: 3.96}$$

Donde:

F_{t2} , indica la fuerza tangencial [N] [ver Tabla 28]

R_{CZ} , reacción que se genera en los apoyos del eje Z en el punto C [N].

$$R_{CZ} = 10.08 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas en Z

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{AZ} + R_{CZ} - F_{t2} = 0 \quad \text{Ec: 3.97}$$

Donde:

R_{AZ} , reacción que se genera en el apoyo A del eje Z [N]

R_{CZ} , reacción que se genera en el apoyo C del eje Z [N]

Reemplazamos los valores de la Ec: 3.96 y de la Tabla 28.

$$R_{AZ} = 6.92 \text{ N}$$

Diagrama de fuerzas cortantes

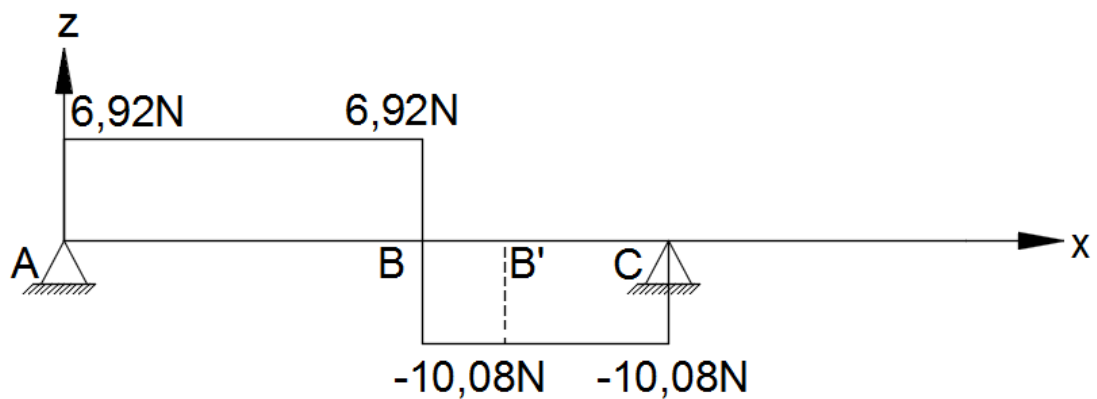


Figura 47. Diagrama de fuerzas cortantes, plano (z-x).

Fuente: autores

Diagrama de momentos flectores.

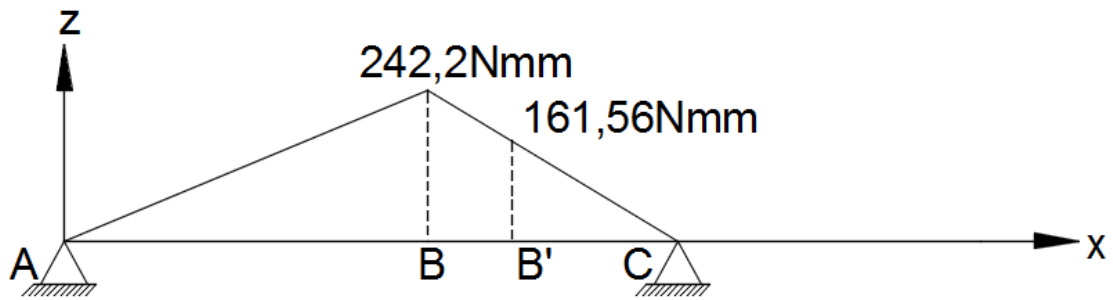


Figura 48. Diagrama de momentos flectores, plano (z-x)
Fuente: autores

Analizamos los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores en los dos diagramas de cuerpo libre (y-x) (z-x) y se define que el momento más crítico se da en el punto B'.

$$M_{B'} = \sqrt{M_{B'y}^2 + M_{B'z}^2} \quad \text{Ec: 3. 98}$$

Mediante el análisis de los diagrama de momentos flectores en los planos (y-x) (z-x) el punto B' es el momento más crítico por el cambio de sección.

Reemplazamos los valores obtenidos en los diagramas y se obtiene el resultado

$$M_{B'} = 218.24 \text{ Nmm}$$

- **Cálculo de factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga (S_e)**
[29]

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \frac{1}{K_f} * S_e' \quad \text{Ec: 3. 99}$$

Factor de superficie k_a

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad \text{Ec: 3. 100}$$

Donde:

a – b, factores que se determinan por el tipo de acabado superficial, [ver Anexo M]

$$k_a = 0.859$$

Factor de tamaño kb

Para determinar la fórmula con la cual se va a realizar el cálculo se utilizó el diámetro y se determinó mediante la fórmula que ingresa en los rangos impuestos, [ver Anexo N]

$$k_b = (1.24d)^{-0.107} \quad \text{Ec: 3. 101}$$

Donde:

d, diámetro del eje [mm] [ver Tabla 29]

$$k_b = 0.972$$

Factor de carga kc

El eje a diseñar soporta una carga a torsión, [ver Anexo O]

$$k_c = 0.59$$

Factor de temperatura kd

El factor de temperatura se elige con una temperatura 20° debido a que la máquina va a estar en contacto con el agua por lo que las temperaturas son menores al medio ambiente [ver Anexo P]

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad ke

Para el diseño del eje trabajamos con una confiabilidad del 90% por el esfuerzo que realiza en la apertura y cierre del inyector. [ver Anexo Q]

$$k_e = 0.897$$

Factor de efectos varios kf

El material elegido es un acero inoxidable lo que significa que soportará el contacto con el fluido por lo que no se realiza ningún tipo de tratamiento al material, por lo tanto el factor de efectos varios es 1 ya que solo se maquinará.

Concentración de esfuerzos Kf

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}} \quad \text{Ec: 3. 102}$$

Donde:

K_t, indica el factor teórico de concentración de esfuerzos

\sqrt{a} , es la constante de Neuber

\sqrt{r} , indica el radio de la muesca con la que se maquina el eje.

Cálculo de la constante de Neuber \sqrt{a}

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.3077945(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3 \quad \text{Ec: 3. 103}$$

$$\sqrt{a} = 0.0881\sqrt{\text{pulgadas}} = 0.444\sqrt{\text{mm}}$$

Cálculo factor teórico de concentración de esfuerzos K_t

Calculamos este factor basándonos en el diámetro mayor y menor del eje a diseñar y en el diámetro de radio en cada cambio de sección.

$$\frac{D}{d} = \frac{12}{9.75} = 1.23 \quad \text{Ec: 3. 104}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{9.75} = 0.103$$

Con estos valores de las Ec: 3.104 [ver Anexo Y]

$$K_t = 1.7$$

Reemplazamos en la Ec: 3.102 y determinamos el valor

$$K_f = 1.485$$

Una vez que se obtiene todos los factores determinar el valor de la resistencia a la fatiga de la ecuación 3.99.

$$S_e = 154.73 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Cálculo del factor de seguridad n

Este cálculo nos permite determinar si el eje diseñado va a soportar las cargas expuestas.

$$n = \frac{Se}{\sigma} \quad \text{Ec: 3. 105}$$

Donde:

σ , indica el valor del esfuerzo [N/mm²]

Para determinar este valor, calculamos el valor del esfuerzo con la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{32 * M_B}{\pi d^3} \quad \text{Ec: 3. 106}$$

Reemplazamos los valores de la Ec: 3.98 y el diámetro [d] [ver Tabla 29]

$$\sigma = 2.4 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Finalmente reemplazamos los valores de la Ec: 3.106 en la Ec: 3.105

$$n = 64.47$$

Con este valor de seguridad indica que el eje va a soportar todas las cargas como: del sistema de engrane y la velocidad a la que va hacer usado.

❖ Selección de rodamientos SKF [30]

Para la selección de los rodamientos utilizamos las reacciones generadas en los puntos de apoyo A y C en los planos (y-x) (z-x), calculadas en el ítem (Diseño de eje para el tornillo de potencia).

Cálculo de fuerzas radiales en punto A y C

Punto A

$$Fr_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} \quad \text{Ec: 3. 107}$$

Donde:

Fr_A , indica la fuerza radial en el punto de apoyo A [N]

R_{Ay} , indica la reacción que se genera en el punto A del eje Y [ver Ec: 3.95]

R_{AZ} , indica la reacción que se genera en el punto A del eje Z [ver Ec: 3.97]

$$Fr_A = 8.16 \text{ N}$$

Punto C

$$Fr_C = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{CZ}^2} \quad \text{Ec: 3. 108}$$

Donde:

Fr_C , indica la fuerza radial en el punto de apoyo C [N]

R_{Cy} , indica la reacción que se genera en el punto C del eje Y [N] [ver Ec: 3.94]

R_{CZ} , indica la reacción que se genera en el punto C del eje Z [N] [ver Ec: 3.96]

$$Fr_C = 13.63 \text{ N}$$

Como en el punto A es la más crítica, se realiza el cálculo dinámico en dicho punto.

Fuerza axial

$$F_A = F_{X2} = 4.05 \text{ N} \quad \text{Ec: 3. 109}$$

Donde:

F_{X2} , es la fuerza axial en el eje X [ver Tabla 28]

Cálculo de las fuerzas axiales para rodamiento individual

Al seleccionar la posición de las fuerzas radiales y fuerza axial que actúa sobre el rodamiento, para este caso es el de tipo Cara a Cara, caso 1C debido a que cumple la siguiente condición [ver Anexo Z]

$$F_{rA} < F_{rC}$$

$$8.16 < 13.63$$

$$K_a < R(F_{rC} - F_{rA}) \quad \text{Ec: 3. 110}$$

Donde

K_a , es la fuerza axial por lo que es igual a F_A [N]

R, es una variable que se obtiene con las condiciones de contacto dentro del rodamiento, valor asumido 0.9

Reemplazamos las Ec: 3.108 y 3.109 en la Ec: 3.110

$$4.02 < 4.923$$

Además

$$F_{aA} = F_{aC} - K_a \quad \text{Ec: 3. 111}$$

Donde

F_{aC}, indica la reacción en el punto C y es igual a F_{rC} [N]

K_a, indica la fuerza axial

$$F_{aC} = R * F_{aC} \quad \text{Ec: 3. 112}$$

$$F_{aC} = 12.267$$

Determinado el valor de la Ec: 3.112 y reemplazamos en la Ec: 3.111

$$F_{aA} = 8.247 \text{ N}$$

Cálculo de la carga estática equivalente Po

$$P_o = 0.5F_r + 0.26F_a \quad \text{Ec: 3. 113}$$

Donde:

F_r, indica la fuerza radial en el rodamiento [N]

F_a, indica la fuerza axial en el rodamiento [N]

$$P_o = 8.96 \text{ [N]}$$

Por lo tanto verificar la siguiente condición

Si $P_o < F_r$, tomar $P_o = F_r$

Esta condición se cumple por lo tanto

$$P_o = 13.63 \text{ [N]}$$

Cálculo de la capacidad de carga estática s_o

Para obtener el valor se determinó el tipo de funcionamiento y el tipo de rodamiento, [ver Anexo T]

$$s_o = 1$$

Cálculo de la capacidad de carga estática requerida C_o

$$C_o = s_o * P_o \quad \text{Ec: 3. 114}$$

Reemplazamos los valores de las Ec: 3.113 y S_o en la Ec: 3.114

$$C_o = 0.0136 \text{ kN}$$

Con este valor de C_o y el diámetro del eje donde se va ubicar el rodamiento 12 mm seleccionamos el tipo de rodamiento.

Tabla 30. Selección de los dos rodamientos del eje de tornillo de potencia

Rodamiento	7201
Diámetro interno	12 mm
Diámetro externo	32 mm
Carga estática	3.8 kN

Fuente: [30]

❖ Diseño del eje para piñón



Figura 49. Eje para el piñón

Fuente: autores

Datos:

Seleccionamos el material acero inoxidable AISI304 debido que el eje va a estar en contacto con el agua y calculamos el factor de seguridad imponiéndonos el diámetro del eje para el piñón.

Tabla 31. Material y diámetro del eje para el piñón.

Material	AISI304
Resistencia última a la tracción	$520 \frac{N}{mm^2} = 75.4 \text{ kpsi}$
Diámetro del eje	10 [mm]

Fuente: autores

- **Cálculo de radios generados en los engranes para el cálculo de momentos**

$$r_{m1} = \frac{d_1}{2} \quad \text{Ec: 3. 115}$$

Donde:

r_{m1} , radio primitivo del piñón cónico [mm] [ver Figura 39]

d_1 , diámetro primitivo del piñón cónico[mm] [ver Tabla 28]

Remplazando los valores en la Ec: 3.115

$$r_{m1} = 4.78 \text{ mm}$$

Cálculo de reacciones en los apoyos con el diagrama de cuerpo libre

- **Diagrama de cuerpo libre, plano (y-x)**

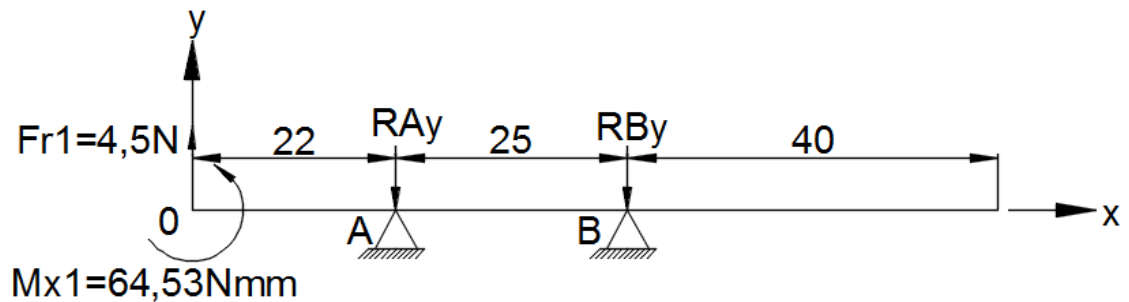


Figura 50. Diagrama de cuerpo libre, plano (y-x)

Fuente: autores

Sumatoria de momentos en punto A

$$\Sigma M_A = 0 \text{ (sentido antihorario positivo)}$$

$$M_{x1} - F_{x2} * 22 + R_{By} * 25 = 0 \quad \text{Ec: 3. 116}$$

Donde:

M_{x1} , momento generado por $F_{x1} * r_{m1} = 64.53 \text{ Nmm}$

F_{X2} , fuerza generada por el engrane en la apertura del inyector [ver Tabla 28]

R_{By} , reacción que se genera en los apoyos del eje en el punto B

Despejando R_{By} , y reemplazando los valores.

$$R_{By} = 0.9828 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$F_{X1} - R_{Ay} + R_{By} = 0 \quad \text{Ec: 3. 117}$$

Donde:

F_{X1} , fuerza generada por el piñón en la apertura del inyector [ver Tabla 28]

R_{Ay} , reacción que se genera en los apoyos del eje Y en el punto A

Despejamos R_{Ay} y reemplazamos los valores en la ecuación.

$$R_{Ay} = 5.0328 \text{ N}$$

Diagrama de fuerzas cortantes

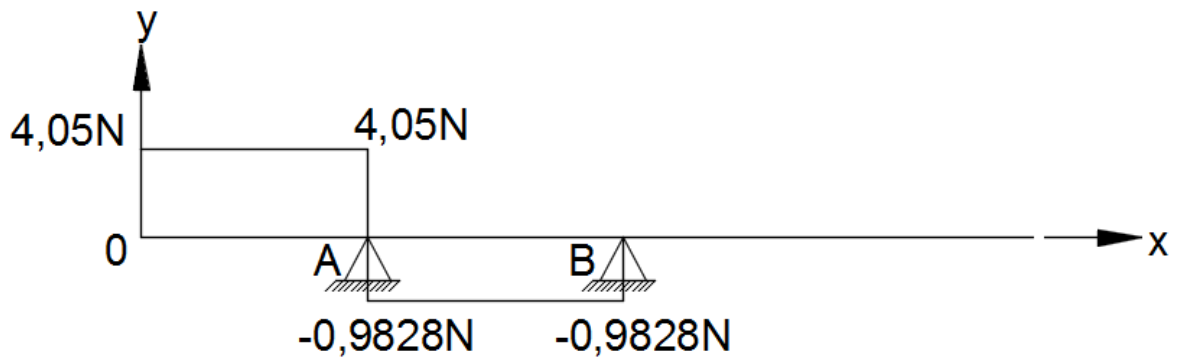


Figura 51. Diagrama de fuerzas cortantes, plano (y-x)

Fuente: autores

Diagrama de momentos flectores.

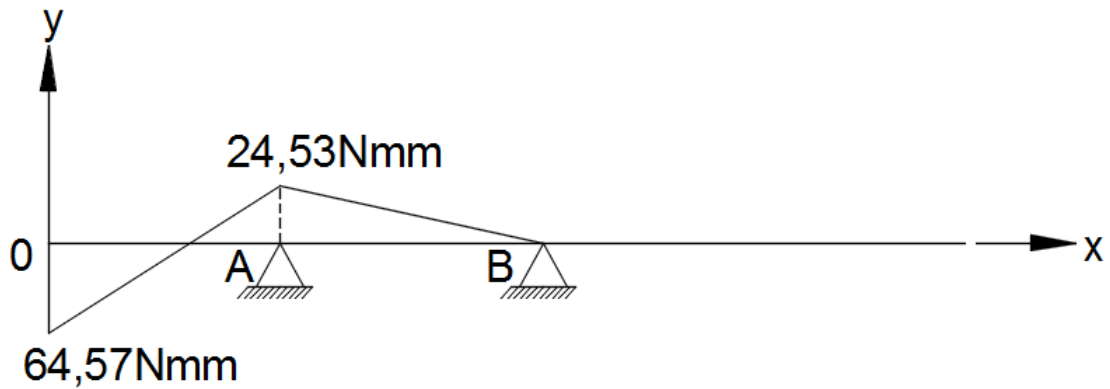


Figura 52. Diagrama de momentos flectores, plano (y-x)

Fuente: autores

- Diagrama de cuerpo libre, plano (z-x)

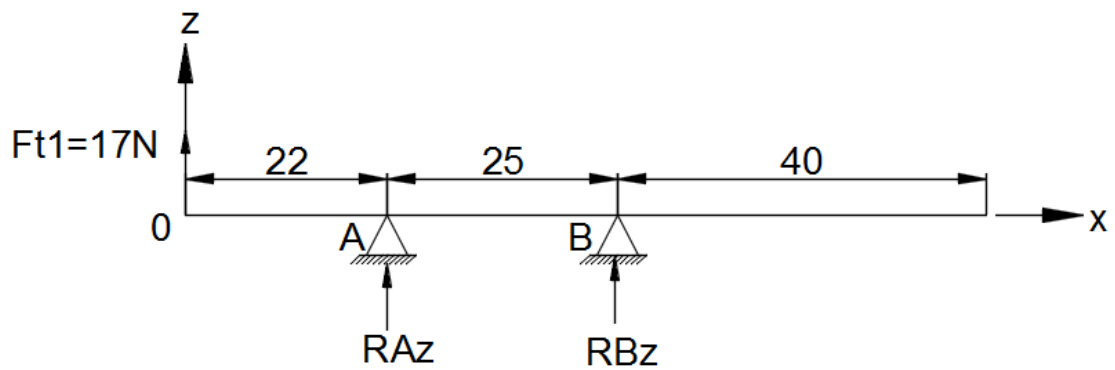


Figura 53. Diagrama de cuerpo libre, plano (z-x)

Fuente: autores

Sumatoria de momentos en punto A

$$\Sigma M_A = 0 \text{ (sentido antihorario positivo)}$$

$$-F_t * 22 + R_{Bz} * 25 = 0$$

Ec: 3. 118

Donde:

F_t fuerza tangencial [ver Tabla 28]

R_{Bz} , reacción que se genera en los apoyos del eje Z en el punto B

Despejamos R_{Bz} y remplazamos los valores.

$$R_{Bz} = 14.96 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas en Z

$$\Sigma F_Z = 0$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} + F_t = 0$$

Ec: 3. 119

Donde:

R_{AZ} , reacción que se genera en el apoyo A

R_{BZ} , reacción que se genera en el apoyo B

Despejamos R_{AZ} y reemplazamos los valores

$$R_{AZ} = -31.96 \text{ N}$$

Diagrama de fuerzas cortantes

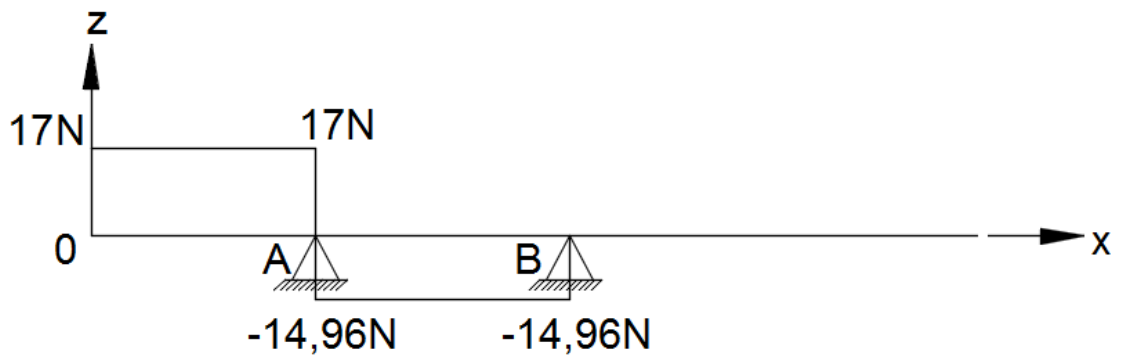


Figura 54. Diagrama de fuerzas cortantes, plano (z-x)
Fuente: autores

Diagrama de momentos flectores.

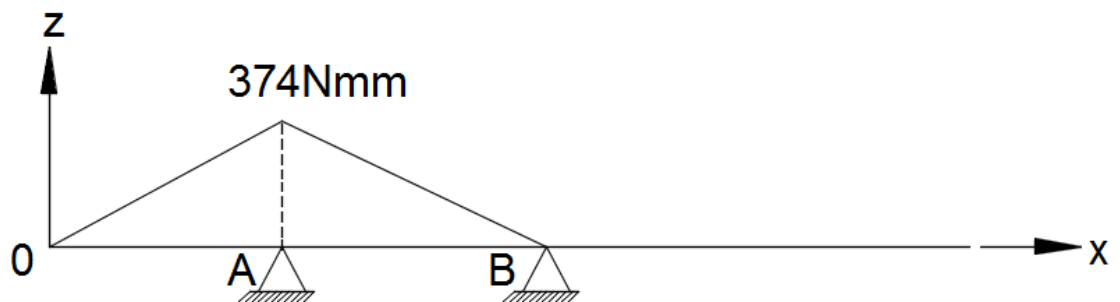


Figura 55. Diagrama de momentos flectores, plano (z-x)
Fuente: autores

Analizamos los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores en los dos diagramas de cuerpo libre (y-x) (z-x), se define que el momento máximo se da en el punto A.

$$M_A = \sqrt{M_{AX}^2 + M_{AZ}^2} \quad \text{Ec: 3. 120}$$

Reemplazamos los valores mirando el diagrama de momentos.

$$M_A = 374.8 \text{ Nmm}$$

- **Cálculo de factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga (S_e) [29]**

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \frac{1}{K_f} * S_e \quad \text{Ec: 3. 121}$$

Factor de superficie k_a

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad \text{Ec: 3. 122}$$

Donde

$a - b$, factores que se determinan por el tipo de acabado superficial, [ver Anexo M]

$$k_a = 0.859$$

Factor de tamaño k_b

Para determinar la fórmula con la cual se va a realizar el cálculo utilizamos el diámetro y determinamos la fórmula que ingresa en los rangos impuestos, [ver Anexo N]

$$k_b = (1.24d)^{-0.107} \quad \text{Ec: 3. 123}$$

Donde:

d , diámetro del eje [ver Tabla 31]

$$k_b = 0.969$$

Factor de carga k_c

El eje a diseñar soporta una carga a torsión, [ver Anexo O]

$$k_c = 0.59$$

Factor de temperatura k_d

El factor de temperatura se elegimos con una temperatura 20° debido a que la máquina va a estar en contacto con el agua por lo que las temperaturas son menores al medio ambiente [ver Anexo P]

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad k_e

Para el diseño del eje se trabajó con una confiabilidad del 90% por el esfuerzo que realiza en la apertura y cierre del inyector. [ver Anexo Q]

$$k_e = 0.897$$

Factor de efectos varios k_f

El material elegido es un acero inoxidable lo que significa que soportará el contacto con el fluido por lo que no se realiza ningún tipo de tratamiento al material, por lo tanto el factor de efectos varios es 1 ya que solo se maquinará.

Concentración de esfuerzos K_f

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}} \quad \text{Ec: 3. 124}$$

Donde:

K_t , indica el factor teórico de concentración de esfuerzos

\sqrt{a} , es la constante de Neuber

\sqrt{r} , indica el radio de la muesca con la que se maquina el eje.

Cálculo de la constante de Neuber \sqrt{a}

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.3077945(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3 \quad \text{Ec: 3. 125}$$

Donde

S_{ut}, muestra la resistencia última a la tracción [kpsi] [ver Tabla 31]

$$\sqrt{a} = 0.0881\sqrt{\text{pulgadas}} = 0.444 \sqrt{\text{mm}}$$

Cálculo factor teórico de concentración de esfuerzos K_t

Calculamos este factor basándonos en el diámetro mayor y menor del eje a diseñar y en el diámetro de radio en cada cambio de sección.

$$\frac{D}{d} = \frac{14}{10} = 1.4 \quad \text{Ec: 3. 126}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{10} = 0.1$$

Con estos valores de las Ec: 3.126 [ver Anexo AX]

$$K_t = 1.65$$

Los valores de las Ec: 3.125 y 3.126 reemplazamos en la Ec: 3.124

$$K_f = 1.45$$

Una vez que se obtiene todos los factores determinar el valor de la resistencia a la fatiga Ec: 3.91.

$$S_e = 157.98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Cálculo del factor de seguridad n

Este cálculo permite determinar si el eje diseñado va a soportar las cargas expuestas.

$$n = \frac{S_e}{\sigma} \quad \text{Ec: 3. 127}$$

Donde:

σ , indica el valor del esfuerzo [N/mm²]

Para determinar este valor, se calcula el valor del esfuerzo con la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{32 * M_A}{\pi d^3} \quad \text{Ec: 3. 128}$$

Reemplazamos los valores de la Ec: 3.120 y el diámetro [d] [ver Tabla 31]

$$\sigma = 3.81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Finalmente reemplazamos los valores de la Ec: 3.128 en la Ec: 3.127.

$$n = 41.5$$

Con este valor de seguridad indica que el eje va a soportar todas las cargas como: del sistema de engrane y la velocidad a la que va hacer usado.

❖ Selección de rodamientos SKF [30]

Para la selección de los rodamientos utilizaremos las reacciones generadas en los puntos de apoyo A y B en los planos (y-x) (z-x), calculadas en el ítem diseño de eje para el piñón.

Cálculo de fuerzas radiales en punto A y B

Punto A

$$Fr_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{AZ}^2} \quad \text{Ec: 3. 129}$$

Donde:

Fr_A , indica la fuerza radial en el punto de apoyo A [N]

R_{Ay} , indica la reacción que se genera en el punto B del eje Y [N] [ver Ec: 3.117]

R_{AZ} , indica la reacción que se genera en el punto B del eje Z [N] [ver Ec: 3.119]

$$Fr_A = 32.35 \text{ N}$$

Punto B

$$Fr_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} \quad \text{Ec: 3. 130}$$

Donde:

Fr_B , indica la fuerza radial en el punto de apoyo B [N]

R_{By} , indica la reacción que se genera en el punto B del eje Y [N] [ver Ec: 3.116]

R_{Bz} , indica la reacción que se genera en el punto B del eje Z [N] [ver Ec: 3.118]

$$Fr_B = 14.99 \text{ N}$$

Como en el punto A es la más crítica, se realiza el cálculo dinámico dicho punto

Determinar el ángulo α_0 que generan tanto a fuerza axial como la fuerza radial

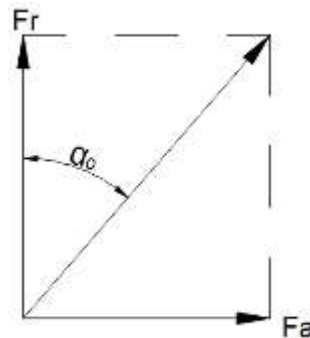


Figura 56. Ángulo que genera la fuerza axial y la fuerza radial
Fuente: autores

$$\alpha_0 = \tan^{-1} \left(\frac{Fa}{Fr} \right) \quad \text{Ec: 3. 131}$$

Para este cálculo, se determinan los valores de fuerza como se detalla a continuación:

Fuerza axial

$$F_A = F_{X1} = 13.5 \text{ N} \quad \text{Ec: 3. 132}$$

Donde:

F_{X1} , es la fuerza axial en el eje X [ver Tabla 28]

Con la F_A y la Fr_A realizamos el cálculo del ángulo y reemplazamos en la Ec: 3.131

$$\alpha_0 = 22.65^\circ$$

Cálculo de la carga estática equivalente P_o

$$P_o = 0.6F_r + 0.5F_a \quad \text{Ec: 3. 133}$$

Donde:

F_r , indica la fuerza radial en el rodamiento [N] [ver Ec: 3.130]

F_a , indica la fuerza axial en el rodamiento [N] [ver Tabla 26]

$$P_o = 26.16 \text{ N}$$

Por lo tanto verificar la siguiente condición

Si $P_o < F_r$, tomar $P_o = F_r$, por lo tanto

$$P_o = 32.35 \text{ N}$$

Cálculo de la capacidad de carga estática s_o

Para obtener este valor determinamos el tipo de funcionamiento y el tipo de rodamiento, [ver Anexo T]

$$s_o = 1$$

Cálculo de la capacidad de carga estática requerida C_o

$$C_o = s_o * P_o \quad \text{Ec: 3. 134}$$

Reemplazamos los valores de la Ec: 3.134 y s_o

$$C_o = 0.03235 \text{ kN}$$

Con este valor de C_o y el diámetro del eje donde se va ubicar el rodamiento 10 mm [ver Tabla 31] seleccionar el tipo de rodamiento.

Tabla 32. Selección de rodamientos para el eje de piñón punto A y punto B

	Punto A	Punto B
Rodamiento	61800	61900
Diámetro interno	10 mm	10 mm
Diámetro externo	19 mm	22 mm
Carga estática	0.0585 kN	0.85 kN

Fuente: [30]

❖ **Números de pernos para ensamble del inyector**

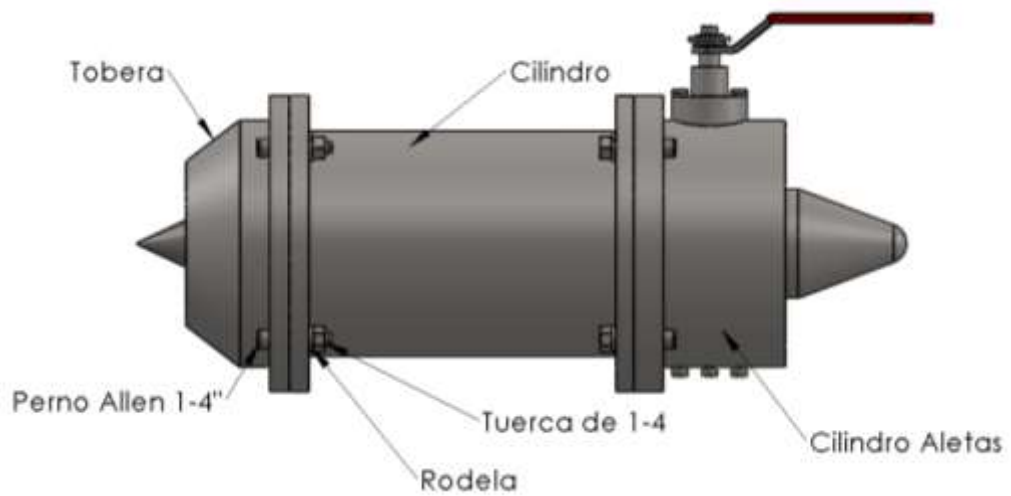


Figura 57. Ensamble del inyector
Fuente: autores

Agarre entre el cilindro, el cilindro de las aletas y la tobera. [29]

Tabla 33. Datos para la selección del número de pernos

DATOS		
Descripción	Valor	Unidad
Perno Allen	¼ -20UNC	in
Tuerca	¼ -20UNC	in
e_1	10	mm
e_2	9	mm

Fuente: autores

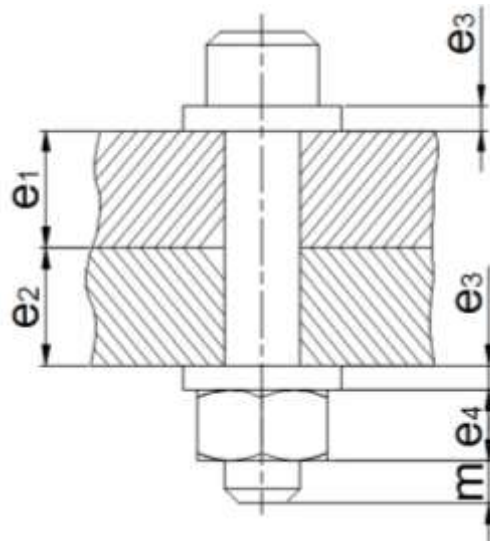


Figura 58. Modelo de unión empernada
Fuente: Autores

Cálculo para el agarre total l

$$l = e_1 + e_2 + e_3 + e_3 \quad \text{Ec: 3. 135}$$

Donde

e_1 , espesor de la brida del cilindro [mm]

e_2 , espesor de la brida del cilindro de aletas [mm]

e_3 , espesor de la arandela [mm] [seleccionar según diámetro del perno, ver Tabla 33] [ver Anexo BX]

Reemplazamos los valores de la Tabla 30 en Ec: 3.135

$$l = 22.302\text{mm}$$

Longitud del perno L

$$L = e_4 + l + m \quad \text{Ec: 3. 136}$$

Donde

e_4 , espesor de la tuerca hexagonal regular [mm] [ver Anexo CX]

m , dos hilos más allá de la tuerca para garantizar la sujeción [mm]

Reemplazamos el valor de la Ec: 3.136 y estandarizamos la medida

$$L = 30.39825\text{mm estandarizando} = 1\frac{1}{4} \text{ plg} = 31.75\text{mm}$$

Longitud de rosca L_T para $L \leq 152.4\text{mm}$

$$L_T = 2d + 6.35 \quad \text{Ec: 3. 137}$$

Donde:

d , diámetro del perno [mm] [ver Tabla 33]

$$L_T = 19.05\text{mm}$$

Longitud de la porción no roscada en el agarre l_d

$$l_d = L - L_T \quad \text{Ec: 3. 138}$$

Reemplazamos los valores de las Ec: 3.136 y 3.137 en la Ec: 3.138

$$l_d = 12.7\text{mm}$$

Longitud roscada en el agarre l_t

$$l_t = l - l_d \quad \text{Ec: 3. 139}$$

Reemplazamos los valores obtenidos en las Ec: 3.135 y 3.138

$$l_t = 9.602\text{mm}$$

Área de torsión [mm] A_t

$$A_t = 20.516088\text{mm}^2$$

Valor que se lo toma con el diámetro del perno, [ver Anexo DX]

Área del diámetro mayor A_d

$$A_d = \frac{\pi * d^2}{4} \quad \text{Ec: 3. 140}$$

Donde:

d, diámetro del perno seleccionado [mm] [ver Tabla 33]

$$A_d = 31.67\text{mm}^2$$

Rigidez del perno K_b

$$K_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d} \quad \text{Ec: 3. 141}$$

Donde:

E, módulo de elasticidad del acero inoxidable (N/mm²), este valor se escoge según el material de los pernos, los pernos serán de acero inoxidable debido a que todo el inyector es del mismo material, [ver Anexo EX].

Reemplazamos los valores de las Ec: 3.138, 3.139 y 3.140.

$$K_b = 238220.1453 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Rigidez de los elementos K_m

$$K_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 \ln \left(5 * \frac{0.5774 * l + 0.5 * d}{0.5774 * l + 2.5 * l} \right)} \quad \text{Ec: 3. 142}$$

Reemplazamos el valor de la Ec: 3.135 y de la [Tabla 33]

$$K_m = 1161321.984 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Constante de Rigidez C

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad \text{Ec: 3. 143}$$

Reemplazamos los valores de las Ec: 3.141 y 3.142 en la Ec: 3.143

$$C = 0.1702$$

Resistencia de prueba mínima S_p

Acero inoxidable AISI 304 [ver Anexo FX]

$$S_p = 85 \text{kpsi} = 586.054 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Precarga recomendada F_i

- Para conexiones no permanentes

$$F_i = 0.75 * F_p \quad \text{Ec: 3. 144}$$

Donde:

F_p , es la carga de prueba [N] y se obtiene con la siguiente fórmula

$$F_p = A_t * S_p \quad \text{Ec: 3. 145}$$

Reemplazamos los valores

$$F_p = 12025.82 \text{ N}$$

Finalmente reemplazamos el valor de la Ec: 3.145 en la Ec: 3.144 y obtenemos el valor de F_i

$$F_i = 9019.37 \text{ N}$$

Número de pernos.

$$N = \frac{C * n_L * P_T}{S_p * A_t - F_i} \quad \text{Ec: 3. 146}$$

Donde:

n_L , factor de carga 2

P_T , fuerza de separación interna del inyector [N]

Fuerza de separación

$$P_T = \frac{\gamma * H * \pi * d_1^2}{4} \quad \text{Ec: 3. 147}$$

γ , peso específico del agua [N/mm^3]

H , altura neta para accionar la turbina [mm]

d_1 , diámetro de la tobera [N] [Ec. 3.82]

Reemplazamos los valores en la Ec: 3.147

$$P_T = 1274,2N$$

Reemplazamos los valores de las Ec: 3.143, 3.144 y 3.147 en la Ec: 3.147

$$N = 0.14 \approx 1 \text{perno Debido a que la presión interna es baja.}$$

Por lo tanto para el diseño se utilizó 4 pernos y se recalculo el factor de carga n_L despejando de la Ec: 3.146

$$n_L = \frac{S_p * A_t - F_i}{C * \left(\frac{P}{N}\right)} \quad \text{Ec: 3. 148}$$


Reemplazando los valores de las Ec: 3.1, 3.144 y 3.145 en la Ec: 3.149 y obtenemos el factor de carga

$$n_L = 55.45$$

Entonces para cualquier valor de $n_L > 1$ asegura que el esfuerzo del perno es menor que la resistencia de prueba [29].

3.3.Presupuesto

Tabla 34. Costo de la bomba de diafragma

Bomba			
Componentes	Caracteristicas	Imagen	Costo
Bomba de diafragma	Presion: 40 bares Caudal: 40 L/min Regimen de giro:650rpm Potencia requerida: 3HP		\$ 750.00

Fuente: autores

Tabla 35. Costo de fabricación de la turbina Pelton

TURBINA PELTON				
Componentes	Imagen	Material	Costo del material	Costo de fabricación
Álabe		Bronce fundido	\$ 690.00	\$ 790.00
Disco		AISI 1045 300x40	\$ 67.74	\$ 125.00
Eje del rodete		AISI 304 50 x 300	\$ 34.40	
Chavetas		AISI 1018 100x9,53x9,53	\$ 1.25	
			TOTAL	\$ 1,708.39

Fuente: autores

Tabla 36. Insumos para la construcción de la máquina

INSUMOS						
<i>Ubicación</i>	<i>Designación</i>	<i>Material</i>	<i>Descripción</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio unitario</i>	<i>Valor total</i>
Inyector	Perno Allen 1/4 x 1	Acero inox	1/4 x 1	8	\$ 0.22	\$ 1.79
Inyector	Perno Allen M6 x 5	Acero inox	M6x5	1	\$ 0.11	\$ 0.11
Inyector	Perno 3/16 x 1-1/2	Acero inox	3/16 x 1-1/2	2	\$ 0.07	\$ 0.13
Inyector	Perno Allen 3/16 x 1	Acero inox	3/16 x 1	3	\$ 0.06	\$ 0.17
Inyector	Perno Allen 3/16 x 1/2	Acero inox	3/16 x 1/2	1	\$ 0.04	\$ 0.04
Polea Bomba	Perno Allen M10 x 50	Acero inox	M10 x 50	3	\$ 0.56	\$ 1.68
Rodete	Perno 1/4 x 2-1/2	Acero inox	1/4 x 2-1/2	38	\$ 0.34	\$ 12.77
Bomba	Perno 1/4 x 1	Acero inox	1/4 x 1	2	\$ 0.11	\$ 0.22
Bomba	Perno 1/4 x 2	Acero inox	1/4 x 2	2	\$ 0.22	\$ 0.45
Eje del rodete	Perno Allen 3/8 x 2-1/2	Acero inox	3/8 x 2-1/2	4	\$ 0.45	\$ 1.79
Eje del rodete	Perno M6 x25	Acero inox	M6 X 25	1	\$ 0.22	\$ 0.22
Inyector	Tuerca M5	Acero inox	M5	1	\$ 0.03	\$ 0.03
Inyector	Tuerca 3/8	Acero inox	3/8 UNF	1	\$ 0.11	\$ 0.11
Inyector	Tuerca 1/4	Acero inox	1/4 UNG	8	\$ 0.04	\$ 0.36
Eje del rodete	Tuerca del Rodete	Acero inox	1-3/8 UNG 6	1	\$ 2.02	\$ 2.02
Rodete	Tuerca de Seg. 1/4	Acero inox	1/4 UNG 20	38	\$ 0.11	\$ 4.26
Bomba	Trueca 1/4	Acero inox	1/4 UNG	4	\$ 0.04	\$ 0.18
Eje del rodete	Tuerca 3/8	Acero inox	3/8 UNG	4	\$ 0.11	\$ 0.45
Inyector	Rodela plana 3/8	Acero inox	Rodela de 3/8	1	\$ 0.03	\$ 0.03
Inyector	Rodela plana 3/16	Acero inox	Rodela de 3/16	1	\$ 0.03	\$ 0.03
Polea Bomba	Rodela plana 3/8	Acero inox	Rodela de 3/8	3	\$ 0.03	\$ 0.10
Bomba	Rodela plana 1/4	Acero inox	Rodela de 1/4	8	\$ 0.03	\$ 0.27
Eje del rodete	Rodela plana 3/8	Acero inox	Rodela de 3/8	8	\$ 0.03	\$ 0.27
Eje del rodete	Rodela plana 1/4 extra grande	Acero inox	Rodela 1/4-6XLB	1	\$ 0.22	\$ 0.22
Eje del rodete	Rodela Martillo	Acero inox	35mm gruesa 4XLB	2	\$ 0.28	\$ 0.56
Inyector	Rodela de Presión 1/4	Acero inox	Rodela Pre. 1/4	9	\$ 0.03	\$ 0.30
Inyector	Rodela de Presión 3/8	Acero inox	Rodela Pre. 3/8	2	\$ 0.04	\$ 0.09
Polea Bomba	Rodela de Presión 3/8	Acero inox	Rodela Pre. 3/8	3	\$ 0.04	\$ 0.13
Eje del rodete	Rodela de Presión 1/4	Acero inox	Rodela Pre. 1/4	1	\$ 0.03	\$ 0.03
Inyector	Rodamiento 61800	Acero inox	Rígido de bolas SKF 61800	1	\$ 2.24	\$ 2.24
Inyector	Rodamiento 61900	Acero inox	Rígido de bolas SKF 61900	1	\$ 2.24	\$ 2.24
Inyector	Rodamiento 7201	Acero inox	Contacto angular SKF 7201	2	\$ 16.80	\$ 33.60
Eje del rodete	Chumacera de piso	Fundición	FAG 56206	2	\$ 10.64	\$ 21.28
Inyector	Anillo de seguridad De	Acero	De=	1	\$ 0.56	\$ 0.56
Inyector	Anillo de seguridad Di	Acero	Di=	1	\$ 0.28	\$ 0.28
Inyector	Retenedor 35x10x5	Polímero	35x10x5	1	\$ 1.12	\$ 1.12
Inyector	Manija	Acero		1	\$ 2.24	\$ 2.24
Inyector	Abrazadera	Acero Tropicalizado	Abrazadera 5 pulg	2	\$ 4.95	\$ 9.90
Inyector	Piñón	Acero	m=1,25 Z=9	1	\$ 6.72	\$ 6.72
Inyector	Engranés	Acero	m=1,25 Z=32	1	\$ 41.44	\$ 41.44
Eje del rodete	Polea 8pulg	Aluminio	Tipo B 8pulg 2 canales	1	\$ 21.28	\$ 21.28
Bomba	Polea 5pulg	Aluminio	Tipo B 5pulg 2 canales	1	\$ 17.92	\$ 17.92
Bomba - Eje rodete	Banda dentada	Poliamida	B50	2	\$ 9.72	\$ 19.44
Carcasa	Tornillo autorroscante	Acero Galvanizado	Tornillo 3/16	6	\$ 0.03	\$ 0.20
Bomba	Malla	Polietileno	Malla Fina	1	\$ 0.64	\$ 0.64
Estructura	Amarra Cables	Polietileno	Amarra Cables	3	\$ 2.73	\$ 8.20
Tanque	Adaptador para tanque	Polipropileno	Adaptador 1/2	1	\$ 2.54	\$ 2.54
Tanque	Tapón	Polipropileno	tapón 1/2	1	\$ 0.45	\$ 0.45
Rodete	Loctite para pernos	Pegamento	Pega para pernos	1	\$ 1.68	\$ 1.68
Bomba	Manguera anilladas	Goma	Mangueras de succión	1	\$ 64.96	\$ 64.96
Estructura	Angular para esquina	Acero galv.	Angular 1-1/2	3	\$ 1.34	\$ 4.03
					TOTAL	\$ 291.80

Fuente: autores

Tabla 37. Costos para fabricación del inyector

INYECTOR				
<i>Componentes</i>	<i>Imagen</i>	<i>Material</i>	<i>Costo del material</i>	<i>Costo de fabricación</i>
Tobera		AISI 304 152,4 X 60	\$ 69.24	\$ 400.00
Culata		AISI 304 57,2 X 90	\$ 10.32	
Guía vástago		AISI 304 57,2 X 115	\$ 13.18	
Cilindro		AISI 304 152,4 X 20	\$ 23.08	
		AISI SCH-40 diam. 4pulg x 20cm	\$ 15.40	
Cilindro de aletas		AISI 304 152,4 X 80	\$ 92.32	
Soporte vástago		AISI 304 114,3 X 90	\$ 42.09	
Vástago		AISI 304 31,8 X 150	\$ 5.47	
Tornillo de potencia y Bocín		AISI 304 22,2 X 150	\$ 2.73	
Bulbo		AISI 304 63,5 X 145	\$ 20.75	
Soporte de apertura		AISI 304 38 X 30	\$ 3.50	
Eje del piñón		AISI 304 19,05 X 100	\$ 1.85	
			TOTAL	\$ 699.93



Fuente: autores

Tabla 38. Costos para la fabricación de la estructura

<i>Estructura</i>				
<i>Componentes</i>	<i>Imagen</i>	<i>Material</i>	<i>Costo del material</i>	<i>Costo de fabricación</i>
Estructura		Tubo inox Cuad. 304 1-1/4 e=1,5 L=9.5m	\$ 105.40	\$ 180.00
Base de la bomba		Placa 200x170x6	\$ 50.00	
Base del inyector		Placa 200x120x6		
Bases de anclaje		Placa 80x80x6		
			TOTAL	\$ 335.40

Fuente: autores

Tabla 39. Costos para la fabricación de la carcasa

<i>Carcasa</i>				
<i>Componentes</i>	<i>Imagen</i>	<i>Material</i>	<i>Costo del material</i>	<i>Costo de fabricación</i>
Carcasa		Fibra de vidrio Resina poliéster	\$ 20.00	\$ 90.00
Tanque				
			TOTAL	\$ 110.00

Fuente: autores

Tabla 40. Costo de insumos para el funcionamiento

INSUMOS PARA PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO			
<i>Componentes</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio unitario</i>	<i>Valor total</i>
Codo 45° 6pulg	2	\$ 5.00	\$ 10.00
Codo 90° 6pulg	1	\$ 5.00	\$ 5.00
Reducción de 6 a 4pulg	1	\$ 3.00	\$ 3.00
Tubo de 6 pulg	6	\$ 12.00	\$ 72.00
Tubo de 4 pulg	1	\$ 8.00	\$ 8.00
Abrasadera de 4pulg	2	\$ 1.00	\$ 2.00
Abrasadera de 6 pulg	1	\$ 1.50	\$ 1.50
Pernos de aclaje 1/4	10	\$ 0.15	\$ 1.50
Manguera de succión 4pulg	1	\$ 56.78	\$ 56.78
Silicona Roja	1	\$ 5.75	\$ 5.75
Broca para cerámica 1/4	1	\$ 6.50	\$ 6.50
Pega para tubos	2	\$ 1.50	\$ 3.00
Total			\$ 175.03

Fuente: autores

Tabla 41. Costo total del proyecto

Costo final de proyecto	
<i>Componentes</i>	<i>Costo</i>
Insumos	\$ 291.80
Insumos para pruebas de funcionamiento	\$ 175.03
Inyector	\$ 699.93
Rodete Pelton	\$ 1,708.39
Estructura	\$ 335.40
Carcasa	\$ 110.00
Bomba	\$ 750.00
Total	\$ 4,070.55

Fuente: autores

3.4.Resultados obtenidos de la puesta en marcha

Condiciones de pruebas

- Longitud de la tubería de entrada al inyector: 18 m
- Diámetro de la tubería de entrada: 0.1 m
- Desnivel entre el inyector y la captación (altura bruta): 13 m

Condición de operación del inyector

Para el desplazamiento del bulbo el inyector está diseñado con un sistema de engranes cónicos espirales y un tornillo de potencia, los cuales ayudan a transformar el movimiento rotatorio de la manivela del inyector a un desplazamiento lineal en el bulbo, para determinar la apertura X mostrada en la Figura 52 se utiliza la siguiente ecuación.

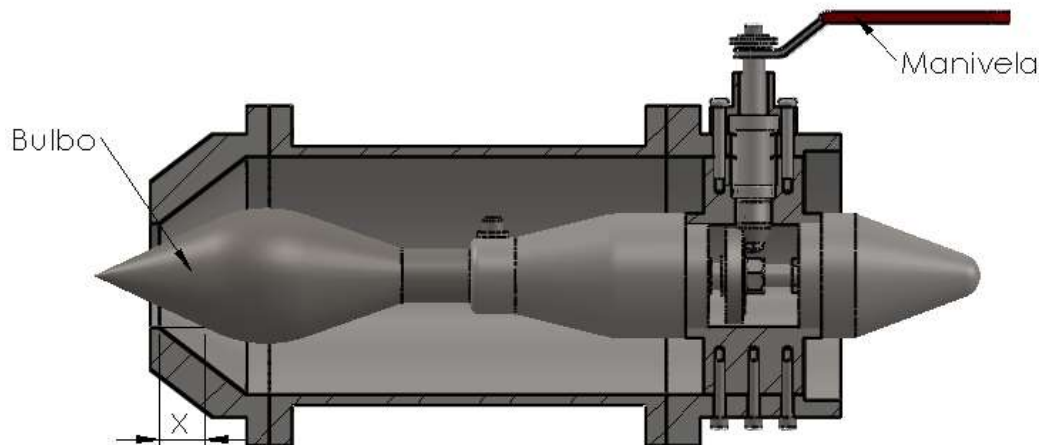


Figura 59. Instructivo de movimiento de manivela para apertura y cierre de bulbo

Fuente: autores

$$X = 27 - \frac{27}{32}n$$

X= Apertura del inyector (mm)

n= Número de vueltas de la manivela (n)

Tabla 42. Velocidad de giro de la turbina con diferentes caudales

Caudal Q (m³/seg)	Giros de la manivela del inyector (Vueltas n)	Apertura del inyector X (mm)	Velocidad de giro de la turbina (rpm)
0,008142	0	27	0
	5	22,78	56
	10	18,56	62
	15	14,34	64
	20	10,13	58
	25	5,91	25
0,01425	0	27	395
	5	22,78	416
	10	18,55	440
	15	14,34	445
	20	10,13	432
	25	5,91	385
0,0245	0	27	410
	5	22,78	417
	10	18,55	453
	15	14,34	462
	20	10,13	420
	25	5,91	388
0,0285	0	27	415
	5	22,78	420
	10	18,55	460
	15	14,34	470
	20	10,13	415
	25	5,91	390

Fuente: autores

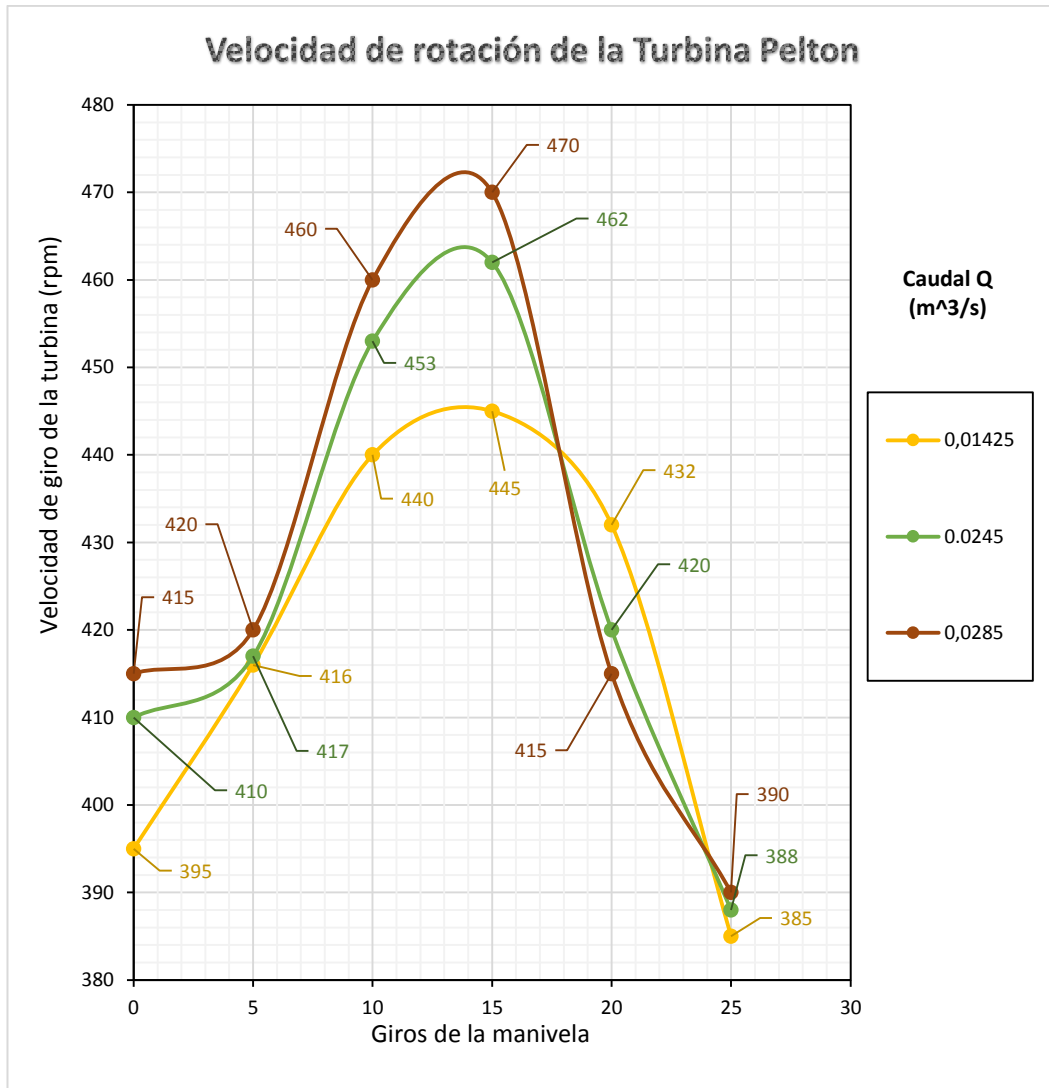


Gráfico 1. Velocidad de giro de la turbina en función (giros de la manivela)
Fuente: autores

El Gráfico 1, nos muestra el comportamiento del inyector con tres diferentes caudales y cuatro aperturas distintas del inyector, que se grafican en función a los giros de la manivela para un adecuado entendimiento de operación del inyector. Los datos mostrados en la Tabla 42, necesaria para el gráfico se realizaron luego de una serie de apuntes tomados en los días de pruebas de funcionamiento, por lo que se detallan los promedios generales tanto del caudal como de la velocidad de giro de la turbina.

Tabla 43. Potencias teóricas con diferentes caudales

N°-	Caudal m ³ /seg	Diámetro de la tubería (m)	Longitud (m)	Velocidad en el interior de la tubería (m/seg)	Coefficiente de pérdidas por fricción	Altura de Captación	Pérdidas hidráulicas (m)	Altura neta (m)	Potencia Hidráulica (KW)
1	0.00150	0.1	25	0.19099	0.0263	15	0.012202	14.988	0.221
2	0.00400	0.1	25	0.50930	0.0208	15	0.068678	14.931	0.586
3	0.00650	0.1	25	0.82761	0.0187	15	0.163077	14.837	0.946
4	0.00900	0.1	25	1.14592	0.0175	15	0.292068	14.708	1.299
5	0.01150	0.1	25	1.46423	0.0166	15	0.453729	14.546	1.641
6	0.01400	0.1	25	1.78254	0.0160	15	0.646734	14.353	1.971
7	0.01650	0.1	25	2.10085	0.0155	15	0.870082	14.130	2.287
8	0.01900	0.1	25	2.41916	0.0151	15	1.122979	13.877	2.587
9	0.02150	0.1	25	2.73747	0.0147	15	1.404770	13.595	2.867
10	0.02400	0.1	25	3.05577	0.0144	15	1.714903	13.285	3.128
11	0.02650	0.1	25	3.37408	0.0142	15	2.052899	12.947	3.366
12	0.02900	0.1	25	3.69239	0.0139	15	2.418341	12.582	3.579
13	0.03150	0.1	25	4.01070	0.0137	15	2.810857	12.189	3.767
14	0.03400	0.1	25	4.32901	0.0135	15	3.230115	11.770	3.926
15	0.03650	0.1	25	4.64732	0.0134	15	3.675814	11.324	4.055
16	0.03900	0.1	25	4.96563	0.0132	15	4.147679	10.852	4.152
17	0.04150	0.1	25	5.28394	0.0131	15	4.645459	10.355	4.215
18	0.04400	0.1	25	5.60225	0.0129	15	5.168924	9.831	4.243
19	0.04650	0.1	25	5.92056	0.0128	15	5.717857	9.282	4.234
20	0.04900	0.1	25	6.23887	0.0127	15	6.292061	8.708	4.186
21	0.05150	0.1	25	6.55718	0.0126	15	6.891348	8.109	4.097
22	0.05400	0.1	25	6.87549	0.0125	15	7.515543	7.484	3.965
23	0.05650	0.1	25	7.19380	0.0124	15	8.164483	6.836	3.789
24	0.05900	0.1	25	7.51211	0.0123	15	8.838013	6.162	3.566
25	0.06150	0.1	25	7.83042	0.0122	15	9.535986	5.464	3.297

Fuente: autores

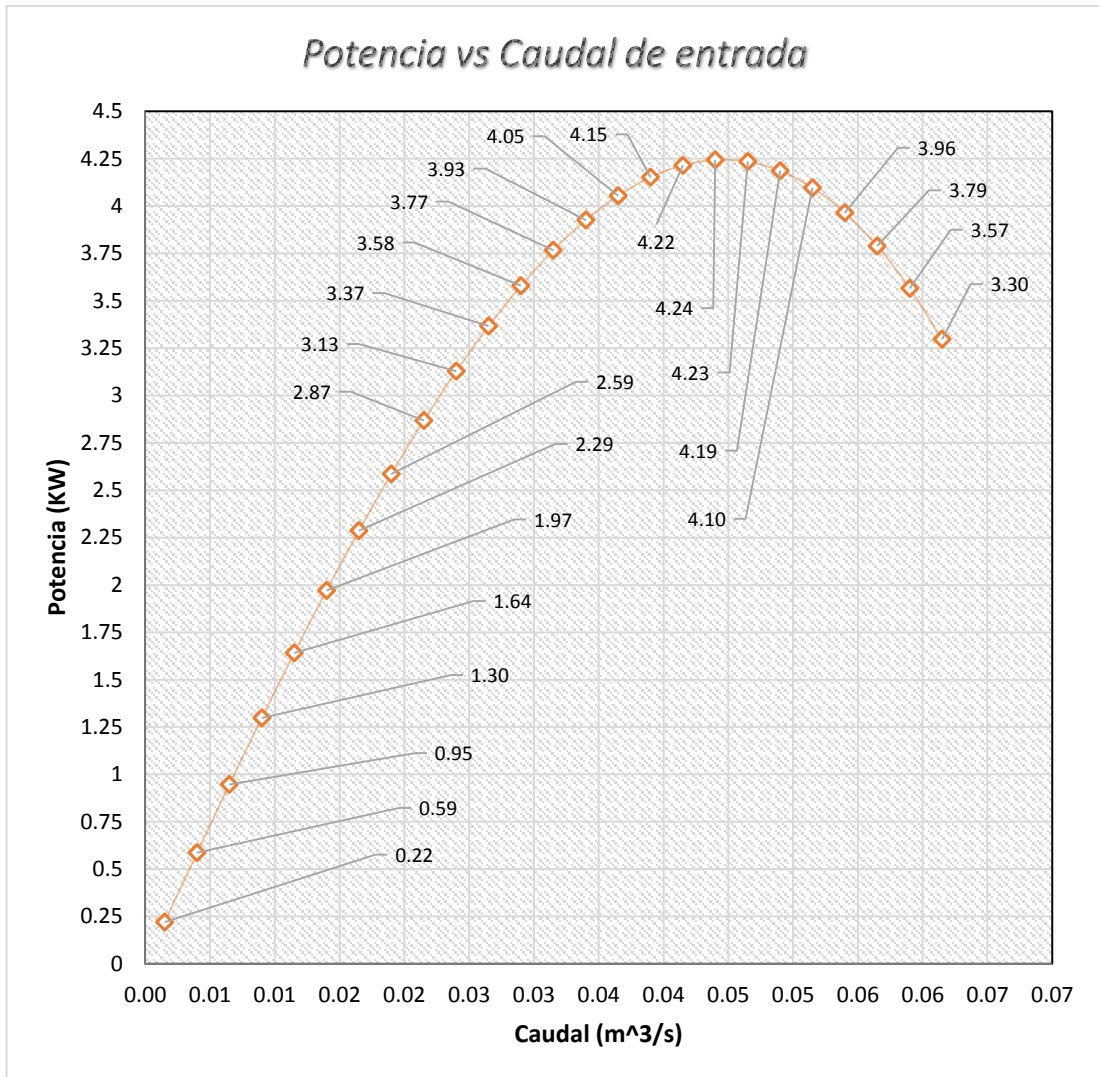


Gráfico 2. Potencia en función (caudal)
Fuente: autores

En el Gráfico 2, se muestra la capacidad de potencia teórica que puede obtener la turbina pelton a diferentes caudales, indicándonos que al poder tener un caudal de 0.044 m³/s se obtendrá una potencia máxima de 4.243 kW. Para realizar la gráfica se basó en los datos mostrados en la Tabla 43 los cuales son obtenidos mediante cálculos hidráulicos, donde el caudal es teórico y mientras el diámetro de la tubería, longitud de tubería y altura de captación son datos reales.

Resultado de pruebas de bombeo

Tabla 44. Caudal de bombeo a 15 m de altura

N°-	Volumen de control (litros)	Tiempo de llenado (min)	Caudal (litros/min)	Altura alcanzada (m)
1	9	0.203	44.26	15
2	9	0.213	42.19	15
3	9	0.209	43.10	15
4	9	0.217	41.57	15
5	9	0.212	42.52	15
6	9	0.217	41.47	15
7	9	0.224	40.24	15
8	9	0.222	40.54	15
9	9	0.215	41.96	15
10	9	0.211	42.62	15
Promedio			41.98	

Fuente: autores

Tabla 45. Caudal de bombeo a 25 m de altura

N°-	Volumen de control (litos)	Tiempo de llenado (min)	Caudal (Litros/min)	Altura alcanzada (m)
1	9	0.286	31.52	25
2	9	0.309	29.09	25
3	9	0.305	29.51	25
4	9	0.307	29.32	25
5	9	0.303	29.67	25
6	9	0.320	28.13	25
7	9	0.325	27.73	25
8	9	0.301	29.88	25
9	9	0.318	28.35	25
10	9	0.303	29.67	25
Promedio			29.24	

Fuente: autores

Tabla 46. Caudal de bombeo a 35 m de altura

N°-	Volumen de control (litros)	Tiempo de llenado (min)	Caudal (Litros/min)	Altura alcanzada (m)
1	9	0.402	22.38	35
2	9	0.400	22.51	35
3	9	0.408	22.04	35
4	9	0.405	22.20	35
5	9	0.408	22.07	35
6	9	0.417	21.59	35
7	9	0.411	21.88	35
8	9	0.413	21.77	35
9	9	0.419	21.50	35
10	9	0.422	21.35	35
Promedio			21.99	

Fuente: autores

Tabla 47. Caudal de bombeo a 46.5 m de altura

N°-	Volumen de control (litros)	Tiempo de llenado (min)	Caudal (Litros/min)	Altura alcanzada (m)
1	9	0.533	16.88	46.5
2	9	0.538	16.73	46.5
3	9	0.537	16.77	46.5
4	9	0.542	16.61	46.5
5	9	0.528	17.04	46.5
6	9	0.533	16.88	46.5
7	9	0.544	16.55	46.5
8	9	0.540	16.66	46.5
9	9	0.559	16.10	46.5
10	9	0.558	16.14	46.5
Promedio			16.69	

Fuente: autores

Tabla 48. Datos de altura y caudal

Altura alcanzada (m)	Caudal (Litros/min)
15	41.98
25	29.24
35	21.99
46.5	16.69
51.5	15.88
60	14.16

Fuente: autores

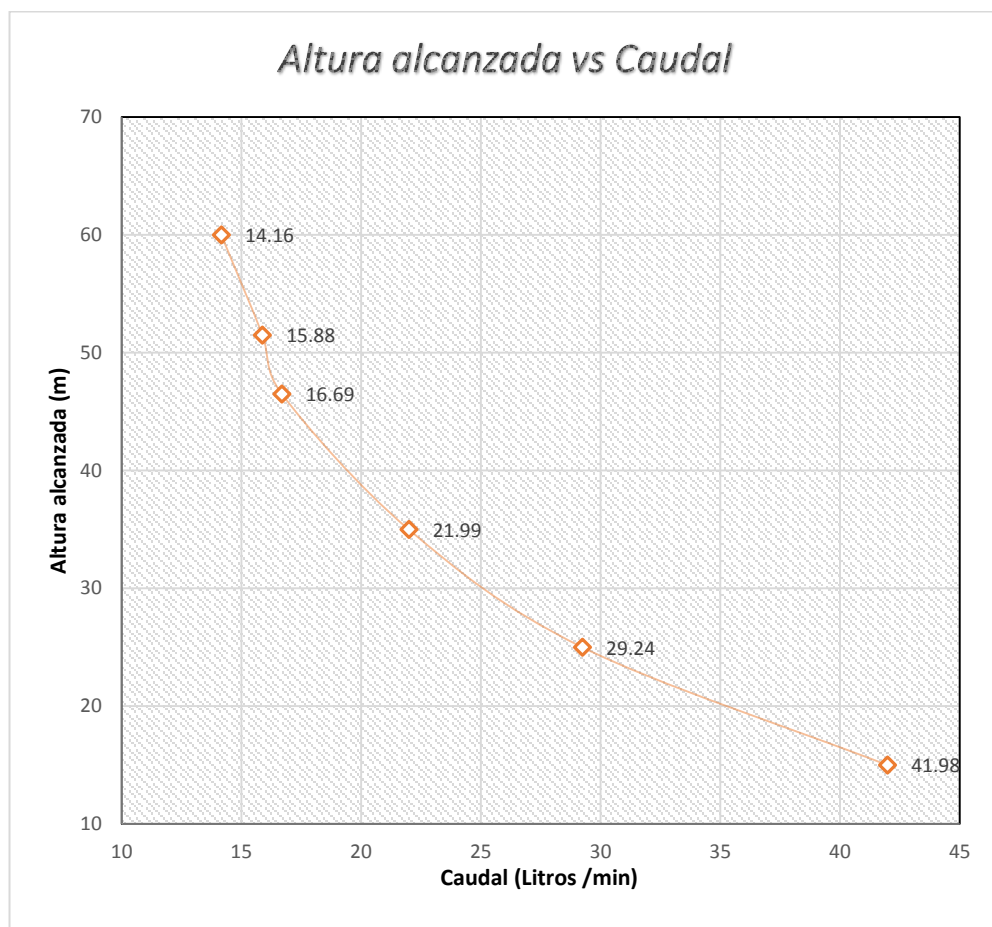


Gráfico 3. Altura alcanzada en función (caudal)

Fuente: autores

En el gráfico 3, se visualiza la cantidad de caudal bombeado a distintas medidas en sentido vertical, indicándonos que a 60 metros de altura se obtuvo un caudal de 14.16 litros/min. Para obtener el gráfico se basó en la tabla 48, la cual se determinó con los promedios de los caudales tomados en diferentes puestas en marcha de la máquina “Turbobomba”, datos mostrados en las Tablas 44, 45, 46 y 47.

3.5.Especificaciones técnicas

TURBOBOMBA

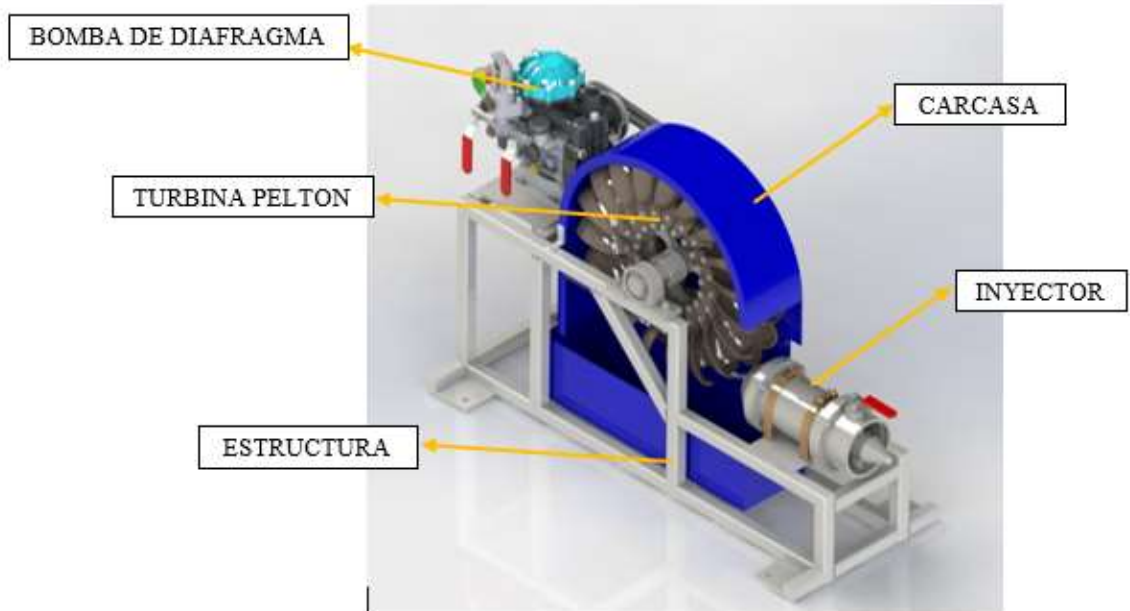


Figura 60. Partes de la turbobomba
Fuente: autores

- Bomba de diafragma

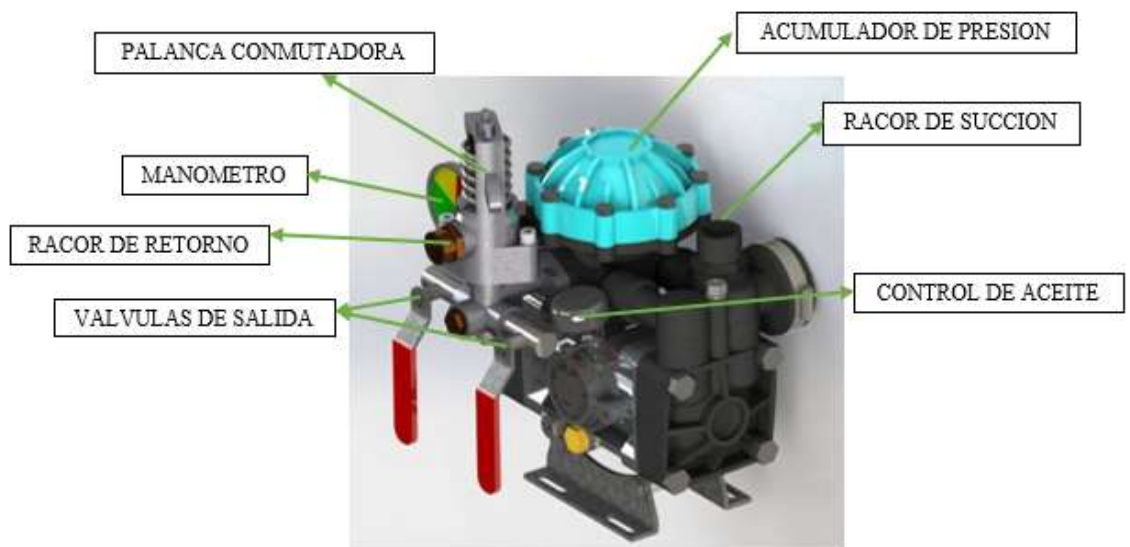


Figura 61. Partes de la bomba
Fuente: autores

Características técnicas

Tabla 49. Características técnicas de la turbobomba

Descripción	Valor	Unidad
Largo	1000	mm
Ancho	370	mm
Altura	740	mm
Peso	82.7	Kg
Diámetro de ingreso al inyector	105	mm
Altura de captación	15000	mm
SISTEMA DE TRANSMISIÓN		
Banda trapezoidal dentada	B50	-
Polea conductora	203.2	mm
Polea conducida	127	mm
CARÁCTERÍSTICAS DE LA BOMBA		
Descripción	Valor	Unidad
Presión	40	bar
Caudal	40	l/min
Régimen de giro	650	rpm
Potencia requerida	3	HP
Diámetro de tubería de succión	25.4	mm
Diámetro de tubería de retorno	25.4	mm
Diámetro de salida	12.7	mm
Peso	5	Kg
Altura máxima de succión	<3	m
Desnivel máximo de succión	<3	m
Inclinación máxima permitida	5	grados
MATERIAL		
Estructura	Acero inoxidable	
Inyector	Acero inoxidable	
Álabes	Bronce	
Rodete	Acero inoxidable	
Carcasa	Fibra de vidrio	

Fuente: autores

Instalación de la obra civil

Se recomienda para un buen funcionamiento de la turbobomba:

1. Realizar la instalación de captación del fluido en un cambio de nivel del río (cascada) de mínimo 15 m de altura.
2. El caudal mínimo del afluente deberá tener 0.023 m³/s
3. La tubería de traslado del caudal desde la captación hacia la máquina “turbobomba” deberá ser de 4 plg de diámetro como mínimo, teniendo en cuenta que la entrada al inyector tiene un diámetro de 105 mm.

4. La máquina consta de cuatro agujeros en la parte inferior, los cuales sirven para el anclaje, agujeros con diámetro de ½ plg y colocada en un piso fijo con un desnivel máximo de 5°.
5. La captación de succión de agua para la bomba de diafragma, debe constar de un desarenadores, un tanque de mínimo 20 litros, el cual deberá estar con alimentación constante del fluido para evitar succión de aire y colocar un filtro al inicio de la tubería para evitar ingreso de residuos al diafragma de la bomba. (Nota: Altura positiva máxima de 3m sobre el nivel del racor y altura negativa máxima de 3m bajo el nivel del racor).

Procedimiento para la puesta en marcha

○ Bomba de diafragma

1. Controlar nivel de aceite con la ayuda del nivel marcado en el aceitero (máx-mín).
2. Medir la presión (PSI) del acumulador cuando la bomba no se encuentre trabajando. (de 50 a 100 PSI)
3. Colocar en posición de by-pass la palanca conmutadora (reguladora de presión), hasta obtener las revoluciones y potencia en la turbina pelton.
4. Verificar que todas las válvulas de la bomba estén eventualmente cerradas.
5. Verificar que las mangueras de succión y retorno se encuentren instaladas adecuadamente.

○ Turbina Pelton

1. Verificar que el inyector no tenga ningún residuo en el interior que impida el correcto paso del fluido
2. Abrir todo el paso del inyector.
3. Verificar el correcto templado de las bandas tipo B50



4. Lubricar puntos de engrase de chumaceras.
5. Conectar tubería desde la captación de agua hacia la bomba.

6. Abrir la captación de agua y regular la velocidad del chorro Pelton del fluido con la ayuda de la manivela del inyector. [ver tabla 50 para un correcto funcionamiento]

Tabla 50. Funcionamiento de la manivela del inyector

Caudal Q (m³/seg)	Giros de la manivela del inyector (Vueltas n)	Apertura del inyector X (mm)	Velocidad de giro de la turbina (rpm)
0,0285	0	27	415
	5	22,78	420
	10	18,55	460
	15	14,34	470
	20	10,13	415
	25	5,91	390

Fuente: autores

7. Puesta en marcha de la máquina “Turbobomba”.

CAPÍTULO IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

La turbina Pelton fue construida en función de los cálculos realizados en el presente proyecto técnico con la fabricación de dos partes, primero los álabes en material de bronce y segundo el rodete en acero inoxidable donde finalmente se ensambló distribuyendo de forma igual el peso en toda la periferia del rodete con lo cual se consiguió un balance adecuado con mínimas vibraciones el momento de la puesta en marcha.

Un JIG (accesorio para sujetar el elemento a maquinar durante todo el proceso) de maquinado ayuda a reducir el tiempo de maquinado de los álabes de la turbina, debido a que por la cantidad de álabes se pierde tiempo en la puesta a punto del elemento en bruto, este dispositivo de maquinado facilita el montaje del componente ya que basta con encerar una sola vez el JIG en la máquina CNC, para que el proceso de montaje y desmontaje de cada álabe sea repetitivo.

La bomba seleccionada es una bomba que pertenece a las de desplazamiento positivo, denominada bomba de diafragma se elige debido a que necesita torque y revoluciones bajas para su funcionamiento a diferencia de las bombas de pistones que necesitan torque alto y revoluciones bajas o como las bombas centrifugas que para su funcionamiento adecuado necesitan altas revoluciones que sobrepasan las 3000 rpm pero torque bajo.

Se construye la turbobomba con el ensamble de la bomba de diafragma con 650 rpm- 2.24 kW de potencia de entrada y con la turbina Pelton de 19 álabes, 400 rpm y 3 kW de potencia teórica, la cual transmite su movimiento a la bomba por medio del sistema de transmisión polea-banda con polea conductora doble canal tipo B de 203.2 mm de diámetro mientras que la polea conducida conectada en la bomba es una de doble canal tipo B de 127 mm de diámetro, unidas por una banda seleccionada tipo B50 dentada, diseño que ayuda a disipar de mejor manera el calor generado por el contacto entre polea-banda, además se construyó la estructura en acero inoxidable debido al contacto del agua y la carcasa en fibra de vidrio para disminuir el peso y su capacidad anticorrosiva.

Las pruebas de funcionamiento se las realizó con diferentes caudales y distintas aperturas del inyector a una altura de 15 m, en la cual con un caudal de $0.0285 \text{ m}^3/\text{s}$ y con un valor de distancia de apertura entre la tobera y el bulbo de 14.34 mm se consiguió la más alta capacidad de la turbina dando como resultado 470 rpm y una potencia hidráulica generada de 4.18 kW, con estos resultados se garantiza el diseño de la turbobomba ya que la potencia teórica calculada fue de 3 kW y 400 rpm.

Como se observa en el gráfico 1, el número de revoluciones de la turbina no aumenta cuando se incrementa el caudal, esto es debido a que la velocidad angular de la turbina depende de la velocidad tangencial que el chorro incide sobre los alabes, como se puede analizar en la ecuación (3.10), dicha velocidad se basa en el teorema de Torricelli (la velocidad de salida de un fluido a través de un orificio depende de la diferencia de elevación entre la superficie libre del fluido y la salida del orificio), para poder aumentar el número de revoluciones de la turbina se debe aumentar la altura de captación.

Según el gráfico 2, la potencia máxima de la turbina está alrededor de los 4.24 kW con un caudal de $0.044 \text{ m}^3/\text{seg}$, con valores mayores de caudal la potencia tiende a disminuir ya que las pérdidas por fricción en la tubería aumentan considerablemente disminuyendo la altura neta de operación de la turbina, para poder obtener la potencia máxima se debe mejorar el sistema de captación de agua implementado válvulas reguladoras de caudal, captación de agua con desarenadores, válvulas de alivio o de presión e instalaciones de tubería rígida.

4.2.Recomendaciones

Para que la turbobomba alcance su máxima capacidad y aprovechar la máxima potencia hidráulica, es necesario que se realice una inversión en obra civil para captar de mejor manera el caudal del fluido (agua) y disminuir las pérdidas hidráulicas.

El acabado superficial de la parte interna y externa de los álabes se debe realizar con una fresa de punta esférica a baja velocidad de corte y altas revoluciones, con la finalidad de obtener un acabado liso para reducir la fricción del agua al momento que el chorro incida en el interior de los álabes, esto ayudará a tener un mejor rendimiento de la turbina.

Para mejorar la capacidad de bombeo y proteger el funcionamiento de la bomba, se recomienda implementar una válvula check a la salida de la bomba, gracias a que en este tipo de válvulas ayuda a que el fluido circule en una sola dirección, ya que se cierra automáticamente para prevenir que el flujo retorne (dirección opuesta).

MATERIALES DE REFERENCIA

Bibliografía

- [1] A. Rajak. P. Shrestha. M. Rijal. B. Pudasaini y M. Chandra. “Dynamic Analysis of Pelton Turbine and Assembly,” Department of Mechanical Engineering, Central Campus, Pulchowk, Institute of Engineering, Tribhuvan University, Nepal.
- [2] J. Blanding y T. Walters. “Pulsation Analysis in Positive Displacement Pump Systems Using Waterhammer, Modal and Animation Software,” Turbomachinery Pump Symposia, Houston, Texas, 2016.
- [3] M. Jin. H. Bae y W. Jun. “A Study on Prediction of Cavitation for Centrifugal Pump,” World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical, 2012.
- [4] F. Emiro. A. Sierra y C. Guerrero. “Pequeñas y Micro Centrales Hidroeléctricas: Alternativa real de Generación Eléctrica,” Colombia, 2011.
- [5] L. Ferrada. “Diseño de rodete de turbina hidráulica para micro generación,” Santiago de Chile, 2012.
- [6] E. Guaycochea. Maquinas hidráulicas Turbobombas. México DF: Azcapotzalco, 1999, pp. 9.
- [7] “M. Ratma y S. Ponugupati. “Desing and analysis of Pelton turbine buckets,” International Journal of Reserch, 2017.
- [8] P. Álvarez y J. Cajilima. “Diseño, Simulación y Construcción de un prototipo comercial de Picocentral Hidroeléctrica accionada con una turbina Pelton para el área de la energía, las industrias y los recursos naturales no renovables de la Universidad Nacional de Loja.” Tesis, Universidad Nacional de Loja, Ecuador, 2012.
- [9] D. Palacios. “Diseño de una turbina Pelton y su sistema de control.” Tesis, Escuela Superior Politécnica del Litoral, Ecuador, 2016.
- [10] J. Bonilla y F. Hidrobo. “Diseño de un sistema de Turbobombeo y Riego por aspersión en la comunidad de San Francisco de Cunuguachay.” Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Ecuador, 2011.

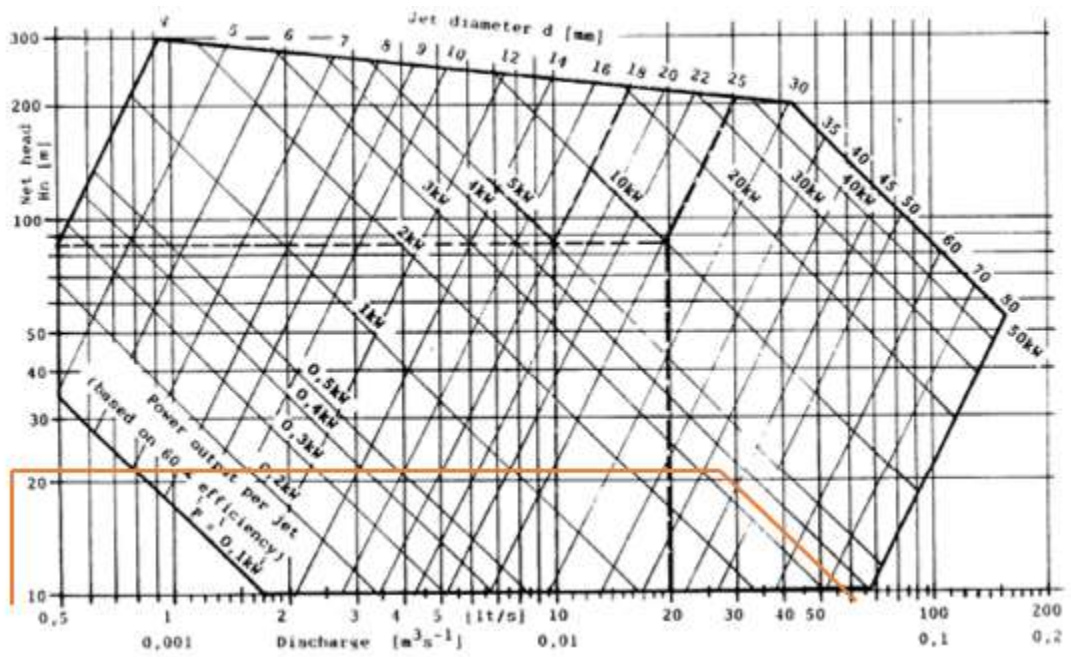
- [11] “P. Pesántez y D. Jaramillo. “Diseño y construcción de un prototipo didáctico de Turbobomba para el aprovechamiento hidráulico.” Universidad Nacional de Loja, Ecuador, 2010.
- [12] L. Streeter y B. Wylie. *Mecánica de los Fluidos*. México: McGraw-Hill, 1979, pp. 517.
- [13] C. Mataix. *Turbomáquinas Hidráulicas*. España: ICAI, pp. 718-719.
- [14] M. Potter, D. Wiggert y M. Hondzo. *Mecánica de fluidos*. México: Prentice Hall, 1998, pp. 614
- [15] M. Young. *Fundamentos de Mecánica de Fluidos*. México: Limusa, 1999, pp. 790-792
- [16] G. Russell. *Hidráulica*. México: Continental S.A, 1968, pp. 409-411.
- [17] J. Prieto. *Máquinas e Instalaciones Hidráulicas y Eólicas*. España: Dextra Editorial S. L, pp. 149.
- [18] J. Saens. *Energía Hidroeléctrica*. España: Prensas de la Universidad de Zaragoza, 2016.
- [19] E. Briceño, R. Escobar y S. Ramírez. *Manual de Capacitación en Operación y Mantenimiento de Pequeñas Centrales Hidráulicas*. Perú: Soluciones Prácticas-ITDG, 2008.
- [20] Y. Cengel, y J. Cimbala. *Mecánica de Fluidos*, México: McGraw-Hill Interamericana, 2006, pp. 736
- [21] C. Crowe, D. Ekger y J. Roberson, *Mecánica de Fluidos*. México: Compañía editorial Continental, 2006, pp. 648.
- [22]. L. Linsley y J. Franzini. *Ingeniería de los Recursos Hidráulicos*. México: McGraw-Hill Book Company, 1967, pp. 428.
- [23] M. Potter, D. Wiggert, *Mecánica de Fluidos*. México: Prentice Hall, 1998, pp. 531.
- [24] C. Mataix. *Mecánica de fluidos y Máquinas hidráulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo S. A, 1986, pp. 553-554

- [25] R. Mott. *Mecánica de Fluidos*. México: Pearson. 2006, pp. 385.
- [26]. J. Petersen, “Best Practices in Selecting and Applying Positive Displacent Pumps,” Proceedings of the 18TH International Pumps Users Symposium, Iowa, 1970.
- [27] C. Hernandez. E. Indacochea. “Apuntes para un Manual Técnico de Diseño, Estandarización y Fabricación de equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, Turbinas Pelton”. OLADE, vol. 2, 1988.
- [28] “Correas Trapeciales Convencionales”. Oleastatic.
- [29] R. Budynas y J. Nisbeth. *Diseño en Ingeniería Mecánica Shingley*. México: Mc Graw-Hill, 2008, pp. 278-288, 427-428.
- [30] “Catálogo General”. SKF, publicación. 6000 ES, May. 2006.
- [31] Kohara Gear Industry CO., LTD. “The Role Gears are Playing”. Gear Technical Reference.
- [32] “Rodamientos WL 41 520/3 SB”. FAG, ed. 2000
- [33] Flowserve Corporation. (2014, May). “Bulletin FDP-100m (E/A4).” Pump Product Catalog [On-line]. Disponible: <https://www.flowserve.com/sites/default/files/2016-07/fpd-100-ea4.pdf>.
- [34] J. Vilar. *Nuevas Herramientas para la mejora de la Calidad*. (2nd edición). [On-line]. Disponible: <https://goo.gl/itbXeT> [Noviembre 10, 2017]
- [35] Annovi Reverberi. “*Bombas para Agricultura y Jardinería*”. [On-line], pp. 12. Disponible: http://www.annovireverberi.it/SiteDocumets/5653_KP.pdf [Noviembre 18, 2017]

ANEXOS

ANEXO 1. Cálculos de diseño.

Anexo A



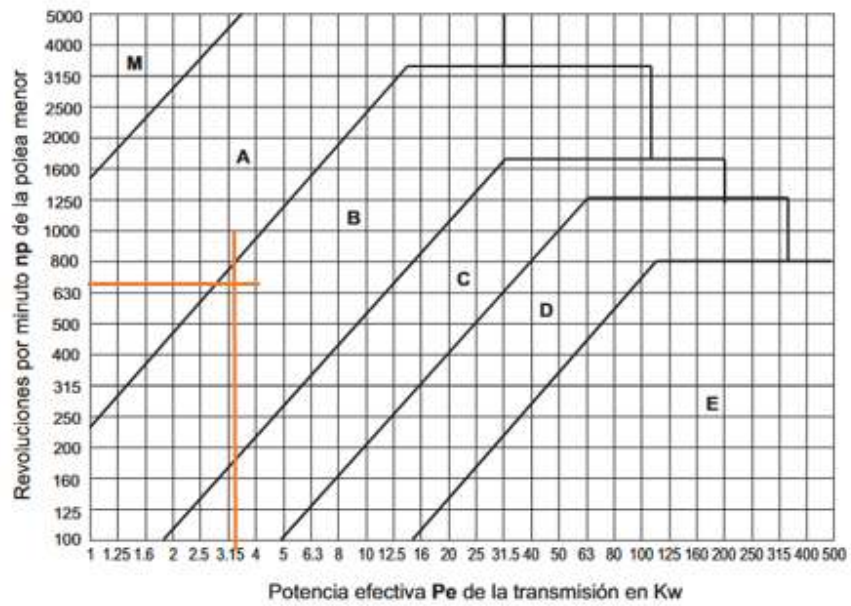
Anexo B. Dimensiones de los álabes en función del diámetro de chorro

B	L	D	f	X	e	β_1	β_2	l	β_3	β_4
2,5d	2,5d	0,85d	0,8d	1,0d	0,3d	10°	4°	1,6d	2°	0°
a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
4,0d	3,5d	1,3d	1,1d	1,2d	0,6d	30°	20°	1,7d	5°	20°

Anexo C. Selección del factor según las horas de funcionamiento

Aplicaciones	Horas diarias de funcionamiento					
	0-8	8-16	16-24	0-8	8-16	16-24
Trabajos ligeros Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (materiales ligeros), ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW.	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Trabajos normales Cizallas para chapa, prensas, cintas transportadoras y de cadena, tamices (materiales pesados), grupos generadores, máquinas-herramienta, amasadoras, lavadoras industriales, prensas de tipografía, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Trabajos pesados Molino de martillos, compresores de pistón, cintas transportadoras para cargas muy pesadas, montacargas, máquinas para la industria textil, máquinas continuas para papeleras, bombas de pistón, bombas para dragar, sierras alternativas.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Trabajos particularmente pesados Molinos de potencia elevada, Trituradores de piedras, calandras, mezcladoras, grúas, excavadoras, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Anexo D. Selección del tipo de banda



Anexo E. Condición para el cálculo de la distancia entre centros

- Si K está comprendida entre 1 y 3: $l \geq \frac{(K+1)d}{2} + d$
- Si $K > 3$ $l \geq D$

Anexo F. Selección del número de banda dentada

SECCIÓN "B" (17 x 11 mm.)

TIPO	DESARROLLO INTERIOR mm.	DESARROLLO PRIMITIVO mm.
B43	1092	1135
B43,50	1105	1148
B44	1118	1161
B44,25	1124	1167
B45	1143	1186
B46	1168	1211
B46,50	1181	1224
B46,75	1187	1230
B47	1194	1237
B47,25	1200	1243
B47,50	1207	1250
B48	1219	1262
B49	1245	1288
B50	1270	1313
B51	1295	1338
B52	1321	1364
B53	1346	1389
B53,50	1359	1402
B54	1372	1415
B55	1397	1440
B55,50	1410	1453
B56	1422	1465
B57	1448	1491
B58	1473	1516
B59	1499	1542
B60	1524	1567

Anexo G. Selección del factor Pb para la selección de bandas

diámetro	Pb (kW) por d:																
	40	45	50	55	63	71	80	85	90	95	100	105	112	125	132	140	150
rpm																	
100	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	0,12	0,13	0,14	0,17	0,19	0,19	0,21
200	0,04	0,06	0,07	0,09	0,12	0,14	0,17	0,19	0,2	0,22	0,23	0,25	0,27	0,31	0,33	0,36	0,39
300	0,05	0,08	0,1	0,13	0,17	0,2	0,25	0,27	0,29	0,31	0,34	0,37	0,39	0,45	0,48	0,52	0,56
400	0,07	0,1	0,13	0,17	0,21	0,26	0,32	0,35	0,38	0,41	0,44	0,47	0,51	0,58	0,63	0,67	0,73
500	0,09	0,12	0,16	0,2	0,26	0,32	0,39	0,42	0,46	0,5	0,53	0,58	0,62	0,71	0,78	0,82	0,89
600	0,09	0,14	0,18	0,24	0,3	0,37	0,45	0,5	0,54	0,58	0,63	0,68	0,73	0,84	0,9	0,97	1,05
700	0,1	0,16	0,21	0,27	0,34	0,43	0,52	0,57	0,62	0,67	0,72	0,78	0,84	0,96	1,03	1,11	1,21
725	0,1	0,16	0,21	0,28	0,35	0,44	0,53	0,59	0,64	0,69	0,74	0,8	0,86	1	1,07	1,14	1,24
800	0,11	0,17	0,23	0,3	0,38	0,48	0,58	0,64	0,7	0,75	0,81	0,88	0,94	1,09	1,18	1,26	1,36
900	0,12	0,19	0,25	0,33	0,42	0,53	0,64	0,71	0,77	0,83	0,9	0,97	1,05	1,2	1,29	1,39	1,5
950	0,12	0,19	0,25	0,35	0,44	0,55	0,67	0,74	0,81	0,87	0,94	1,02	1,1	1,26	1,35	1,45	1,56
1000	0,13	0,2	0,28	0,36	0,46	0,58	0,71	0,78	0,84	0,91	0,99	1,06	1,15	1,32	1,41	1,52	1,65
1100	0,13	0,22	0,3	0,39	0,5	0,63	0,77	0,84	0,92	0,99	1,07	1,16	1,24	1,43	1,53	1,65	1,79
1200	0,14	0,23	0,32	0,42	0,54	0,67	0,82	0,91	0,99	1,07	1,15	1,25	1,34	1,55	1,65	1,78	1,93
1300	0,15	0,24	0,34	0,45	0,58	0,72	0,9	0,97	1,05	1,15	1,23	1,33	1,44	1,65	1,77	1,9	2,06
1400	0,16	0,26	0,36	0,48	0,61	0,77	0,94	1,03	1,13	1,22	1,31	1,42	1,53	1,76	1,88	2,02	2,19
1425	0,16	0,26	0,36	0,48	0,62	0,78	0,95	1,05	1,14	1,24	1,33	1,44	1,55	1,79	1,91	2,05	2,22
1500	0,16	0,27	0,38	0,5	0,65	0,81	1	1,1	1,19	1,29	1,39	1,51	1,62	1,87	1,99	2,14	2,32
1600	0,17	0,28	0,4	0,53	0,68	0,86	1,05	1,16	1,26	1,36	1,47	1,58	1,71	1,97	2,1	2,26	2,44
1700	0,17	0,29	0,41	0,56	0,72	0,9	1,1	1,22	1,33	1,43	1,54	1,67	1,8	2,07	2,21	2,37	2,56
1800	0,18	0,31	0,43	0,58	0,75	0,94	1,15	1,27	1,39	1,5	1,62	1,75	1,88	2,16	2,31	2,48	2,69
1900	0,18	0,32	0,45	0,61	0,78	0,99	1,21	1,33	1,45	1,57	1,69	1,83	1,97	2,26	2,41	2,58	2,79
2000	0,19	0,33	0,47	0,63	0,82	1,03	1,26	1,39	1,51	1,64	1,76	1,91	2,05	2,35	2,51	2,69	2,9

Anexo H. Selección del factor Pd para la selección de bandas

rpm	Pb (kW) por K desde... hasta...									
	1,00	1,02	1,04	1,07	1,09	1,13	1,17	1,23	1,33	1,51
100	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01
200	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02
300	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
400	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03
500	0,00	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04
600	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05
700	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06
725	0,00	0,01	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06
800	0,00	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07
900	0,00	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07
950	0,00	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08
1000	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08
1100	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
1200	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10
1300	0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11
1400	0,00	0,01	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10	0,11
1425	0,00	0,01	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12
1500	0,00	0,01	0,03	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,11	0,12
1600	0,00	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,10	0,12	0,13
1700	0,00	0,01	0,03	0,05	0,06	0,08	0,09	0,11	0,12	0,14
1800	0,00	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,10	0,11	0,13	0,15
1900	0,00	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,10	0,12	0,14	0,16
2000	0,00	0,02	0,04	0,06	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,18

Anexo I. Factor de corrección cálculo de bandas

Cy	γ	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	90°
		T/T	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74
T/P	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69	

T/T = Transmisión trapecial/trapecial

T/P = Transmisión trapecial/plana

γ = Arco de contacto sobre la polea menor

Anexo J. Factor de corrección cálculo de bandas

	PULGADAS																												
	9/16	16	22	24	28	32	35	42	48	53	66	75	81	90	105	128	144	162	180	210	240	285	330	420	540	720	780		
Z	0.69	0.77	0.82	0.84	0.87	0.89	0.91	0.95	0.98	1.00																			
A	0.73	0.79	0.80	0.83	0.85	0.87	0.91	0.93	0.95	1.00	1.03	1.05	1.07	1.11	1.16	1.19	1.22	1.25	1.29										
B	0.73	0.75	0.77	0.80	0.81	0.85	0.87	0.89	0.90	0.90	0.90	1.00	1.03	1.05	1.11	1.14	1.16	1.20	1.24	1.29	1.33	1.40							
C		0.73	0.73	0.75	0.79	0.80	0.85	0.87	0.88	0.90	0.93	0.97	1.00	1.03	1.05	1.09	1.12	1.16	1.20	1.27									
D										0.81	0.83	0.87	0.89	0.92	0.94	0.97	1.00	1.04	1.07	1.13	1.20	1.27							
E																	0.90	0.94	0.96	1.00	1.03	1.09	1.15	1.23	1.25				

Anexo K. Cantidad a sumar para longitud primitiva de la banda

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Anexo L. Factor Kc para el cálculo de fuerzas que ejerce la banda

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

Anexo M. Factor [ka] de diseño para el eje

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

Anexo N. Factor [kb] de diseño para el eje

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

Anexo O. Factor [kc] de diseño para el eje

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

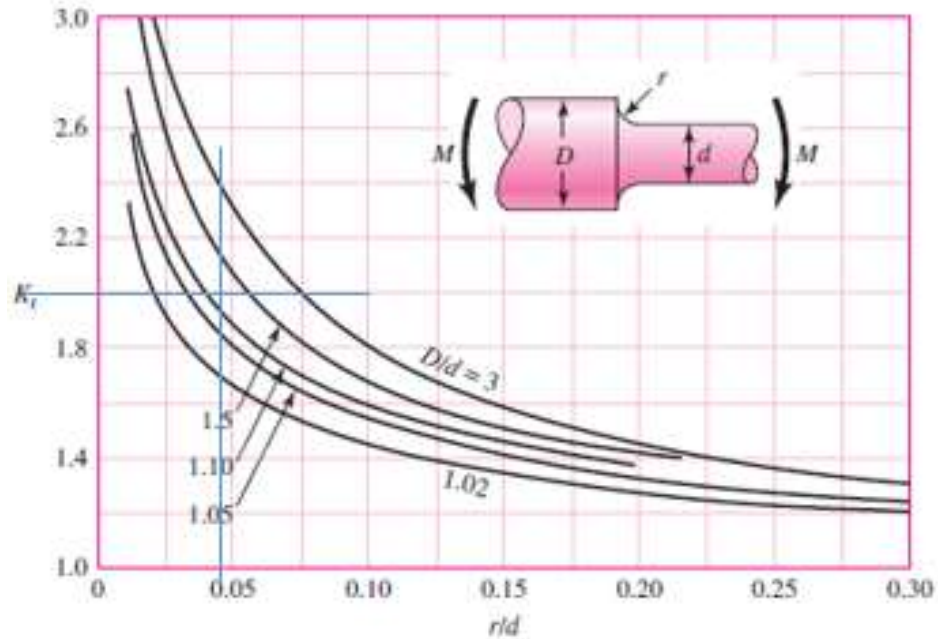
Anexo P. Factor [kd] de diseño para el eje

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/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		

Anexo Q. Factor [ke] de diseño para el eje

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_α
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

Anexo R. Factor [Kt] de diseño para el eje



Anexo S. Vida en horas para cálculo de rodamiento

Tipo de aplicación	Vida, kh
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 0.5
Motores de aeronaves	0.5-2
Máquinas de operación corta o intermitente, donde la interrupción del servicio resulta de poca importancia	4-8
Máquinas de servicio intermitente donde una operación confiable es de gran importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h, que no siempre se usan completamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h, que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo las 24 h	50-60
Máquinas para un servicio continuo de 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia	100-200

Anexo T. Selección de valores X y Y para cálculo de rodamientos

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

$\frac{F_a \cdot F_z}{C_{0r}}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamientos C4						
	$F_a \leq e$		$F_a > e$		$F_a \leq e$		$F_a > e$		$F_a \leq e$		$F_a > e$				
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y			
0.3	0.22	1	0	0.56	2	0.32	1	0	0.46	1.7	0.4	1	0	0.44	1.4
0.5	0.24	1	0	0.56	1.8	0.35	1	0	0.46	1.56	0.43	1	0	0.44	1.31
0.9	0.28	1	0	0.56	1.58	0.39	1	0	0.46	1.41	0.45	1	0	0.44	1.23
1.6	0.32	1	0	0.56	1.4	0.43	1	0	0.46	1.27	0.48	1	0	0.44	1.16
3	0.36	1	0	0.56	1.2	0.48	1	0	0.46	1.14	0.52	1	0	0.44	1.08
6	0.43	1	0	0.56	1	0.54	1	0	0.46	1	0.56	1	0	0.44	1

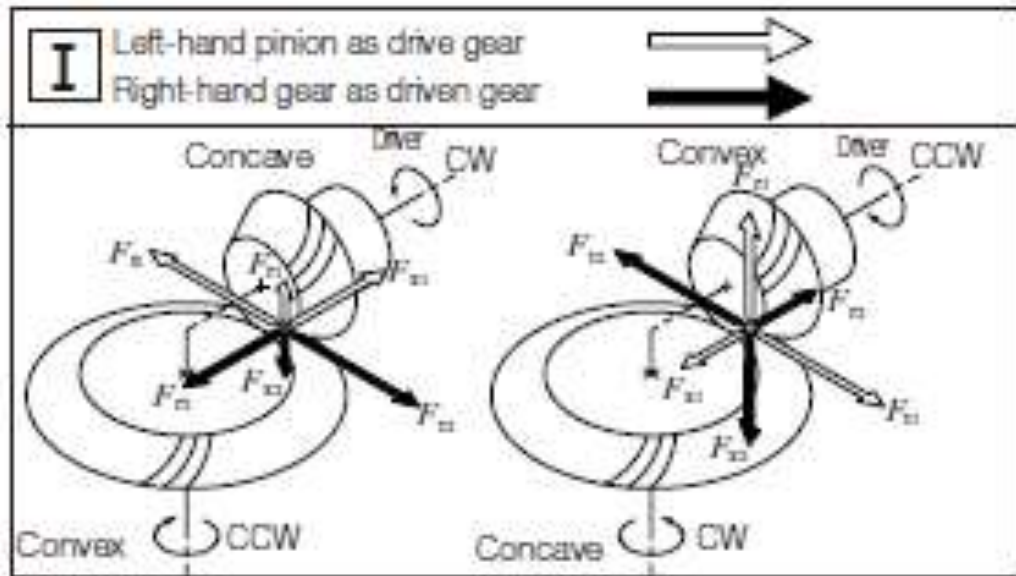
Anexo U. Dimensionamiento del inyector

a	α_0	α_1	dt	x	dv	b	d2	l	r	d1
1,42d	40	60	1,1d	0,5d	0,58d	3,25d	4,5d	6,0d	15d	2.5d
a	a	a	a	a	0,667d	a	a	a	a	311d
1.62	60	90	1,4d	1,16d	1,16d	3,7d	4,6d	12.1d	25d	4.0d

Anexo V. Dimensiones de los engranajes

No.	Item	Symbol	Formula
1	Shaft angle	Σ	Set Value
2	Module	m	
3	Normal pressure angle	α_n	
4	Mean spiral angle	β_m	
5	Number of teeth and spiral hand	z	
6	Transverse pressure angle	α_t	$\tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_m} \right)$
7	Reference diameter	d	zm
8	Reference cone angle	δ_1 δ_2	$\tan^{-1} \left(\frac{\sin \Sigma}{\frac{z_2}{z_1} + \cos \Sigma} \right)$ $\Sigma - \delta_1$
9	Cone distance	R	$\frac{d_2}{2 \sin \delta_1}$
10	Facewidth	b	It should be less than $0.3R$ or $10m$
11	Addendum	h_{a1} h_{a2}	$1.700m - h_{a2}$ $0.460m + \frac{0.390m}{\left(\frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2} \right)}$
12	Dedendum	h_f	$1.888m - h_a$
13	Dedendum angle	θ_f	$\tan^{-1} (h_f / R)$
14	Addendum angle	θ_{a1} θ_{a2}	θ_{f2} θ_{f1}
15	Tip angle	δ_a	$\delta + \theta_a$
16	Root angle	δ_f	$\delta - \theta_f$
17	Tip diameter	d_a	$d + 2h_a \cos \delta$
18	Pitch apex to crown	X	$R \cos \delta - h_a \sin \delta$
19	Axial facewidth	X_b	$\frac{b \cos \delta_a}{\cos \theta_a}$
20	Inner tip diameter	d_i	$d_a - \frac{2b \sin \delta_a}{\cos \theta_a}$

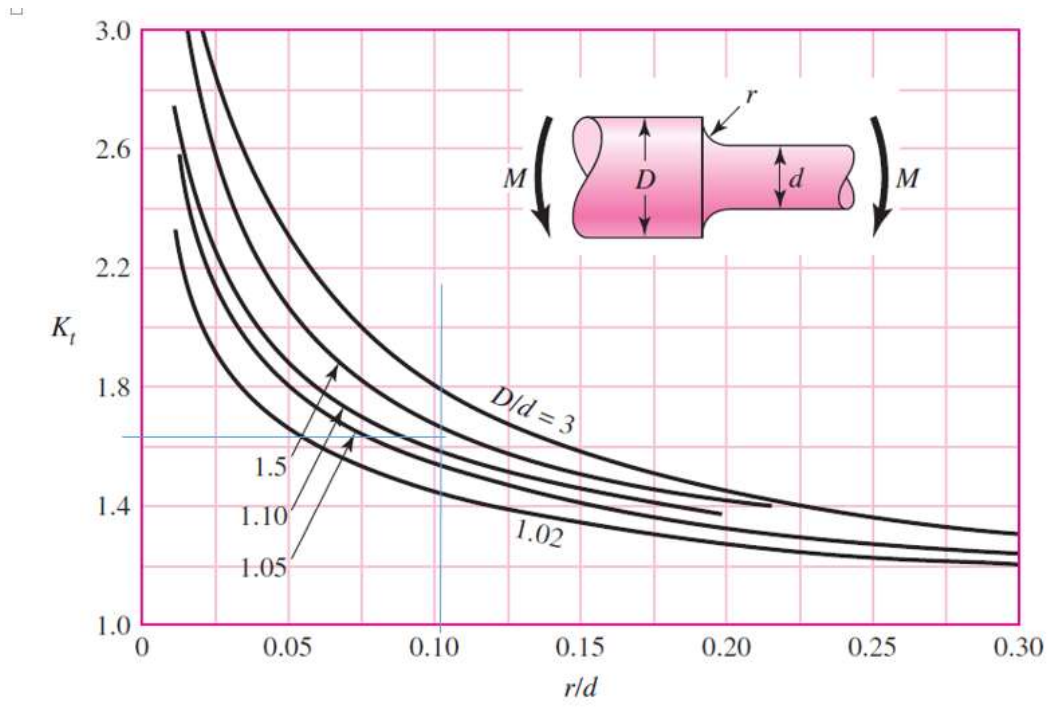
Anexo W. Fuerzas que generan los engranes



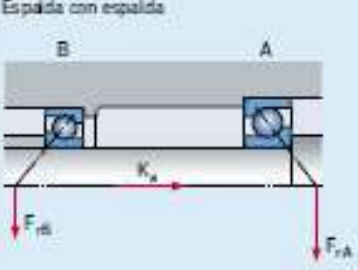
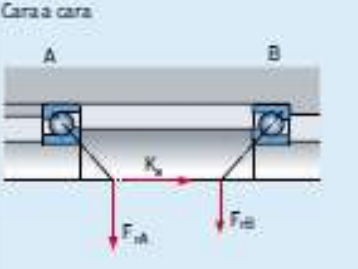
Anexo X. Cálculo de fuerzas por engranes

No	Specifications	Symbol	Unit	Formula	
1	Shaft angle	Σ	Degree	Set Value	
2	Transverse module	m_t	mm		
3	Pressure angle	α_n	Degree		
4	No. of teeth	z	—		
5	Spiral angle	β	Degree		
6	Facewidth	b	mm		
7	Input torque	T_1	N·m		
8	Reference diameter	d	mm	zm	
9	Reference cone angle	δ_1, δ_2	degree	$\tan^{-1}\left(\frac{z_1}{z_2}\right)$	$\Sigma - \delta_1$
10	Center reference diameter	d_m	mm	$d - b \sin \delta$	
11	Tangential force	F_t	N	$\frac{2000T}{d_m}$	
Contact Face					
12	Axial force	F_x	N	$\frac{F_t}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \sin \delta - \sin \beta_m \cos \delta)$	$\frac{F_t}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \sin \delta + \sin \beta_m \cos \delta)$
13	Radial force	F_r		$\frac{F_t}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \cos \delta + \sin \beta_m \sin \delta)$	$\frac{F_t}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \cos \delta - \sin \beta_m \sin \delta)$
Contact Face					
14	Axial force	F_x	N	$\frac{F_t}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \sin \delta + \sin \beta_m \cos \delta)$	$\frac{F_t}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \sin \delta - \sin \beta_m \cos \delta)$
15	Radial force	F_r		$\frac{F_t}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \cos \delta - \sin \beta_m \sin \delta)$	$\frac{F_t}{\cos \beta_m} (\tan \alpha_n \cos \delta + \sin \beta_m \sin \delta)$
16	Output torque	T_2	N·m	—	$\frac{F_t d_{m2}}{2000}$

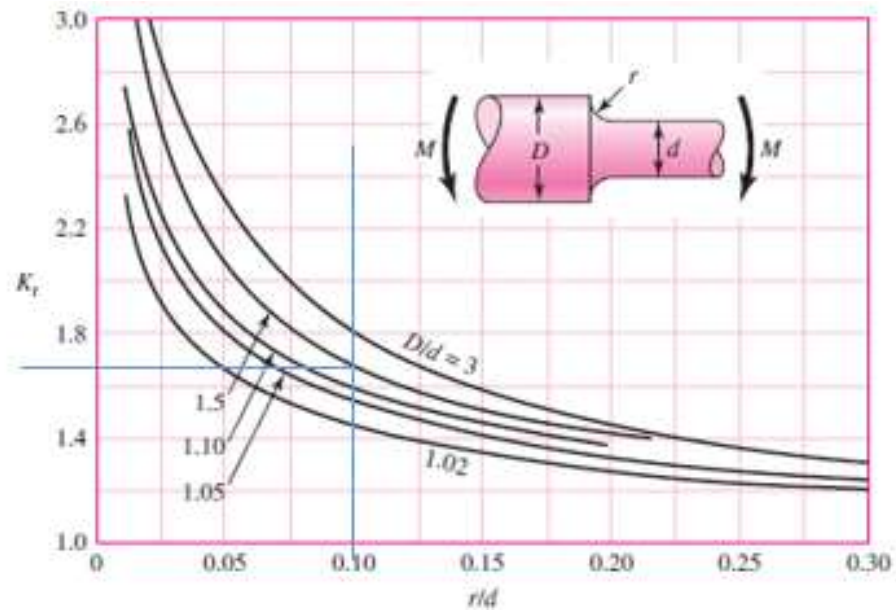
Anexo Y. Factor [Kt] de diseño para el eje



Anexo Z. Ubicación de fuerzas en rodamiento

Disposición	Carga	Fuerzas axiales	
<p>Espalda con espalda</p> 	<p>Caso 1a</p> $F_{rA} > F_{rB}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = R F_{rA}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<p>Caso 1b</p> $F_{rA} < F_{rB}$ $K_a \geq R(F_{rB} - F_{rA})$	$F_{aA} = R F_{rA}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	<p>Caso 1c</p> $F_{rA} < F_{rB}$ $K_a < R(F_{rB} - F_{rA})$	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$	$F_{aB} = R F_{rB}$
<p>Cara a cara</p> 	<p>Caso 2a</p> $F_{rA} < F_{rB}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = R F_{rB}$
	<p>Caso 2b</p> $F_{rA} > F_{rB}$ $K_a \geq R(F_{rA} - F_{rB})$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$	$F_{aB} = R F_{rB}$
	<p>Caso 2c</p> $F_{rA} > F_{rB}$ $K_a < R(F_{rA} - F_{rB})$	$F_{aA} = R F_{rA}$	$F_{aB} = F_{aA} - K_a$

Anexo AX. Factor [Kt] de diseño para el eje.



Anexo BX. Dimensiones de las arandelas

Tabla A-32

Dimensiones básicas de arandelas simples estándar americano (todas las dimensiones están en pulgadas)

Tamaño del sujetador	Tamaño de la arandela	Diámetro		Espesor
		DI	DE	
#6	0.138	0.156	0.375	0.049
#8	0.164	0.188	0.438	0.049
#10	0.190	0.219	0.500	0.049
#12	0.216	0.250	0.562	0.065
1/4 N	0.250	0.281	0.625	0.065
1/4 W	0.250	0.312	0.734	0.065
5/16 N	0.312	0.344	0.688	0.065
5/16 W	0.312	0.375	0.875	0.083
3/8 N	0.375	0.406	0.812	0.065
3/8 W	0.375	0.438	1.000	0.083
7/16 N	0.438	0.469	0.922	0.065
7/16 W	0.438	0.500	1.250	0.083
1/2 N	0.500	0.531	1.062	0.095
1/2 W	0.500	0.562	1.375	0.109
9/16 N	0.562	0.594	1.156	0.095
9/16 W	0.562	0.625	1.469	0.109
5/8 N	0.625	0.656	1.312	0.095
5/8 W	0.625	0.688	1.750	0.134
3/4 N	0.750	0.812	1.469	0.134
3/4 W	0.750	0.812	2.000	0.148
7/8 N	0.875	0.938	1.750	0.134

Anexo CX. Dimensión de la tuerca

Tabla A-31

Dimensiones de tuercas hexagonales

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contra-tuerca
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1\frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{11}{64}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{9}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$

Anexo DX. Área tangencial de los pernos

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal pulg	Serie gruesa-UNC			Serie fina-UNF		
		Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

Anexo EX. Tipo de material del inyector.









Tabla 8-8

Parámetros de la rigidez de varios materiales[†]

[†]Fuente: J. Wileman, M. Choudury e I. Green, "Computation of Member Stiffness in Bolted Connections", en *Trans. ASME, J. Mech. Design*, vol. 113, diciembre de 1991, pp. 432-437.

Material usado	Relación de Poisson	Módulo de elasticidad,		A	B
		GPa	Mpsi		
Acero	0.291	207	30.0	0.787 15	0.628 73
Aluminio	0.334	71	10.3	0.796 70	0.638 16
Cobre	0.326	119	17.3	0.795 68	0.635 53
Hierro fundido gris	0.211	100	14.5	0.778 71	0.616 16
Expresión general				0.789 52	0.629 14

Anexo FX. Material de los pernos

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg.	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo a medio carbono	
2	$\frac{1}{8}$ - $\frac{3}{8}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55	74	57	Acero de bajo a medio carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estrado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

ANEXO 2: Construcción y ensamblaje de la máquina



Figura 62. . Fabricación y ensamblaje del inyector
Fuente: autores



Figura 63. Fabricación y ensamblaje del eje y rodete
Fuente: autores



Figura 64. Fabricación y ensamblaje en el rodete de los álabes
Fuente: autores



Figura 65. Ensamblaje final de la turbobomba
Fuente: autores

ANEXO 4: Puesta en marcha de la turbobomba.



Figura 66. Puesta en funcionamiento de la turbobomba con turbina Pelton.
Fuente: autores



Figura 67. Autores de la turbobomba en la puesta en marcha
Fuente: autores






Figura 68. Recolección de datos.
Fuente: autores



Figura 69. Recolección de datos para determinar el caudal.
Fuente: autores




ANEXO 3: Hojas de proceso

Tabla 51. Hoja de proceso “tobera”

 <div style="text-align: center;"> UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO </div> 												
Realizado por: Alex Barona - Álvaro Dávila					Fecha de elaboración: 28/11/2017				Imagen: 			
Material: AISI-304			Dim. inicial: D=152,4mm L=60mm		N° Plano: 14							
Subensamble: Inyector			Pieza: Tobera		Cantidad: 1							
N° de hoja: 1 de 15												
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Refrentado	Refrentado del elemento en bruto	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	335	168	1	10	1	11
2	Perforado	Perforación del diámetro de interno	Torno	Broca de acero rápido, Ø 1-3/4"	N/A	20	159	51	5	2	5	7
3	Acabado	Acabado diámetro de chorro	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	1384	138	0.5	2	3	5
4	Desbaste	Desbaste geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	340	102	1	2	71	73
5	Acabado	Acabado geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	549	82	0.5	2	11	13
6	Desbaste	Desbaste geometría interna	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	372	112	1	5	45	50
7	Acabado	Acabado geometría interna	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	465	70	0.5	2	10	12
8	Perforado	Perforado de orificios para brida	Taladro	Broca de acero rápido, Ø 1/4"	N/A	15	955	38	2	2	10	12

Fuente: autores

Tabla 52. Hoja de proceso "culata"

<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;">  <div style="text-align: center;"> UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO </div>  </div>												
Realizado por: Alex Barona - Álvaro Dávila					Fecha de elaboración: 28/11/2017				Imagen: 			
Material: AISI-304			Dim. inicial: D=57mm L=90mm		N° Plano: 17							
Subensamblado: Inyector			Pieza: Culata		Cantidad: 1							
N° de hoja: 2 de 15												
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Refrentado	Refrentado del elemento en bruto	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	849	424	1	10	1	11
2	Perforado	Perforación alojamiento para rodamiento	Torno	Broca de acero rápido, Ø 1-1/4"	N/A	20	199	64	2	2	2	4
3	Acabado	Acabado alojamiento para rodamiento	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	1384	138	0.5	2	3	5
4	Desbaste	Desbaste a diametro de 47mm para roscar	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	849	255	1	2	5	7
5	Roscado	Rosca externa 20 hilos por pulgada, longitud roscada 10mm	Torno	Cuchilla de roscado	N/A	200	80	12	0.25	2	10	12
6	Desbaste	Desbaste geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	849	255	1	5	16	21
7	Acabado	Acabado geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	1061	159	0.5	2	2	4




Fuente: autores

Tabla 53. Hoja de proceso “guía vástago”

N°		Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
							Vc m/min	n rpm	S mm/min	P mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Refrentado	Refrentado del elemento en bruto	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	335	168	1	10	1	11	
2	Perforado	Perforación alojamiento para rodamiento	Torno	Broca de acero rápido, Ø 1-1/4"	N/A	20	199	64	2	2	2	4	
3	Acabado	Acabado alojamiento para rodamiento	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	1384	138	0.5	2	3	5	
4	Desbaste	Desbaste a diámetro de 47mm para roscar	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	849	255	1	2	5	7	
5	Roscado	Rosca externa 20 hilos por pulgada, longitud roscada 10mm	Torno	Cuchilla de roscado	N/A	200	80	12	0.25	2	10	12	
6	Desbaste	Desbaste geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	849	255	1	5	39	44	
7	Acabado	Acabado geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	1061	159	0.5	2	3	5	
8	Perforado	Perforado de geometría interna	Torno	Broca de acero rápido, Ø 3/4"	N/A	15	955	38	3	2	4	6	
9	Acabado	Acabado de geometría interna	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	1592	239	0.5	2	3	5	
10	Perforado	Perforado de orificio para machuelo	Taladro	Broca de acero rápido, Ø 5mm	N/A	15	955	38	3	2	4	6	
11	Machuelado	Machuelado 1/4-20 UNC	N/A	Broca de acero rápido, Ø 3/4"	N/A	N/A				2	2	4	




Fuente: autores

Tabla 54. Hoja de procesos "cilindro"

 <p style="text-align: center;">UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO</p> 												
Realizado por: Alex Barona - Álvaro Dávila					Fecha de elaboración: 28/11/2017				Imagen: 			
Material: AISI-304			Dim. inicial: D=152mm L=20mm ,		N° Plano: 13							
Subensamblado: Inyector			SCH-40 diam. 4pulg x 20cm		Cantidad: 1							
N° de hoja: 4 de 15			Pieza: Cilindro									
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	P mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Refrentado	Refrentado de bridas	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	335	168	1	10	1	11
2	Perforado	Perforación del diámetro de interno de bridas	Torno	Broca de acero rápido, Ø 1-3/4"	N/A	20	159	51	4	2	2	4
3	Desbaste	Desbaste de diámetro interno de bridas	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	447	134	1	2	22	24
4	Desbaste	Preparación de extremos del cilindro para soldar con bridas	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	340	102	1	5	8	13
5	Soldado	Unión mediante soldadura las bridas al cilindro	N/A	N/A	N/A	N/A				2	10	12
6	Acabado	Acabado de la superficie interna	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	606	91	0.5	3	4	7
7	Acabado	Acabado de los extremos con bridas	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	424	64	0.5	2	7	9
8	Perforado	Perforado de orificios para brida	Taladro	Broca de acero rápido, Ø 1/4"	N/A	15	955	38	2	2	21	23

Fuente: autores

Tabla 55. Hoja de procesos “cilindro de aletas”

		UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO										
Realizado por: Alex Barona - Álvaro Dávila				Fecha de elaboración: 28/11/2017				Imagen: 				
Material: AISI-304		Dim. inicial: D=152mm L=80mm ,		N° Plano: 12								
Subensamble: Inyector		Pieza: Cilindro de aletas		Cantidad: 1								
N° de hoja: 5 de 15												
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Refrentado	Refrentado de caras en bruto	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	335	168	1	10	2	12
2	Desbaste	Desbaste de geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	335	101	1	2	18	20
3	Acabado	Acabado de la superficie externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	419	63	0.5	3	3	6
4	Perforado	Perforación del diámetro de interno	Torno	Broca de acero rápido, Ø 1-3/4"	N/A	20	159	51	4	2	11	13
2	Desbaste	Desbaste de diámetro interno	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	485	146	1	2	38	40
6	Acabado	Acabado de diámetro interno	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	606	91	0.5	3	2	5
7	Fresado	Fresado de perforaciones lado 1	Fresador	Fresa carburada Ø 10	Fnuc	200	1200	400	0.5	5	15	20
8	Perforado	Perforado de orificios lado 2	Fresador	Broca de acero rápido, Ø 1/4"	Fnuc	15	1000	100	1	5	5	10




Fuente: autores

Tabla 56. Hoja de proceso. “soporte vástago”

N°		Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
							Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Refrentado	Refrentado de caras en bruto	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	443	221	1	10	2	12	
2	Desbaste	Desbaste de geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	443	133	1	2	15	17	
3	Acabado	Acabado de geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	606	91	0.5	3	10	13	
4	Perforado	Perforación del diámetro de interno	Torno	Broca de acero rápido, Ø 1-3/4"	N/A	20	159	51	5	2	14	16	
5	Acabado	Acabado de diámetro interno	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	1273	191	0.5	3	5	8	
6	Roscado	Rosca interna 20 hilos por pulgada, longitud roscada 10mm	Torno	Cuchilla de roscado	N/A	200	80	12	0.25	2	17	19	
7	Fresado	Fresado de geometría de aletas	Fresadora	Fresa carburada Ø 10	Fnuc	200	1200	350	0.2	10	164	174	
8	Fresado	Fresado de orificios internos de aletas para rodamientos	Fresadora	Fresa carburada Ø 10	Fnuc	200	1300	400	0.2	5	30	35	
9	Perforado	Perforado de orificios en aletas	Fresadora	Broca de acero rápido, Ø 5/32"	Fnuc	200	1500	70	1	5	10	15	
10	Machuelado	Machuelado de orificios de aletas		Machuelo 3/16-24UNG	N/A	N/A				1	10	11	
11	Desbaste	Desbaste de geometría externa	Fresadora	Fresa carburada Ø 10	Fnuc	200	1200	300	0.2	10	320	330	
12	Acabado	Acabado de geometría externa	Fresadora	Fresa carburada Ø 10	Fnuc	200	1500	200	0	5	60	65	

Fuente: autores

Tabla 57. Hoja de procesos “vástago”

 <p style="text-align: center;">UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO</p> 												
Realizado por: Alex Barona - Álvaro Dávila					Fecha de elaboración: 28/11/2017				Imagen: 			
Material: AISI-304		Dim. inicial: D=38mm L=150mm ,			N° Plano: 21							
Subensamblado: Inyector		Pieza: Vástago			Cantidad: 1							
N° de hoja: 7 de 15												
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Desbaste	Desbaste de diámetro externo	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	1340	402	1	5	7	12
2	Acabado	Acabado de diámetro externo	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	1675	251	0.5	3	4	7
3	Roscado	Rosca externa 7/8-24hilos por pulgada, longitud roscada 38mm	Torno	Cuchilla de roscado	N/A	200	80	12	0.25	2	17	19
4	Perforado	Perforación del diámetro de interno	Torno	Broca de acero rápido, Ø 5/8"	N/A	20	398	127	5	2	7	9
5	Roscado	Rosca interna cuadrada p=3mm, longitud roscada 10mm	Torno	Cuchilla de roscado	N/A	200	80	12	0.25	2	17	19
6	Fresado	Fresado de ranura guía	Fresadora	Fresa carburada Ø 3	Fnuc	200	1200	250	0.2	5	30	35




Fuente: autores

Tabla 58. Hoja de procesos. “tornillo de potencia”

<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;">  <div style="text-align: center;"> <p>UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO</p> </div>  </div>												
Realizado por: Alex Barona - Álvaro Dávila					Fecha de elaboración: 28/11/2017				Imagen: 			
Material: AISI-304		Dim. inicial: D=22mm L=150mm ,			N° Plano: 19							
Subensamble: Inyector		Pieza: Tornillo de potencia			Cantidad: 1							
N° de hoja: 8 de 15												
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Desbaste	Desbaste de geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	1698	509	1	4	9	13
2	Acabado	Acabado de geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	2122	318	0.5	2	6	8
3	Roscado	Rosca externa 3/8-20 hilos por pulgada, longitud roscada 20mm	Torno	Cuchilla de roscado	N/A	200	80	N/A	0.25	2	18	20
4	Roscado	Rosca externa cuadrada D=16mm p=3mm, longitud roscada 45mm	Torno	Cuchilla de roscado	N/A	200	80	N/A	0.25	2	18	20
5	Ranurado	Ranurado para anillo de seguridad externo	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno para ranurar	N/A	160	2037	306	0.5	1	2	3




Fuente: autores

Tabla 59. Hoja de procesos. "bocín"

 <div style="text-align: center;"> UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO </div> 												
Realizado por: Alex Barona - Álvaro Dávila					Fecha de elaboración: 28/11/2017				Imagen: 			
Material: AISI-304		Dim. inicial: D=22mm L=15mm ,			N° Plano: 18							
Subensamble: Inyector		Pieza: Bocín			Cantidad: 1							
N° de hoja: 9 de 15												
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Refrentado	Refrentado de caras en bruto	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	1698	849	1	5	2	7
2	Desbaste	Desbaste de geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	1698	509	1	3	3	6
3	Acabado	Acabado de geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	2122	318	0.5	3	2	5
4	Perforado	Perforación del diámetro de interno	Torno	Broca de acero rápido, Ø 1/4"	N/A	20	796	255	4	2	2	4
5	Acabado	Acabado de diámetro interno	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	1592	239	0.5	3	3	6




Fuente: autores

Tabla 60. Hoja de procesos. "bulbo"

<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;">  <div style="text-align: center;"> <p>UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO</p> </div>  </div>												
Realizado por: Alex Barona - Álvaro Dávila						Fecha de elaboración: 28/11/2017				Imagen: 		
Material: AISI-304		Dim. inicial: D=63mm L=145mm ,		N° Plano: 22								
Subensamble: Inyector		Pieza: Bulbo		Cantidad: 1								
N° de hoja: 10 de 15												
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Desbaste	Desbaste de geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	808	243	1	4	43	47
2	Acabado	Acabado de geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	1011	152	0.5	3	20	23
3	Perforado	Perforación del diámetro de interno	Torno	Broca de acero rápido, Ø 11/16"	N/A	20	318	102	5	2	6	8
4	Machuelado	Machuelado de rosca interna 7/8-14 hilos por pulgada		Machuelo 7/8-14 UNG	N/A	N/A				1	8	9




Fuente: autores

Tabla 61. Hoja de procesos. “soporte de apertura”

 <p style="text-align: center;">UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO</p> 												
Realizado por: Alex Barona - Álvaro Dávila					Fecha de elaboración: 28/11/2017				Imagen: 			
Material: AISI-304			Dim. inicial: D=38mm L=40mm ,		N° Plano: 23							
Subensamblable: Inyector			Pieza: Soporte de apertura		Cantidad: 1							
N° de hoja: 11 de 15												
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Refrentado	Refrentado de caras en bruto	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	1273	637	1	10	1	11
2	Desbaste	Desbaste de diámetro externo	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	1273	382	1	2	6	8
3	Perforado	Perforación del diámetro de interno	Torno	Broca de acero rápido, Ø 1/2"	N/A	20	490	157	5	2	3	5
4	Acabado	Acabado de diámetro interno	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	1819	273	0.5	3	3	6
5	Fresado	Fresado de geometría en forma de semi luna	Fresadora	Fresa carburada Ø 10 esférica	Fnuc	200	1000	400	0.2	5	30	35
6	Fresado	Fresado de orificios para sujeción	Fresadora	Broca de acero rápido, Ø 3/16"	Fnuc	20	1000	200	1	5	15	20




Fuente: autores

Tabla 62. Hoja de procesos. “eje del piñón”

<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;">  <div style="text-align: center;"> <p>UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO</p> </div>  </div>												
Realizado por: Alex Barona - Álvaro Dávila						Fecha de elaboración: 28/11/2017				Imagen: 		
Material: AISI-304		Dim. inicial: D=19mm L=100mm ,		N° Plano: 15								
Subensamblable: Inyector		Pieza: Eje del piñón		Cantidad: 1								
N° de hoja: 12 de 15												
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Desbaste	Desbaste de diámetro externo	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	1698	509	1	2	16	18
2	Acabado	Acabado de diámetro externo	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	2122	318	0.5	3	6	9
3	Roscado	Rosca externa M5, longitud roscada 5mm	Torno	Cuchilla de roscado	N/A	200	80	N/A	0.25	2	18	20
4	Fresado	Fresado de geometría para llave de apertura	Fresadora	Fresa carburada Ø 10	Fnuc	200	1000	400	0.2	5	20	25

Fuente: autores

Tabla 63. Hoja de procesos. “álabes”

		UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO										
Realizado por: Alex Barona - Álvaro Dávila					Fecha de elaboración: 28/11/2017					Imagen: 		
Material: Bronce			Dim. inicial:		N° Plano: 8							
Subensamble: Turbina Pelton			Pieza: Álabe		Cantidad: 19							
N° de hoja: 13 de 15												
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Planeado	Planeado de caras en bruto	Fresadora	Fresa carburada Ø 12	Fnuc	140	1200	700	0.2	10	15	25
2	Contorneado	Contorneado de las caras de la escotadura	Fresadora	Fresa carburada Ø 12	Fnuc	140	1000	700	0.2	1	30	31
3	Acabado	Acabado superficie interna del álabe	Fresadora	Fresa carburada Ø 10 esférica	Fnuc	140	1500	600	0.25	1	60	61
4	Contorneado	Contorneado de superficies para sujeción al rodete	Fresadora	Fresa carburada Ø 12	Fnuc	140	1000	700	0.2	1	25	26
5	Planeado	Planeado de superficie posterior del alabe	Fresadora	Fresa carburada Ø 12	Fnuc	140	1500	1000	0.3	10	20	30
6	Desbaste	Desbaste de superficie para rodete	Fresadora	Fresa carburada Ø 12	Fnuc	140	1500	1000	0.50	1	10	11
7	Contorneado	Acabado de superficie externa del álabe	Fresadora	Fresa carburada Ø 10	Fnuc	200	1500	1200	0.25	1	60	61
8	Perforado	Perforado de orificios para sujeción al rodete	Fresadora	Broca de acero rápido, Ø 1/4"	Fnuc	40	1000	150	1	2	10	12

Fuente: autores

Tabla 64. Hoja de procesos. "disco"

N°		Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
							Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Refrentado	Refrentado de caras en bruto	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	170	85	1	5	57	62	
2	Desbaste	Desbaste de diámetro externo	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	170	51	1	2	35	37	
3	Perforado	Perforación del diámetro de interno	Torno	Broca de acero rápido, Ø 1"	N/A	20	212	68	5	2	9	11	
4	Acabado	Acabado de diámetro interno	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	180	1910	286	0.5	3	2	5	
5	Desbaste	Desbaste de ranura en la superficie de las caras	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	204	61	1	2	98	100	
6	Acabado	Desbaste de ranura en la superficie de las caras	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	180	229	34	0.5	3	17	20	
7	Perforado	Perforación del orificios para sujeción de alabes	Fresadora	Broca de acero rápido, Ø 1/4"	Fnuc	20	900	50	1	5	70	75	
8	Perforado	Perforación del orificios para sujeción de alabes	Fresadora	Broca de acero rápido, Ø 1/4"	Fnuc	20	900	50	1	5	70	75	
9	Perforado	Perforación del orificios para reducción de peso	Fresadora	Broca de acero rápido, Ø 1/2"	Fnuc	20	900	50	1	5	20	25	
10	Desbaste	Desbaste de ranuras en las caras del disco	Torno	Fresa carburada Ø 12	Fnuc	160	700	1200	0.2	5	180	185	

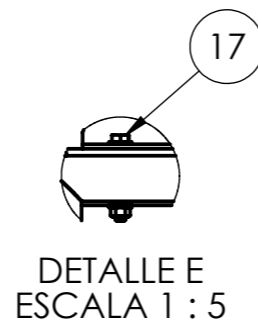
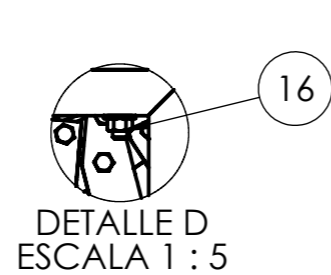
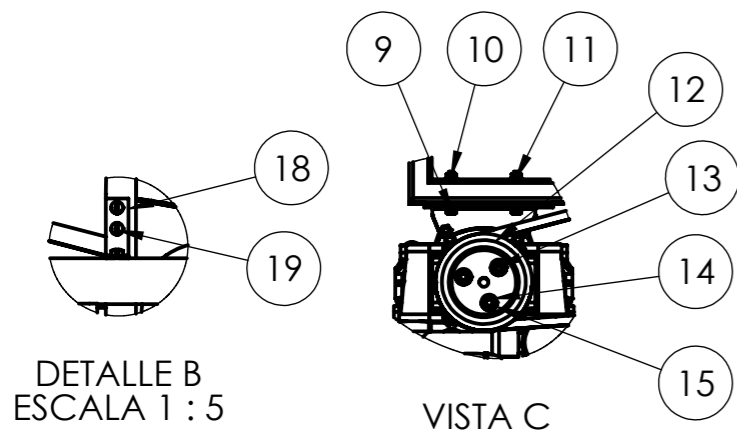
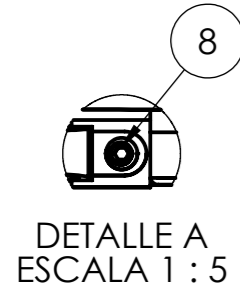
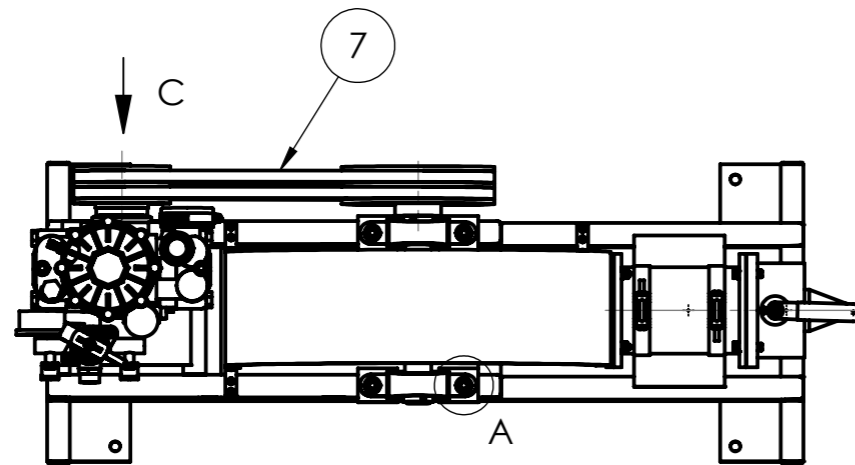
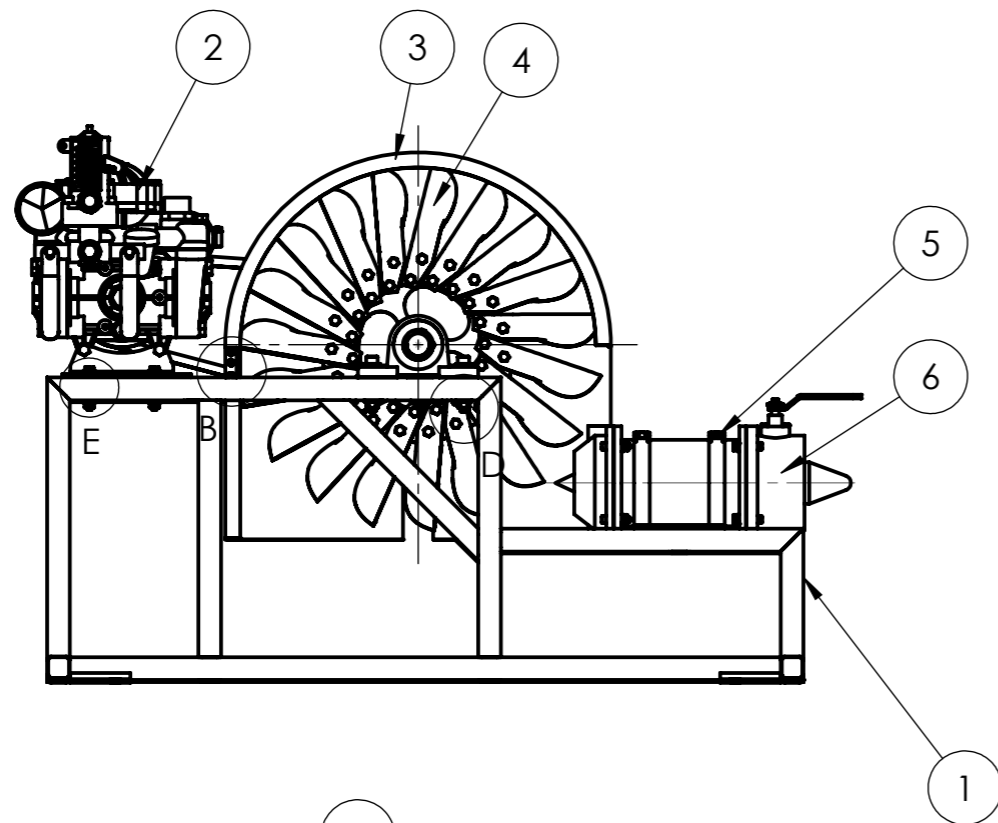
Fuente: autores

Tabla 65. Hoja de procesos. "eje del rodete"

<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;">  <div style="text-align: center;"> <p>UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA HOJA DE PROCESO DE MECANIZADO</p> </div>  </div>												
Realizado por: Alex Barona - Álvaro Dávila					Fecha de elaboración: 28/11/2017				Imagen: 			
Material: AISI-1045			Dim. inicial: D=50mm L=300mm ,		N° Plano: 6							
Subensamblable: Turbina Pelton			Pieza: Eje del rodete		Cantidad: 1							
N° de hoja: 15 de 15												
N°	Operación	Actividades	Máquina	Herramental	Control	Condiciones de corte				Tiempo [min]		
						Vc m/min	n rpm	S mm/min	p mm	Preparación	Trabajo	Total
1	Refrentado	Refrentado de caras en bruto	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	1019	509	1	5	9	14
2	Desbaste	Desbaste de geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	160	1132	340	1	2	27	29
3	Acabado	Acabado de geometría externa	Torno	Cuchilla de carburo de tungsteno	N/A	200	1415	212	0.5	3	11	14
4	Roscado	Rosca externa 1-3/8"-6 hilos por pulgada, longitud roscada 70mm	Torno	Cuchilla de roscado	N/A	200	50	N/A	0.25	2	205	207
5	Machuelado	Machuelado de rosca para sujeción de poleas conductora	N/A	Machuelo M6, p=1mm	N/A	N/A				1	2	3
6	Fresado	Fresado de chavetero	Fresadora	Broca de acero rápido, Ø 10"	Fnuc	200	900	200	0.5	5	20	25

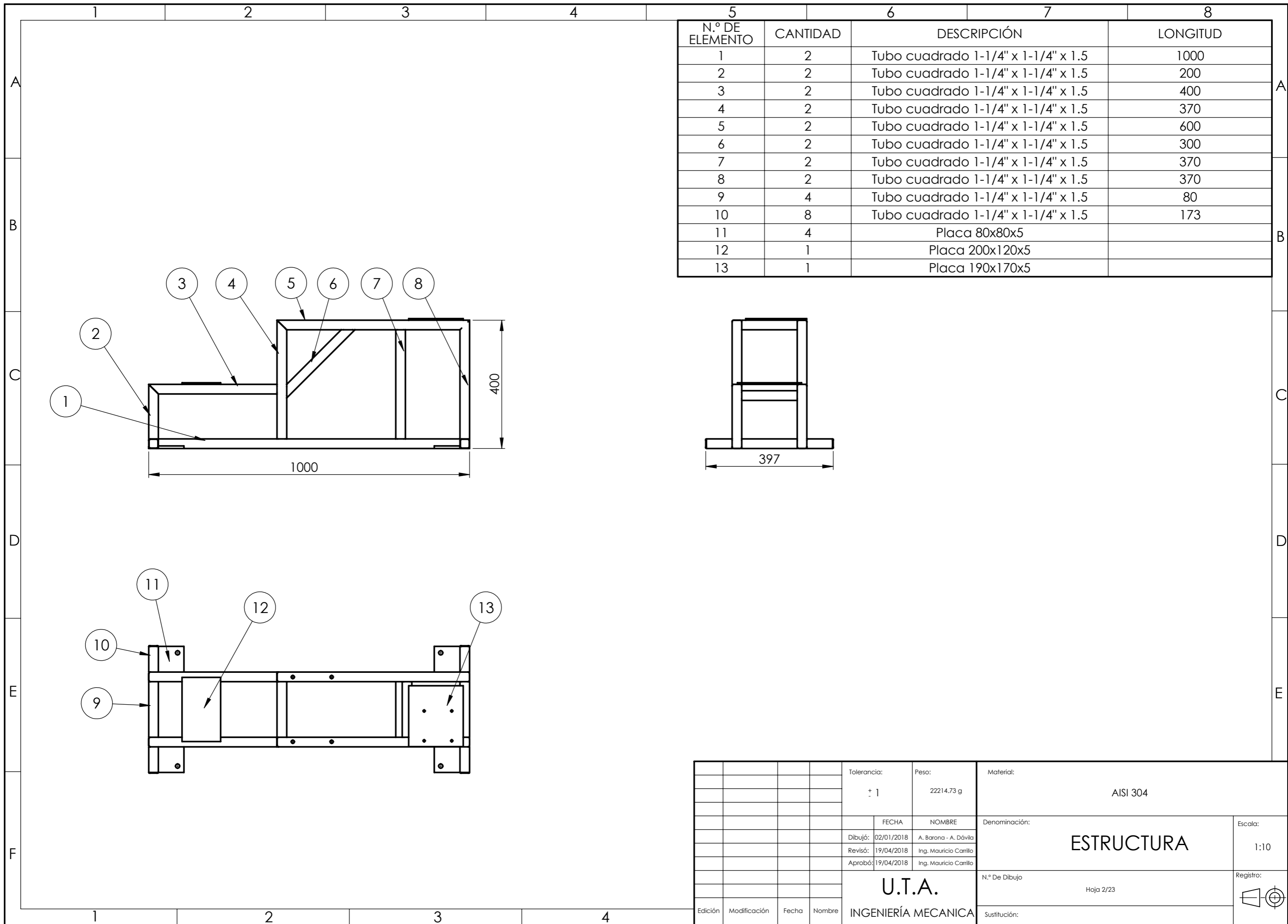
Fuente: autores

PLANOS

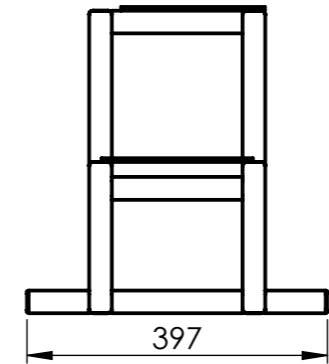


N.º de pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de orden	N.º del Modelo/semiproducto	PESO gr/Pieza	Observaciones
19	Tornillo Autorroscante	ANSI Inch	Acero galvanizado	12	AS-NZS 4406-ST4.8x13-C-H-N	2.72	
18	Angular para esquina		Acero galvanizado	3		17.62	
17	Perno	ANSI Inch	AISI 304	2	HBOLT 0.2500-20x1x1-N	10.46	
16	Tuerca	ANSI Inch	AISI 304	4	HNUT 0.3750-16-D-N	8.20	
15	Rodela plana	ANSI Inch	AISI 304	11	Preferred Narrow FW 0.375	4.29	
14	Rodela de presión	ANSI Inch	AISI 304	3	Regular LW 0.375	2.35	
13	Perno Allen	ANSI Metric	AISI 304	3	B18.3.1M - 10 x 1.5 x 50 Hex SHCS -- 50CHX	42.58	
12	Polea		Aluminio	1	5pulg tipo-B 2Canales	958.60	
11	Rodela plana	ANSI Inch	AISI 304	8	Preferred Narrow FW 0.25	1.72	
10	Tuerca	ANSI Inch	AISI 304	4	HNUT 0.2500-20-D-N	4.08	
9	Perno	ANSI Inch	AISI 304	2	HBOLT 0.2500-20x2x2-N	16.89	
8	Perno Allen	ANSI Inch	AISI 304	4	HX-SHCS 0.375-16x2.5x2.5-N	46.99	
7	Banda B50		Poliamida	2	Banda Dentada B50	226.05	
6	Inyector		AISI 304	1		13710.88	
5	Abrasadera		Acero Tropicalizado	2	Abrasadera 5pulg	174.90	
4	Turbina Pelton		Varios	1	N=19; Dp=369	35411.30	
3	Carcasa		Fibra de vidrio e=3mm	1		2845.70	
2	Bomba de diafragma		Varios	1	4hp; 40L/min; 650RPM	5000	
1	Estructura		AISI 304	1		22214.73	

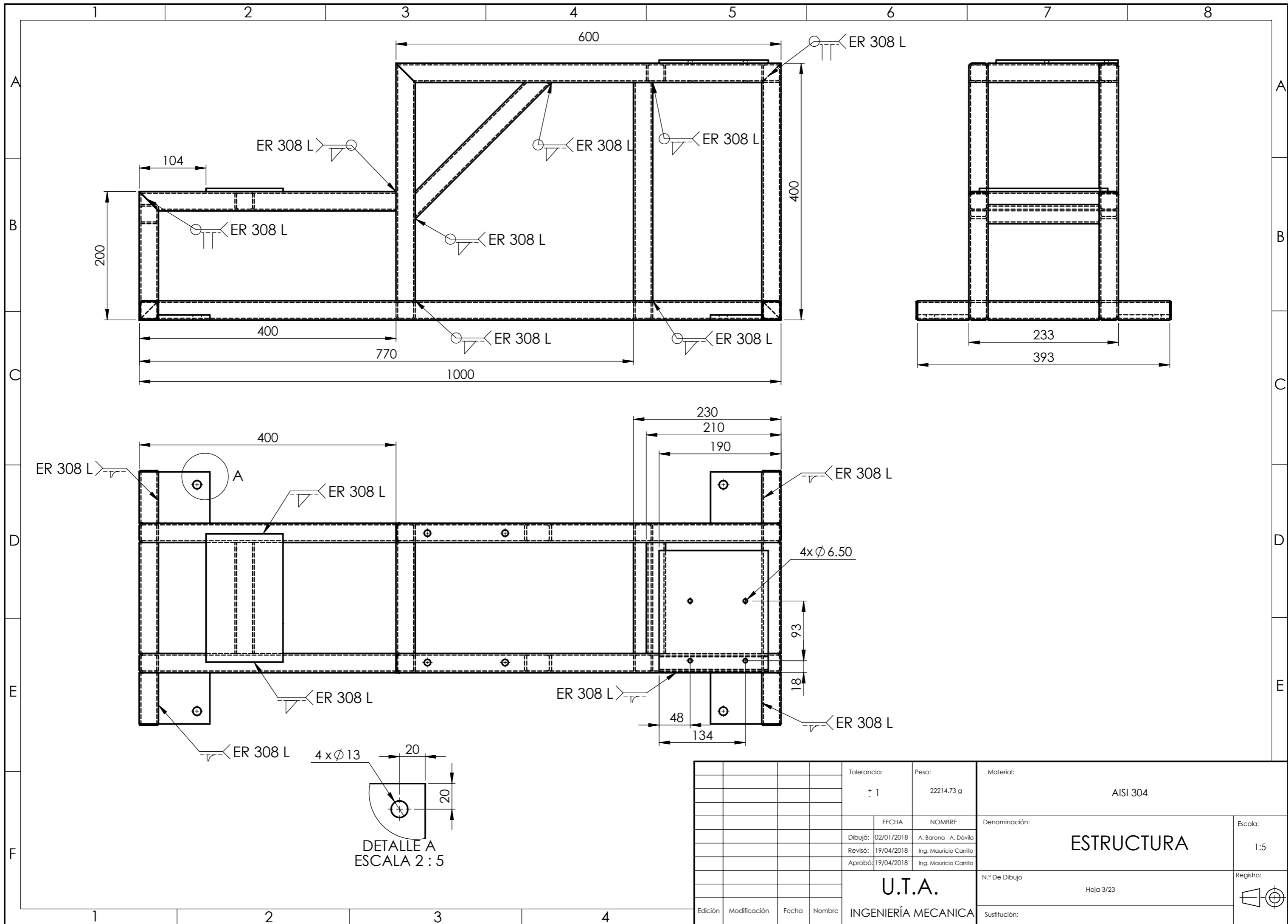
Tolerancia: ± 1		Peso: 80644.02 g		Material: VARIOS	
FECHA		NOMBRE		Denominación: TURBOBOMBA	
Dibujó: 02/01/2018		A. Barona - A. Dávila		Escala: 1:10	
Revisó: 19/04/2018		Ing. Mauricio Carrillo		Registro:	
Aprobó: 19/04/2018		Ing. Mauricio Carrillo		N.º De Dibujo: Hoja 1/23	
U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA				Sustitución:	



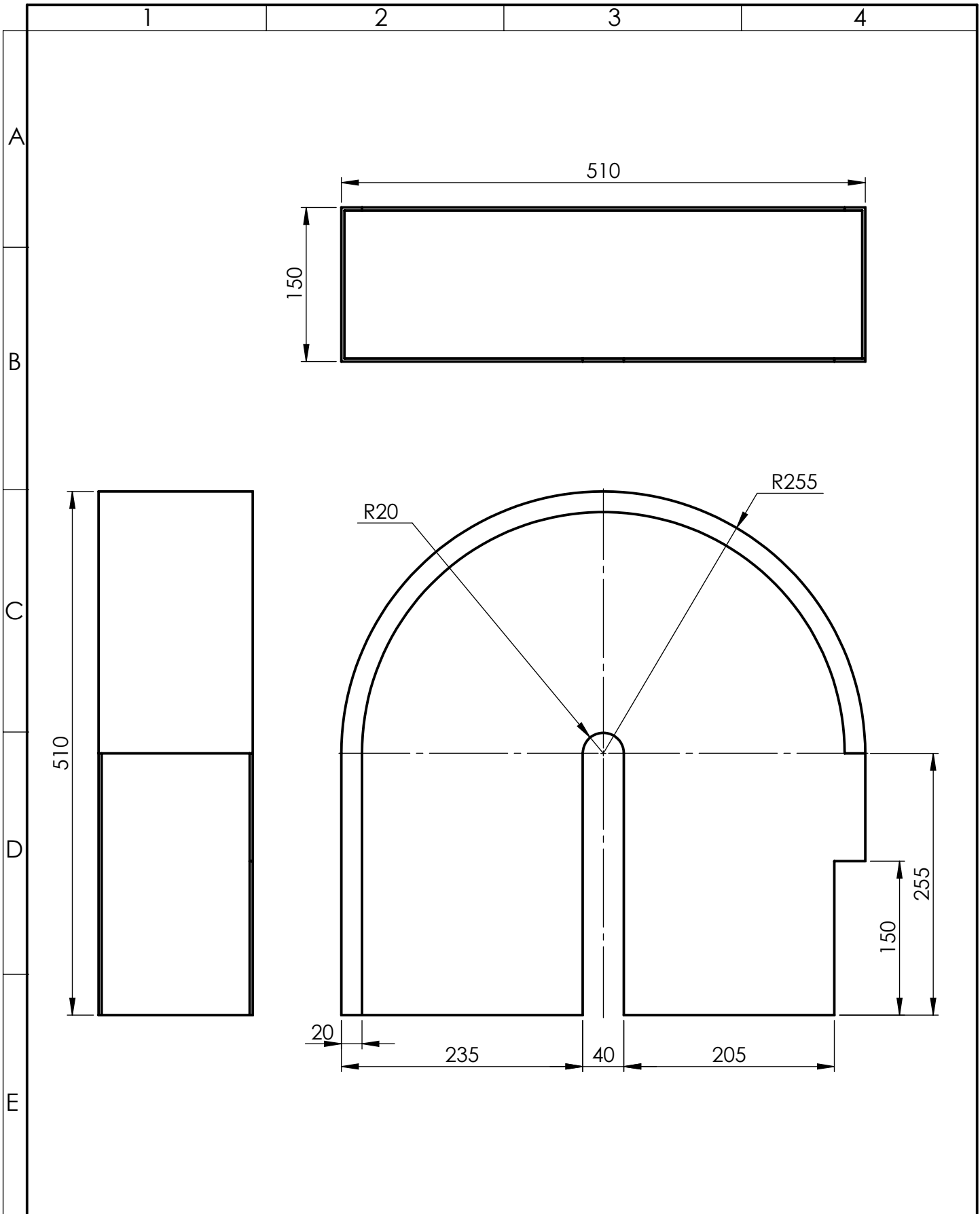
N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONGITUD
1	2	Tubo cuadrado 1-1/4" x 1-1/4" x 1.5	1000
2	2	Tubo cuadrado 1-1/4" x 1-1/4" x 1.5	200
3	2	Tubo cuadrado 1-1/4" x 1-1/4" x 1.5	400
4	2	Tubo cuadrado 1-1/4" x 1-1/4" x 1.5	370
5	2	Tubo cuadrado 1-1/4" x 1-1/4" x 1.5	600
6	2	Tubo cuadrado 1-1/4" x 1-1/4" x 1.5	300
7	2	Tubo cuadrado 1-1/4" x 1-1/4" x 1.5	370
8	2	Tubo cuadrado 1-1/4" x 1-1/4" x 1.5	370
9	4	Tubo cuadrado 1-1/4" x 1-1/4" x 1.5	80
10	8	Tubo cuadrado 1-1/4" x 1-1/4" x 1.5	173
11	4	Placa 80x80x5	
12	1	Placa 200x120x5	
13	1	Placa 190x170x5	



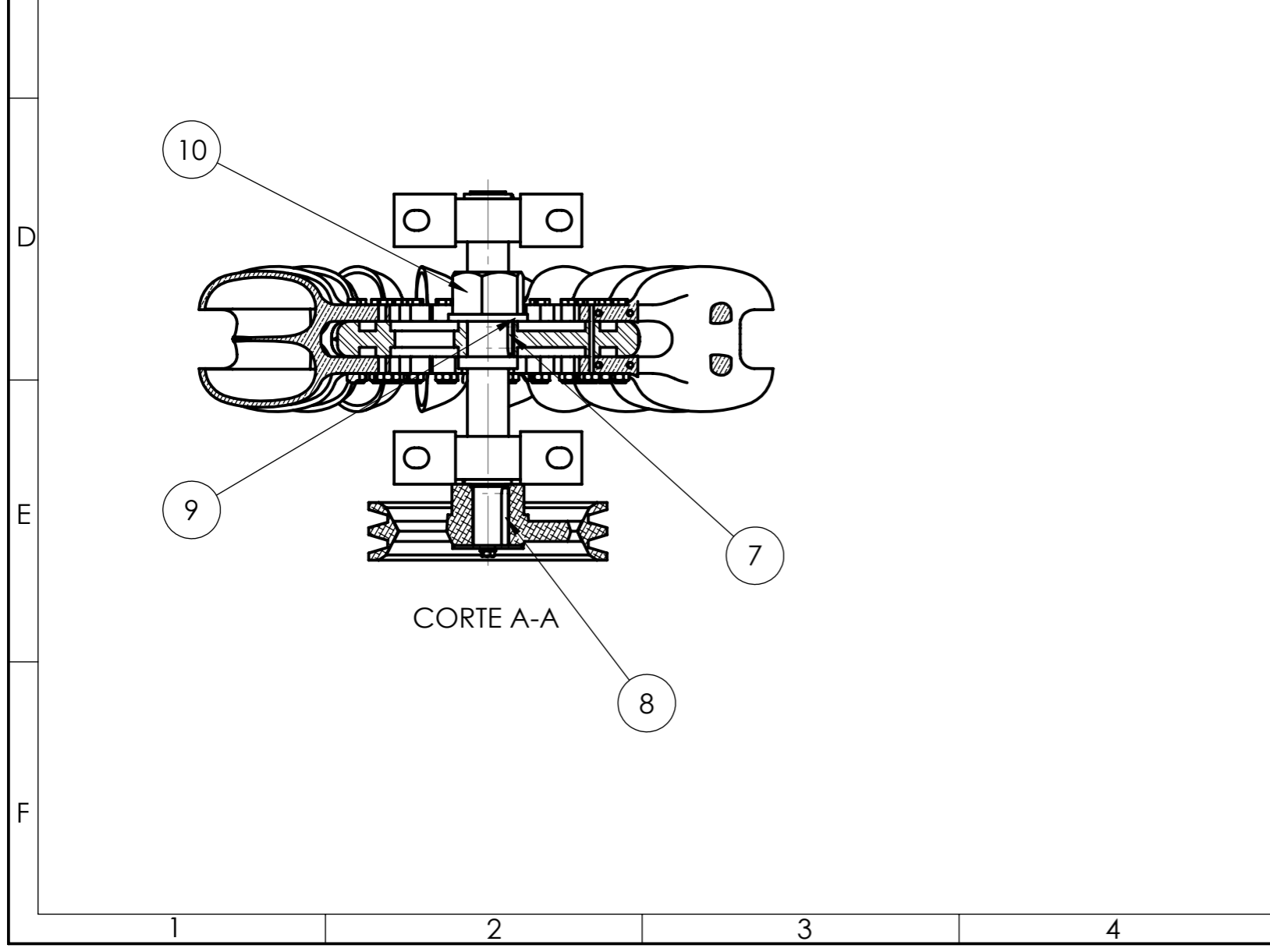
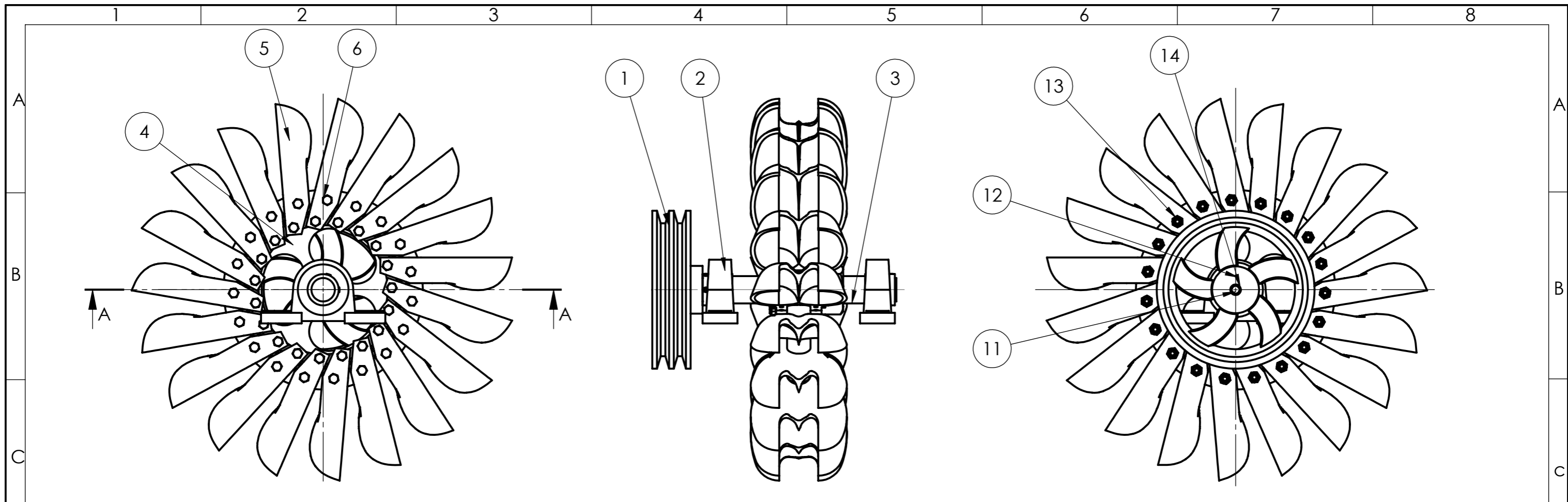
				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 1	22214.73 g	AISI 304	
				FECHA	NOMBRE	Denominación:	
				Dibujó: 02/01/2018	A. Barona - A. Dávila	ESTRUCTURA	
				Revisó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo		
				Aprobó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo		
				U.T.A.		N.º De Dibujo	Escala:
						INGENIERÍA MECÁNICA	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	Registro:



				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				± 1	22214.73 g	AISI 304		
					FECHA	NOMBRE	Denominación:	Escala:
				Dibujó:	02/01/2018	A. Barona - A. Dávila	ESTRUCTURA	1:5
				Revisó:	19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo		
				Aprobó:	19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo		
				U.T.A.			N.º De Dibujo	Registro:
							INGENIERÍA MECÁNICA	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					Sustitución:

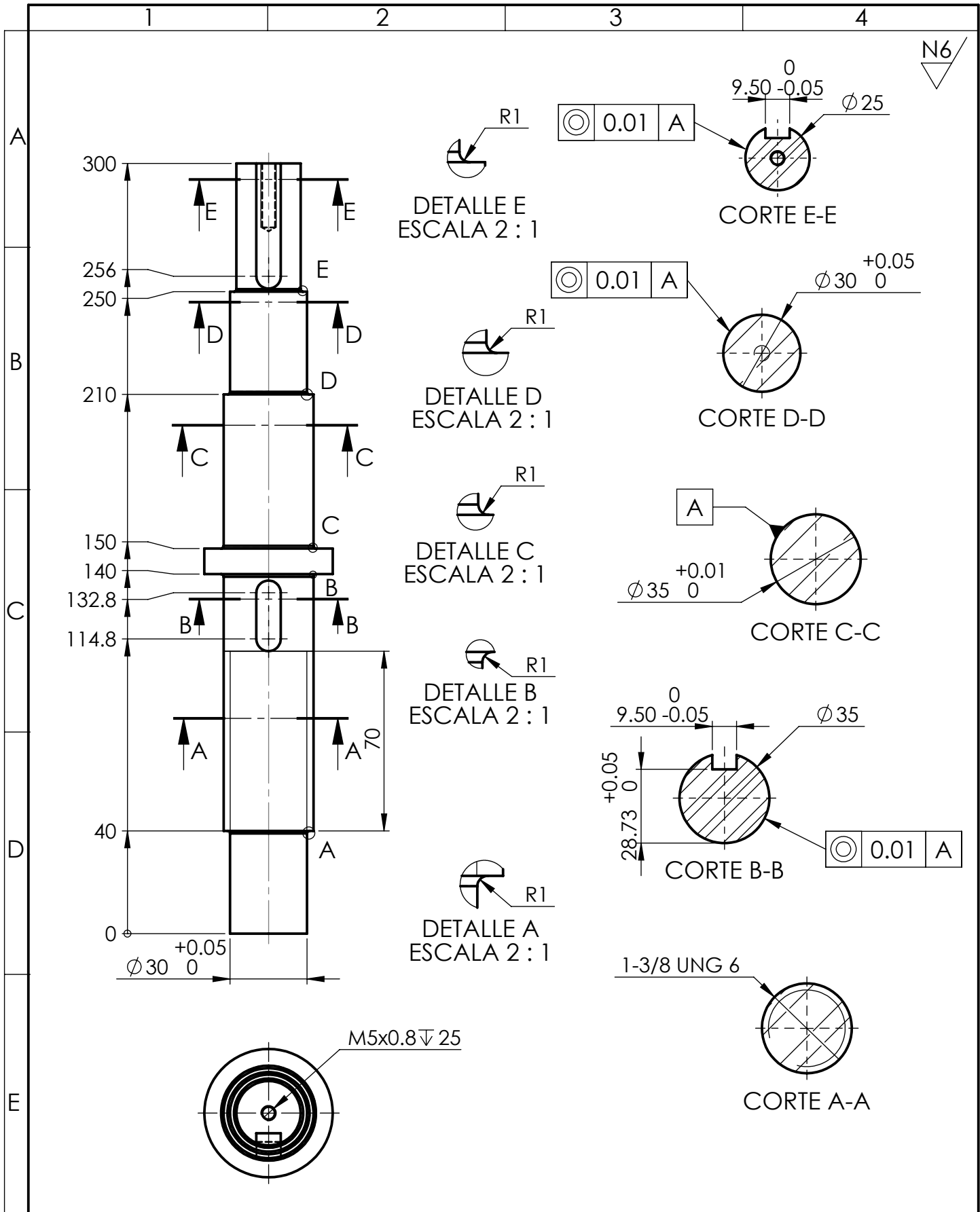


				Tolerancia: ± 1	Peso: 2845.70g	Material: Fibra de vidrio e=3mm	
				FECHA	NOMBRE	Denominación: CARCASA	Escala: 1:5
				Dibujó: 22/01/2018	A. Barona - A. Dávila		
				Revisó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo		
				Aprobó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º De Dibujo Hoja4/23	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	



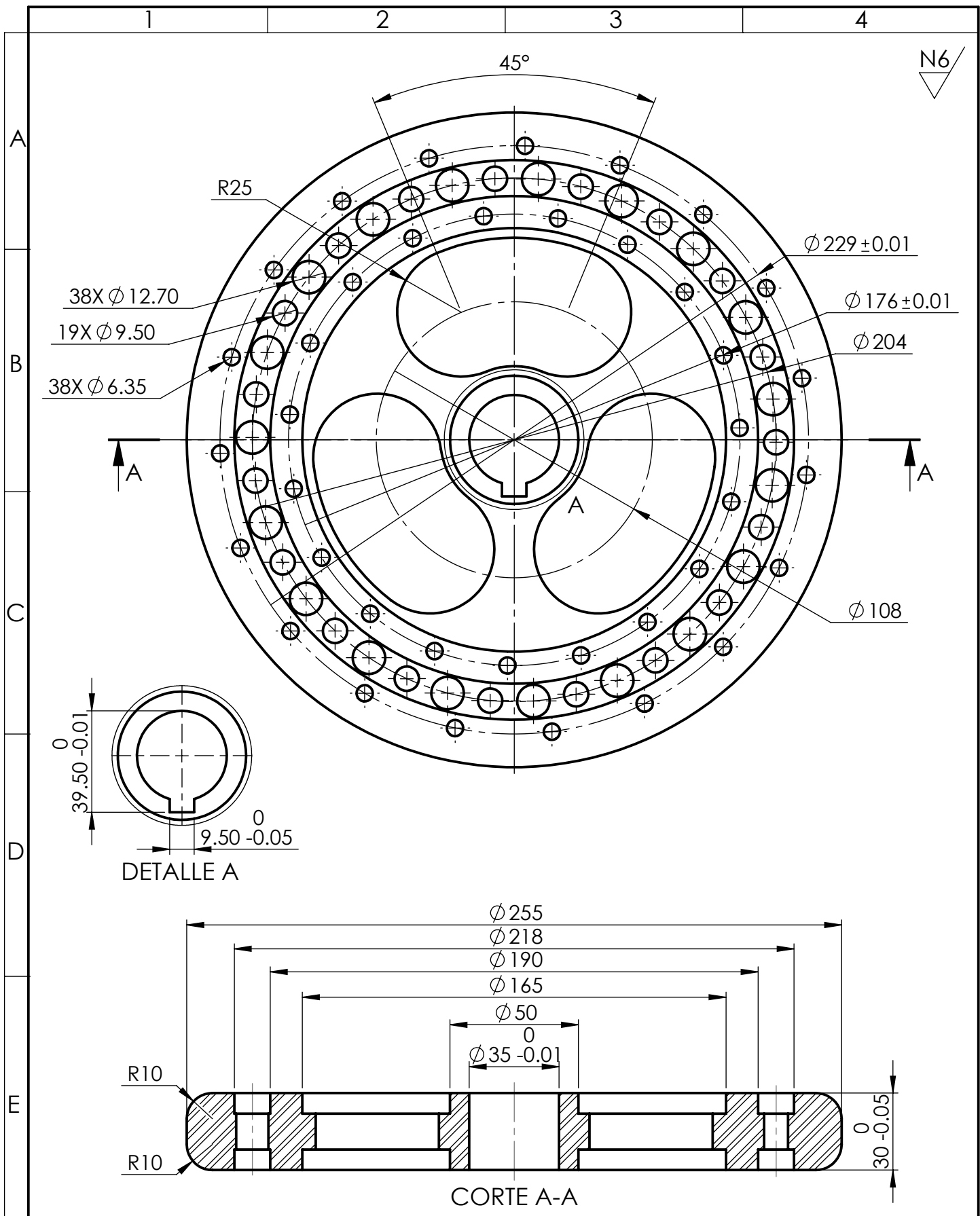
N.º de pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de orden	N.º del Modelo/semiproducto	PESO gr/Pieza	Observaciones
14	Rodela de presión	ANSI Inch	AISI 304	1	Extra Duty LW 0.25	1.86	
13	Tuerca de Seg	ANSI Inch	AISI 304	38	Tuerca Seg. 1/4	6.61	
12	Rodela plana 1-4" extra grande		AISI 304	1	Rodela 1/4-6XLB	55.78	
11	Perno	ANSI Metric	AISI 304	1	M6 x 1.0 x 25--25N	8.89	
10	Tuerca del Rodete	ANSI Inch	AISI 304	1	HFNUT 1.375-6-N	546.53	
9	Rodela Martillo		AISI 304	1	35mm gruesa 4XLB	123.05	
8	Chaveta Polea de 8pulg		AISI 304	1		34.46	
7	Chaveta Rodete		AISI 304	1		18.38	
6	Perno	ANSI Inch	AISI 304	38	HBOLT 0.2500-20x2.5x2.5-N	20.11	
5	Álabe Pelton		Bronce	19		1117.50	
4	Rodete		AISI 1045	1		5919.65	
3	Eje de disco		AISI 304	1		2006.56	
2	Chumacera de Piso		Varios	2	FAG 56206	1464.30	
1	Polea 8pulg		Alumini o	1	8pulg tipo-B 2Canales	1519.59	

Tolerancia: ± 1		Peso: 35411.30 g		Material: Varios	
FECHA		NOMBRE		Denominación: TURBINA PELTON	
Dibujó: 22/01/2018		A. Barona - A. Dávila		Escala: 1:5	
Revisó: 19/04/2018		Ing. Mauricio Carrillo		Registro:	
Aprobó: 19/04/2018		Ing. Mauricio Carrillo		N.º De Dibujo: Hoja 5/23	
Edición		Modificación		Fecha	
Nombre		U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	

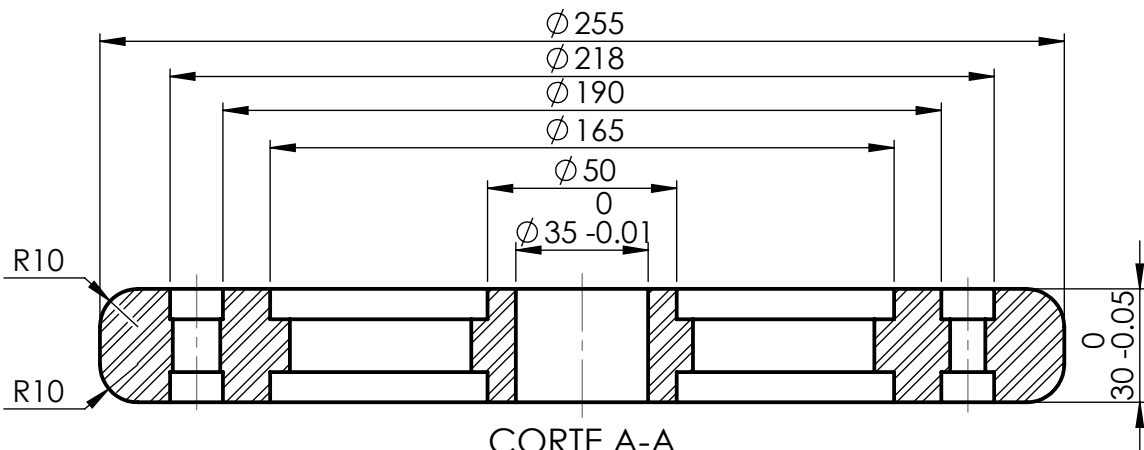
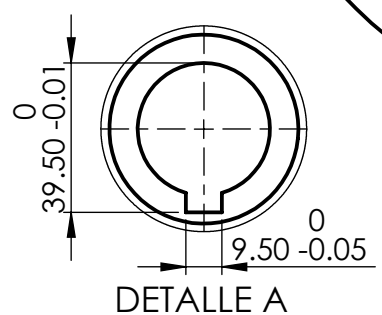


N6

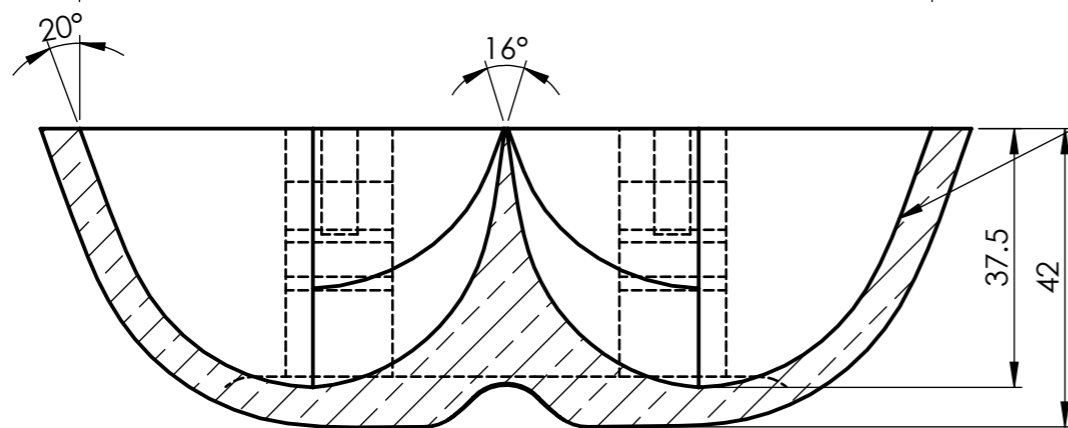
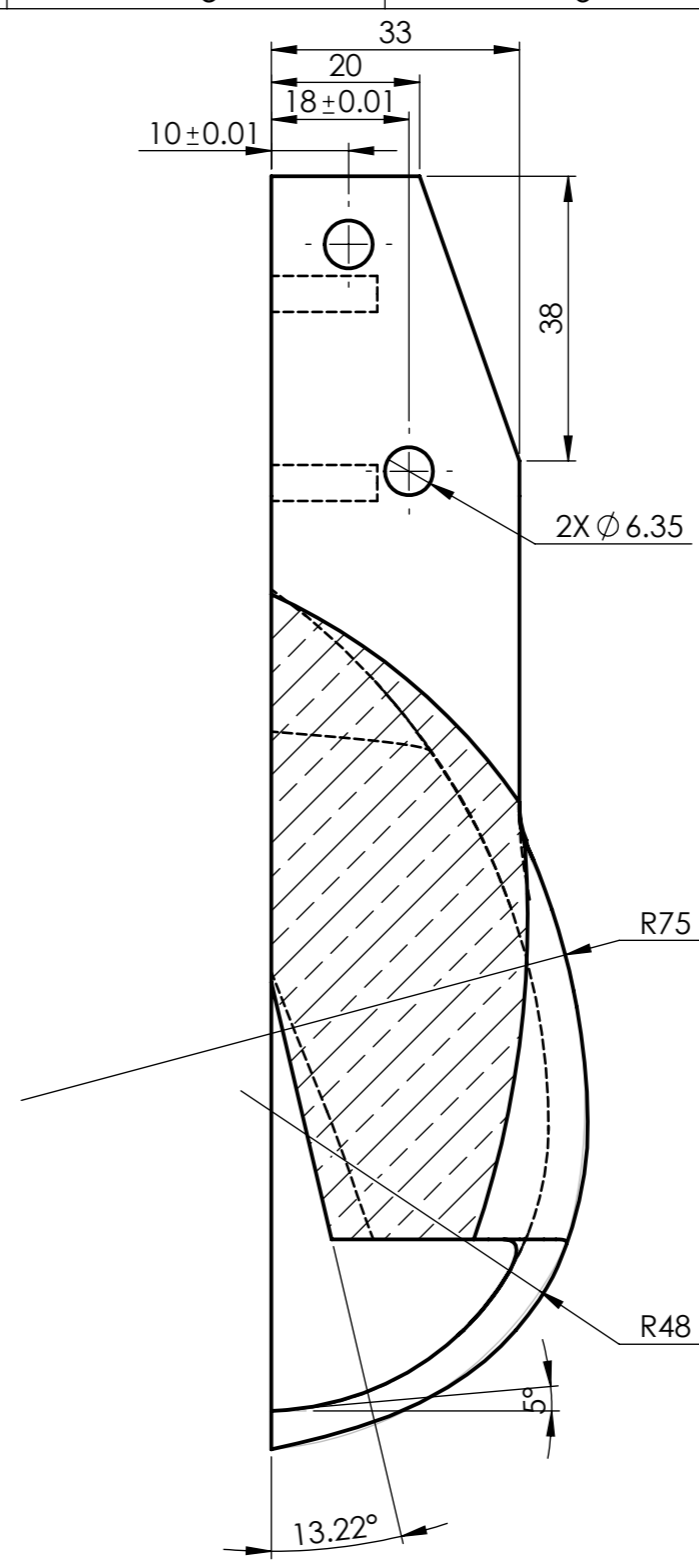
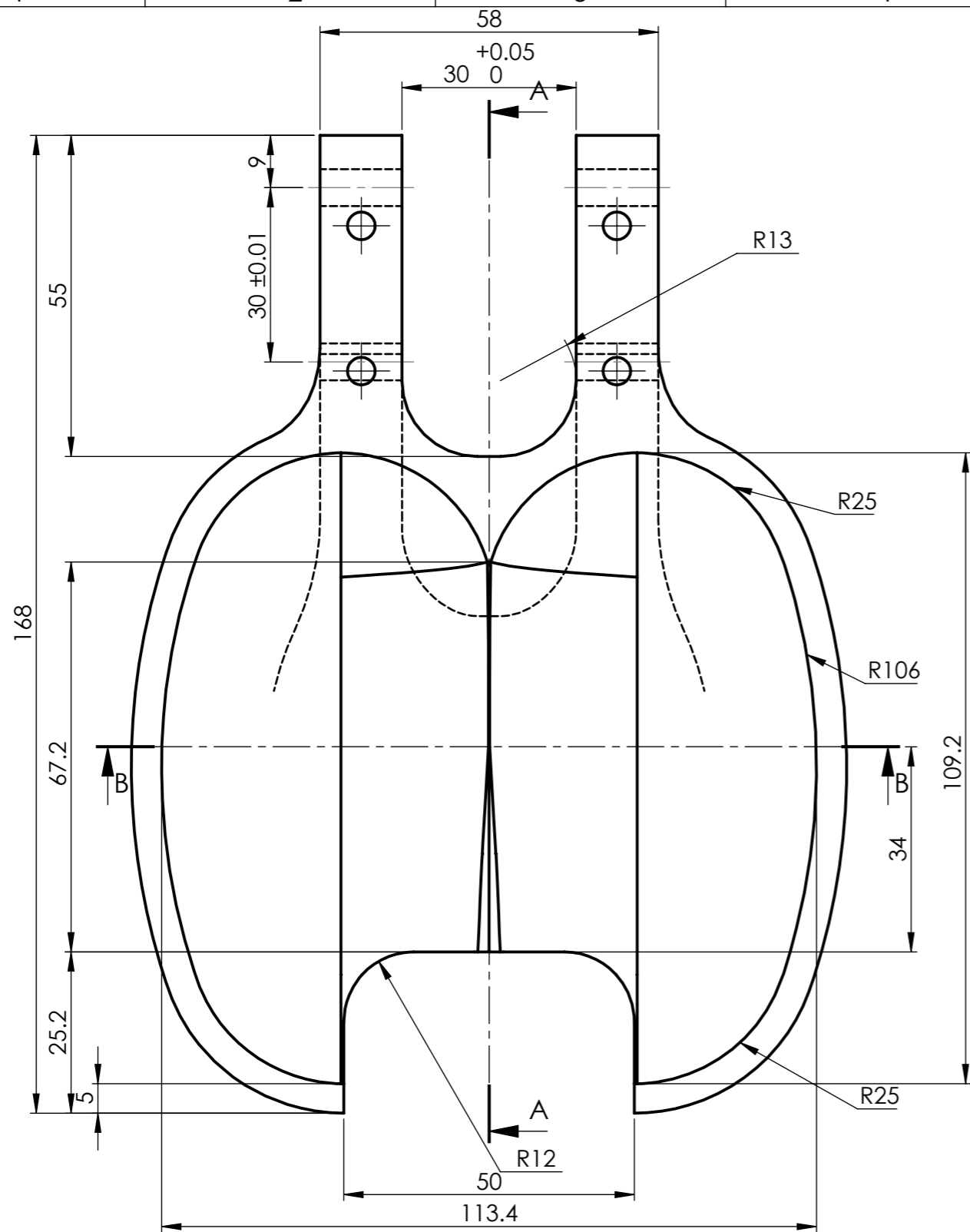
				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 0.1	2006.56g	AISI 304	
				FECHA	NOMBRE	Denominación:	
				Dibujó: 28/12/2017	A. Barona - A. Dávila	EJE DE DISCO	
				Revisó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo	Escala:	
				Aprobó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo	1:2	
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º De Dibujo	Registro:
						Hoja 6/23	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			



N6



		Tolerancia: ± 0.1		Peso: 5919.65g		Material: AIS1 1045	
		FECHA		NOMBRE		Denominación: RODETE	
		Dibujó: 22/01/2018		A. Barona - A. Dávila		Escala: 1:2	
		Revisó: 19/04/2018		Ing. Mauricio Carrillo			
		Aprobó: 19/04/2018		Ing. Mauricio Carrillo			
		U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º De Dibujo Hoja7/23		Registro: 	
Edición	Modificación			Fecha	Nombre	Sustitución:	



Gobernada por la ecuación
 $y = 6E-08x^6 - 1E-05x^5 + 0.0008x^4 - 0.0309x^3 + 0.6138x^2 - 6.4956x - 1.0124$

CORTE A-A

CORTE B-B

				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 1117.50 g	Material: Bronce	
				FECHA	NOMBRE	Denominación: ÁLABE PELTON	
				Dibujó: 22/01/2018	A. Barona - A. Dávila	Escala: 1:1	
				Revisó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo	N.º De Dibujo	
				Aprobó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo	Hoja 8/23	
				U.T.A.		Registro:	
				INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

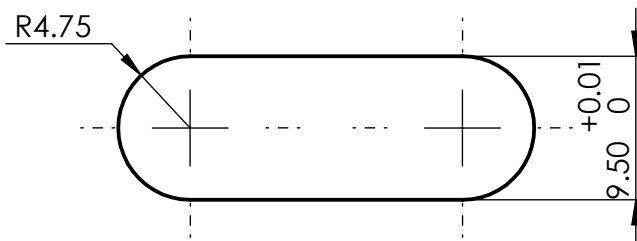
3

4

N7

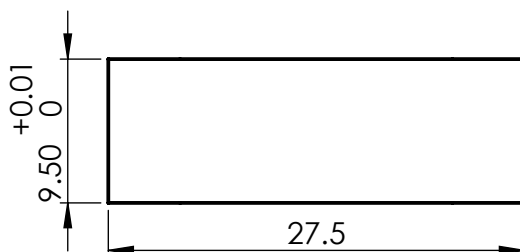

A

B

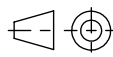


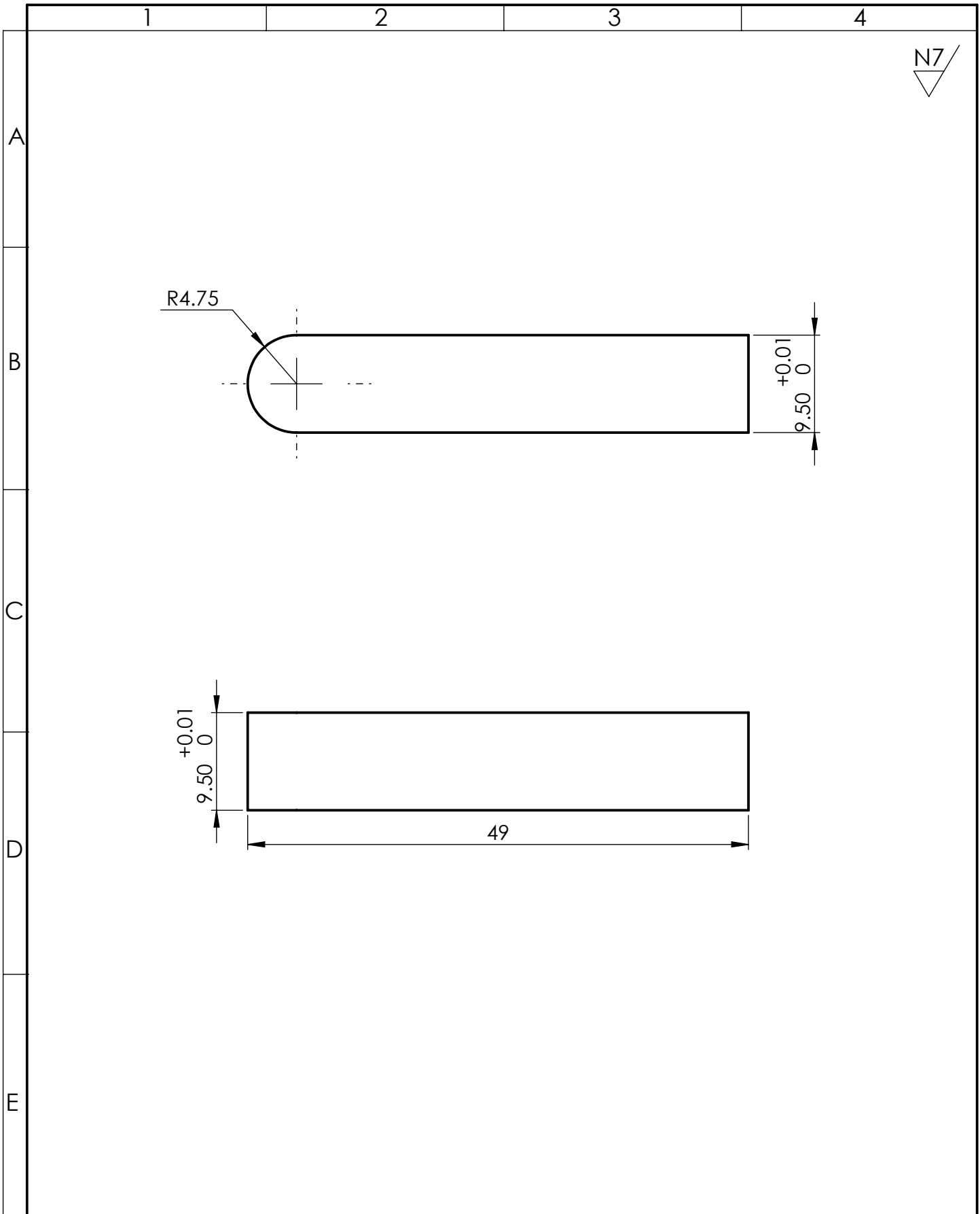
C

D

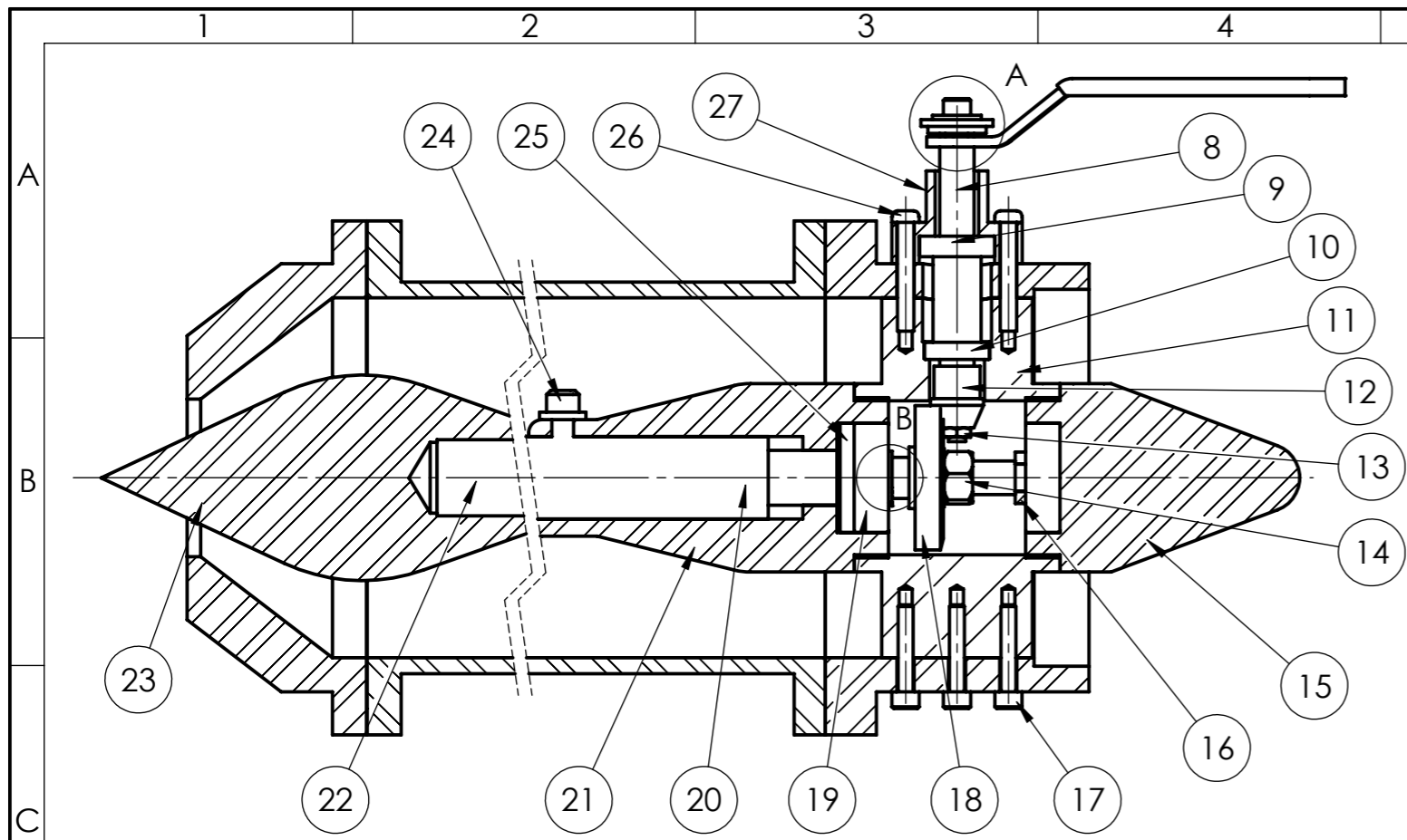


E

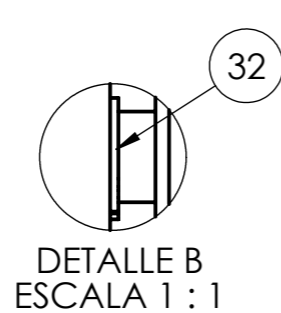
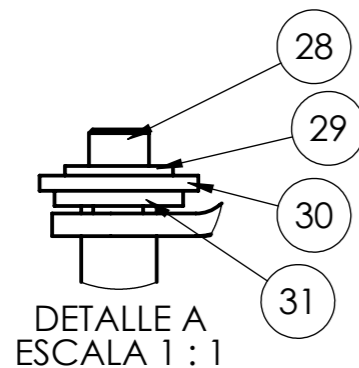
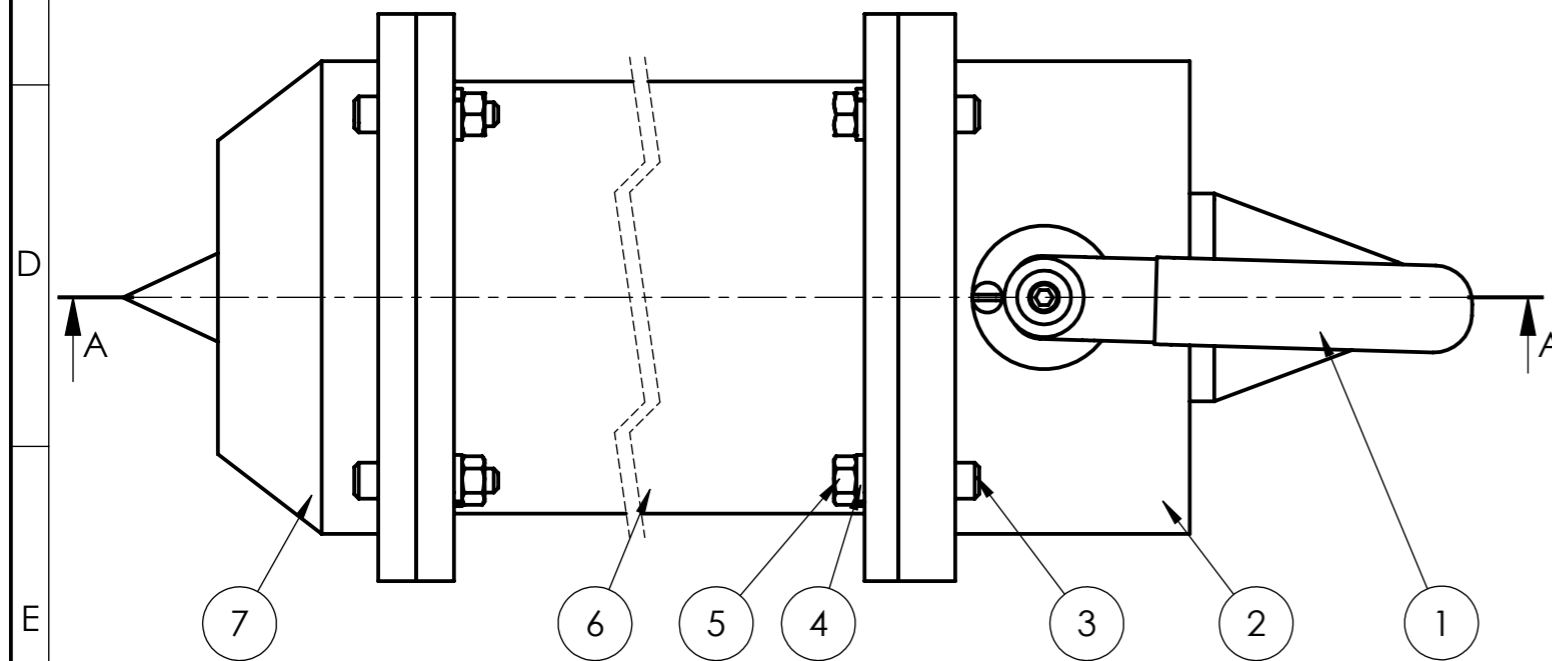
				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 18.38g	Material: AISI 304	
						Denominación: CHAVETA RODETE	Escala: 2:1
				Dibujó: 22/01/2018	A. Barona - A. Dávila		
				Revisó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo		
				Aprobó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º De Dibujo Hoja9/23	Registro: 
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	



				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 34.46g	Material: AISI 304	
						Denominación: CHAVETA POLEA DE 8PULG	Escala: 2:1
						N.º De Dibujo Hoja 10/23	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	

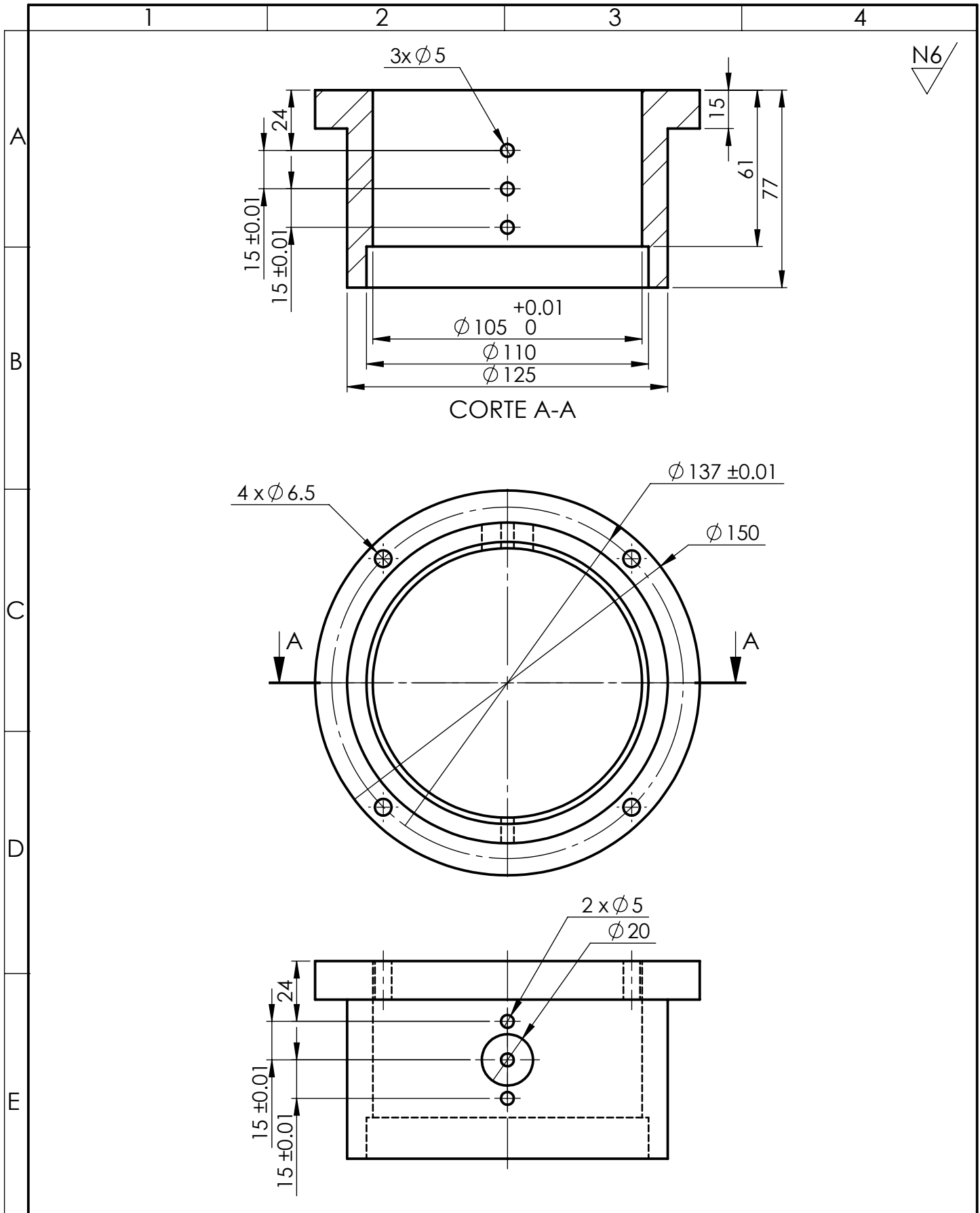


CORTE A-A

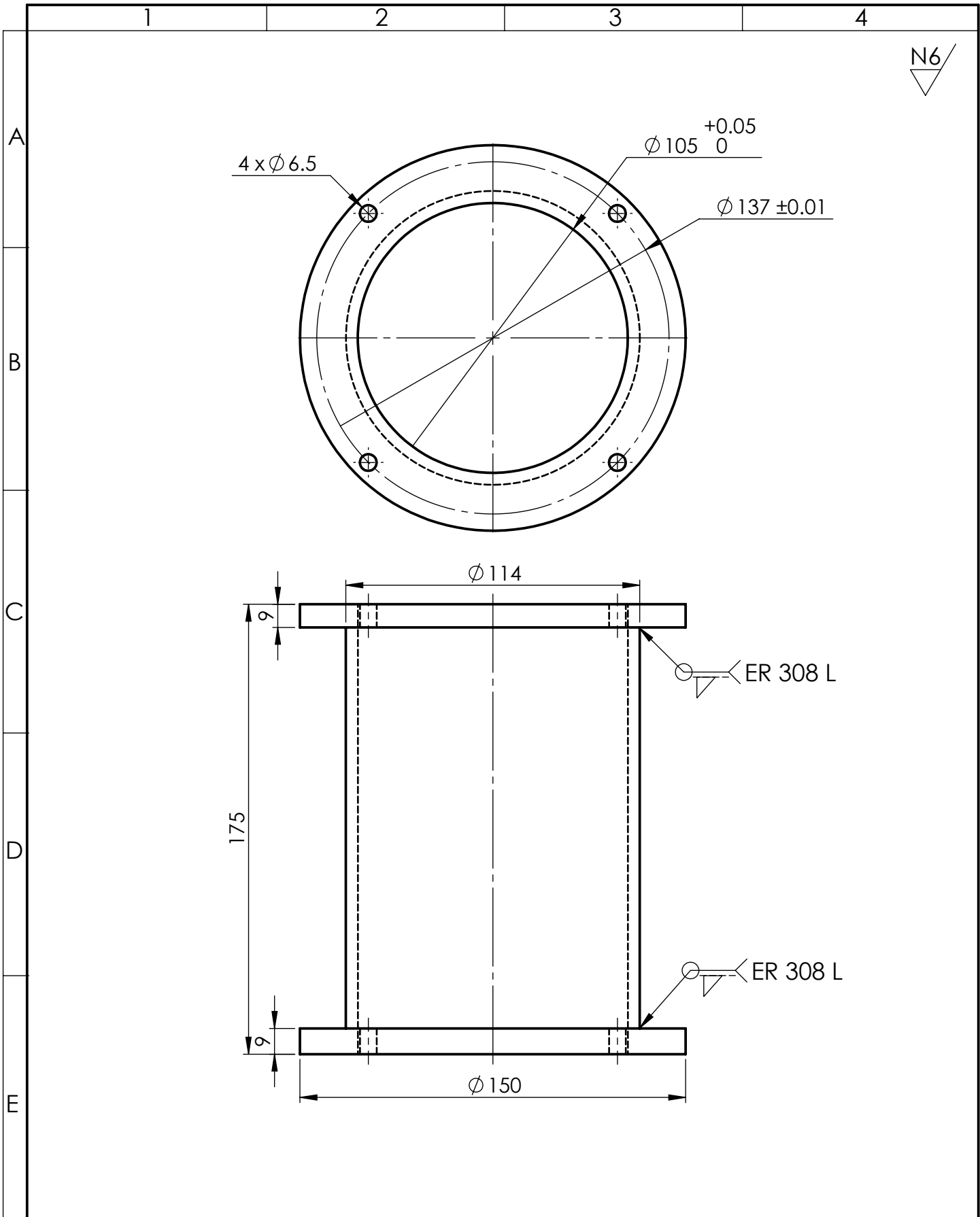


N.º de pieza	Denominación	N.º de Norma/Dibujo	Material	N.º de orden	N.º del Modelo/semiproducto	PESO gr/Pieza	Observaciones
32	Anillo se seguridad	ANSI Inch	Acero	1	B27.1-NA1-46	0.67	
31	Rodela de presión	ANSI Inch	AISI 304	2	Regular LW 0.375	2.35	
30	Rodela plana	ANSI Inch	AISI 304	1	Preferred Narrow FW 0.375	4.29	
29	Rodela plana	ANSI Inch	AISI 304	1	Regular FW 0.19	1.43	
28	Perno Allen	ANSI Inch	AISI 304	1	HX-SHCS 0.19-24x0.5x0.5-N	3.04	
27	Soporte de apertura		AISI 304	1		98.19	
26	Perno	ANSI Inch	AISI 304	2	SL-PHMS 0.19-24x1.5x1.5-N	5.75	
25	Retenedor			1	Di=11 De=32		
24	Perno Allen	ANSI Inch	AISI 304	1	HX-SHCS 0.25-20x0.5x0.5-N	6.05	
23	Bulbo		AISI 304	1		1424.67	
22	Vástago		AISI 304	1		409.49	
21	Guia Vástago		AISI 304	1		1033.60	
20	Tornillo de potencia		AISI 304	1		130.66	
19	Rodamiento 7201		Inox	2	SKF-7201 BE - 8,DE,NC,8_68	34.21	
18	Engrane		AISI 1045	1		66.14	
17	Perno Allen	ANSI Inch	AISI 304	3	HX-SHCS 0.19-24x1x1-N	4.57	
16	Bocín		AISI 304	1		7.56	
15	Culata		AISI 304	1		813.91	
14	Tuerca	ANSI Inch	AISI 304	1	HNUT 0.3750-24-D-N	7.49	
13	Tuerca	ANSI Metric	AISI 304	1	B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M5 x 0.8 --D-N	0.88	
12	Piñón		AISI 1045	1		14.64	
11	Soporte Vástago		AISI 304	1		639.03	
10	Rodamiento 61800		Inox	1	SKF - 61800 - 14,SI,NC,14_68	5.55	
9	Rodamiento 61900		Inox	1	SKF - 61900 - 10,SI,NC,10_68	11.70	
8	Eje del piñón		AISI 304	1		64.33	
7	Tobera		AISI 304	1		2571.31	
6	Cilindro.		AISI 304	1		3348.78	
5	Tuerca de	ANSI Inch	AISI 304	8	HNUT 0.2500-20-D-N	4.08	
4	Rodela de presión	ANSI Inch	AISI 304	9	Extra Duty LW 0.25	1.86	
3	Perno Allen	ANSI Inch	AISI 304	8	HX-SHCS 0.25-20x1.25x1.25-N	10.87	
2	Cilindro Aletas		AISI 304	1		2716.38	
1	Manija		Acero Galvanizado	1		93.95	

Tolerancia:		Peso:		Material:			
± 1		13710.88 g		AISI 304			
FECHA		NOMBRE		Denominación:			Escala:
Dibujó: 15/10/2017		A. Barona - A. Dávila		INYECTOR			1:2
Revisó: 19/04/2018		Ing. Mauricio Carrillo					
Aprobó: 19/04/2018		Ing. Mauricio Carrillo					
U.T.A.				N.º De Dibujo			
INGENIERÍA MECÁNICA				Hoja 11/23			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			



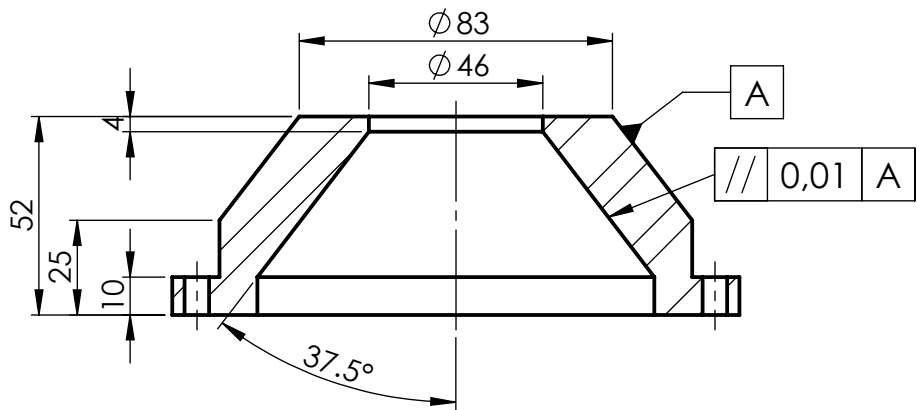
				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 2716.38g	Material: AISI 304	
						Denominación: CILINDRO ALETAS	Escala: 1:2
						N.º De Dibujo Hoja 12/23	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	



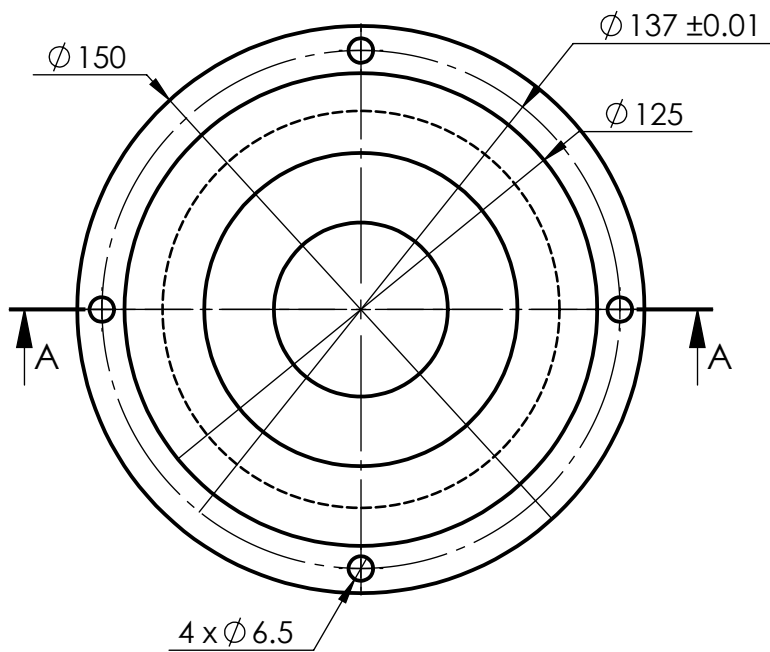
N6

A
B
C
D
E

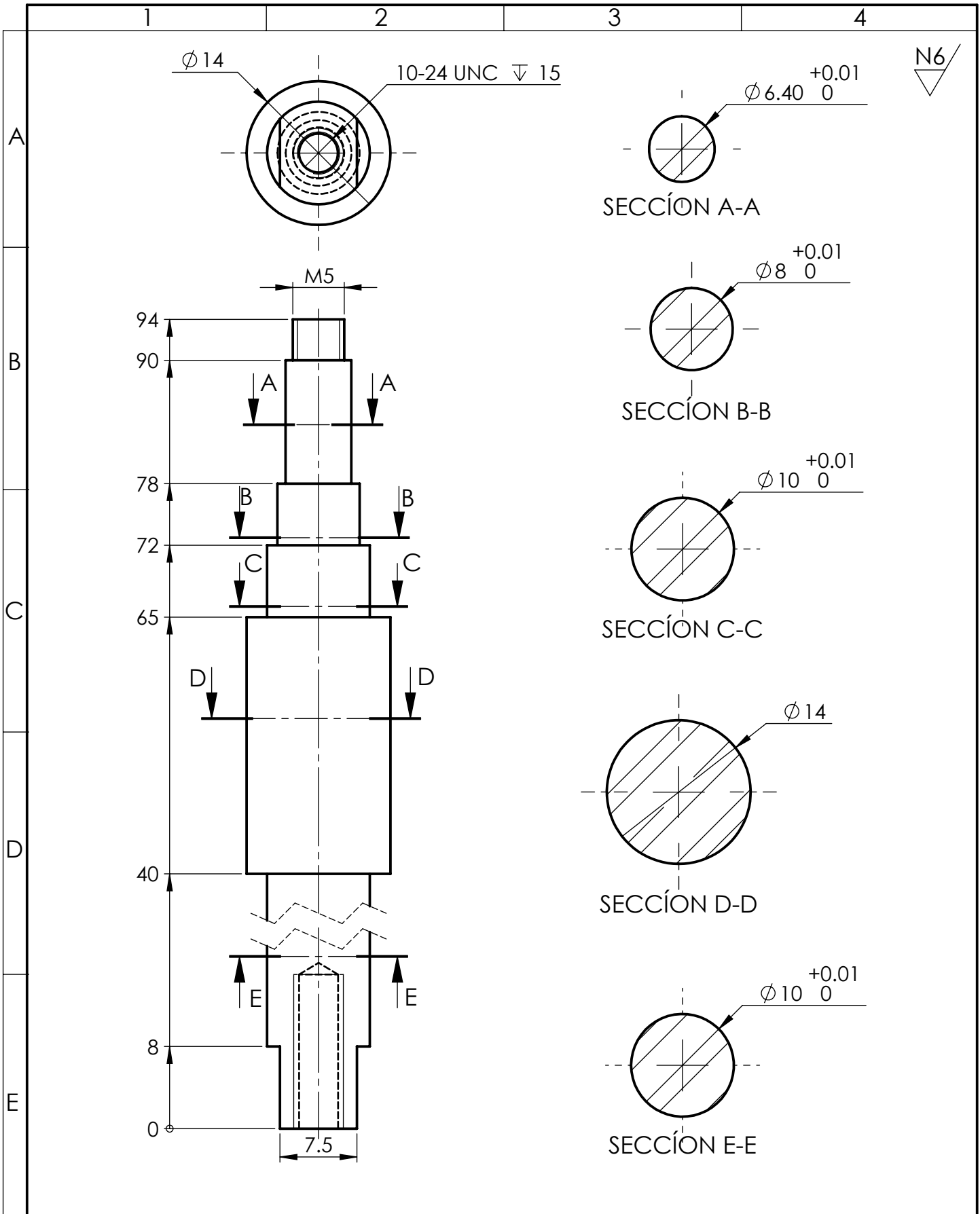
				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 3348.78g	Material: AISI 304	
						Denominación: CILINDRO.	Escala: 1:2
						N.º De Dibujo Hoja 13/23	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	



CORTE A-A



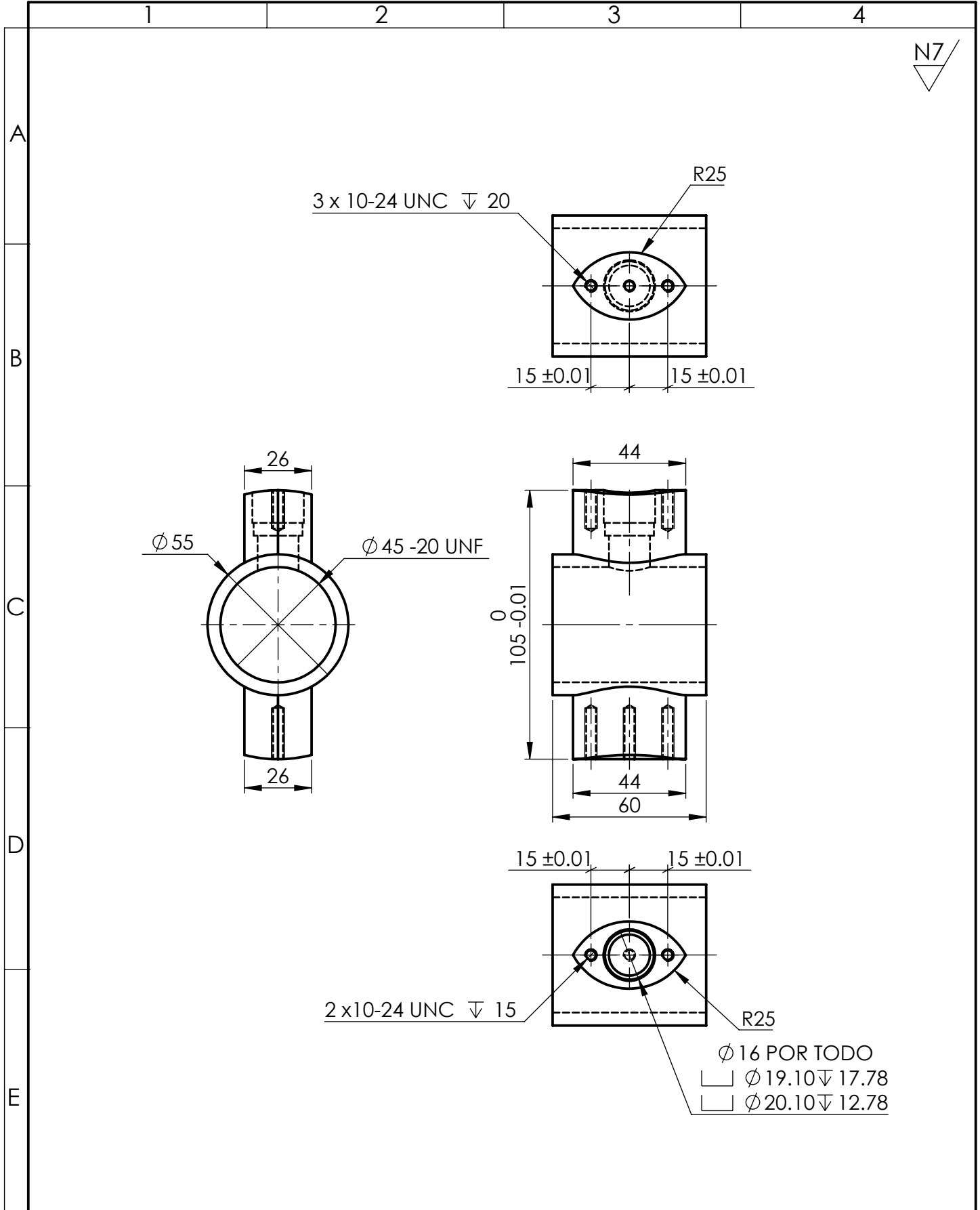
				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 2571.31g	Material: AISI 304	
				FECHA	NOMBRE	Denominación: TOBERA	Escala: 1:2
				Dibujó: 15/10/2017	A. Barona - A. Dávila		
				Revisó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo		
				Aprobó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo	N.º De Dibujo Hoja 14/23	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	



N6

		Tolerancia: ± 0.1		Peso: 64.33g		Material: AISI 304	
		FECHA		NOMBRE		Denominación: EJE DEL PIÑÓN	
		Dibujó: 22/10/2017		A. Barona - A. Dávila		Escala: 2:1	
		Revisó: 19/04/2018		Ing. Mauricio Carrillo			
		Aprobó: 19/04/2018		Ing. Mauricio Carrillo			
		Edición		Modificación		Fecha	
U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA				N.º De Dibujo Hoja 15/23		Registro: 	
				Sustitución:			

N7



				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 639.03g	Material: AISI 304	
				FECHA	NOMBRE	Denominación: SOPORTE VÁSTAGO	
				Dibujó: 16/10/2017	A. Barona - A. Dávila	Escala: 1:2	
				Revisó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo	N.º De Dibujo Hoja 16/23	
				Aprobó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo	Registro: 	
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

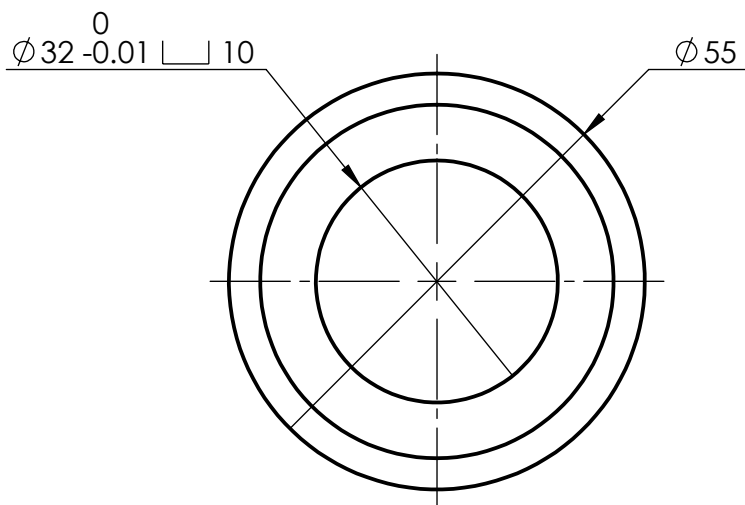
2

3

4

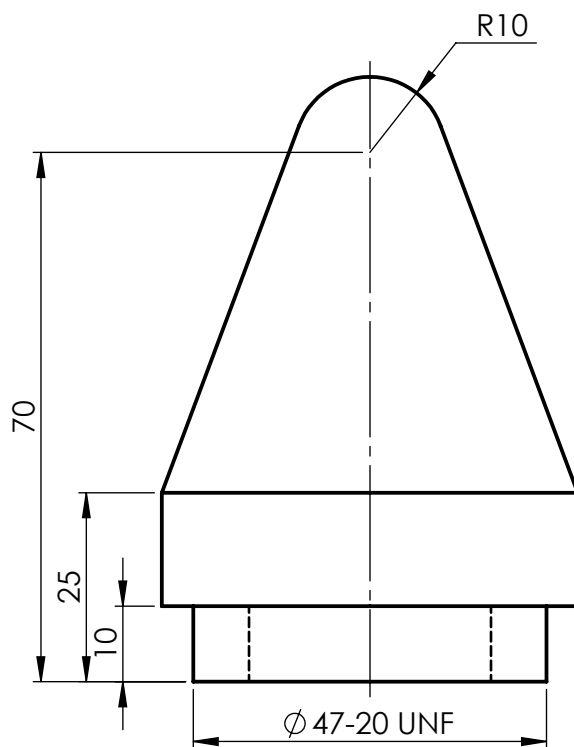
N6

A



B

C



D

E

				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 813.91g	Material: AISI 304		
						Denominación: CULATA	Escala: 1:1	
				Dibujó:	FECHA		NOMBRE	
				Revisó:	17/10/2017		A. Barona - A. Dávila	
				Aprobó:	19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º De Dibujo Hoja 17/23	Registro: 	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:		

1

2

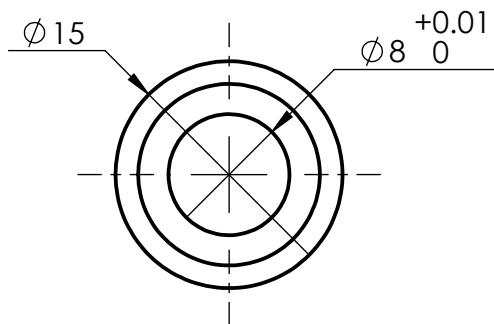
3

4

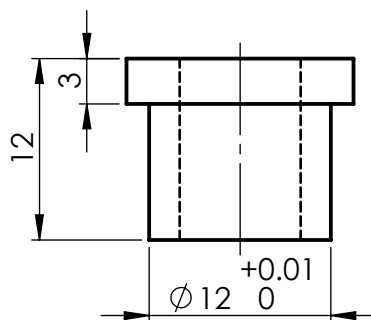
N6

A

B



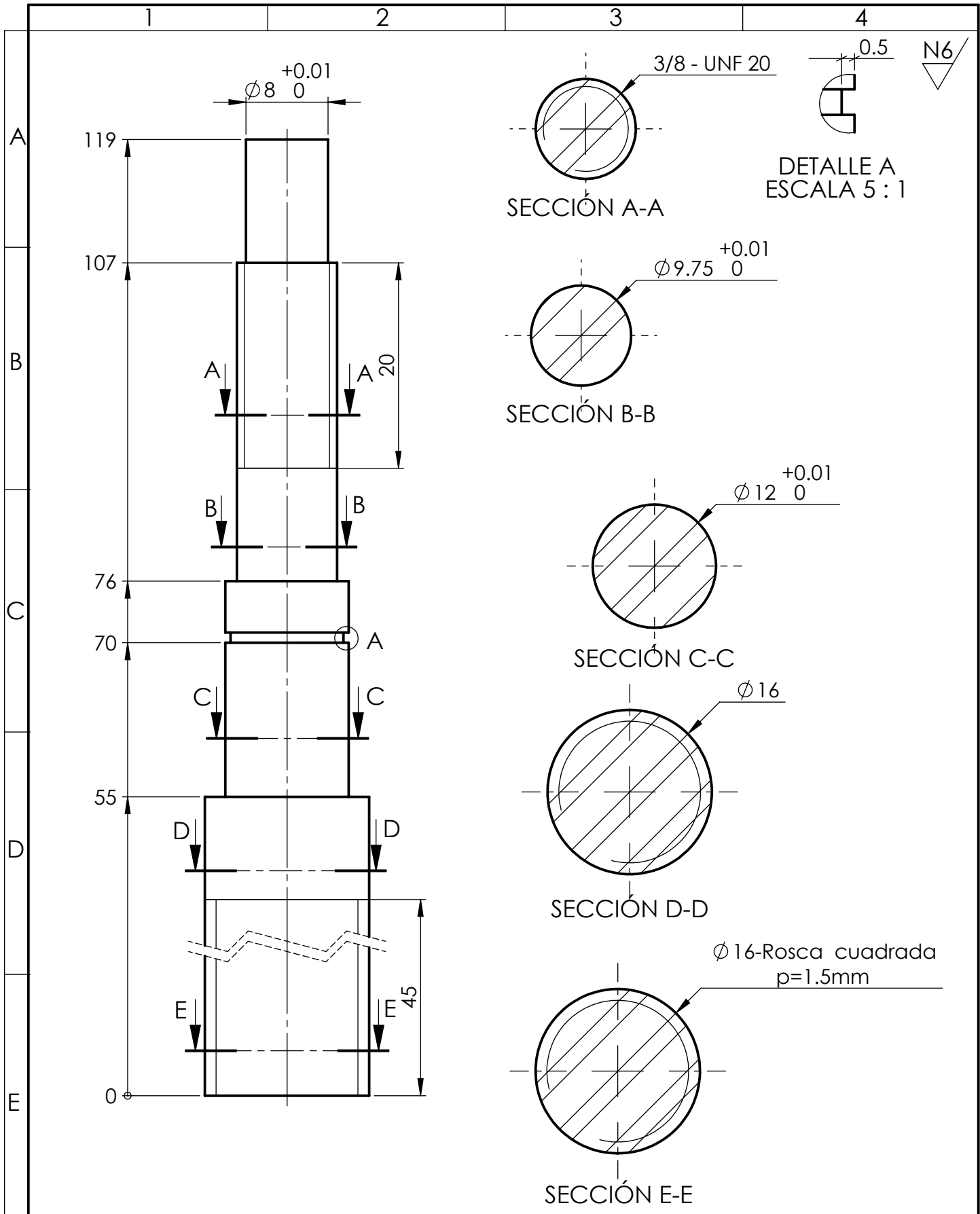
C



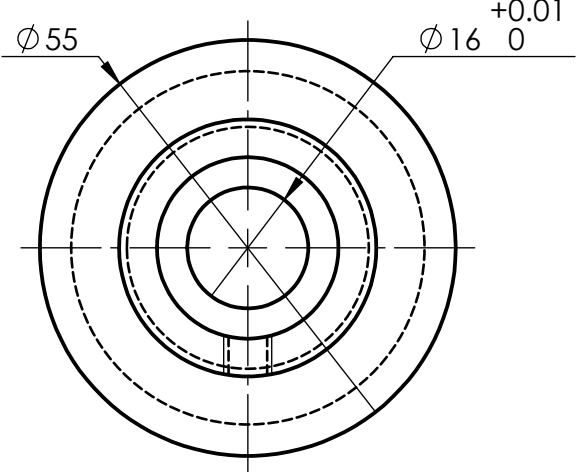
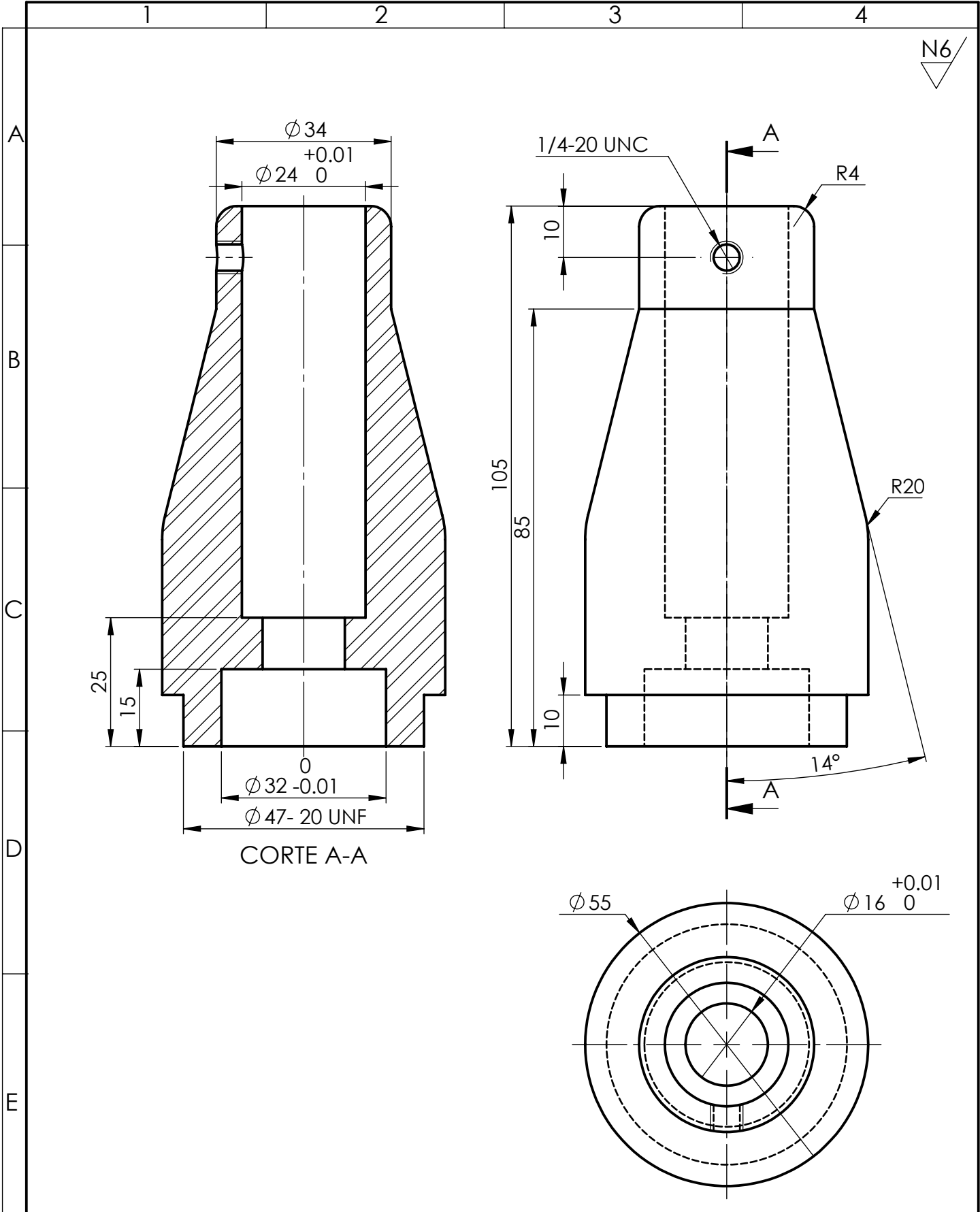
D

E

				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 7.56g	Material: AISI 304	
						Denominación: BOCÍN	Escala: 2:1
						N.º De Dibujo Hoja 18/23	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	



				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 130.66g	Material: AISI 304	
				FECHA	NOMBRE	Denominación: TORNILLO DE POTENCIA	Escala: 2:1
				Dibujó: 17/10/2017	A. Barona - A. Dávila		
				Revisó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo		
				Aprobó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo	N.º De Dibujo Hoja 19/23	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	



				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 1033.60g	Material: AISI 304	
				FECHA	NOMBRE	Denominación: GUIA VÁSTAGO	
				Dibujó: 16/10/2017	A. Barona - A. Dávila	Escala: 1:1	
				Revisó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo	Registro: [Symbol]	
				Aprobó: 19/04/2018	Ing. Mauricio Carrillo	N.º De Dibujo Hoja20/23	
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

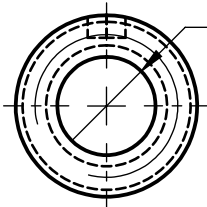
2

3

4

N6

Ø 13 Rosca cuadrada
interna p=1.5



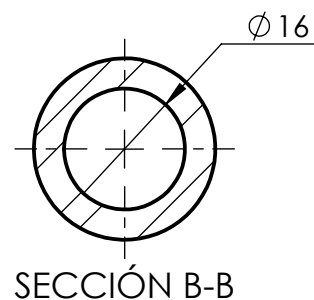
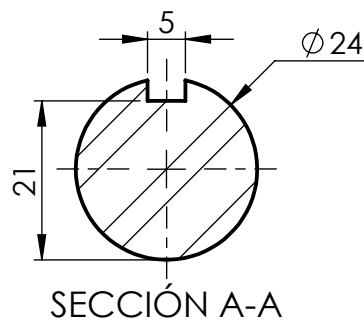
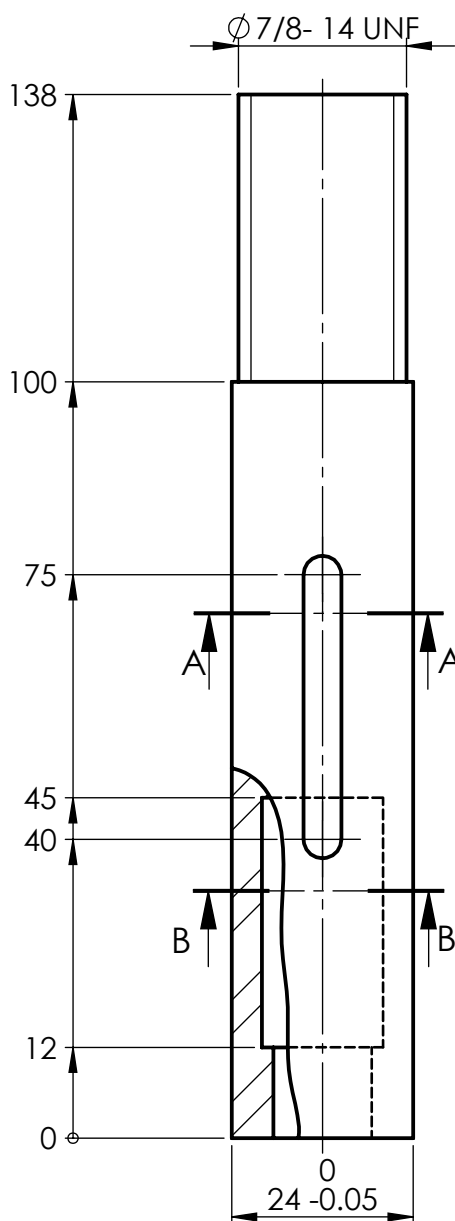
A

B

C

D

E



Tolerancia:

Peso:

Material:

± 0.1

409.49g

AISI 304

FECHA

NOMBRE

Denominación:

Escala:

Dibujó: 15/10/2017

A. Barona - A. Dávila

VÁSTAGO

1:1

Revisó: 19/04/2018

Ing. Mauricio Carrillo

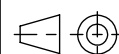
Aprobó: 19/04/2018

Ing. Mauricio Carrillo

N.º De Dibujo

Registro:

Hoja21/23



U.T.A.

Sustitución:

INGENIERÍA MECÁNICA

Edición

Modificación

Fecha

Nombre

1

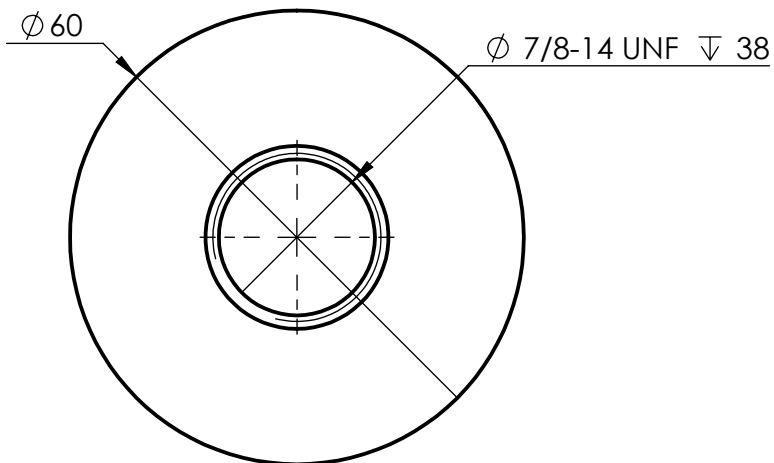
2

3

4

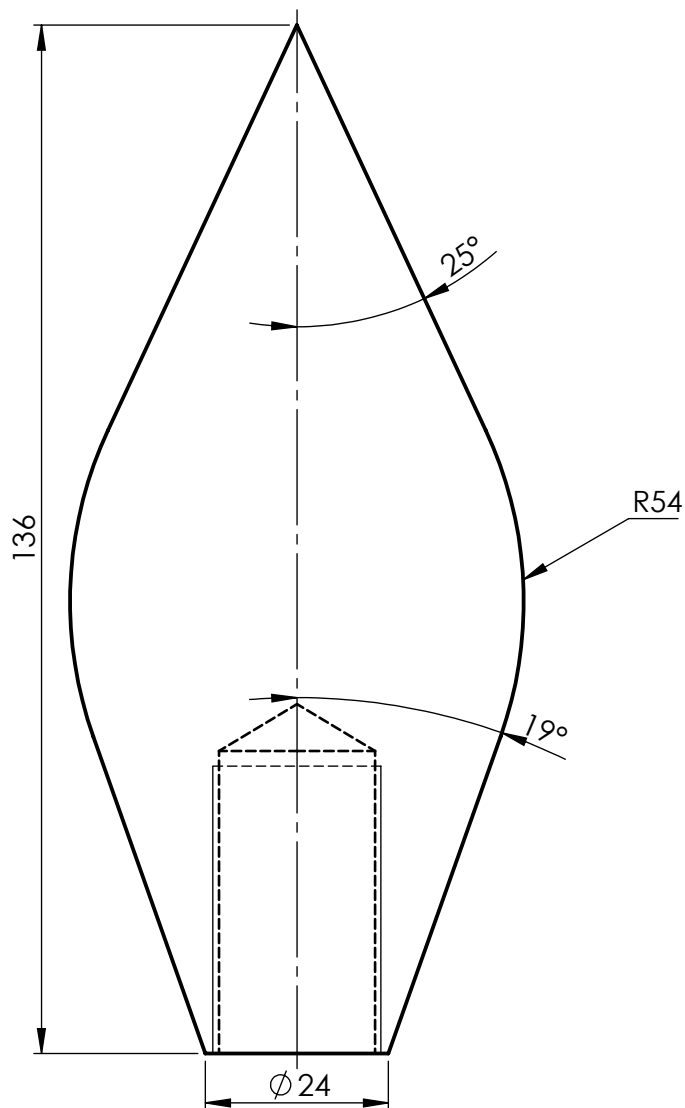
N6

A



B

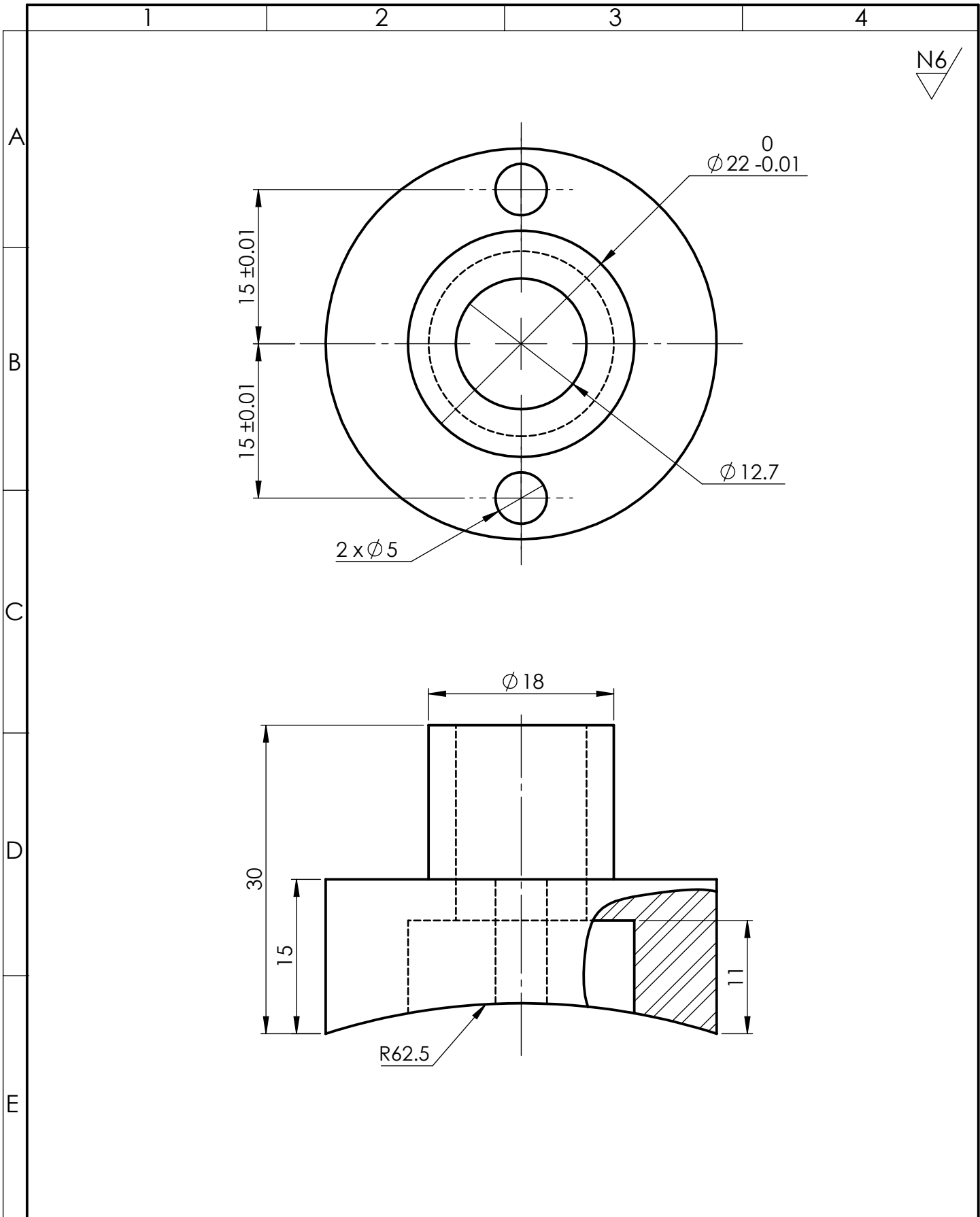
C



D

E

				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 1424.67g	Material: AISI 304	
						Denominación: BULBO	Escala: 1:1
						N.º De Dibujo Hoja22/23	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	



N6

A

B

C

D

E

				Tolerancia: ± 0.1	Peso: 98.19g	Material: AISI 304	
						Denominación: SOPORTE DE APERTURA	Escala: 2:1
						N.º De Dibujo Hoja23/23	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	