



**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 DEL PROTOTIPO DE UN SISTEMA DE  
PROPULSIÓN POR CHORRO DE AGUA PARA LA EMPRESA FUERA DE  
BORDA, EN LA CIUDAD DE PUYO EN LA PROVINCIA DE PASTAZA

---

**AUTOR:** Paul Rodrigo Quispe Largo

**TUTOR:** Ing. Mg. Cesar Arroba

**AMBATO-ECUADOR**

**2017**

## **CERTIFICACIÓN**

En mi calidad de Tutor del trabajo de investigación sobre el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO DE UN SISTEMA DE PROPULSIÓN POR CHORRO DE AGUA PARA LA EMPRESA FUERA DE BORDA, EN LA CIUDAD DE PUYO EN LA PROVINCIA DE PASTAZA” presentado por Paul Rodrigo Quispe Largo, estudiante de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica, considero que dicho informe investigativo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la evaluación del jurado examinador designado por el consejo.

Certifico:

Que la presente tesis es original de su autor.

Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.

Es concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, Marzo de 2017.

**EL TUTOR**

-----  
Ing. Mg. Cesar Arroba

## **AUTORÍA**

Declaro que el contenido del trabajo investigativo “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO DE UN SISTEMA DE PROPULSIÓN POR CHORRO DE AGUA PARA LA EMPRESA FUERA DE BORDA, EN LA CIUDAD DE PUYO EN LA PROVINCIA DE PASTAZA”, así como sus ideas, opiniones, resultados, análisis, conclusiones son auténticos y de responsabilidad exclusiva de mi persona en calidad de autor del presente proyecto.

Ambato, Marzo, de 2017

## **EL AUTOR**

-----

Paul Rodrigo Quispe Largo

C. I.: 050379594-0

## **DERECHOS DE AUTOR**

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que este proyecto técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación, según las normas de la Institución.

Cedo todos los Derechos en línea patrimoniales de mi proyecto técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este proyecto dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, Marzo de 2017.

## **EL AUTOR**

-----  
Paul Rodrigo Quispe Largo

C. I.: 050379594-0

## **APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO**

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del proyecto técnico realizado por el estudiante Paul Rodrigo Quispe Largo de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO DE UN SISTEMA DE PROPULSIÓN POR CHORRO DE AGUA PARA LA EMPRESA FUERA DE BORDA, EN LA CIUDAD DE PUYO EN LA PROVINCIA DE PASTAZA”.

Ambato, mayo de 2017

Para constancia firmar:

.....

Ing. Mg. Gonzalo López

.....

Ing. Mg. Víctor Espín

## **DEDICATORIA**

*Para mi madre, hermano, hermana y familia en general que han estado siempre apoyándome en cada decisión que he tomado además de estar dispuestos a ayudarme en el momento que así lo necesitara.*

## **AGRADECIMIENTO**

*Primero a Dios por haberme ayudado todos los días desde el principio de mis estudios hasta estas instancias de finalizar la carrera.*

*Al Ing. Mg. Cesar Arroba tutor de tesis, por su ayuda, paciencia y orientación en el presente trabajo. Al Ing. Darwin Núñez propietario de la empresa “FUERA DE BORDA” por haberme dado la apertura para el desarrollo del proyecto.*

*A mi madre, hermano, hermana y familia en general por el apoyo incondicional. A todos profesores que aportaron con su conocimiento para el crecimiento intelectual y como persona.*

## Índice general

CERTIFICACIÓN .....	ii
AUTORÍA.....	iii
DERECHOS DE AUTOR.....	iv
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO .....	v
DEDICATORIA .....	vi
AGRADECIMIENTO.....	vii
Índice general.....	viii
Índice de figuras.....	xi
Índice de tablas.....	xiv
RESUMEN EJECUTIVO .....	xvi
CAPÍTULO I.....	1
1. EL PROBLEMA .....	1
1.1. Tema.....	1
1.2. Justificación.....	1
1.3. Objetivos .....	2
1.3.1. Objetivo general:.....	2
1.3.2. Objetivos específicos: .....	2
CAPÍTULO II .....	3
2. FUNDAMENTACIÓN .....	3
2.1. Investigaciones previas .....	3
2.2. Fundamentación teórica .....	4
2.2.1. Propulsor por chorro de agua .....	4
2.2.2. Historia .....	4
2.2.3. Componentes principales .....	5
2.2.3.1. Ducto de entrada .....	5
2.2.3.2. Empuje del sistema .....	6
2.2.3.4. Bomba hidráulica .....	8
2.2.3.5. Tobera .....	10
2.2.3.6. Dispositivo de dirección.....	12
2.2.4. Balance de energía .....	12
2.2.5. Diseño de elementos mecánicos.....	14
2.2.5.3. Selección de rodamientos.....	16



2.2.5.5. Uniones empernadas .....	17
CAPÍTULO III .....	21
3. DISEÑO DEL PROYECTO .....	21
3.1 Selección de alternativas .....	21
3.1.1 Descripción de la máquina .....	21
3.1.2 Selección del sistema de transmisión .....	22
3.1.3. Selección de la alternativa para los ductos .....	25
3.1.4. Selección de la alternativa para el eje .....	27
3.1.5. Selección del tipo de soporte del eje .....	30
3.1.6. Selección del sistema de sellado .....	33
3.2 Determinación de las condiciones de trabajo del prototipo de un propulsor por chorro de agua. ....	36
3.2.1 Cálculo del peso estimado a transportar.....	36
3.2.2 Cálculo del empuje neto.....	36
3.2.3 Cálculo de velocidades del sistema.....	37
3.2.4 Cálculo de presiones y velocidades del sistema por tramos .....	39
3.2.5 Cálculo y selección de componentes.....	47
3.2.5.1 Cálculo del espesor de tubería.....	47
3.2.5.2 Cálculo del sistema de transmisión de potencia.....	47
3.2.5.3 Diseño del eje.....	56
3.2.5.4 Cálculo de la cuña de la polea.....	69
3.2.5.5 Cálculo de la cuña de la hélice .....	70
3.2.5.6 Selección de rodamientos.....	71
3.2.5.7 Selección de la viscosidad del lubricante .....	75
3.2.5.8 Cálculo de pasadores para los mecanismos .....	78
3.2.5.9 Cálculo de pernos.....	79
3.2.5.10 Cálculo de la tubería en voladizo para el apoyo del eje.....	86
3.2.5.11. Cálculo del dispositivo de dirección .....	88
3.2.5.12 Cálculo del pasador del sistema de dirección. ....	91
3.2.5.13 Cálculo de esfuerzo del brazo de dirección.....	92
3.2.5.14 Construcción del sistema de propulsión.....	93
3.3 Pruebas de funcionamiento .....	93
3.3 PRESUPUESTO .....	101

3.4 Especificaciones técnicas .....	102
CAPÍTULO IV .....	103
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	103
Conclusiones .....	103
Recomendaciones.....	104
C.- MATERIALES DE REFERENCIA .....	105
1. Bibliografía .....	105
2. Anexos.....	109
Anexo A.-Tablas de catálogos y libros .....	109
Anexo B.1 Construcción del sistema .....	121
Anexo B.2 Pruebas de funcionamiento.....	128
Anexo B.3 Anclaje a la canoa .....	130
Anexo C. Planos.....	133

## Índice de figuras

Figura 2.1 Componentes de un propulsor jet de agua [6].	5
Figura 2.2 Entrada al ducto [5]	6
Figura 2.3 Bomba mixta y axial respectivamente [11]	8
Figura 2.4 Hélice en cavitación.	9
Figura 2.5 a) tobera paralelepípeda b) tobera redonda [1]	10
Figura 2.6 Eficiencia VS contracción de varias formas [5]	11
Figura 2.7 Eficiencia del jet con pérdidas [7]	12
Figura 2.8 Esquema del sistema de propulsión [4]	13
Figura 2.9 Criterios de falla: de Soderberg, de Goodman modificado, de Gerber, de ASME-elíptica y de fluencia [14].	15
Figura 2.10 a) cuadrada b) redonda c) y d) pasadores redondos e) ahusado f) elástico tubular [14].	16
Figura 2.11 a) rodamiento rígido de bolas, b) de bolas de contacto angular, c) rodillos cilíndricos, d) rodillos cónicos, e) oscilante de rodillos [16].	17
Figura 2.12 Esquema de un perno [14]	18
Figura 2.13 Compresión de un elemento con las propiedades elásticas equivalentes [14]	19
Figura 3.1 Esquema del propulsor por chorro de agua	21
Figura 3.2 Transmisión por cadena [17].	23
Figura 3.3 Poleas trapeciales [18].	23
Figura 3.4 Acople de matrimonio [19].	23
Figura 3.5 Chumacera [18].	30
Figura 3.6 Alojamiento o apoyo maquinado para rodamientos.	31
Figura 3.7 Sellado para ejes de buques de hélice [22]	31
Figura 3.8 Sello mecánico tipo cartucho [23].	33
Figura 3.9 Retenedores de doble labio [24].	34
Figura 3.10 O ring [24]	34
Figura 3.11 Esquema del propulsor	39
Figura 3.12 Ducto de entrada del fluido.	39
Figura 3.13 Esquema de curvatura de un tubo [10].	41
Figura 3.14 Cambio de sección y Entrada a la Bomba	42
Figura 3.15 Entrada y salida del fluido a la bomba.	43

Figura 3.16 Entrada y salida del fluido en la tobera .....	44
Figura 3.17 Ángulos de contacto de la banda [14].....	48
Figura 3.18 Bandas clásicas en función de la potencia de diseño [25].....	49
Figura 3.19 a) Contacto correcto, b) Contacto incorrecto.....	53
Figura 3.20 Esquema de poleas.....	54
Figura 3.21 Fuerzas de tensión sobre la polea conducida .....	55
Figura 3.22 Diagrama de cuerpo libre de la polea conducida.....	57
Figura 3.23 Configuración del eje soportes y hélice solidos .....	57
Figura 3.24 Configuración del eje y cargas aplicadas.....	58
Figura 3.25 Diagrama de esfuerzo cortante en z.....	59
Figura 3.26 Diagrama de momento flector .....	60
Figura 3.27 Plano X-Z.....	60
Figura 3.28 Diagrama fuerza cortante del plano X-Z .....	61
Figura 3.29 Diagrama momento flector del plano X-Z.....	61
Figura 3.30 Esquema de la cuadrada.....	69
Figura 3.31 Esquema de la cuña redonda.....	70
Figura 3.32 Rodamiento de rodillos cónicos.....	72
Figura 3.33 Viscosidad relativa [16].....	75
Figura 3.34 Viscosidad de servicio del lubricante [16].....	75
Figura 3.35 Valor K1 en función del factor $fS$ * [16] .....	76
Figura 3.36 Valor K2 en función del factor $fS$ * [16] .....	76
Figura 3.37 Valor de $a_{23II}$ en función de K [16] .....	77
Figura 3.38 Esquema del pasador para el mecanismo .....	78
Figura 3.39 Espesor y diámetro de las dos palcas y la arandela .....	80
Figura 3.40 Espesor y diámetro de las tres palcas con la arandela .....	84
Figura 3.41 a) Viga en voladizo, b) diagrama de cuerpo .....	86
Figura 3.42 a) Diagrama de cortante y b) Diagrama momento flector .....	87
Figura 3.43 tapa y pernos de la tapa para rodamientos de empuje .....	88
Figura 3.44 Partes del sistema de dirección .....	89
Figura 3.45 Diagrama de cuerpo libre.....	89
Figura 3.46 Ángulo de inclinación.....	91
Figura 3.47 Esquema del pasador .....	91
Figura 3.48 Esquema para el torque en la dirección. ....	91

Figura 3.49 Brazo de dirección .....	92
Figura B.1 Entrada desplegada .....	121
Figura B.2 Entrada rolada .....	121
Figura B.3 Conexión para el cambio de dirección.....	121
Figura B.4 Acople y cambio de dirección.....	122
Figura B.5 Ducto de entrada y cambio de dirección.....	122
Figura B.6 Base de dirección a) sin rolar b) rolada.....	122
Figura B.7 Base de dirección completa.....	123
Figura B.8 Brida maquinada tipo Flat Face .....	123
Figura B.9 Tobera de empuje.....	123
Figura B.10 a) tobera soldada a la brida y la guía; b) estator de la bomba .....	124
Figura B.11 Apoyo del eje cambiado a rodamientos .....	124
Figura B.12 Guía de la tobera y la entrada.....	124
Figura B.13 Estator de la bomba.....	125
Figura B.14 Eje maquinado.....	125
Figura B.15 Rodamiento de rodillos cónicos 33205 .....	125
Figura B.16 a) Soporte para el sellado y b) Tapa.....	126
Figura B. 17 Alojamiento para rodamientos vista a) frontal y b) lateral .....	126
Figura B.18 Pasador para el sistema de dirección.....	126
Figura B.19 Acople a la dirección.....	127
Figura B.20 Bocín de bronce de aluminio .....	127
Figura B.21 Vista superior del sistema de propulsión por chorro de agua .....	127
Figura B.22 Primera prueba de funcionamiento.....	128
Figura B.23 Segunda prueba de funcionamiento .....	128
Figura B.24 Sistema de propulsión por chorro de agua trabajando .....	129
Figura B.25 Hélice con mayor ángulo de ataque .....	129
Figura B.26 Ducto de entrada con polea.....	130
Figura B.27 Anclaje la canoa .....	130
Figura B.28 Sistema y motor anclado a la canoa .....	131
Figura B.29 Empuje del sistema .....	131
Figura B.30 Sistema de propulsión en contra de la corriente del río .....	132
Figura B.31 Cambio de dirección .....	132
Figura B.32 Sistema de dirección .....	132

## Índice de tablas

Tabla 3-1 Criterio de evaluación de la transmisión. ....	24
Tabla 3-2 Evaluación de la eficiencia de transmisión.....	24
Tabla 3-3 Evaluación de facilidad de adquisición de transmisión. ....	24
Tabla 3-4 Evaluación del costo de transmisión.....	24
Tabla 3-5 Ponderación de selección del sistema de transmisión. ....	25
Tabla 3-6 Propiedades del acero A36 [21].....	25
Tabla 3-7 Propiedades del acero inoxidable 304 [21].....	26
Tabla 3-8 Propiedades del aluminio [21].....	26
Tabla 3-9 Criterio de evaluación.....	26
Tabla 3-10 Ponderación de resistencia del material.....	27
Tabla 3-11 Ponderación de soldabilidad del material. ....	27
Tabla 3-12 Ponderación de costo de material. ....	27
Tabla 3-13 Ponderación de selección del material.....	27
Tabla 3-14 Propiedades del acero inoxidable AISI 304 [21]. ....	28
Tabla 3-15 Propiedades del acero AISI 1018 [21].....	28
Tabla 3-16 Propiedades del acero AISI 4340 [21].....	28
Tabla 3-17 Ponderación del criterio de evaluación.....	29
Tabla 3-18 Ponderación de la resistencia.....	29
Tabla 3-19 Ponderación maquinabilidad del eje.....	29
Tabla 3-20 Ponderación de la disponibilidad de material.....	29
Tabla 3-21 Ponderación del costo del eje. ....	29
Tabla 3-22 Ponderación de selección del material del eje. ....	30
Tabla 3-23 Ponderación del criterio de evaluación.....	31
Tabla 3-24 Ponderación de la resistencia.....	32
Tabla 3-25 Ponderación de adaptabilidad para cojinetes. ....	32
Tabla 3-26 Ponderación de instalación. ....	32
Tabla 3-27 Ponderación del costo del soporte. ....	32
Tabla 3-28 Ponderación de selección del soporte. ....	32
Tabla 3-29 Ponderación del criterio de evaluación para el sello ....	34
Tabla 3-30 Ponderación de la estanqueidad del sello ....	35
Tabla 3-31 Ponderación de la instalación del sello.....	35
Tabla 3-32 Ponderación del costo del sello.....	35

Tabla 3-33 Ponderación de selección del sello .....	35
Tabla 3-34 Sumatoria del peso a transportar.....	36
Tabla 3-35 Valores de velocidades y diámetro por interacción.....	38
Tabla 3-36 Tabla de resumen.....	46
Tabla 3-37 Factor de corrección <b>K1</b> [14] .....	50
Tabla 3-38 Factor de longitud de la banda <b>K2</b> [14].....	51
Tabla 3-39 Potencia por cada banda AX (ranurada) [25] .....	52
Tabla 3-40 Parámetro de bandas V [14] .....	54
Tabla 3-41 Datos del rodamiento 33205 [16] .....	74
Tabla 3-42 Propiedades de tubo redondo [21] .....	88
Tabla 3-43 Presupuesto .....	101

**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO DE UN SISTEMA DE PROPULSIÓN POR CHORRO DE AGUA PARA LA EMPRESA FUERA DE BORDA, EN LA CIUDAD DE PUYO EN LA PROVINCIA DE PASTAZA.**

**Autor:** Paul Rodrigo Quispe Largo

**Tutor:** Ing. Mg. Cesar Arroba

### **RESUMEN EJECUTIVO**

El presente proyecto tiene por objetivo diseñar y construir el prototipo de una máquina capaz de empujar una embarcación que navega en ríos, en lugares donde el caudal del río impide el uso de sistemas de empuje de hélice fuera de borda, para la empresa Fuera de Borda.

Para alcanzar del objetivo se analizó el sistema de propulsión por chorro de agua para embarcaciones. Para el diseño de los componentes del sistema se recurrió a fórmulas diseño mecánico así como a la teoría de mecánica de fluidos, se obtuvo el valor de los diámetros de los ductos de entrada y salida así como cabezal de presión, caudal y potencia que requiere la bomba de hélice flujo axial.

El prototipo del sistema de propulsión por chorro de agua está construido en plancha metálica para los ductos, tobera y difusor, teniendo en cuenta que debe ser desmontable además de considerar ciertos parámetros de operación de la máquina como una mayor velocidad de la embarcación que con una hélice fuera de borda. La fuerza de empuje la genera la bomba con el caudal y la velocidad de salida del fluido.



**TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO**

**FACULTY OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING**

**MECHANICAL ENGINEERING CAREER**

**DESIGN AND CONSTRUCTION OF THE PROTOTYPE OF A WATER  
JET PROPULSION SYSTEM FOR THE FUERA DE BORDA COMPANY  
IN THE CITY OF PUYO IN THE PROVINCE OF PASTAZA.**

**Author:** Paul Rodrigo Quispe Largo

**Advisor:** Ing. Mg. Cesar Arroba

**ABSTRACT**

The objective of this project is to design and construct a prototype of a machine capable of pushing a boat that navigates in rivers, in places where the flow of the river prevents the use of outboard propeller thrust systems, for the Fuera de Borda Company.

In order to achieve the objective, the water jet propulsion system for vessels was analyzed. For the design of the system components, mechanical design equations as well as fluid mechanics theory were used; the values of the inlet and outlet piping diameters were obtained as well as the pressure, flow and power head required by the Propeller pump axial flow.

The prototype of the jet propulsion system is made of metal plate for the ducts, nozzle and diffuser, taking into account that it must be removable in addition to considering certain parameters of operation of the machine as a greater speed of the boat than with an Outboard propeller. The thrust force is generated by the pump with the flow rate and the output velocity of the fluid.

## **CAPÍTULO I**

### **1. EL PROBLEMA**

#### **1.1. Tema**

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO DE UN SISTEMA DE PROPULSIÓN POR CHORRO DE AGUA PARA LA EMPRESA “FUERA DE BORDA”, EN LA CIUDAD DE PUYO EN LA PROVINCIA DE PASTAZA.

#### **1.2. Justificación**

En las regiones amazónicas del Ecuador el transporte por vía terrestre es de difícil acceso por su propia geografía es por eso que el transporte fluvial se utiliza con más frecuencia en estas regiones. Para propulsar las canoas utilizan motores fuera o de borda instalado con el tapón de ventilación en la línea del casco del bote, con lo cual las hélices están debajo del casco o motores multiservicios con ejes de grandes dimensiones, los sistemas trabajan de forma adecuada en ríos de grandes caudales pero en ciertas estaciones del año el caudal de los ríos disminuye [1], [2].

En las épocas donde el nivel de los ríos disminuye el sistema de propulsión por motor fuera de borda y por motor multiservicio, las hélices de estos sistemas chocan con el fondo del río y se produce desgaste o en ocasiones ruptura de la hélice [1].

En vista de la necesidad de utilizar un sistema de propulsión que trabaje en ríos de caudales bajos y reducir el desgaste de las hélices la empresa “FUERA DE BORDA” decidió implementar el sistema propulsión por chorro de agua, el cual se utiliza para desplazar embarcaciones rápidas con una gran maniobrabilidad y caudales bajos [3], [4].

El sistema propulsión por chorro de agua consta de una hélice de menor tamaño que en las de los motores convencionales, ubicada en medio de un túnel o tubería que absorbe agua en un extremo con mayores dimensiones que a la salida del fluido y se expulsa por una tobera que aumenta la velocidad del fluido

proporcionando un empuje para el desplazamiento de la embarcación [4].

### **1.3. Objetivos**

#### **1.3.1. Objetivo general:**

- Diseñar y construir el sistema de propulsión de chorro de agua para transporte de personas por el río de caudal bajo en la zona Amazónica del Ecuador.

#### **1.3.2. Objetivos específicos:**

- Diseñar el sistema de propulsión de chorro de agua para la embarcación, basado en sistemas ya existentes para transportar personas.
- Construir el sistema de propulsión de chorro de agua, basando el diseño para una embarcación fluvial.
- Realizar pruebas de funcionamiento del sistema de propulsión por chorro de agua instalándolo en un banco de prueba para comprobar su funcionamiento.

## CAPÍTULO II

### 2. FUNDAMENTACIÓN

#### 2.1. Investigaciones previas

Para Iñesta [1], las velocidades mayores a los 20 nudos el sistema es eficiente, además de una serie de ecuaciones que son de gran importancia. El sistema de propulsión wáter jet es el idóneo para navegar a altas velocidades y en agua con poca profundidad, con un alto costo en mantenimiento pero requiere de poco mantenimiento anual y presenta pocos problemas con la cavitación.

Para Ghadimi, Shademani y Yousefi [4], utilizan el balance de energía de Bernoulli además y el software CCDOTT para el análisis y obtención de gráficas, y los experimentos realizados por ellos demostraron que una geometría elíptica a la entrada es más eficiente. Llego a la conclusión de que un análisis en 2-D proporciona buenos resultados en un corto tiempo en comparación con un análisis en 3-D que conlleva un mayor tiempo de análisis.

Para Sarzosa [5], se utiliza una embarcación como partida para el diseño en la que se quiere cambiar el sistema de impulsión de motores fuera de borda por un sistema por chorro de agua. También utiliza un software para el diseño del sistema. La implementación computacional le permitió obtener rápidamente las variables involucradas en el diseño además la construcción individual de cada sección del sistema, además de que construyó un prototipo de un propulsor por chorro de agua.

N. W. Herman B. [6], utiliza métodos matemáticos y un software para análisis CFD del propulsor por chorro de agua, analizando la distribución no uniforme de la velocidad en el ducto de entrada y además de analizar la bomba de flujo mixto, se representa en 2-D. Se puede utilizar una geometría semi-elíptica.

## **2.2. Fundamentación teórica**

### **2.2.1. Propulsor por chorro de agua**

Un propulsor por chorro de agua es un sistema que utiliza la tercera ley de Newton del movimiento. El sistema genera propulsión por la diferencia de la cantidad de movimiento del agua que sale por una tobera ubicada en la parte trasera del navío, impulsando lo hacia adelante con velocidades que van desde 20 a 40 nudos (10,29 a 20,58 m/s) aproximadamente [1].

Como se indica [5]y [1] se presentan algunas ventajas e inconvenientes de un propulsor por chorro de agua.

Ventajas:

- Reduce el ruido.
- Minimiza la vibración.
- Mejora maniobrabilidad.
- Trabaja en poca profundidad.

Inconvenientes:

- Muy pesado.
- Mayor costo.
- Ocupa espacio en el interior de la embarcación.

### **2.2.2. Historia**

El primer prototipo de propulsión a chorro de agua fue realizada hace aproximadamente 300 años, por David Ramsey en 1630 [6].

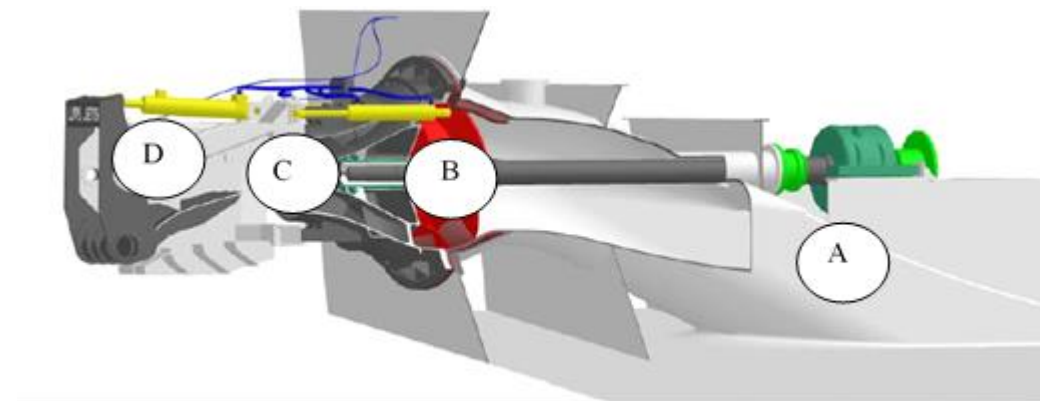
Según [7] en 1661 a Toogood y Hayes se les otorgo una patente de un sistema de impulso mediante un tornillo de Arquímedes y que los orígenes de este sistema y el de propulsión por chorro de agua están relacionados. También utilizaron otros conceptos de propulsión por chorro de agua que utilizaban la energía de vapor y bombas de desplazamiento positivo, por las limitaciones de la tecnología ha mediado del siglo XIX los propulsores tenían de bajas eficiencias e incapaces de competir con las hélices.

En 1753 la propulsión water jet fue indagada por el Francés Daniel Bernoulli, quien demostró que si una corriente de agua era conducida hacia el exterior de popa de un barco por debajo de la línea de agua, la reacción del barco sería moverse hacia adelante.

De [1] y [7] en Nueva Zelanda Hamilton, utilizando su propio enfoque independiente realizo experimentos desde 1954, utilizando una bomba centrífuga que expulsaba el agua por una tobera ubicada bajo la embarcación. Para navegar en ríos de poca profundidad de Nueva Zelanda, donde las hélices chocaban con las rocas, y hasta el presente Hamilton comercializa sistemas de propulsión por chorro de agua de pequeñas y grandes dimensiones.

### 2.2.3. Componentes principales

Como se indica en [6] el sistema de propulsión por chorro de agua se divide en cuatro componentes como se puede observar en la Figura 2.1:

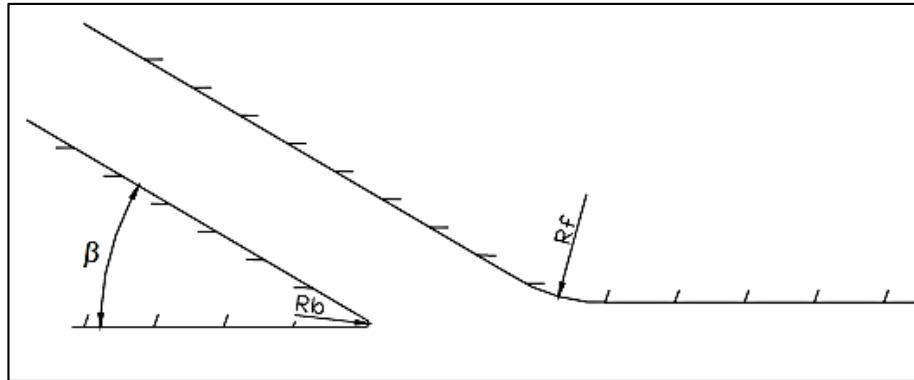


**Figura 2.1** Componentes de un propulsor jet de agua [6].

- A. Ducto de entrada
- B. Bomba de agua
- C. Tobera
- D. Dispositivo de dirección

#### 2.2.3.1. Ducto de entrada

Según [5] para evitar la formación de turbulencia en la entrada, los bordes del tubo deben tener cierta curvatura,  $R_b$  y  $R_f$ , asumiendo un diámetro del ducto de entrada ver Figura 2.2.



**Figura 2.2** Entrada al ducto [5]

Los redondeos de la entrada se deben realizar en el anclaje al bote

El ángulo de inclinación del ducto de entrada  $\beta$  varía de  $15^\circ$  a  $40^\circ$  [5].

**a) Fórmula para el cálculo del espesor de tubería ( $t_b$ )**

Como se indica en [8] el espesor mínimo de pared de una tubería es:

$$t_b = \frac{PD}{2Se} + t_c \quad (2.1)$$

Donde:

P: Presión interna (MPa)

D: diámetro interno de la tubería, (mm)

S: Esfuerzo admisible de tensión del acero (MPa)

e: eficiencia de la soldadura, (100% = 1)

$t_c$ : es el espesor que se agrega por corrosión, (1 mm)

**2.2.3.2. Empuje del sistema**

En concordancia con [7] y [9] el empuje bruto despreciando los efectos de viscosidad es:

$$T_G = \dot{m} \cdot V_j \quad (2.2)$$

Donde

$T_G$ : Empuje bruto (Kg)

$\dot{m}$ : Flujo másico que pasa por el ducto (kg/s)

Sabiendo que el flujo másico es:

$$\dot{m} = \rho \frac{\pi D_j^2}{4} V_j \quad (2.3)$$

Utilizando la relación de la resistencia y el desplazamiento que es el peso de la embarcación ( $R/\Delta$ ).

### 2.2.3.3. El empuje neto ( $T_N$ ):

Es la fuerza que necesita el chorro de agua para impulsar la canoa hacia el frente.

Se multiplica  $(1 - w)$  a la velocidad de la embarcación  $V_s$ . Obteniendo así el empuje neto incluyendo la pérdida por efecto estela [7].

$$T_N = \dot{m}(V_j - (1 - w) V_s) \quad (2.4)$$

Donde:

$w$ : Factor de estela.

$V_s$ : Velocidad del bote (m/s).

Como se indica en [7], el parámetro  $\mu$  es:

$$\mu = \frac{V_s}{V_j} \quad (2.5)$$

También se puede obtener el empuje mediante la resistencia del bote [7].

$$T_N = \frac{R_t}{1 - t} \quad (2.6)$$

Donde:

$R_t$ : Resistencia al avance del bote (kg).

$t$ : Fracción de deducción de empuje.

Como se indica en [10] la resistencia del bote es con la relación de la resistencia y el peso o desplazamiento del bote.

$$\frac{R_t}{\Delta} = \text{valor tabulado o calculado} \quad (2.7)$$

Donde:

$\Delta$ : Peso del bote con carga (kg).



#### 2.2.3.4. Bomba hidráulica

Las bombas axiales tienen dimensiones más pequeñas en comparación con las bombas de flujo mixto pero con una menor eficiencia, en la Figura 2.3 se puede observar una bomba mixta y una axial [1].

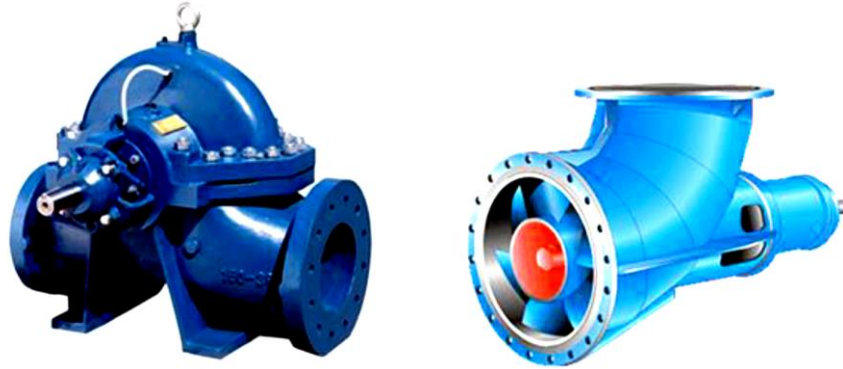


Figura 2.3 Bomba mixta y axial respectivamente [11]

Potencia.- es la rapidez con que se transfiere la energía y se tiene la siguiente ecuación [10].

$$P_m = \frac{H\gamma Q}{0,746 \times \eta_p} \quad (2.8)$$

Donde

$P_m$ : Potencia del motor a utilizar (HP).

$H$ : Energía que la bomba agrega al fluido (m).

$\gamma$ : Peso específico del agua ( $9,8\text{kN}/\text{m}^3$ ).

$\eta_p$ : Eficiencia de la bomba

#### 2.2.3.4 El cabezal neto de succión positivo $NPSH$

Es el cabezal necesario para que el fluido llegue desde la tubería de succión hasta el impulsor de la bomba. Para el equipo de bombeo se tiene dos tipos de cabezales el requerido y el disponible [12].

##### a) El cabezal neto de succión positivo Requerido $NPSH_R$

Es proporcionado por el fabricante de la bomba.

**b) El cabezal neto de succión positivo disponible  $NPSH_D$**

Es la altura del líquido entre la entrada del ducto de aspiración y entrada del rodete impulsor.

$$NPSH_D = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp} \quad (2.9)$$

Donde:

$h_{sp}$ : Cabeza de presión estática aplicada al fluido (m).

$h_s$ : Altura desde el depósito hacia la entrada de la bomba (m).

La bomba está bajo el depósito,  $h_s$  (+).

La bomba está sobre el depósito,  $h_s$  (-).

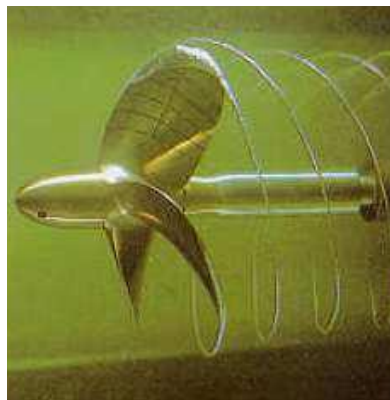
$h_f$ : Pérdidas por fricción en la succión (m).

$h_{vp}$ : Presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo (m).

$\eta_i$ : Eficiencia a la entrada.

**c) Cavitación**

La cavitación es un fenómeno en el cual el agua pasa de estado líquido a gaseoso, por cambios bruscos de velocidad del líquido que combinados con una baja presión hace que el agua se vaporice. Lo cual causa el desgaste rápido de las aspas de la bomba, en la Figura 2.4 se muestra la hélice que está en cavitación [13].



**Figura 2.4** Hélice en cavitación.

Velocidad específica  $N_S$ .

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.10)$$

$N$ : Velocidad de la bomba (rpm).

$Q$ : Velocidad del flujo ( $m^3/s$ ).

$H$  : Cabeza de presión de la bomba (m).

Para bombas axiales la velocidad específica esta entre un rango de 200 a 300.

Velocidad específica de succión  $N_{ss}$ .

$$N_{ss} = \frac{N\sqrt{Q}}{NPSH^{3/4}} \quad (2.11)$$

### 2.2.3.5. Tobera

La tobera transforma la energía potencial en energía cinética mediante el cambio de sección de mayor a menor. Existen dos tipos de tobera los paralelepípedos donde el chorro tiene a una máxima contracción y diámetro mínimo en el extremo y las toberas redondas, donde la contracción máxima se da fuera de la tobera, el diámetro mínimo de estrangulación se da fuera, a presión atmosférica [1], [5]. Ver Figura 2.5.

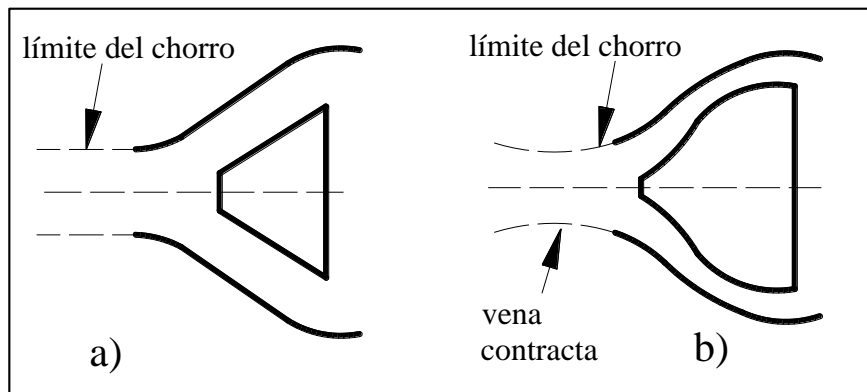


Figura 2.5 a) tobera paralelepípeda b) tobera redonda [1]

a) **Área de la tobera:**

$$A_j = QV_j \quad (2.12)$$

b) **Eficiencia de la tobera ( $\eta_{tobera}$ )**

Para estimar la eficiencia de la tobera según [5] que se basó en Kim de su bibliografía, la ecuación;

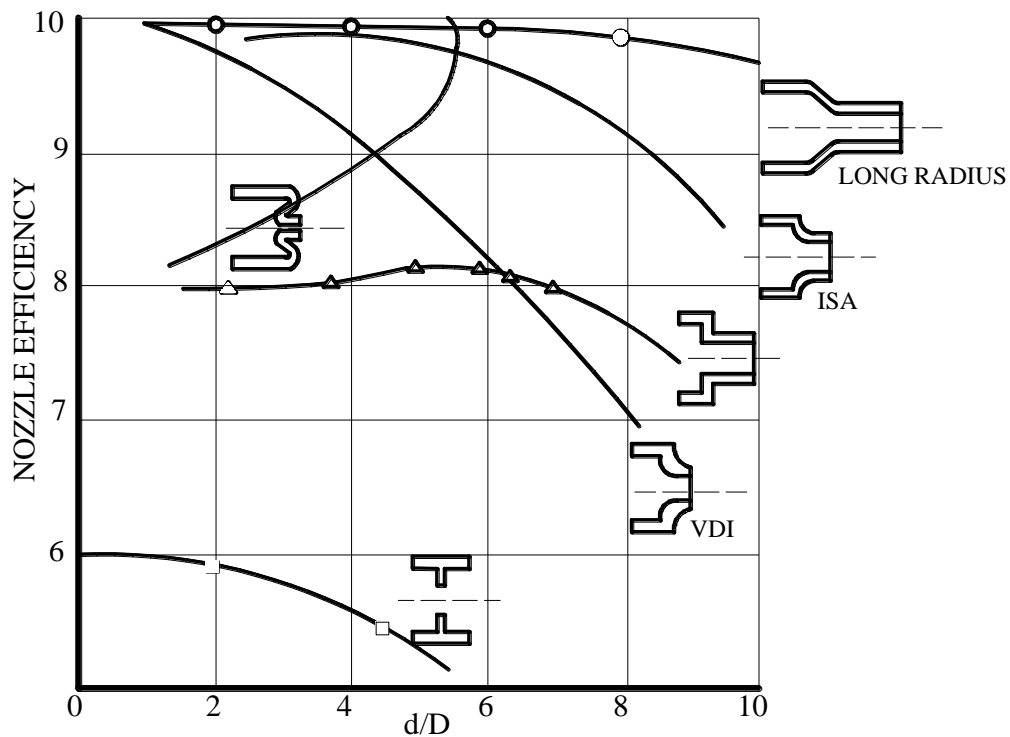
$$\eta_{tobera} = \frac{\frac{V_j^2 - V_{in}^2}{2g}}{\frac{P_{out} - P_{in}}{\gamma}} \quad (2.13)$$

$V_{in}$ : Velocidad a la entrada de la tobera.

$P_{in}$ : Cabezal a la entrada de la tobera.

$P_{out}$ : Presión atmosférica.

Como se indica en [5] la Figura 2.6 se presenta el diagrama de eficiencias de diferentes formas de tobera además de que las toberas con mayor eficiencia tienen una reducción gradual del diámetro.



**Figura 2.6** Eficiencia VS contracción de varias formas [5]

El factor  $\zeta$  que es el coeficiente de pérdida de energía en la entrada se obtiene que la fórmula de la eficiencia del sistema [5], [7]. La eficiencia del jet con las pérdidas es:

$$\eta_j = \frac{2\mu(1 - (1 - w)\mu)}{1 + \Psi - (1 - \zeta)(1 - w)^2\mu^2 + \frac{2gh_j}{V_j^2}} \quad (2.14)$$

En la Figura 2.7 se muestra la eficiencia del chorro de agua en función del coeficiente de pérdidas. Observando que mientras se incrementa el valor  $\zeta$  la eficiencia del chorro disminuye [7].

$$\Psi = 1 - \eta_{tobera} \quad (2.15)$$

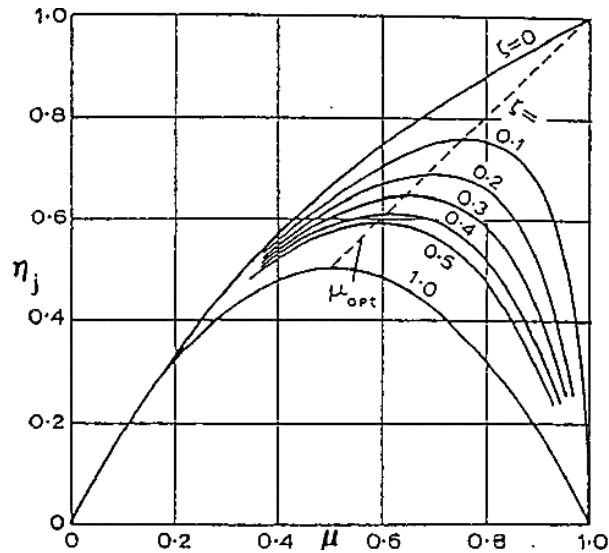


Figura 2.7 Eficiencia del jet con pérdidas [7]

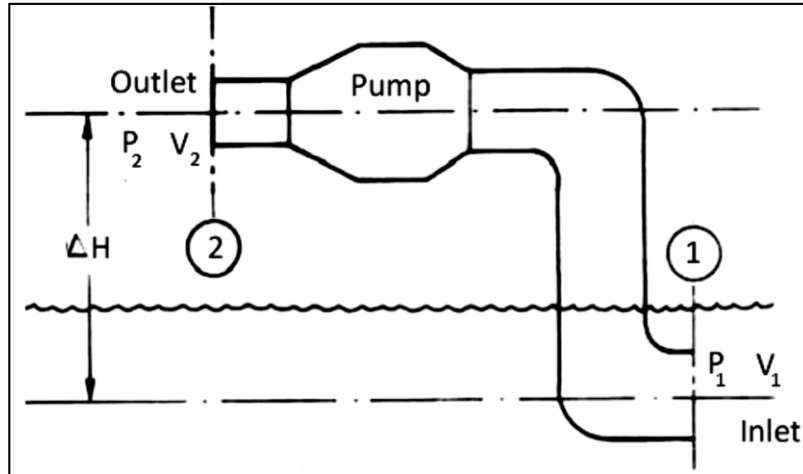
Para Alison [7], el factor de pérdida  $\zeta$  puede variar de 0,25 a 0,5 para un buen diseño del medio propulsivo y de 0,5 a 1 para rendimientos bajos.

#### 2.2.3.6. Dispositivo de dirección.

Este dispositivo es un ducto con el mismo diámetro de la salida de la tobera que se encarga de realizar el cambio de dirección el chorro de agua de izquierda a derecha para lograr dirigir la canoa.

#### 2.2.4. Balance de energía

Como se demuestra en [4] y acorde a [10], el sistema de propulsión se lo puede analizar mediante al balance de energía presentado en la Figura 2.8.



**Figura 2.8** Esquema del sistema de propulsión [4]

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_i^2}{2g} + H = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_j^2}{2g} + z + h_l \quad (2.16)$$

Donde

$P_1$ : Presión a la entrada del sistema (kPa)

$V_i$ : Velocidad del flujo de agua en la entrada (m/s).

$P_2$ : Presión a la salida del sistema (kPa).

$\gamma$ : Peso específico del agua ( $kN/m^3$ ).

$h_l$ : Perdida total de energía del sistema (m).

$g$ : Gravedad ( $9,81 m/s^2$ ).

$H$ : Altura de cabeza de la bomba o altura total manométrica (m).

De la ecuación (2.16) se despeja  $H$ .

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_j^2 - V_i^2}{2g} + z + h_l \quad (2.17)$$

Área del ducto de entrada del fluido:

$$A_s = QV_s \quad (2.18)$$

Donde

$A_s$ : Área del ducto de entrada ( $m^2$ ).

$Q$ : Caudal a la entrada del sistema ( $m^3$ ).

### 2.2.5. Diseño de elementos mecánicos

El diseño de los elementos mecánicos se lo realizara utilizando la bibliografía Diseño de Ingeniería mecánica de Shigley [14] y [15].

#### 2.2.5.1. Diseño del eje

Se debe tener en cuenta la configuración geométrica del eje en base a modelos ya existentes, para tener un punto de partida en el diseño [14].

El diámetro del eje será determinado mediante la fórmula ED-Goodman por ser una teoría conservadora.

ED- Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{Se} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{Sut} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \quad (2.19)$$

De la ecuación (2.20) se despeja “d” se obtiene:

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2}}{Se} + \frac{[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2}}{Sut} \right\} \right)^{1/3} \quad (2.20)$$

Donde

$d$ : Diámetro del eje

$n$ : Factor de seguridad

$M_a$ : Momento flector

$T_a$ : pare de torsión

$K_f$  y  $K_{fs}$ : Factores de concentración del esfuerzo

$M_m$ : Momento flector medio

$T_m$ : Par de torsión medio

$Se$ : Límite de resistencia a la fatiga de una parte de máquina.

$Sut$ : Resistencia ultima a la tensión del material

$$Se = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * Se' \quad (2.21)$$

Donde

$k_a$  = Factor de modificación de la condición superficial

$k_b$  = Factor de modificación del tamaño

$k_c$  = Factor de modificación de la carga

$k_d$  = Factor de la temperatura

$k_e$  = Factor de confiabilidad

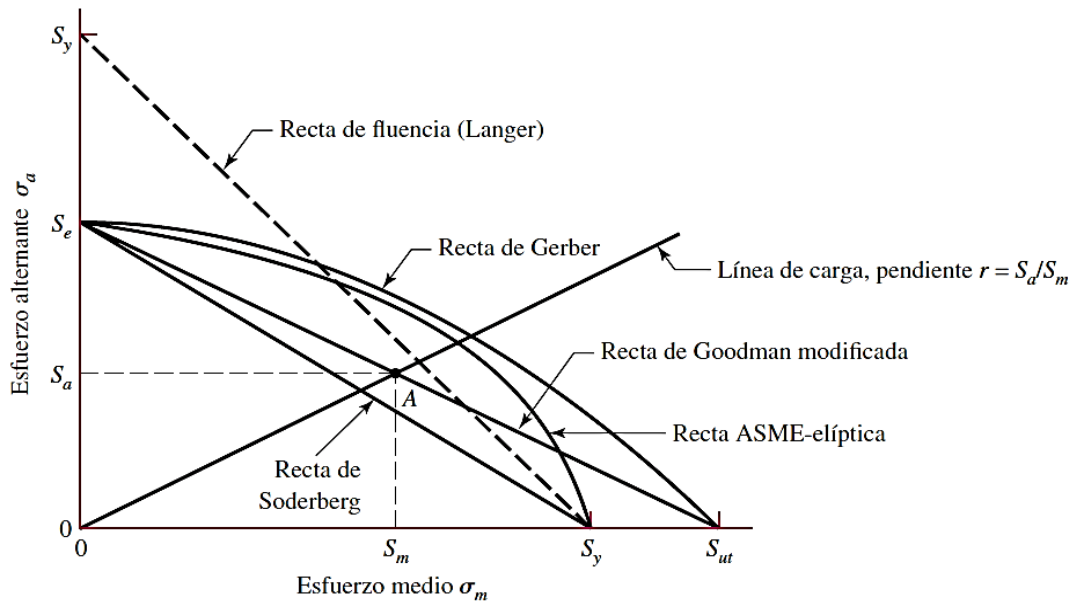
$k_f$  : Factor de modificación de efectos varios

$Se'$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

El  $Se'$  para materiales dúctiles se determina mediante la ecuación 2.27

$$Se' = 0,5 Sut \quad (2.22)$$

La figura 2.9 se muestra algunos de los criterios de falla.



**Figura 2.9** Criterios de falla: de Soderberg, de Goodman modificado, de Gerber, de ASME-elíptica y de fluencia [14].

Donde  $n$  es el factor de seguridad, las ecuaciones para las curvas presentadas en la figura 2-9 son:

Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (2.23)$$

Gerber



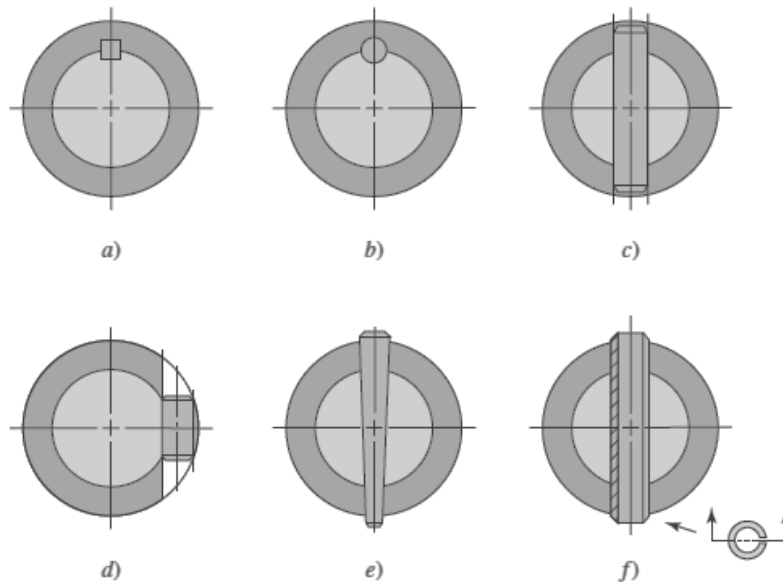
$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{m\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (2.24)$$

ASME- elíptica

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (2.25)$$

### 2.2.5.2. Transmisión del par de torsión

El eje debe ser adecuado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión el medio para transmitir la potencia puede ser por cadenas, polea y junta matrimonio los cuales se deben fijar mediante cuñas que resisten la transmisión de potencia en la figura 2.10 se presentan algunos tipos de cuñas que se usan comúnmente. La longitudes se deben mantener menores que los diámetros de las mazas para prevenir lesiones debidas a los salientes en partes rotatorias [14].



**Figura 2.10** a) cuadrada b) redonda c) y d) pasadores redondos e) ahusado f) elástico tubular [14]

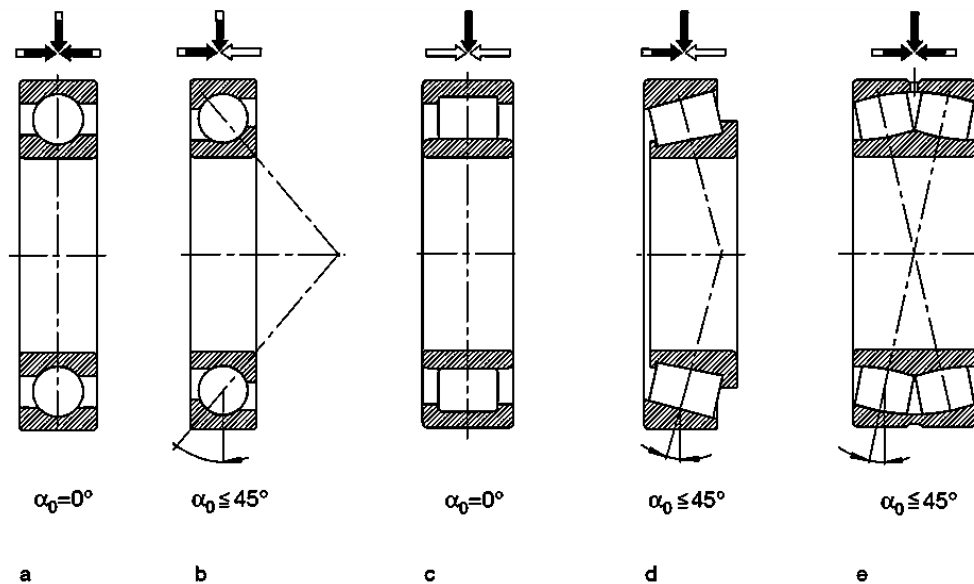
### 2.2.5.3. Selección de rodamientos

Para la selección del rodamiento adecuado se utiliza el catálogo FAG, después de haber determinado la configuración y dimensiones del eje y determinar las fuerzas que actuar en el eje, las reacciones de los apoyos o descansos se procede con la selección del tipo de rodamiento a utilizar.

#### 2.2.5.4. Rodamientos

Los rodamientos para cargas radiales, son rodamientos de bolas y rodamiento de rodillos y no tienen ángulo de contacto son solo para cargas radiales. Los rodamientos de rodillos cónicos y de bolas de contacto angular soportan cargas tanto radiales como axiales [16].

En la Figura 2.11 se tiene los rodamientos:



**Figura 2.11** a) rodamiento rígido de bolas, b) de bolas de contacto angular, c) rodillos cilíndricos, d) rodillos cónicos, e) oscilante de rodillos [16].

Los rodamientos requieren de lubricación sea esta mediante grasa o aceite con la viscosidad determinada para la velocidad de operación.

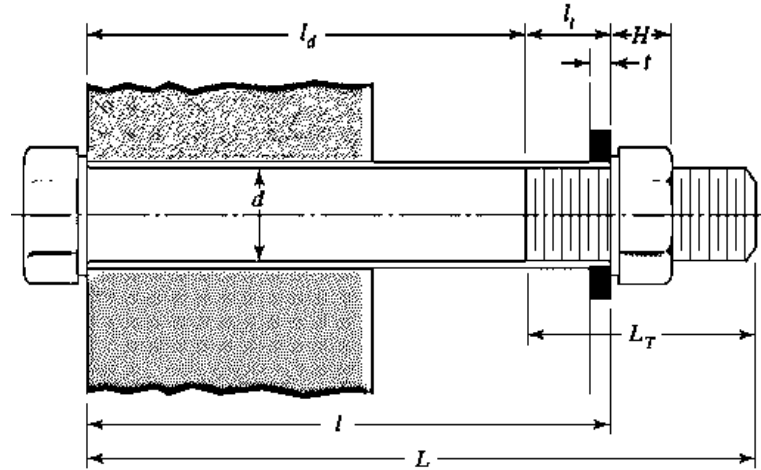
#### 2.2.5.5. Uniones empernadas

Uniones empernadas son utilizadas para uniones desmontables o no permanentes mediante pernos y tuerca o tornillos con rosca en el material a unir. Se utiliza el procedimiento descrito en [14] y [15] presentado a continuación.

##### I. Rigidez del sujetador

###### a) Perno

En la figura 2.12 se muestra el esquema de un perno que une dos materiales o placas de forma que se pueden separar al retirar el perno [14].



**Figura 2.12** Esquema de un perno [14]

Las fórmulas para el cálculo de la longitud del perno y el número de pernos se muestran a continuación:

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 \text{ mm}, & L \leq 125, d \leq 48 \text{ mm} \\ 2d + 12 \text{ mm}, & 125 < L \leq 200 \text{ mm} \\ 2d + 25 \text{ mm}, & L > 200 \text{ mm} \end{cases} \quad (2.26)$$

$$L > l + H \quad (2.27)$$

$$l_d = L + L_T \quad (2.28)$$

$$l_t = l + l_d \quad (2.29)$$

$$A_d = \pi \frac{d^2}{4} \quad (2.30)$$

$$k_b = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (2.31)$$

Donde:

$L_T$ : Longitud rosca del perno.

$l$ : Sumatoria del espesor las placas y arandela.

$L$ : Longitud total del perno.

$H$ : Altura de la tuerca.

$l_d$ : Longitud útil sin la rosca.

$l_t$ : Longitud rosca del perno.

$A_d$ : Área del diámetro sin rosca.

$A_t$  : Área roscada ver Tabla 8-1 o 8-2 (Anexo A-6)

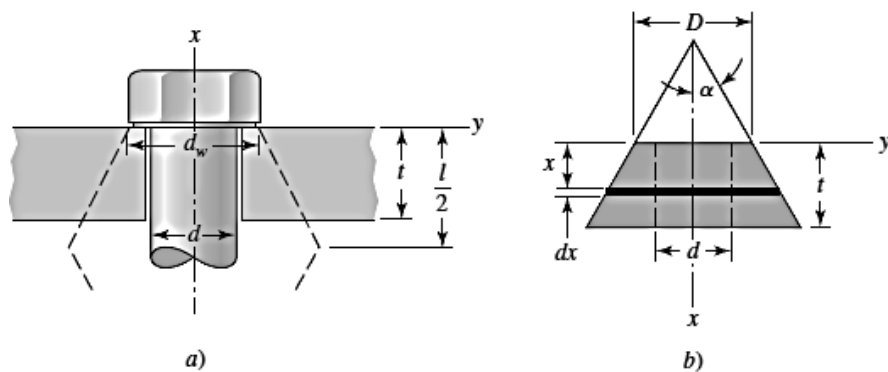
$k_b$ : Rigidez del sujetador.

E: módulo de Young.

t: Espesor de la arandela.

## II. Rigidez del elemento

Es la rigidez que tiene el material cuando se le comprime con pernos. Ver figura 2.13.



**Figura 2.13** Compresión de un elemento con las propiedades elásticas equivalentes [14]

$$k_m = \frac{0,577\pi E d}{\ln \frac{(1,155t + D - d)(D + d)}{(1,155t + D + d)(D - d)}} \quad (2.32)$$

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C(P/N)} \quad (2.33)$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (2.34)$$

$$F_i = 0,75F_p \quad (2.35)$$

$$F_p = A_t S_p \quad (2.36)$$

$$S_p = 0,85S_y \quad (2.37)$$

Donde

l: longitud de agarre.

E: módulo de Young.

n: Factor de carga

$C$ : Constante de rigidez entre el perno y el material

$F_i$ : Precarga utilizada en el perno

$F_p$ : Carga de prueba

$S_y$ : Fluencia del material

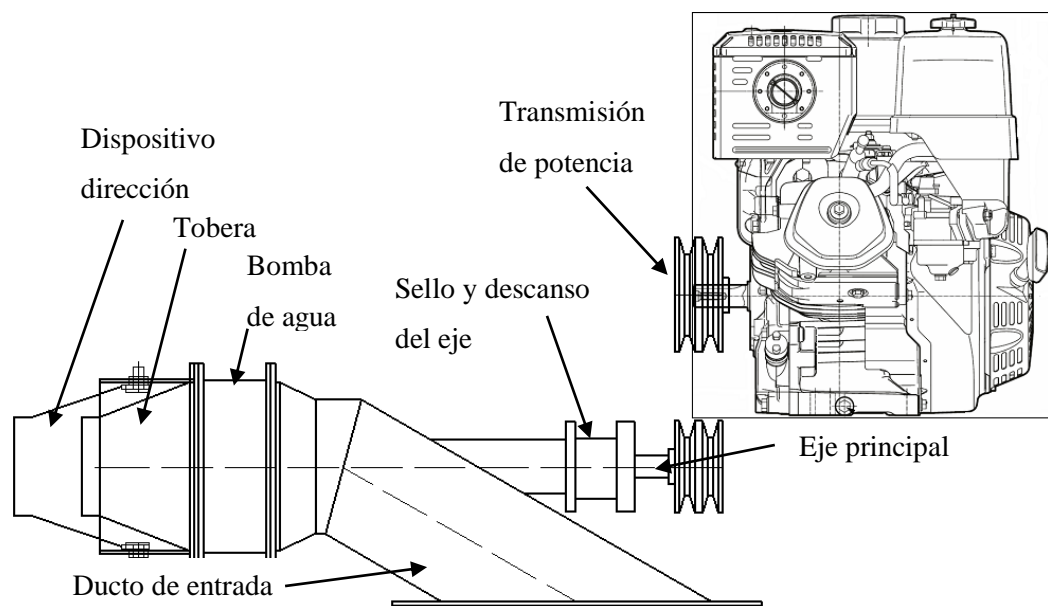
## CAPÍTULO III

### 3. DISEÑO DEL PROYECTO

#### 3.1 Selección de alternativas

##### 3.1.1 Descripción de la máquina

En la figura 3.1 se muestra un esquema con los componentes de un sistema de propulsión por chorro de agua.



**Figura 3.1** Esquema del propulsor por chorro de agua

Se puede obtener los siguientes elementos:

- a) Sistema de transmisión de potencia

Se encarga de transferir el movimiento de rotación y potencia al eje principal.

- b) Ducto de entrada

Es la tubería de succión de la bomba tiene una inclinación con respecto a la horizontal debe estar instalada en el interior de la canoa.

- c) Bomba de agua

Agrega energía al fluido mediante un motor y el sistema de transmisión de potencia.

d) Tobera

Aumenta la velocidad del fluido reduciendo la presión que tiene al salir de la bomba.

e) Eje principal

Contiene parte del sistema de transmisión de potencia y la bomba que realiza el empuje del fluido.

f) Sello y descanso del eje

Contiene los rodamientos de empuje los que resisten la fuerza de axial generada por la bomba además de evitar el ingreso de agua por el ducto que soporta la fuerza axial.

g) Dispositivo dirección

Dispositivo que cambia de dirección el flujo de agua para maniobrar la canoa se puede utilizar mecanismos para realizar el movimiento.

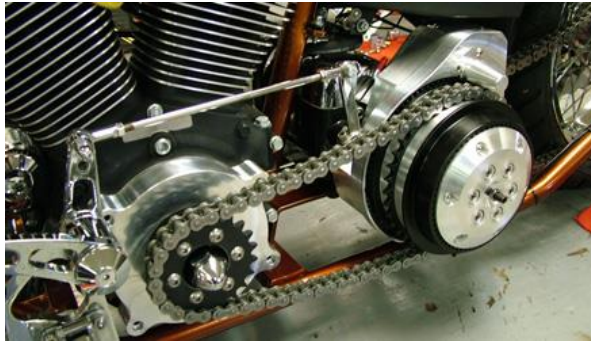
### **3.1.2 Selección del sistema de transmisión**

Los principales sistemas de transmisión son las de banda y cadena son los principales sistemas flexibles. Además se puede utilizar el sistema de transmisión por acoples flexibles. El sistema de transmisión debe ser de fácil adquisición, capacidad de transmisión, de costo no excesivo, mantenimiento no tan complicado.

#### **a) Alternativa 1: Transmisión por cadenas**

También es un sistema de transmisión de potencia flexible formado por eslabones unidos, con una longitud determinada que se acopla a ruedas dentadas llamadas catarinas, el costo de adquisición es elevado, requiere de un plan de mantenimiento periódico de la cadena y polea dentada.

Permite una transmisión constante de potencia, no tiene grandes pérdidas de la transmisión. El sistema es ruidoso, pero tiene una gran vida útil del sistema y puede impulsar varios ejes con la misma cadena (ver Figura 3-2).



**Figura 3.2** Transmisión por cadena [17].

**b) Alternativa 2: Transmisión por poleas y bandas**

Es un sistema de transmisión de potencia flexible, utiliza una banda tensionada entre poleas. El sistema no genera una gran cantidad de ruido, el costo relativamente bajo, fácil adquisición, la eficiencia de aproximadamente 90 a 96 % (ver Figura 3.3).

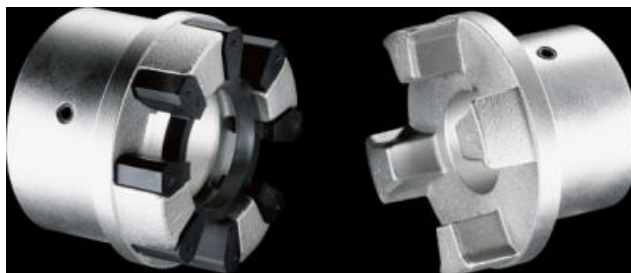
Instalación sencilla. No requiere de mantenimiento, necesita reemplazo de bandas.



**Figura 3.3** Poleas trapeciales [18].

**c) Alternativa 3: Transmisión por acoples flexibles**

Dispositivo utilizado para conectar dos ejes por sus extremos, para transmitir potencia. Además es capaz de tener flexibilidad axial, radial y angular cuando se produce un desalineamiento. Pero el sistema es costoso, con una transmisión uniforme (ver Figura 3.4).



**Figura 3.4** Acople de matrimonio [19].



### Criterio de evaluación

1 si el criterio de la fila es superior que de la columna.

0,5 si el criterio de la fila es equivalente a la columna.

0 si el criterio de la fila es inferior a la de la columna.

**Tabla 3-1** Criterio de evaluación de la transmisión.

CRITERIO	Eficiencia	Adquisición	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Eficiencia		0	0,5	1,5	0,250
Adquisición	1		1	3	0,500
Costo	0,5	0		1,5	0,250
			Suma	6	1

**Tabla 3-2** Evaluación de la eficiencia de transmisión.

Eficiencia	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0	1,5	0,250
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,417
Alternativa 3	1	0		2	0,333
			Suma	6	1

**Tabla 3-3** Evaluación de facilidad de adquisición de transmisión.

Adquisición	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0	1,5	0,300
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,500
Alternativa 3	0	0		1	0,200
			Suma	5	1

**Tabla 3-4** Evaluación del costo de transmisión.

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0	1,5	0,300
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,500
Alternativa 3	0	0		1	0,200
			Suma	5	1

**Tabla 3-5** Ponderación de selección del sistema de transmisión.

CRITERIO	Eficiencia	Adquisición	Costo	$\Sigma$	Prioridad
Alternativa 1	0,063	0,150	0,450	0,663	2
Alternativa 2	0,104	0,250	0,750	1,104	1
Alternativa 3	0,083	0,100	0,300	0,483	3

La alternativa 2 que es por medio de bandas y polea es adecuada por el costo, la eficiencia y facilidad de adquisición, además que ser más silencioso que la transmisión por cadenas.

### 3.1.3. Selección de la alternativa para los ductos

Las propiedades mecánicas del material establecen si el material es idóneo para los ductos.

**Fluencia.-** La resistencia que el material para deformarse elásticamente antes de la deformación plástica.

**Esfuerzo máximo.-** es la máxima cantidad de esfuerzo que puede soportar un material hasta que el material empieza a deformarse.

**Soldabilidad.-** capacidad que tienen los materiales para ser unidos de forma permanente mediante procesos de soldadura.

**Costo.-** El sistema debe ser accesible y no ser muy costoso en la fabricación de partes.

#### a) Alternativa 1: Acero al carbono

Acero al carbono tiene gran soldabilidad resistencia aceptable. Se puede soldar por diferentes métodos [20].

**Tabla 3-6** Propiedades del acero A36 [21].

<b>Fluencia (MPa)</b>	250 mín.
<b>Esfuerzo máximo(MPa)</b>	400 mín.-550 máx.
<b>Alargamiento %</b>	20
<b>Doblado 180°</b>	1-1/2e
<b>Punto de fusión</b>	1540 °C

**b) Alternativa 2: Acero inoxidable 304**

Los aceros inoxidables martensíticos y ferríticos son magnéticos además de tener una reducida capacidad para soldarse [20].

Los aceros inoxidables austeníticos tienen una gran soldabilidad, no magnéticos y son de la serie 300 o 200 AISI. La soldadura es costosa [20].

**Tabla 3-7** Propiedades del acero inoxidable 304 [21].

<b>Fluencia <math>kg/mm^2</math></b>	21(205,8 MPa)
<b>Resistencia mecánica <math>kg/mm^2</math></b>	53(519,4 MPa)
<b>Elongación %</b>	40
<b>Dureza</b>	90 Rockwell B
<b>Punto de fusión</b>	1400 – 1450 °C

**c) Alternativa 3: Plancha de aluminio**

Excelentes características para soldadura fuerte y al arco se puede utilizar el proceso de soldadura TIG, MIG o por puntos.

**Tabla 3-8** Propiedades del aluminio [21].

<b>Resistencia mecánica</b>	<b>% Elongación</b>	<b>Punto de fusión</b>
127-135 $kg/mm^2$	6.5-7.5	660 °C

**Criterio de evaluación**

1 si el criterio de la fila es superior que de la columna.

0,5 si el criterio de la fila es equivalente a la columna.

0 si el criterio de la fila es inferior a la de la columna.

**Tabla 3-9** Criterio de evaluación.

CRITERIO	Resistencia	Soldabilidad	Costo	$\sum+1$	Ponderación
Resistencia		0	0	1	0,133
Soldabilidad	1		1	3	0,400
Costo	1	0		2	0,267
			Suma	7,5	1

**Tabla 3-10** Ponderación de resistencia del material.

<b>Resistencia</b>	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	1	2	0,267
Alternativa 2	1		1	3	0,400
Alternativa 3	0,5	0		2,5	0,333
			Suma	7,5	1

**Tabla 3-11** Ponderación de soldabilidad del material.

<b>Soldabilidad</b>	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,429
Alternativa 2	1		1	3	0,429
Alternativa 3	0	0		1	0,143
					0,000

**Tabla 3-12** Ponderación de costo de material.

<b>Costo</b>	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,429
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,286
Alternativa 3	0	0	1	2	0,286
			Suma	7	1

**Tabla 3-13** Ponderación de selección del material.

<b>CRITERIO</b>	Resistencia	Disponibilidad	Costo	$\sum$	Prioridad
Alternativa 1	0,036	0,171	0,857	1,064	1
Alternativa 2	0,053	0,171	0,571	0,796	2
Alternativa 3	0,044	0,057	0,571	0,673	3

Se seleccionó el acero negro para el prototipo debido al costo y propiedades mecánicas.

#### 3.1.4. Selección de la alternativa para el eje

Dureza.- Propiedad que tiene la superficie de un material para resistir la deformación.

Maquinabilidad.- Propiedad de los materiales para la fabricación de piezas por arranque de viruta con reducido costo y dificultad.

**a) Alternativa 1: Acero inoxidable AISI 304**

**Tabla 3-14** Propiedades del acero inoxidable AISI 304 [21].

Dureza HB	249-278
Límite de fluencia	$225 N/mm^2$
Aplicaciones	Industrias alimenticias, azucarera, utensilios domésticos, farmacéutica y dental, etc.

**b) Alternativa 2: Acero AISI 1018**

**Tabla 3-15** Propiedades del acero AISI 1018 [21].

Dureza HRC	60
Límite de fluencia	$235 N/mm^2$
Aplicaciones	Levas, Uniones , Bujes, Pines, Pivotes, Pernos gado 3

**c) Alternativa 3 Acero AISI 4340**

**Tabla 3-16** Propiedades del acero AISI 4340 [21].

Dureza HB	240-380
Límite de fluencia	$225 N/mm^2$
Aplicaciones	Partes sometidas a altos esfuerzos, brazo de dirección, árbol de levas, barras de cardan etc.

**Criterio de evaluación**

1 si el criterio de la fila es superior que de la columna.

0,5 si el criterio de la fila es equivalente a la columna.

0 si el criterio de la fila es inferior a la de la columna.

**Tabla 3-17** Ponderación del criterio de evaluación.

CRITERIO	Resistencia	Disponibilidad	Maquinabilidad	Costo	$\sum+1$	Ponderación
Resistencia		0	0,5	0	1,5	0,150
Disponibilidad	1		1	1	4	0,400
Maquinabilidad	0,5	0		0	1,5	0,150
Costo	1	0	1		3	0,300
				Suma	10	1

**Tabla 3-18** Ponderación de la resistencia.

Resistencia	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	0,5	1,5	0,250
Alternativa 2	1		1	3	0,500
Alternativa 3	0,5	0		1,5	0,250
			Suma	6	1

**Tabla 3-19** Ponderación maquinabilidad del eje.

Maquinabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,500
Alternativa 2	0		1	2	0,333
Alternativa 3	0	0		1	0,167
			Suma	6	1

**Tabla 3-20** Ponderación de la disponibilidad de material.

Disponibilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,429
Alternativa 2	1		1	3	0,429
Alternativa 3	0	0		1	0,143
			Suma	7	1

**Tabla 3-21** Ponderación del costo del eje.

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,462
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,385
Alternativa 3	0	0		1	0,154
			Suma	6,5	1

**Tabla 3-22** Ponderación de selección del material del eje.

CRITERIO	Resistencia	Disponibilidad	Maquinabilidad	Costo	$\Sigma$	Prioridad
Alternativa 1	0,038	0,171	0,075	1,385	1,669	1
Alternativa 2	0,075	0,171	0,050	1,154	1,450	2
Alternativa 3	0,038	0,057	0,025	0,462	0,581	3

Se debe utilizar para la construcción del eje, la alternativa 1 que es de acero AISI 304.

### 3.1.5. Selección del tipo de soporte del eje

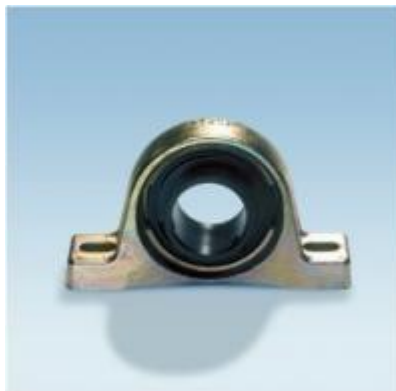
**Carga:** debe aceptar cargas tanto radial como axial debido a que es un sistema de empuje.

**Adaptabilidad para cojinetes:** debe tener la posibilidad de contener rodamientos de contacto angular o de rodillos.

**Instalación:** Debe ser de fácil instalación al igual que en desmontaje de rodamientos.

#### a) Alternativa 1: Chumacera

Es un alojamiento de hierro fundido que contiene al rodamiento, este tipo de soporte puede ser de piso o de pared pero contiene solo a rodamientos radiales los cuales no soportan cargas axiales.



**Figura 3.5** Chumacera [18].

#### b) Alternativa 2: Apoyo maquinado

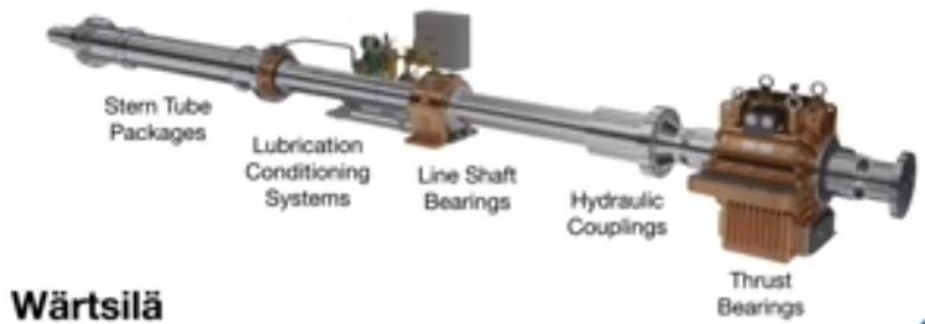
Se le puede maquinar a las dimensiones del rodamiento necesario puedes ser este rodamiento de bolas de contacto angular o de rodillos cónicos estos ultimo soportan mayores cargas.



**Figura 3.6** Alojamiento o apoyo maquinado para rodamientos.

**c) Alternativa 3: Soportes para hélices de embarcaciones**

El sistema es costoso y son de mayores dimensiones para embarcaciones de hélice en la parte posterior, además contienen un gran número de partes para lograr el sellado y la facilidad de rotación como se muestra en la Figura 3-6.



**Figura 3.7** Sellado para ejes de buques de hélice [22]

**Criterio de evaluación**

1 si el criterio de la fila es superior que de la columna.

0,5 si el criterio de la fila es equivalente a la columna.

0 si el criterio de la fila es inferior a la de la columna.

**Tabla 3-23** Ponderación del criterio de evaluación.

CRITERIO	Resistencia	Adaptabilidad para cojinetes	Instalación	Costo	$\sum+1$	Ponderación
Resistencia		0	0	0	1	0,095
Adaptabilidad para cojinetes	1		1	0,5	3,5	0,333
Instalación	1	0,5		0	2,5	0,238
Costo	1	0,5	1		3,5	0,333
				Suma	10,5	1,000



**Tabla 3-24** Ponderación de la resistencia.

Resistencia	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,182
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,364
Alternativa 3	1	0,5		2,5	0,455
			Suma	5,5	1

**Tabla 3-25** Ponderación de adaptabilidad para cojinetes.

Adaptabilidad para cojinetes	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,182
Alternativa 2	0		0,5	1,5	0,273
Alternativa 3	1	1		3	0,545
			Suma	5,5	1

**Tabla 3-26** Ponderación de instalación.

Instalación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,200
Alternativa 2	0		0	1	0,200
Alternativa 3	1	1		3	0,600
			Suma	5	1

**Tabla 3-27** Ponderación del costo del soporte.

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0,167
Alternativa 2	1		0,5	2,5	0,417
Alternativa 3	1	0,5		2,5	0,417
			Suma	6	1

**Tabla 3-28** Ponderación de selección del soporte.

CRITERIO	Resistencia	Adaptabilidad para cojinetes	Instalación	Costo	$\Sigma$	Prioridad
Alternativa 1	0,017	0,061	0,048	0,583	0,709	1
Alternativa 2	0,035	0,091	0,048	1,458	1,631	2
Alternativa 3	0,043	0,182	0,143	1,458	1,826	3

La prioridad es la alternativa 3 que es un soporte maquinado para alojar al rodamiento debido a que las chumaceras son para rodamientos de tipo radial es decir no tienen capacidad de resistir carga axial.

### **3.1.6. Selección del sistema de sellado**

Estanqueidad: debe evitar fugas del fluido a contener o evitar que ingrese impurezas al lugar que será instalado.

Instalación: Fácil instalación del sistema de sellado el requerimiento de que no requiera de demasiados implementos para instalar.

Costo: bajo costo de adquisición y que se pueda encontrar con facilidad.

#### **a) Alternativa 1: Sello mecánico**

El sistema puede ser de tipo cartucho o de resorte su costo es elevado, de difícil adquisición, el sello mecánico tipo cartucho no requiere de alojamiento maquinado pero el de resortes requiere de alojamiento y tapas, el mantenimiento es el cambio del sello mecánico por completo.

Buena estanquidad del sistema.



**Figura 3.8** Sello mecánico tipo cartucho [23].

#### **b) Alternativa 2: Retenedor**

Este sistema de sellado es el más común, de bajo costo y de fácil adquisición requiere del alojamiento maquinado puede ser de tipo radial axial, el mantenimiento del sistema es por medio del reemplazo del retenedor. Buena estanquidad si está a medida del eje.



**Figura 3.9** Retenedores de doble labio [24].

**c) Alternativa 3: O ring**

Es más barato, fácil adquisición requiere que el alojamiento sea maquinado a la medida del o-ring, se fabrica de diferentes materiales y abarca un rango amplio de aplicaciones tanto estáticas como dinámicas. El mantenimiento del sistema es el reemplazo.



**Figura 3.10** O ring [24]

**Criterio de evaluación**

1 si el criterio de la fila es superior que de la columna

0,5 si el criterio de la fila es equivalente a la columna

0 si el criterio de la fila es inferior a la de la columna

**Tabla 3-29** Ponderación del criterio de evaluación para el sello

<b>CRITERIO</b>	<b>Estanqueidad</b>	<b>Instalación</b>	<b>Costo</b>	$\Sigma+1$	<b>Ponderación</b>
Estanqueidad		0	0,5	1,5	0,250
Instalación	1		1	3	0,500
Costo	0,5	0		1,5	0,250
			Suma	6	1

**Tabla 3-30** Ponderación de la estanqueidad del sello

Estanqueidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0	1,5	0,250
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,417
Alternativa 3	1	0		2	0,333
			Suma	6	1

**Tabla 3-31** Ponderación de la instalación del sello

Instalación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0	1,5	0,300
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,500
Alternativa 3	0	0		1	0,200
			Suma	5	1

**Tabla 3-32** Ponderación del costo del sello

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0	1,5	0,300
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,500
Alternativa 3	0	0		1	0,200
			Suma	5	1

**Tabla 3-33** Ponderación de selección del sello

CRITERIO	Resistencia	Disponibilidad	Costo	$\Sigma$	Prioridad
Alternativa 1	0,063	0,150	0,450	0,663	2
Alternativa 2	0,104	0,250	0,750	1,104	1
Alternativa 3	0,083	0,100	0,300	0,483	3

El tipo de sellado seleccionado es mediante retenedores por la facilidad de adquisición, costo relativamente bajo y buena estanquidad del sistema.

### 3.2 Determinación de las condiciones de trabajo del prototipo de un propulsor por chorro de agua.

#### 3.2.1 Cálculo del peso estimado a transportar

Al ser un prototipo se asume que la embarcación viajara a una velocidad de 15 nudos (27,78 km/h o 7,72 m/s) el peso aproximado que debe transportar se describe en la tabla 3-34

**Tabla 3-34** Sumatoria del peso a transportar

Descripción	Cantidad	Peso (kg)/Unid.	Subtotal (kg)
Personas	6	75	450
Canoa	1	204,53	204,53
Sistema	1	26	26
Motor	1	31,7	31,7
<b>Total</b>			<b>712,23</b>

El peso a transportar  $\Delta$  es de 712,23 kg.

#### 3.2.2 Cálculo del empuje neto

Con la ecuación (2.7) y el Anexo A-1 se obtiene el valor de la relación  $R_t$ .

$$\frac{R_t}{\Delta} = 0,07$$

$$R_t = 0,07\Delta$$

$$R_t = 0,07(712,23kg)$$

$$R_t = 49,856 kg$$

El empuje requerido se lo encuentra con la ecuación (2.6)

Donde  $t$  se toma del anexo A-2 considerando que es una canoa rápida de semi-planeo.

$$t = 0,05$$

$$T = \frac{49,856 \text{ kg}}{1 - 0,05}$$

$$T = 52,48 \text{ kg}$$

### 3.2.3 Cálculo de velocidades del sistema

Se toma una entrada al ras y para el diámetro del ducto de entrada se toma valores desde 0,10 m hasta 0,30 m con incrementos de 0.01 y que la tobera será de un 70% del diámetro de entrada.

Utilizando la ecuación 2.7 y 2.6 se obtiene:

$$T_N = \rho \frac{\pi D_j^2}{4} V_j (V_j - (1 - w)V_s) \quad (3.1)$$

Para realizar la interacción se agrupa términos y deja la ecuación (3.1) como una ecuación de segundo grado y reemplazando valores se consigue:

Por lo tanto:

$w = 0,02$  Anexo A-2

$$V_j^2 - 7,566V_j - \frac{2,057}{\pi(0,7D_i)^2} = 0 \quad (3.2)$$

Para la velocidad de entrada sabiendo que el caudal  $Q = \frac{\pi D_i^2}{4} V_i$  de entrada debe ser igual al caudal de salida se tiene:

$$\frac{\pi D_i^2}{4} V_i = \frac{\pi D_j^2}{4} V_j \quad (3.3)$$

Sabiendo que  $D_j = 0,7D_i$  se reemplaza en la ecuación (3.3) se tiene:

$$V_i = 0,49V_j \quad (3.4)$$

Para la eficiencia del jet se utiliza la ecuación (2.14), con valores de:

$\zeta =$  Factor de pérdidas se asume de 0,25 [7].

De las ecuaciones (3.2), (3.4), (2.14) los cuales se obtienen la Tabla 3-35 mostrando las velocidades de entrada y salida del agua, también el caudal y eficiencia del jet.

**Tabla 3-35** Valores de velocidades y diámetro por interacción

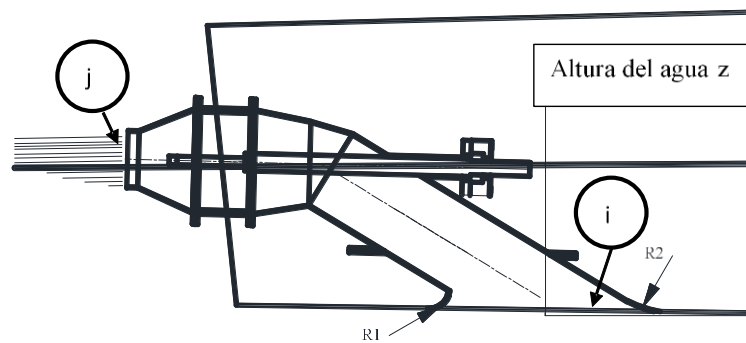
<b>Diámetro de entrada (m)</b>	<b>Diámetro de tobera (m)</b>	<b>Vj (m/s)</b>	<b>Vi (m/s)</b>	<b>Q (m<sup>3</sup>/s)</b>	<b>Eficiencia del jet</b>
0,10	0,050	15,946	7,814	0,0614	0,6424
0,11	0,055	14,952	7,326	0,0696	0,6709
0,12	0,060	14,132	6,925	0,0783	0,6962
0,13	0,065	13,446	6,589	0,0875	0,7188
0,14	0,070	12,865	6,304	0,0970	0,7391
0,15	0,075	12,368	6,060	0,1071	0,7573
0,16	0,080	11,938	5,850	0,1176	0,7738
0,17	0,085	11,564	5,666	0,1286	0,7887
0,18	0,090	11,236	5,506	0,1401	0,8022
0,19	0,095	10,947	5,364	0,1521	0,8143
0,20	0,100	10,691	5,239	0,1646	0,8253
0,21	0,105	10,462	5,126	0,1775	0,8352
0,22	0,110	10,257	5,026	0,1911	0,8441
0,23	0,115	10,073	4,936	0,2051	0,8522
0,24	0,120	9,907	4,854	0,2196	0,8593
0,25	0,125	9,757	4,781	0,2347	0,8666
0,26	0,130	9,620	4,714	0,2503	0,8734
0,27	0,135	9,496	4,653	0,2664	0,8796
0,28	0,140	9,382	4,597	0,2831	0,8854
0,29	0,145	9,278	4,546	0,3003	0,8907
0,30	0,150	9,183	4,500	0,3181	0,8956

De la tabla 3-35 se eligió el diámetro de 0,15 m debido a que su eficiencia es de un 75,73% es aceptable para el sistema con los datos obtenidos en la tabla se puede realizar el balance de energía y calcular la capacidad que debería tener la bomba.

Para el ángulo de inclinación del ducto de entrada se tomara el valor de 30° que está entre 15° y 40° los valores recomendados.

### 3.2.4 Cálculo de presiones y velocidades del sistema por tramos

De acuerdo con la ecuación de energía de Bernoulli del sistema completo.

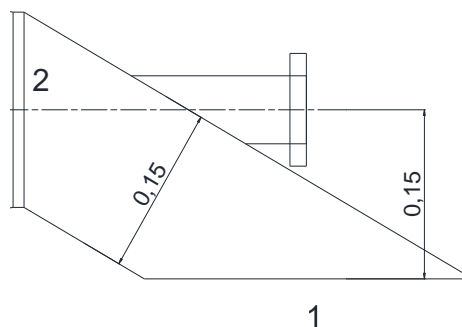


**Figura 3.11** Esquema del propulsor

$$\frac{P_i}{\gamma} + \frac{V_i^2}{2g} = \frac{P_j}{\gamma} + \frac{V_j^2}{2g} + h_f + h_L + z \quad (3.5)$$

Al no conocer todas las pérdidas producidas ni los cambios de presión se realiza el análisis por secciones.

De la figura 3-11 se toma la sección desde la entrada hasta la curvatura del ducto se la utiliza como el análisis de 1 a 2 ver figura 3.12.



**Figura 3.12** Ducto de entrada del fluido



Ecuación de 1-2

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{V_2^2}{2g} - f \frac{l}{D} \frac{V_1^2}{2g} + \frac{V_1^2}{2g} - z - K_B \frac{V_1^2}{2g} \quad (3.6)$$

La longitud de la tubería es de 0,6 m considerando el anclaje de la canoa.

Desde 1 para anclar el sistema se aumentara 6 cm de la altura del fondo hasta el eje, asumiendo que el fondo de la canoa se hunde un máximo de 18 cm se tiene una presión de:

$$P_1 = h * \rho * \frac{g}{1000} \quad (3.7)$$

Donde

h= altura máxima del agua 0,2 m medido en la canoa

$\rho$ = densidad del agua  $1000 \text{ kg/m}^3$

g= gravedad  $9,8 \text{ m/s}^2$

$$P_1 = 0,2 * 1000 * 9,8/1000$$

$$P_1 = 1,96 \text{ kPa}$$

### Factor de fricción

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3,7D/\epsilon} + \frac{5,7}{N_R^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (3.8)$$

Rugosidad relativa del acero  $\epsilon = 4,60 * 10^{-5} \text{ m}$  Anexo A -3.

### Numero de Reynolds

$$N_R = \frac{V_1 * D}{\nu} \quad (3.9)$$

Viscosidad cinemática del agua  $\nu = 8,94 * 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$  Anexo A -4

$$N_R = \frac{6,06 * (0,15)}{8,94 * 10^{-7}}$$

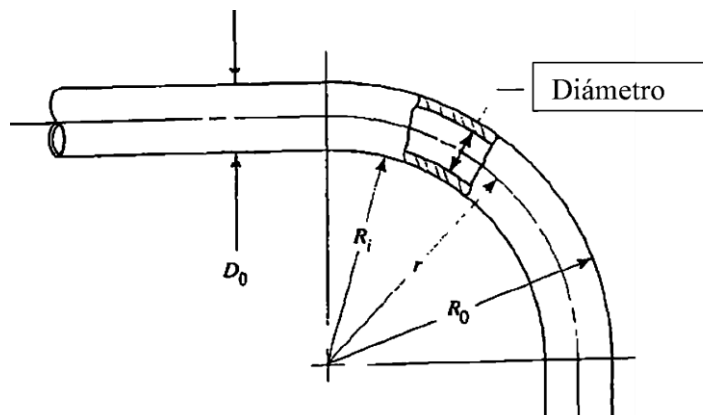
$$N_R = 1016778,52$$

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{1}{(3,7(0,15))/(4,6 \times 10^{-5})} + \frac{5,7}{1016778,52^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0,0158$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} - f \frac{l}{D} \frac{V_1^2}{2g} - z - K_B \frac{V_1^2}{2g} \quad (3.10)$$

Para el cambio de dirección del fluido se tomó como si fuese una tubería doblada a 30° que en revoluciones es 0,0833 rev. Y se multiplica por 4 que es el número de ángulos de 90° que tiene una revolución se utiliza la ecuación para ángulos distintos a 90° de [10].



**Figura 3.13** Esquema de curvatura de un tubo [10].

$$n = 0,0833 \times 4 = 0,333$$

$$R_0 = 150 \text{ mm}$$

$$r = R_0 - \frac{D_0}{2} \quad (3.11)$$

$$r = 155 - \frac{155}{2}$$

$$r = 77,5 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{D} = \frac{77,5}{150} = 0,517$$

Para 90° se obtiene del anexo A-5:

$$\frac{L_e}{D} = 26$$

$$K = f \left( \frac{L_e}{D} \right) \quad (3.12)$$

$$K = 0,0158(26) = 0,4108$$

$$K_B = (n - 1) \left[ 0,25\pi f \left( \frac{r}{D} \right) + 0,5K \right] + K \quad (3.13)$$

$$K_B = (0,333 - 1) [0,25\pi(0,0158)(0,517) + 0,5(0,4108)] + 0,4108$$

$$K_B = (-0,667) [0,2118] + 0,4108$$

$$K_B = 0,2695$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{1,96 \text{ kPa}}{9,8 \text{ kN}} - (0,0158) \frac{0,6}{0,15} \frac{(6,06)^2}{2(9,8)} - 0,21 - 0,2695 \frac{(6,06)^2}{2(9,8)}$$

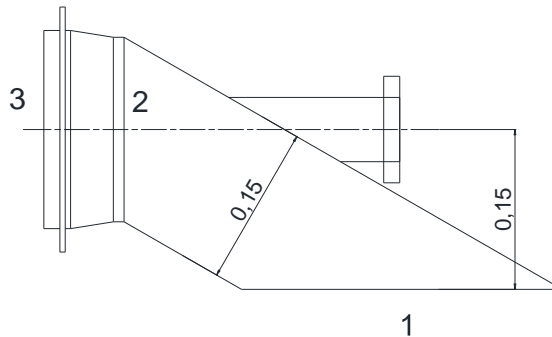
$$\frac{P_2}{\gamma} = 0,2 - 0,1184 - 0,21 - 0,5049$$

$$P_2 = \gamma(-0,6333 \text{ m})$$

$$P_2 = 9,8 \text{ kN/m}^3 (-0,6333 \text{ m})$$

$$P_2 = -6,206 \text{ kPa}$$

En la Figura 3.14 muestra el cambio de sección de la entrada de un diámetro menor a un diámetro mayor del punto 2 al 3.



**Figura 3.14** Cambio de sección y Entrada a la Bomba

Ecuación de 2.3

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + h_l \quad (3.14)$$

Se despeja  $P_3$

$$P_3 = \gamma \left( \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_3^2}{2g} - h_l \right) \quad (3.15)$$

$$Q_3 = Q_2 = Q_1 = 0,1071 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_3 = A_3 V_3 \quad (3.16)$$

$$V_3 = Q_3 / A_3 \quad \text{donde } A_3 = \pi D^2 / 4$$

$$V_3 = (0,1071) / (\pi(0,181)^2 / 4)$$

$$V_3 = 4,162 \text{ m/s}$$

$$\frac{D_3}{D_2} = \frac{181}{150} = 1,21$$

$$K = 0,26 \text{ Anexo A - 6}$$

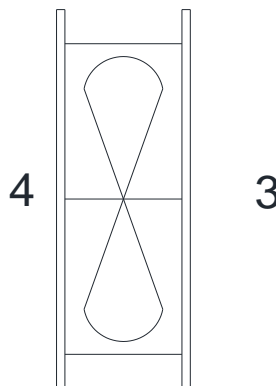
$$P_3 = 9,8 \left( \frac{-6,206}{9,8} + \frac{6,06^2 - 4,162^2}{2(9,8)} - 0,26 \left( \frac{4,162^2}{2(9,8)} \right) \right)$$

$$P_3 = 9,8(-0,6333 + 0,9899 - 0,2298)$$

$$P_3 = 9,8(0,1268) \text{ kPa}$$

$$P_3 = 1,2426 \text{ kPa}$$

En la Figura 3.15 se tiene la bomba de flujo axial el cual se necesita la altura de cabeza.



**Figura 3.15** Entrada y salida del fluido a la bomba

Ecuación 3.4

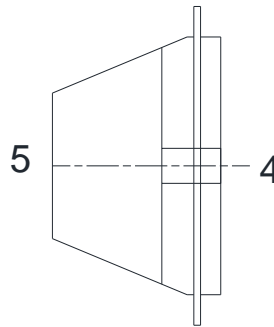
$$\frac{P_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + H = \frac{P_4}{\gamma} + \frac{V_4^2}{2g} \quad (3.17)$$

$$V_3 = V_4 \text{ por tener mismo diámetro}$$

Despejando H de la ecuación 3.17 y reemplazando valores se tiene:

$$H = \frac{P_4 - 1,2426}{9,8} \quad (3.18)$$

La entrada a la tobera es de 4 a 5 como se muestra en la Figura 3.16 y es después de que sale de la bomba.



**Figura 3.16** Entrada y salida del fluido en la tobera

Ecuación 4-5

$$\frac{P_4}{\gamma} + \frac{V_4^2}{2g} - h_l = \frac{P_5}{\gamma} + \frac{V_5^2}{2g} \quad (3.19)$$

$$V_4 = V_3 = 4,162 \text{ m/s} : P_5 = 0$$

$$V_5 = V_j = 12,368 \text{ m/s}$$

Perdida por contracción

$$h_l = K \frac{V_5^2}{2g} \quad (3.20)$$

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{181}{105} = 1,724$$

De la Anexo A-7 se determina el coeficiente de resistencia, con la relación de diámetros encontrado anteriormente.

Anexo A-7  $K = 0,04$

$$\frac{P_4}{\gamma} = \frac{12,368^2 - 4,162^2}{2(9,8)} + 0,04 \frac{12,368^2}{2(9,8)}$$

$$P_4 = 9,8(6,921 + 0,312)$$

$$P_4 = 70,883 \text{ kPa}$$

De la ecuación (3.18) se tiene

$$H = \frac{70,883 - 1,2426}{9,8}$$

$$H = 7,11 \text{ m}$$

Cálculo de la potencia proporciona la bomba al agua.

$$P_A = H\gamma Q \quad (3.21)$$

$$P_A = 7,11 \text{ m}(9,8 \text{ kN/m}^3)(0,1071 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$P_A = 7,463 \text{ kW}$$

Potencia del motor (hp) se usa la ecuación (2.8)

$$P = \frac{7,463 \text{ kW}}{0,86 \times 0,746}$$

$$P = 11,63 \text{ hp}$$

Por lo que se usa un motor GX 390 de 11,7 hp de potencia neta.

El cabezal neto de succión positivo disponible  $NPSH_D$  con la ecuación (2.9)

$$h_{sp} = \frac{P_1 + 101,325 \text{ kPa}}{\gamma} \quad (3.22)$$

Para calcular  $h_{vp}$  se utilizó tablas termodinámicas para encontrar el valor de  $(3,169 \text{ kPa}/\gamma)$ .

$$NPSH_D = \frac{1,96 + 101,325 \text{ kPa}}{9,8} - 0,21 - (0,1184) - \frac{3,169 \text{ kPa}}{9,8}$$

$$NPSH_D = 10,539 - 0,21 - 0,1184 - 0,3234$$

$$NPSH_D = 9,89 \text{ m}$$

Velocidad específica  $N_s$  de una bomba de hélice es más elevada que para bombas centrífugas con un rango de 200 a 300 como máximo se usa ecuación (2.10).

$$H = 7,11 \text{ m}$$

$$N = \frac{N_s H^{3/4}}{\sqrt{Q}} \quad (3.23)$$

Con  $N_s = 180$

$$N = \frac{200(7,11)^{3/4}}{\sqrt{0,1071}} = 2660,95RPM$$

Con  $N_s = 300$

$$N = \frac{300(7,11)^{3/4}}{\sqrt{0,1071}} = 3991,43 RPM$$

Se redondea a un valor superior la velocidad de rotación.

Con lo cual se puede utilizar un rango de RPM de 2660 a 4000 pero con una mayor velocidad se puede presentar cavitación y reducción de la eficiencia de la bomba, por lo que se utilizó una velocidad de rotación de 4000 RPM.

Se calcula el  $N_s$ :

$$N_s = \frac{4000\sqrt{0,1071}}{(7,11)^{3/4}} = 300$$

Velocidad especifica de succión con la ecuación (2.11).

$$N_{ss} = \frac{N\sqrt{Q}}{NPSH^{3/4}}$$

$$N_{ss} = \frac{4000\sqrt{0,1071}}{(9,89)^{3/4}}$$

$$N_{ss} = 235,26$$

**Tabla 3-36** Tabla de resumen

Diámetro de entrada	0,15 m
Diámetro de salida	0,105m
Velocidad de entrada	12,368 m/s
Velocidad de salida	6,060 m/s
Potencia neta del motor	11,7 hp
Cabezal neto de la bomba	7,11 m
Velocidad de rotación	2700 a 4000 rpm
NPSHD	9,89 m

### 3.2.5 Cálculo y selección de componentes

#### 3.2.5.1 Cálculo del espesor de tubería

Para el espesor mínimo de pared de tubería se usa la ecuación (2.1).

La presión máxima de la tubería es la presión  $P_4$

D: 181mm

$t_c = 1$ mm asumido espesor por corrosión

$P = 70,883$  kPa

$S = 250$  MPa Límite de fluencia del acero

$e = 100\% = 1$  eficiencia de la soldadura

$$t = \frac{(0,070883)(181)}{2(250/1,5) \cdot 1} + 1$$

$$t = 1,04 \text{ mm}$$

El espesor mínimo calculado es de 1,04 mm pero por seguridad se utilizará el espesor de 2,5 mm debido a que se usa en parte de forma estructural y se soldara con una brida de 5 mm de espesor.

#### 3.2.5.2 Cálculo del sistema de transmisión de potencia

##### a) Potencia de diseño $P_d$

Se asume una relación de transmisión de 1,25

Potencia neta del motor 11,7 HP

$$P_d = P_m \times k_s \quad (3.24)$$

Factor de servicio para motores de combustión: de un cilindro es  $k_s = 1.3$  Anexo A-9 para funcionamiento normal de 8 a 10 horas y motores sobre los 10 hp [25].

$$P_d = 15,21 \text{ HP}$$

##### b) Velocidad periférica de la banda

$$V_b = \frac{\pi DN}{12} \quad (3.25)$$



$$V = \pi \frac{5 \text{ pulg}(3600\text{rpm})}{(12 \text{ pulg})}$$

$$V_{max} = 4712,39 \text{ pies/min}$$

$$V_{max} = 23,939 \text{ m/s}$$

$$V = \pi \frac{5 \text{ pulg}(2500\text{rpm})}{(12 \text{ pulg})}$$

$$V_{min} = 3272,492 \text{ pies/min}$$

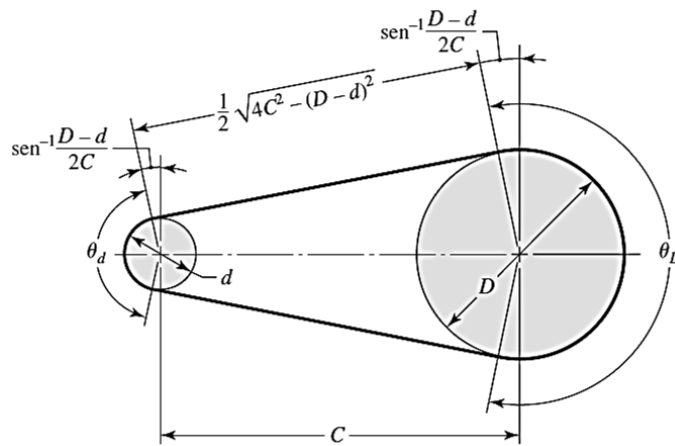
$$V_{min} = 16,624 \text{ m/s}$$

Longitud de paso de la banda

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D + d)}{2} + \frac{(D - d)}{4C} \quad (3.26)$$

### c) Distancia entre centros $C$

De la siguiente figura se obtiene las ecuaciones de la distancia entre centros y los ángulos de contacto de la banda.



**Figura 3.17** Ángulos de contacto de la banda [14]

La distancia entre centros según [14] es igual a:

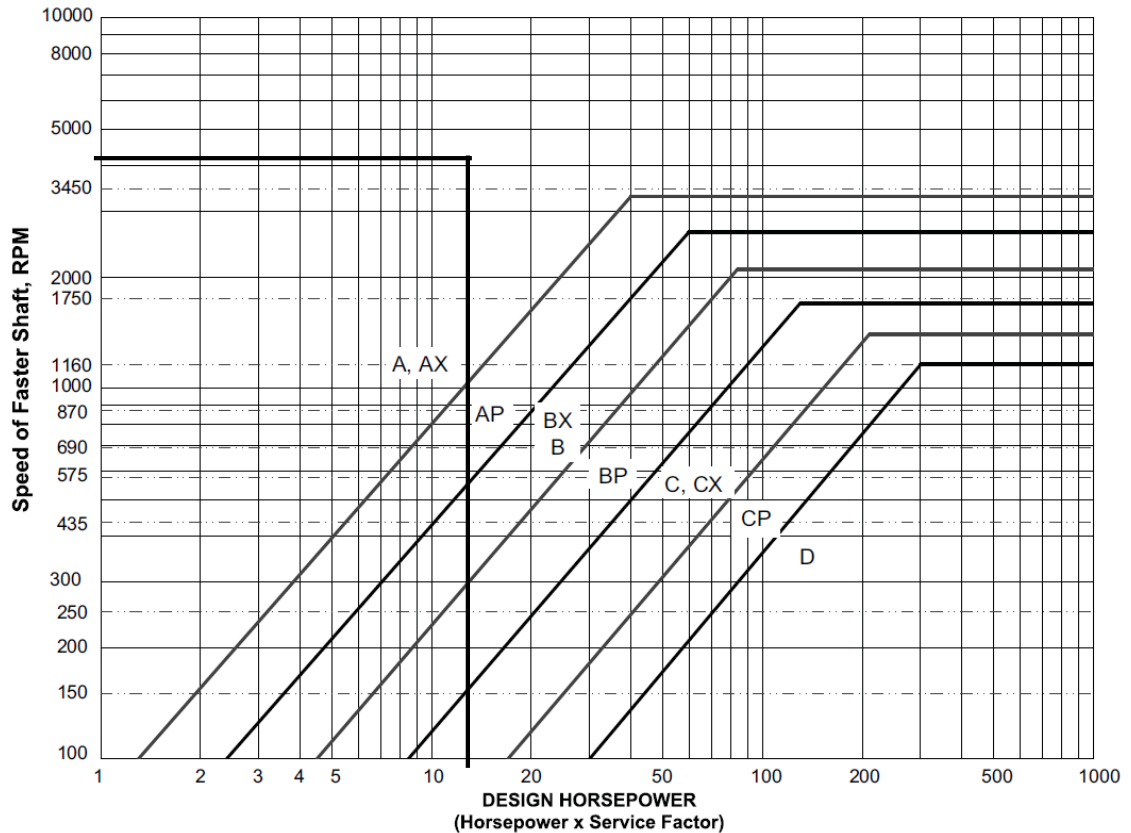
$$D > C \leq 3(D + d) \quad (3.27)$$

$$C = 0,25 \left\{ \left[ L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[ L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\} \quad (3.28)$$

$$\theta_D = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D - d}{2C} \quad (3.29)$$

$$\theta_d = \pi + 2 \sin^{-1} \frac{D - d}{2C} \quad (3.30)$$

En la figura 3.18 se presenta las bandas clásicas en función de la potencia de diseño.



**Figura 3.18** Bandas clásicas en función de la potencia de diseño [25]

En base al gráfico el tipo de banda para el sistema es A o AX.

Se usa la ecuación (3.27) para la distancia entre centros.

$$5 \text{ pulg} \geq C \leq 27 \text{ pulg}$$

Se tomó una distancia entre centros de  $C = 7 \text{ pulg}$  que está en el intervalo posible.

$$L_p = 2(7) + \frac{\pi(5 + 4)}{2} + \frac{(5 - 4)}{4(7)}$$

$$L_p = 28,17 \text{ pulg}$$

$$\text{Diámetro int. de la banda} = 28,17 - 1,3$$

$$\text{Diámetro int. de la banda} = 26,87 \approx 28 \text{ pulg}$$

$$L_p = 28 + 1,3 = 29,3 \text{ pulg}$$

$$C = 0,25 \left\{ \left[ 29,3 - \frac{\pi}{2}(5 + 4) \right] + \sqrt{\left[ 29,3 - \frac{\pi}{2}(5 + 4) \right]^2 - 2(5 - 4)^2} \right\}$$

$$C = 0,25 \left\{ [15,163] + \sqrt{[15,163]^2 - 2(1)^2} \right\}$$

$$C = 7,56 \text{ pulg}$$

Ángulos de contacto de la banda con la polea mayor y menor con las ecuaciones (3.29) y (3.30) respectivamente

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{5 - 4}{2(7,56)}$$

$$\theta_d = 3,009 \text{ rad} = 172,416^\circ$$

$$\theta_d = \phi = 3,009 \text{ rad}$$

$$\theta_D = \pi + 2 \sin^{-1} \frac{5 - 4}{2(7,56)}$$

$$\theta_D = 3,27396 \text{ rad} = 187,584^\circ$$

De la tabla 3-37 se obtiene el factor de corrección  $K_1$  para calcular la potencia que soporta cada banda.

**Tabla 3-37** Factor de corrección  $K_1$  [14]

$\frac{D - d}{C}$	$\theta, \text{ Grados}$	$K_1$	
		VV	Plana en V
0	180	1	0,75
0,1	174,3	0,99	0,76
0,2	166,5	0,97	0,78
0,3	162,7	0,96	0,79
0,4	156,9	0,94	0,8
0,5	151	0,93	0,81
0,6	145,1	0,91	0,83
0,7	139	0,89	0,84
0,8	132,8	0,87	0,85
0,9	126,5	0,85	0,85
1	120	0,82	0,82
1,1	113,3	0,8	0,8
1,2	106,3	0,77	0,77
1,3	98,9	0,73	0,73

1,4	91,1	0,7	0,7
1,5	82,8	0,65	0,65

Interpolando de la tabla 3-37. Se tiene que el valor del factor de corrección  $K_1$  es 0,985

El valor ( $K_2$ ) para una banda A de longitud de banda de 28 pulg es 0,85 que se la obtuvo de la tabla 3-38.

**Tabla 3-38** Factor de longitud de la banda  $K_2$  [14]

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0,85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0,9	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0,95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1,05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1,1	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1,15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1,2		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

Al conocer los diámetros de las poleas y el coeficiente de transmisión del sistema que es de 1,25. La velocidad del eje más rápido a la potencia neta del motor es de 4500 RPM.

Del catálogo de bandas Gates se obtiene la tabla 3-39 de potencia por banda y el incremento por relación de transmisión [25].

Tabla 3-39 Potencia por cada banda AX (ranurada) [25]

RPM of Faster Shaft	Basic Horsepower per Belt for Small Sheave Datum Diameter																				Additional Horsepower										
	2.20	2.40	2.60	2.80	3.00	3.20	3.40	3.60	3.80	4.00	4.20	4.40	4.60	4.80	5.00	5.20	5.40	5.60	5.80	6.00	6.20	6.40	6.60	7.00	1.00	1.03	1.08	1.14	1.22		
950	1.07	1.28	1.48	1.68	1.88	2.08	2.27	2.46	2.65	2.84	3.03	3.21	3.40	3.58	3.78	3.94	4.11	4.29	4.46	4.64	4.81	4.98	5.15	5.48	0.00	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	
1160	1.20	1.45	1.68	1.92	2.16	2.38	2.62	2.84	3.07	3.29	3.50	3.72	3.94	4.15	4.38	4.57	4.77	4.98	5.18	5.38	5.58	5.78	5.97	6.36	1160	0.00	0.00	0.05	0.10	0.15	0.19
1425	1.35	1.64	1.92	2.20	2.47	2.75	3.02	3.28	3.54	3.80	4.06	4.31	4.56	4.81	5.05	5.29	5.53	5.77	6.00	6.23	6.46	6.69	6.91	7.35	1425	0.00	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24
1750	1.50	1.84	2.17	2.50	2.82	3.14	3.45	3.76	4.07	4.37	4.67	4.96	5.25	5.53	5.81	6.09	6.36	6.63	6.90	7.16	7.42	7.68	7.93	8.42	1750	0.00	0.00	0.07	0.15	0.22	0.29
2850	1.79	2.28	2.76	3.23	3.68	4.14	4.57	5.00	5.42	5.83	6.23	6.62	7.00	7.36	7.72	8.07	8.41	8.74	9.05	9.36	9.65	9.94	10.2	10.7	2850	0.00	0.00	0.12	0.24	0.36	0.48
3450	1.84	2.40	2.94	3.47	3.99	4.49	4.97	5.44	5.90	6.34	6.77	7.18	7.58	7.96	8.32	8.67	9.00	9.32	9.62	9.90	10.2	10.4	10.7	11.2	3450	0.00	0.00	0.14	0.29	0.43	0.58
200	0.36	0.41	0.47	0.52	0.58	0.63	0.68	0.73	0.78	0.83	0.89	0.94	0.99	1.04	1.08	1.13	1.18	1.23	1.28	1.33	1.38	1.42	1.47	1.57	200	0.00	0.00	0.01	0.02	0.03	0.03
400	0.60	0.70	0.80	0.90	0.99	1.09	1.18	1.27	1.37	1.46	1.55	1.64	1.73	1.82	1.91	2.00	2.09	2.18	2.26	2.35	2.44	2.52	2.61	2.78	400	0.00	0.00	0.02	0.03	0.05	0.07
600	0.80	0.94	1.07	1.21	1.35	1.48	1.61	1.75	1.88	2.01	2.13	2.26	2.39	2.51	2.64	2.78	2.89	3.01	3.13	3.25	3.37	3.49	3.61	3.84	600	0.00	0.00	0.03	0.05	0.08	0.10
800	0.96	1.14	1.32	1.49	1.66	1.83	2.00	2.17	2.33	2.50	2.66	2.82	2.98	3.14	3.30	3.45	3.61	3.76	3.92	4.07	4.22	4.37	4.52	4.81	800	0.00	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13
1000	1.10	1.32	1.53	1.74	1.95	2.15	2.35	2.56	2.75	2.95	3.14	3.34	3.53	3.72	3.91	4.09	4.28	4.46	4.64	4.82	5.00	5.18	5.35	5.70	1000	0.00	0.00	0.04	0.08	0.13	0.17
1200	1.23	1.48	1.72	1.97	2.21	2.44	2.68	2.91	3.14	3.37	3.59	3.81	4.03	4.25	4.47	4.68	4.89	5.10	5.31	5.51	5.72	5.92	6.12	6.51	1200	0.00	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20
1400	1.34	1.62	1.90	2.17	2.45	2.71	2.98	3.24	3.50	3.75	4.01	4.26	4.50	4.75	4.99	5.23	5.46	5.70	5.93	6.16	6.38	6.61	6.83	7.26	1400	0.00	0.00	0.06	0.12	0.18	0.23
1600	1.43	1.75	2.06	2.36	2.67	2.96	3.26	3.55	3.83	4.11	4.38	4.67	4.94	5.21	5.47	5.73	5.99	6.25	6.50	6.75	6.99	7.24	7.48	7.95	1600	0.00	0.00	0.07	0.13	0.20	0.27
1800	1.52	1.88	2.20	2.54	2.87	3.19	3.51	3.83	4.14	4.45	4.75	5.05	5.35	5.64	5.92	6.20	6.48	6.76	7.03	7.29	7.56	7.81	8.07	8.57	1800	0.00	0.00	0.08	0.15	0.23	0.30
2000	1.58	1.98	2.33	2.70	3.06	3.41	3.75	4.09	4.43	4.76	5.09	5.41	5.72	6.03	6.34	6.64	6.93	7.22	7.51	7.79	8.07	8.34	8.60	9.12	2000	0.00	0.00	0.08	0.17	0.25	0.33
2200	1.65	2.08	2.45	2.84	3.23	3.60	3.97	4.34	4.70	5.05	5.39	5.73	6.07	6.40	6.72	7.03	7.34	7.65	7.95	8.24	8.53	8.81	9.08	9.61	2200	0.00	0.00	0.09	0.18	0.28	0.37
2400	1.70	2.14	2.56	2.98	3.38	3.78	4.18	4.58	4.94	5.31	5.68	6.04	6.39	6.73	7.06	7.38	7.72	8.03	8.34	8.64	8.93	9.22	9.50	10.0	2400	0.00	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40
2600	1.75	2.21	2.66	3.10	3.53	3.95	4.36	4.77	5.17	5.56	5.94	6.31	6.67	7.03	7.38	7.72	8.05	8.37	8.69	9.00	9.29	9.57	9.85	10.4	2600	0.00	0.00	0.11	0.22	0.33	0.43
2800	1.78	2.27	2.74	3.20	3.66	4.10	4.53	4.96	5.37	5.78	6.17	6.56	6.93	7.30	7.66	8.00	8.34	8.67	8.98	9.29	9.59	9.87	10.1	10.7	2800	0.00	0.00	0.12	0.23	0.35	0.47
3000	1.81	2.32	2.81	3.30	3.77	4.24	4.68	5.13	5.56	5.98	6.38	6.78	7.17	7.54	7.90	8.25	8.59	8.92	9.24	9.54	9.83	10.1	10.4	10.9	3000	0.00	0.00	0.13	0.25	0.38	0.50
3200	1.83	2.36	2.88	3.38	3.88	4.36	4.82	5.28	5.72	6.15	6.57	6.98	7.37	7.75	8.11	8.46	8.80	9.13	9.44	9.74	10.0	10.3	10.5	11.0	3200	0.00	0.00	0.13	0.27	0.40	0.53
3400	1.84	2.39	2.93	3.46	3.97	4.46	4.95	5.41	5.87	6.31	6.73	7.14	7.54	7.92	8.29	8.64	8.97	9.29	9.59	9.88	10.1	10.4	10.7	11.2	3400	0.00	0.00	0.14	0.28	0.43	0.57
3600	1.84	2.42	2.98	3.52	4.04	4.56	5.05	5.53	5.99	6.44	6.87	7.28	7.68	8.06	8.42	8.77	9.09	9.40	9.69	9.96	10.2	10.5	10.8	11.3	3600	0.00	0.00	0.15	0.30	0.45	0.60
3800	1.84	2.43	3.01	3.57	4.11	4.63	5.14	5.63	6.10	6.55	6.98	7.40	7.79	8.17	8.52	8.86	9.17	9.46	9.74	10.0	10.3	10.6	11.0	11.5	3800	0.00	0.00	0.16	0.32	0.48	0.63
4000	1.83	2.44	3.03	3.61	4.16	4.70	5.21	5.71	6.18	6.63	7.07	7.48	7.87	8.24	8.58	8.90	9.20	9.48	9.74	10.0	10.3	10.6	11.0	11.5	4000	0.00	0.00	0.17	0.33	0.50	0.67
4200	1.81	2.44	3.05	3.63	4.20	4.74	5.27	5.77	6.24	6.70	7.13	7.53	7.91	8.27	8.60	8.90	9.18	9.44	9.68	9.92	10.1	10.4	10.7	11.2	4200	0.00	0.00	0.18	0.35	0.53	0.70
4400	1.74	2.41	3.04	3.65	4.24	4.79	5.32	5.83	6.30	6.75	7.18	7.56	7.90	8.20	8.47	8.71	8.92	9.10	9.26	9.40	9.52	9.62	9.70	9.77	4400	0.00	0.00	0.19	0.38	0.58	0.77
4600	1.70	2.38	3.03	3.65	4.24	4.80	5.33	5.83	6.30	6.73	7.14	7.51	7.84	8.12	8.36	8.56	8.72	8.85	8.95	9.03	9.09	9.14	9.18	9.21	4600	0.00	0.00	0.20	0.40	0.60	0.80

De la tabla 3-39 se toma un valor de 4000 rpm debido a que no se trabajara siempre a toda potencia del motor. Por lo que se tomo  $H_{Tab}$  igual a 8,58 HP.

Según el catálogo de bandas [25] se le suma el valor de 0,7 hp al valor de la tabla por relación de transmisión por lo tanto.

$H_a$ : Potencia por banda corregida

$$H_{Tab} = 8,58 + 0,7 = 9,28$$

$$H_a = K_1 * K_2 * H_{Tab}$$

$$H_a = 0,985 * 0,85 * 9,28 \text{ HP}$$

$$H_a = 7,77 \text{ HP}$$

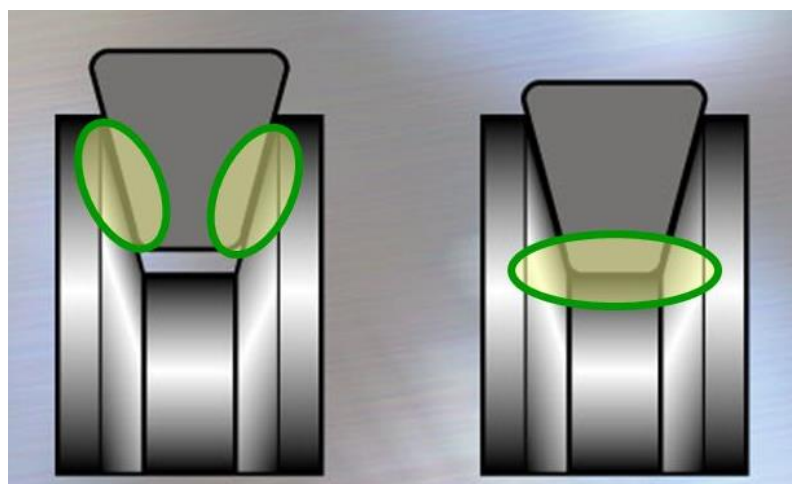
Al conocer la hoja de datos del motor se tiene que la potencia neta es de 11,7 HP

$$Nb = \frac{H_d}{H_a} \quad (3.31)$$

$$Nb = \frac{15,21}{7,77}$$

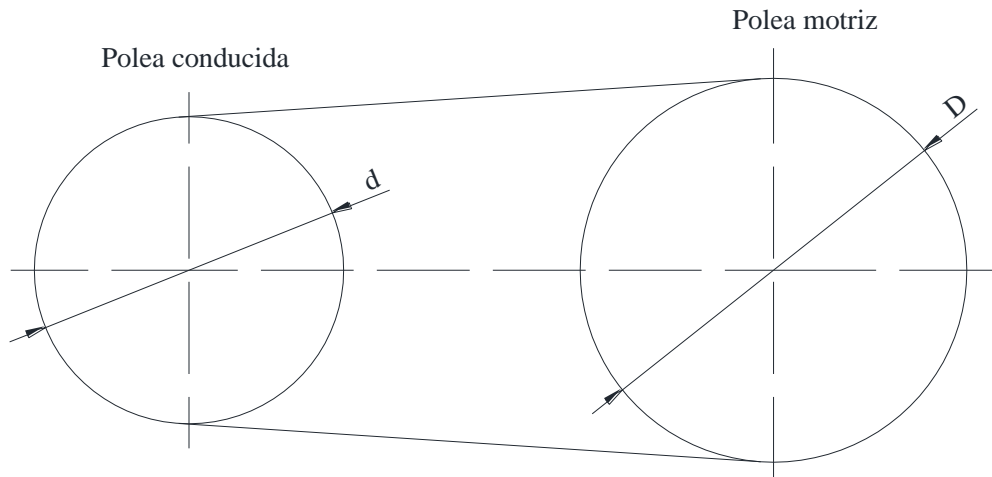
$$Nb = 1,958 \approx 2 \text{ bandas}$$

Para que la banda esté correctamente instalada en la polea, los flacos de la banda deben estar en contacto con la polea y que no esté en contacto con la polea la parte interna de la banda como se muestra en la figura 3.19.



**Figura 3.19** a) Contacto correcto, b) Contacto incorrecto

#### **d) Las tensiones de las bandas**



**Figura 3.20** Esquema de poleas

$$F_C = K_C \left( \frac{V}{1000} \right)^2 \quad (3.32)$$

Donde

$F_C$ : Fuerza centrífuga

$K_C$ : Parámetro de la tabla 3-40

**Tabla 3-40** Parámetro de bandas V [14]

Sección de la banda	$K_b$	$K_C$
A	220	0,561
B	576	0,965
C	1600	1,716
D	5680	3,498
E	10850	5,041
3V	230	0,425
5V	1098	1,217
8V	4830	3,288

Con la ecuación (3.31) se tiene.

$$F_c = 0,561 \left( \frac{4712,39}{1000} \right)^2$$

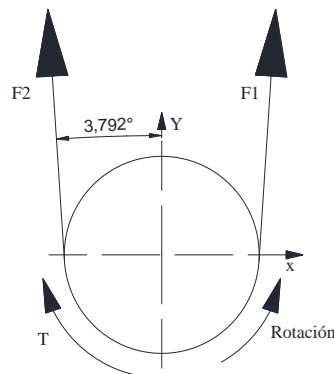
$$F_c = 12,458 \text{ lb} = 55,49 \text{ N}$$

$$\Delta F = \frac{63025 H_d / N_b}{\omega_1 (D/2)} \quad (3.32)$$

$$\Delta F = \frac{63025(11,7)/2}{3600(5/2)}$$

$$\Delta F = 40,97 \text{ lb} = 182,49 \text{ N}$$

En la figura 3.21 se tiene el ángulo de inclinación de las cargas de tensión que ejerce la banda el lado tenso F1 y el lado flojo F2 de acuerdo con los cálculos anteriores se tiene un ángulo de inclinación de  $3,792^\circ$  a cada lado del eje.



**Figura 3.21** Fuerzas de tensión sobre la polea conducida

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} \quad (3.33)$$

$$F_1 = 12,458 + \frac{40,97 \exp(0,5123 \times 3,009)}{\exp(0,5123 \times 3,009) - 1}$$

$$F_1 = 64,585 \text{ lb} = 287,697 \text{ N}$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad (3.34)$$

$$F_2 = 287,697 \text{ N} - 182,49 \text{ N}$$

$$F_2 = 105,207 \text{ N}$$

$$F_i = \frac{287,697 \text{ N} + 182,49 \text{ N}}{2} - 55,49 \text{ N}$$



$$F_i = 179,604 \text{ N}$$

**f) Factor de seguridad**

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{net} K_s} \quad (3.35)$$

$$n_{fs} = \frac{7,745 \times 2}{11,7 \times 1,2}$$

$$n_{fs} = 1,103$$

**g) Cálculo de vida en horas de la banda**

$$T_1 = F_1 + \frac{K_b}{D} \quad (3.36)$$

$$T_1 = 64,585 + \frac{220}{5} = 108,59 \text{ lb}$$

$$T_2 = F_1 + \frac{K_b}{d} \quad (3.37)$$

$$T_2 = 64,585 + \frac{220}{4} = 119,59 \text{ lb}$$

$$N_p = \left[ \left( \frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left( \frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad (3.38)$$

$$N_p = \left[ \left( \frac{674}{108,59} \right)^{-11,089} + \left( \frac{674}{119,59} \right)^{-11,089} \right]^{-1}$$

$$N_p = 0,15826 \times 10^9$$

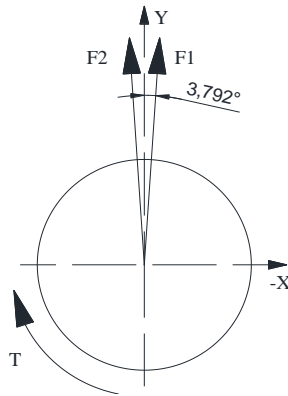
$$t = \frac{N_p L_p}{720V} \quad (3.39)$$

$$t = \frac{0,15826 \times 10^9 (29,3)}{720 \times 4712,39}$$

$$t = 1366,67 \text{ h}$$

**3.2.5.3 Diseño del eje**

De la figura 3.21 se deduce que la carga aplicada por la tensión de la banda, en la figura 3.22 visto desde la parte posterior del sistema, se tiene el diagrama de cuerpo libre de la polea conducida para determinar las fuerzas de flexión.



**Figura 3.22** Diagrama de cuerpo libre de la polea conducida

$$F_x = F_{2x} - F_{1x}$$

$$F_x = F_2 \sin 3,792 - F_1 \sin 3,792$$

$$F_x = 105,207 \sin 3,792 - 287,697 \sin 3,792$$

$$F_{Rx} = -12,069\text{N}$$

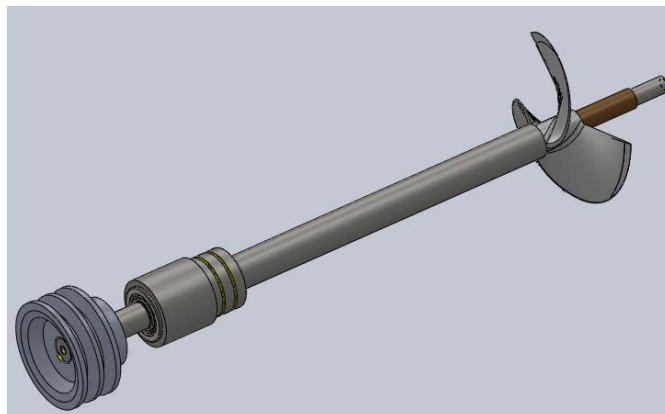
La fuerza resultante en x es negativa por que se observó la polea por la parte posterior de sistema

$$F_y = F_{1y} + F_{2y}$$

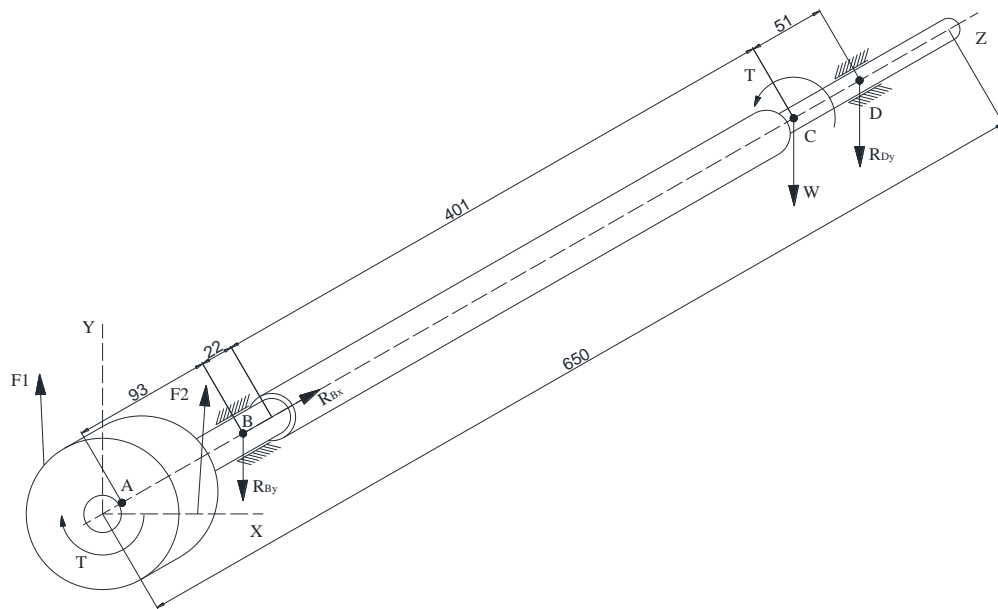
$$F_y = 287,697 \cos 3,792 + 105,207 \cos 3,792$$

$$F_y = 392,021\text{ N}$$

En la Figura 3.23 se encuentra la configuración del eje con los apoyos o descansos. E la Figura 3.24 se presenta el diagrama de cuerpo libre del eje con el peso las secciones.



**Figura 3.23** Configuración del eje soportes y hélice solidos



**Figura 3.24** Configuración del eje y cargas aplicadas

Motor a utilizar honda GX 390

Potencia neta: 11,7 hp a 3600 RPM

Torque máximo: 26,5 Nm

RPM máxima del eje: 4500

RPM de trabajo del eje: 4375

Análisis en ejes Y-Z

$$W = m * g = 0,4535 * 9,8 = 4,44 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{By} + F_{Ay} - W + R_{Dy} = 0$$

$$R_{By} = F_{Ay} - W + R_{Dy}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-F_{Ay}(0,093) - W(0,423) + R_{Dy}(0,4) = 0$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{Ay}(0,093) + W(0,423)}{0,474}$$

$$R_{Dy} = \frac{392,021(0,093) + 4,44(0,423)}{0,474}$$

$$R_{Dy} = 80,88 \text{ N}$$

$$R_{By} = 392,021 - 4,44 + 80,88$$

$$R_{By} = 468,461 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_z - F_{ZC} = 0$$

Presión máxima en la bomba:  $H = 10,962 \text{ m}$

$$P_{max} = (9,8 \text{ kN/m}^3) \times 10,962 \text{ m}$$

$$P_{max} = 70,882 \text{ kPa}$$

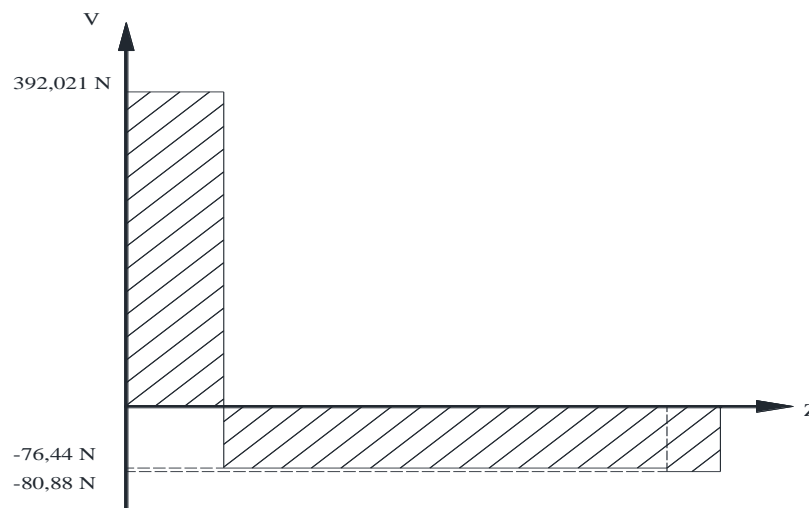
$$P_{max} = \frac{F_{ZC}}{A}$$

$$F_{ZC} = P_{max} * A$$

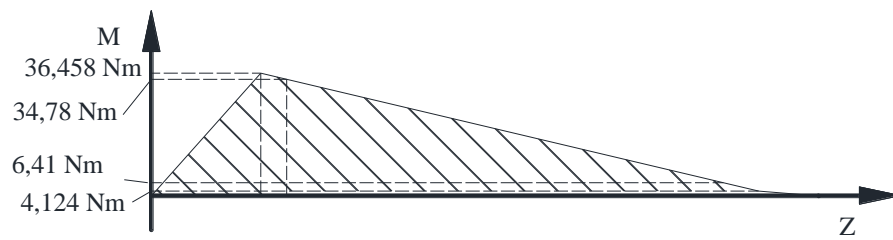
$$F_{ZC} = \left( 70,882 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) * \frac{\pi(0,181 \text{ m})^2}{4}$$

$$F_{ZC} = 1823,824 \text{ N}$$

En la Figura 3.25 y 3.26 están los diagramas de fuerza cortante y momento flector respectivamente del plano Y-Z.

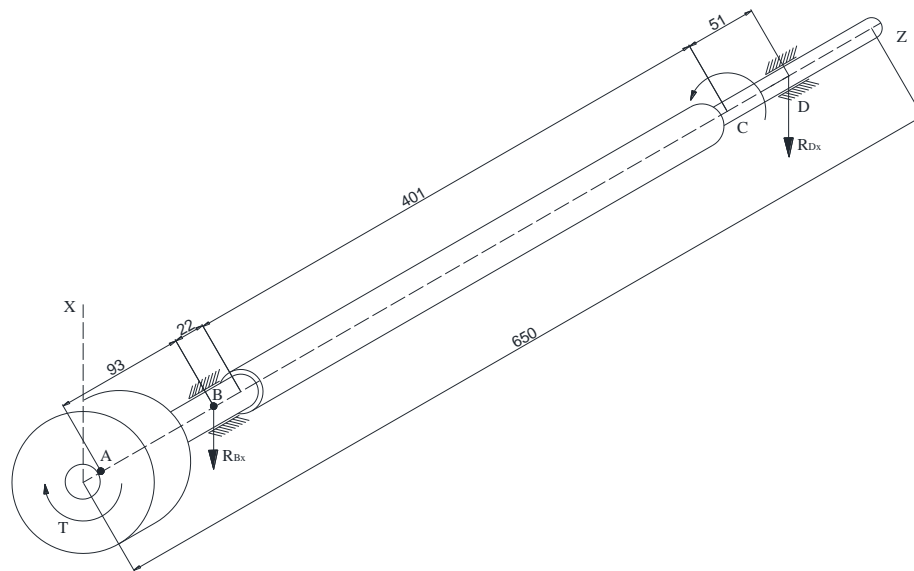


**Figura 3.25** Diagrama de esfuerzo cortante en z



**Figura 3.26** Diagrama de momento flector

El diagrama de cuerpo libre del eje para el análisis en los ejes X-Z se muestra en la Figura 3.27.



**Figura 3.27** Plano X-Z

Se tiene como se ve en la figura:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Bx} - F_{Ax} + R_{Dx} = 0$$

$$R_{Bx} = F_{Ax} - R_{Dx}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{Ax}(0,093) + R_{Dx}(0,474) = 0$$

$$R_{Dx} = \frac{-F_{Ax}(0,093)}{0,474}$$

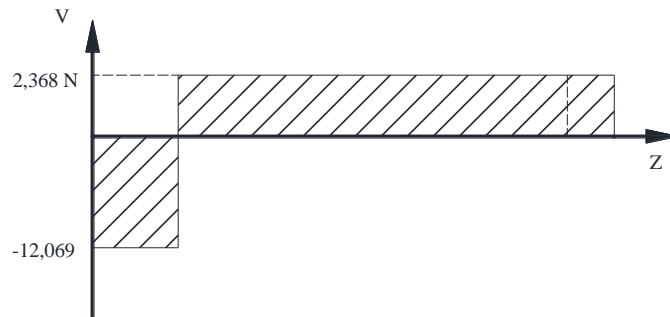
$$R_{Dx} = \frac{-12,069(0,093)}{0,474}$$

$$R_{Dy} = -2,368 \text{ N}$$

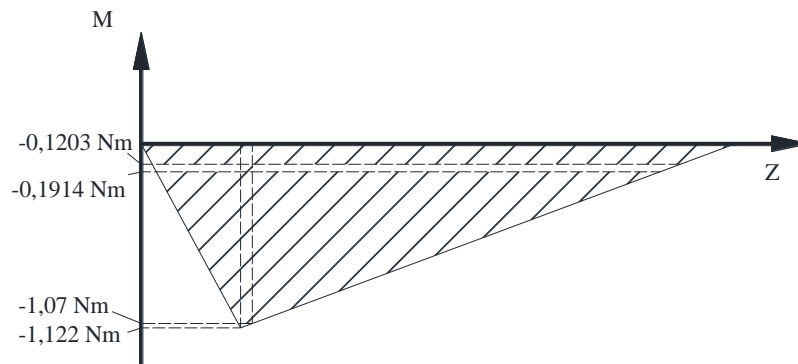
$$R_{Bx} = 12,069 - (-2,368)$$

$$R_{Bx} = 14,437 \text{ N}$$

En la Figura 3.28 y 3.29 se muestra el diagrama de fuerza cortante y momento flector respectivamente del plano X-Z.



**Figura 3.28** Diagrama fuerza cortante del plano X-Z



**Figura 3.29** Diagrama momento flector del plano X-Z

Combinando planos para el momento máximo se tiene:

$$M_B = \sqrt{(36,458)^2 + (-1,122)^2}$$

$$M_B = 36,475 \text{ Nm}$$

Momento para la reducción del eje de acople a la polea:

$$M_{B'} = \sqrt{(34,78)^2 + (-1,07)^2}$$

$$M_{B'} = 34,8 \text{ Nm}$$

Momento para la reducción del eje de acople a la hélice:

$$M_{C'} = \sqrt{(6,41)^2 + (-0,1914)^2}$$

$$M_{C'} = 6,413 \text{ Nm}$$

Momento para la perforación para el pasador del eje rebajado:

$$M_C = \sqrt{(4,124)^2 + (-0,1203)^2}$$

$$M_C = 4,126 \text{ Nm}$$

El material que se utiliza es acero inoxidable 304 porque estará en contacto con el agua las características del acero son:

Acero AISI 304 (Anexo A-10)

$$S_y = 225 \text{ N/mm}^2$$

Dureza: 249 – 278 HB: promedio 263,5HB

De la referencia 1 se tiene una relación entre la dureza y la resistencia a la tensión.

$$S_{ut} = 3,41(HB) \text{ [MPa]}$$

$$S_{ut} = 0,495(HB) \text{ [kPSI]}$$

$$S_{ut} = 3,41(263,5) = 898,535 \text{ [MPa]}$$

$$S_{ut} = 0,495(263,5) = 130,433 \text{ [kPSI]}$$

$$S_{ut} < 200 \text{ [kPSI]}$$

$$n=1,5$$

Para la primera aproximación del ese se usa:  $Se = 0,3Se'$

Se usa la ecuación 3.22 para  $Se'$ .

$$Se' = 0,5(130,433 \text{ kPSI})$$

$$Se' = 65,217 \text{ kPSI}$$

$$Se = 0,3(65,217 \text{ kPSI})$$

$$Se = 19,56495 \text{ kPSI}$$

$$Se = 134,78 \text{ MPa}$$

Mediante la teoría de Goodman

Diámetro para el rebaje del acoplamiento de la hélice con el eje.

$$K_f = 2,2 \text{ Torsión}; K_f = 2,7 \text{ Flexión Anexos A-11.}$$

Con la ecuación (2.20) se calcula el diámetro del eje.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left( \frac{2(K_f Ma)}{Se} + \frac{[3(K_f * Tm)^2]^{\frac{1}{2}}}{Sut} \right) \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (3.40)$$

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left( \frac{2(2,7 * 6,413)}{134,78 * 10^6} + \frac{[3(2,2 * 26,5)^2]^{\frac{1}{2}}}{898,535 * 10^6} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,01555m = 15,55mm$$

Se analiza la perforación para el pasador por tener concentración de esfuerzos.

$K_f = 3$  Torsión;  $K_f = 2$  Flexión Anexos A-11

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left( \frac{2(2 * 4,126)}{134,78 * 10^6} + \frac{[3(3 * 26,5)^2]^{\frac{1}{2}}}{898,535 * 10^6} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,0141m = 14,1mm$$

Del análisis de cambio de sección y de la perforación para el pasador se determina que el diámetro a utilizar es el del análisis del cambio de sección por concentración de esfuerzos, además por ser una teoría conservadora se puede utilizar un diámetro menor para diámetro del eje para acoplar a la hélice con un rodamiento de diámetro del eje de 15 mm y utilizando el catálogo FAG [12] existen rodamientos para acoplarse al eje y se utiliza el diámetro para recalcular el factor de seguridad y comprobar el diseño.

### **Cálculo del nuevo factor de seguridad**

Utilizando la ecuación (2.21) “ $Se$ ” con la ecuación

$$k_a = a * Sut^b \quad (3.41)$$

Maquinado:  $a= 4,51$ ;  $b=-0,265$  Anexo A-12

$$k_a = 4,51 * 898,535^{-0,265}$$

$$k_a = 0,7439$$

$$2,79 \leq 15 \leq 51mm$$



$$k_b = 1,24d^{-0,107} \quad (3.42)$$

$$k_b = 1,24(2.13)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,928$$

Anexo A-13  $k_c = 1$

$$k_d = 0,975 + (0,432 \times 10^{-3})T_F - (0,115 \times 10^{-5})T_F^2 + (0,104 \times 10^{-8})T_F^3 - (0,595 \times 10^{-12})T_F^4 \quad (3.43)$$

Donde  $T_F$  está en Fahrenheit 77°F

$$k_d = 0,975 + (0,432 \times 10^{-3})(77) - (0,115 \times 10^{-5})(77)^2 + (0,104 \times 10^{-8})(77)^3 - (0,595 \times 10^{-12})(77)^4$$

$$k_d = 1,002 \cong 1$$

Confiabilidad de 95% Anexo A-14

$$k_e = 0,868$$

$$Se' = 0,5(898,535MPa) = 449,268MPa$$

$$Se = 0,7439 * 0,928 * 1 * 1 * 0,868 * 449,268$$

$$Se = 269,24MPa$$

$$\sigma_a' = \frac{32 * K_f Ma}{\pi d^3} \quad (3.44)$$

$$K_f = 1 + \left[ \frac{Kt - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}} \right] \quad (3.45)$$

$$r = 1mm = 0,03937pulg$$

$$\sqrt{r} = 0,19842$$

El Sut en KPSI 130,433

$$\sqrt{a} = 0,24579 - 0,307794 * 10^{-2}(Sut) + 0,150874 * 10^{-4}(Sut)^2 - 0,266978 * 10^{-7}(Sut)^3 \quad (3.46)$$

$$\sqrt{a} = 0,24579 - 0,307794 * 10^{-2}(130,433) + 0,150874 * 10^{-4}(130,433)^2 - 0,266978 * 10^{-7}(130,433)^3$$

$$\sqrt{a} = 0,04176$$

$$K_f = 1 + \left[ \frac{2 - 1}{1 + 0,2105} \right]$$

$$K_f = 1,83$$

$$\sigma_a' = \frac{32 * (1,83)(6,413)}{\pi(0,015^3)}$$

$$\sigma_a' = 35,419 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 * K_f T m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.47)$$

$K_t = 1,9$  Torsión Anexo A-15

$$K_f = 1,743$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 * 1,743 * 26,5}{\pi(0,015^3)} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = 120,726 \text{ MPa}$$

Utilizando la teoría de falla de Goodman por ser conservadora:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} \quad (3.48)$$

$$\frac{1}{n} = \frac{35,419 \text{ MPa}}{269,24 \text{ MPa}} + \frac{120,726 \text{ MPa}}{898,535 \text{ MPa}}$$

$$\frac{1}{n} = 0,266$$

$$n = 3,76 \text{ OK}$$

El diámetro de 15 mm es el adecuado para esta sección.

Cálculo para el diámetro del rebaje para el acoplamiento la polea con el eje con la ecuación (3.40).

$K_f = 2,2$  Torsión;  $K_f = 2,7$  Flexión Anexo A-12

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left( \frac{2(2,7 * 34,796)}{134,78 * 10^6} + \frac{[3(2,2 * 26,5)^2]^{\frac{1}{2}}}{898,535 * 10^6} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} (1,3941 * 10^{-6} + 1,1238 * 10^{-7}) \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,02485 \text{ m} = 24,85 \text{ mm}$$

Análisis de eje en el momento flector máximo con la ecuación (3.40):

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left( \frac{2(2,7 * 36,475)}{134,78 * 10^6} + \frac{[3(2,2 * 26,5)^2]^{1/2}}{898,535 * 10^6} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} (1,4614 * 10^{-6} + 1,1238 * 10^{-7}) \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,02521 \text{ m} = 25,21 \text{ mm}$$

De la misma manera que el diámetro del acople a la hélice se revisó en el catálogo FAG [16] la disposición de diámetros de ejes para rodamientos y se tiene que un diámetro de 20 mm o de 25 mm se los podría utilizar pero al reducir el eje se reduce el factor de seguridad por lo tanto el diámetro de 20mm se descarta y como se utilizó una teoría de falla conservadora se utiliza un diámetro de 25 milímetros.

**Cálculo del factor de seguridad para cambio de sección de acoplamiento a la polea.**

$$k_a = 0,7439$$

$$2,79 \leq 25 \leq 51 \text{ mm}$$

$$k_b = 1,24(25)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,8787$$

$$k_c = 1$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 0,868$$

$$Se' = 0,5(898,535 \text{ MPa}) = 449,268 \text{ MPa}$$

$$Se = 0,7439 * 0,8787 * 1 * 1 * 0,868 * 449,268$$

$$Se = 254,936 \text{ MPa}$$

$$r = 1\text{mm} = 0,03937\text{pulg}$$

$$\sqrt{r} = 0,19842$$

El Sut en KPSI 130,433 y  $\sqrt{a}$  se calcula con la ecuación (3.46).

$$\sqrt{a} = 0,04176$$

Ecuación (3.45) para la concentración de esfuerzo

$$K_f = 1 + \left[ \frac{2 - 1}{1 + 0,2105} \right]$$

$$K_f = 1,83$$

Con la ecuación (3.44) se obtiene el valor:

$$\sigma_a' = 43,514 \text{ MPa}$$

$Kt = 2,1$  Torsión Anexo A-15

$$K_f = 1,91$$

Con la ecuación (3.47) se obtiene:

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 * 1,91 * 26,5}{\pi(0,025^3)} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = 28,575 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad ecuación (3.48).

$$\frac{1}{n} = \frac{43,514 \text{ MPa}}{254,936 \text{ MPa}} + \frac{28,575 \text{ MPa}}{898,535 \text{ MPa}}$$

$$\frac{1}{n} = 0,2025$$

$$n = 4,94 \text{ OK}$$

Se utiliza el diámetro de 25 mm y se debe comprobar el diámetro del cambio de sección que se utiliza la siguiente ecuación [14].

$$\frac{D}{d} = 1,2 \tag{3.49}$$

$$D = 1,2(25)$$

$$D = 30mm$$

Por lo que se obtiene un eje de diámetro de 31,75 mm en vista de que no se comercializa esta dimensión, revisando el catálogo [21].

Cálculo de la concentración de esfuerzos en la ranura del eje para el anillo de retención que estará a 44 mm del punto B y a 71mm del punto A por lo tanto el momento flector en este punto será:

En el plano Y-Z

$$M = 392,021 * 0,071 = 27,83 Nm$$

En el plano X-Z

$$M = -12,069 * 0,071 = -0,8567 Nm$$

Plano combinado se tiene

$$M = \sqrt{(27,83)^2 + (-0,8567)^2}$$

$$M = 27,84Nm$$

Conociendo el diámetro, el ancho del anillo de retención se obtiene:

$$K_f = 7$$

$$S_e = 254,936 MPa$$

Aplica la ecuación (3.44) para el esfuerzo en la muesca.

$$\sigma_a' = \frac{32 * (7)(27,84)}{\pi(0,025^3)}$$

$$\sigma_a' = 127,042 MPa$$

Con Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a'}{S_e} \tag{3.50}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{127,042 MPa}{254,936MPa}$$

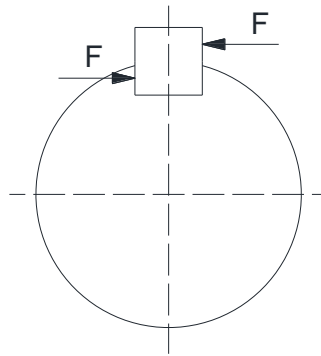
$$\frac{1}{n} = 0,498$$

$$n = 2,01 \text{ OK}$$

El diámetro es el adecuado para resistir la concentración de esfuerzos en la muesca para el anillo de retención

### 3.2.5.4 Cálculo de la cuña de la polea

El tipo de cuña será cuadrada de se impone la medida de 6 mm para el eje como se muestra en la Figura 3.30.



**Figura 3.30** Esquema de la cuadrada

Acero AISI 1018 estirado en frío

$$S_y = 235 \text{ N/mm}^2$$

Resistencia al cortante

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad (3.51)$$

$$S_{sy} = 0,577(235)$$

$$S_{sy} = 135,595 \text{ N/mm}^2$$

$$F = \frac{T}{r} \quad (3.52)$$

$$F = \frac{26,5}{0,0125}$$

$$F = 2120 \text{ N}$$

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tL} \quad (3.53)$$

$$L = \frac{nF}{tS_{sy}} \quad (3.54)$$

Se asume un factor de seguridad de 2.

$$L = \frac{2(2120)}{(2.4)135,595}$$

$$L = 5,21 \text{ mm}$$

La cuña se puede aumentar de tamaño a 30 mm de longitud para que se ajuste con la polea.

Por lo tanto el esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{F}{tL} \quad (3.55)$$

$$\tau = \frac{2120 \text{ N}}{6\text{mm} \times 30\text{mm}}$$

$$\tau = 11,78 \text{ N/mm}^2$$

Se recalcula el factor de seguridad.

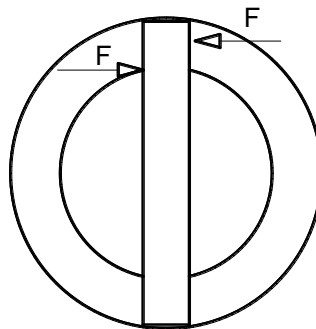
$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (3.56)$$

$$n = \frac{135,595}{11,77} = 11,52$$

El nuevo factor de seguridad es de 11,52.

### 3.2.5.5 Cálculo de la cuña de la hélice

En la figura 3.31 está el esquema de cómo es la cuña o el pasador de la hélice.



**Figura 3.31** Esquema de la cuña redonda

Acero AISI 1018 estirado en frío

$$S_y = 235 \text{ N/mm}^2$$

Resistencia al cortante

Con la ecuación (3.51)

$$S_{sy} = 0,577(235)$$

$$S_{sy} = 135,595 \text{ N/mm}^2$$

La fuerza con la ecuación (3.52)

$$F = \frac{26,5}{0,0075}$$

$$F = 3533,33 \text{ N}$$

La cuña está en los dos lados y se puede reducir la fuerza a la mitad por lo tanto el área de uno de los lados es:

$$F' = 1766,665 \text{ N}$$

Cálculo del factor de seguridad para una dimensión de 4,5 mm de diámetro para la cuña.

$$n = A \frac{S_{sy}}{F'} \quad (3.57)$$

$$A = \frac{\pi(4,5)^2}{4}$$

$$A = 15,9 \text{ mm}^2$$

$$n = 15,9 \times \frac{135,595}{1766,665}$$

$$n = 1,22$$

El factor de seguridad es aceptable para una cuña.

### 3.2.5.6 Selección de rodamientos

La fuerza axial es la fuerza en Z que es la fuerza que ejerce la presión de la bomba en dirección horizontal que es:

$$K_a = F_{ZC} = 1823,824 \text{ N}$$

Fuerza radial total en el punto de la ubicación del rodamiento.

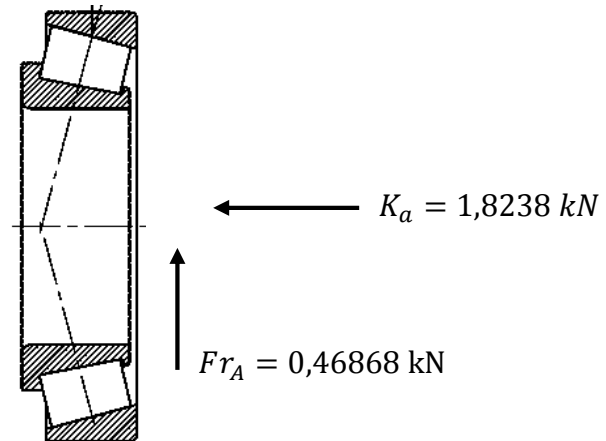


$$Fr_A + Fr_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} = 468,68 \text{ N}$$

Como son de dos rodamientos por lo tanto  $Fr_A = Fr_B = 234,34 \text{ N}$

### a) Cálculos de rodamientos

Se lo realizara con el procedimiento del catálogo FAG [16] para rodamientos.



**Figura 3.32** Rodamiento de rodillos cónicos

Ángulo de contacto

$$\tan \alpha = \frac{1,8238}{0,46868}$$

$$\alpha = 75,59^\circ$$

La fuerza  $Fr_A$  está en la ubicación de dos rodamientos de rodillos cónicos.

$$\frac{Fr_A}{Y_A} \leq \frac{Fr_B}{Y_B} \quad (3.58)$$

asumiendo  $Y_A = Y_B = 0,57$

$$\frac{0,23434}{0,57} \leq \frac{0,23434}{0,57}$$

$$0,411 \leq 0,411 \text{ SI}$$

$$Fa = K_a + 0,5 \left( \frac{Fr_B}{Y_A} \right) \quad (3.59)$$

$$Fa = 1,8238 + 0,5 \left( \frac{0,23434}{0,57} \right)$$

$$Fa = 2,029 \text{ kN}$$

Asumiendo los valores:  $e = 0,36$ ;  $Y = 1,7$  y  $Y_0 = 1$

$$\frac{Fa}{Fr} \leq \frac{1}{2Y_0} \quad (3.60)$$

$$4,33 \leq \frac{1}{2 * 1}$$

$$4,33 \leq 0,5 \text{ no}$$

$$\frac{Fa}{Fr} > \frac{1}{2Y_0} \quad (3.61)$$

$$P_0 = 0,5F_r + Y_0Fa \quad (3.62)$$

$$P_0 = 0,5(0,46868) + (1 * 2,029) \text{ kN}$$

$$P_0 = 2,263 \text{ kN}$$

$$P = 0,4F_r + YFa \quad (3.63)$$

$$P = 0,4(0,46868) + 1,7(2,029)$$

$$P = 3,637 \text{ kN}$$

$p = 10/3$  para rodamientos de rodillos

$$L_{h10} = 500f_L^p \quad (3.64)$$

Anexo A-17  $f_L = 3,5$

$$L_{h10} = 500(3,5)^{10/3}$$

$$L_{h10} = 32548,44$$

$$C = P^p \sqrt{\frac{L_{h10} * n * 60}{1000000 * a_1 * a_{23}}} \quad (3.65)$$

$$C = 3,637^{10/3} \sqrt{\frac{32548,44 * 4000 * 60}{1000000 * 1 * 1,7}}$$

$$C = 45,65 \text{ kN}$$

Por lo tanto de la página 328 y 329 del catálogo de la FAG se selecciona un rodamiento 33205 porque tiene un mayor ángulo de contacto.

**Tabla 3-41** Datos del rodamiento 33205 [16]

Capacidad del rodamiento					
$C = 49 \text{ kN}$	$e = 0,35$	$Y = 1,71$	$C_0 = 58,5 \text{ kN}$	$Y_0 = 0,94$	$D = 52 \text{ mm}$
					$d = 25 \text{ mm}$

**b) Comprobación**

La fuerza axial que se aplica al rodamiento se la calcula por la ecuación (3.59)

$$Fa = 1,8238 + 0,5 \left( \frac{0,23434}{1,71} \right)$$

$$Fa = 1,892 \text{ kN}$$

La carga estática equivalente se la calcula por la ecuación (3.62)

$$P_0 = (0,5 * 0,46868) + (0,94 * 1,892) \text{ kN}$$

$$P_0 = 2,012 \text{ kN}$$

La carga dinámica se la calcula por la ecuación (3.63)

$$P = (0,4 * 0,46868) + (1,71 * 1,892)$$

$$P = 3,423 \text{ kN}$$

$$f_{S^*} = \frac{C_0}{P_0} \tag{3.66}$$

$$f_{S^*} = \frac{58,5}{2,012}$$

$$f_{S^*} = 29,076$$

$$dm = \frac{52 + 25}{2}$$

$$dm = 38,5 \text{ mm}$$

### 3.2.5.7 Selección de la viscosidad del lubricante

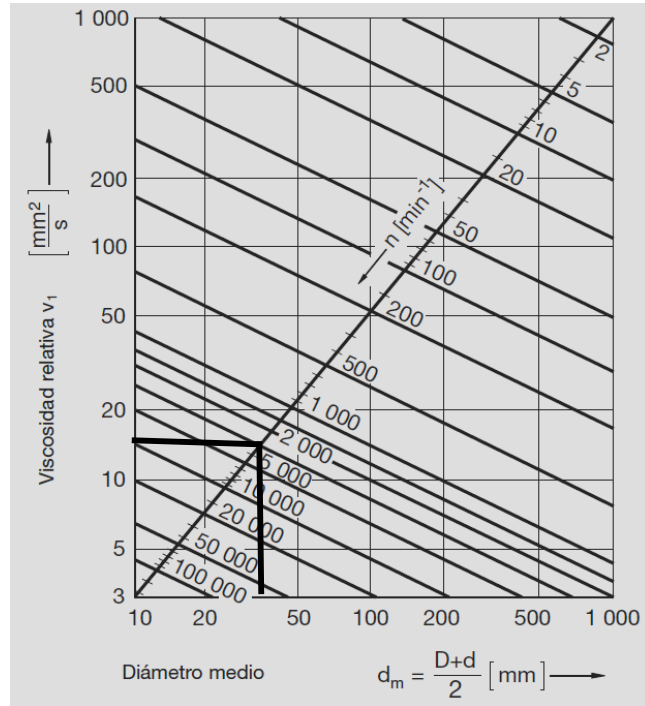


Figura 3.33 Viscosidad relativa [16]

$$v_1 = 15 \text{ mm}^2/\text{s}$$

▼ Diagrama V-T para aceites minerales

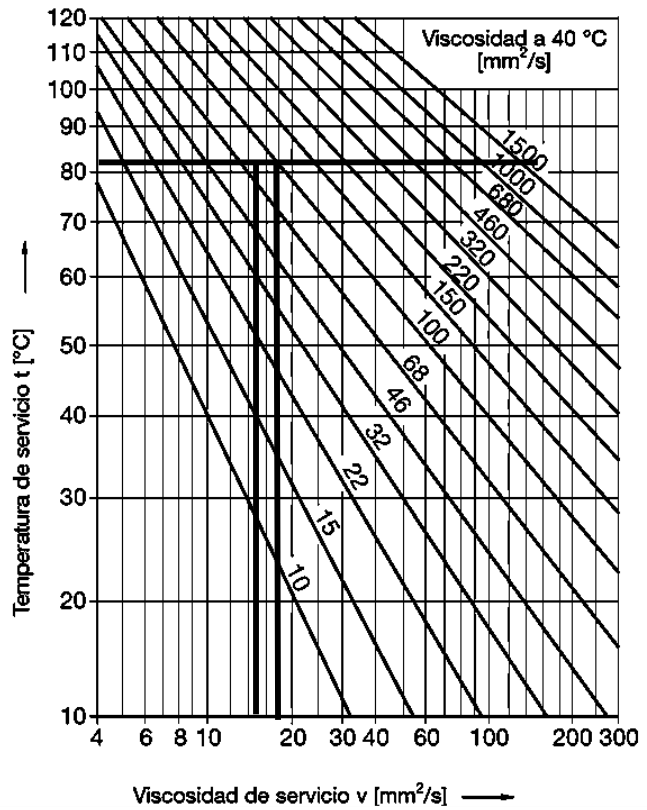


Figura 3.34 Viscosidad de servicio del lubricante [16]

Se toma un ISO VG 100

$$v = 18 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$\kappa = \frac{v}{v_1} \quad (3.67)$$

$$\kappa = \frac{18}{15}$$

$$\kappa = 1,12$$

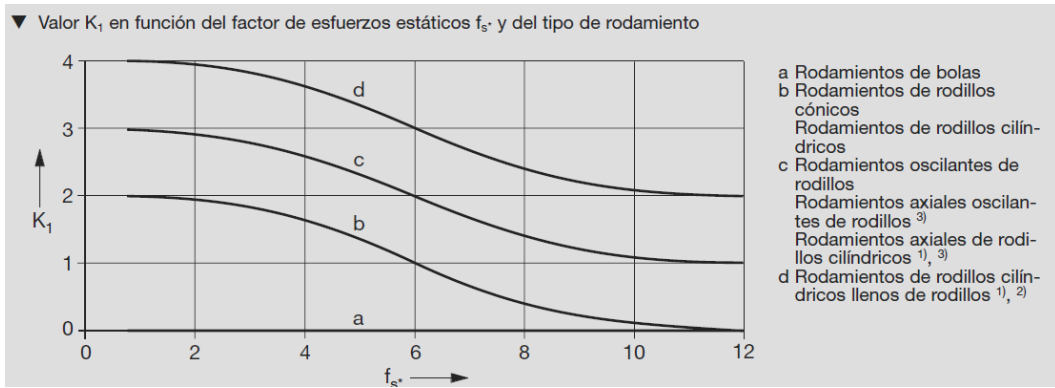


Figura 3.35 Valor  $K_1$  en función del factor  $f_{S^*}$  [16]

$$K_1 = 0$$

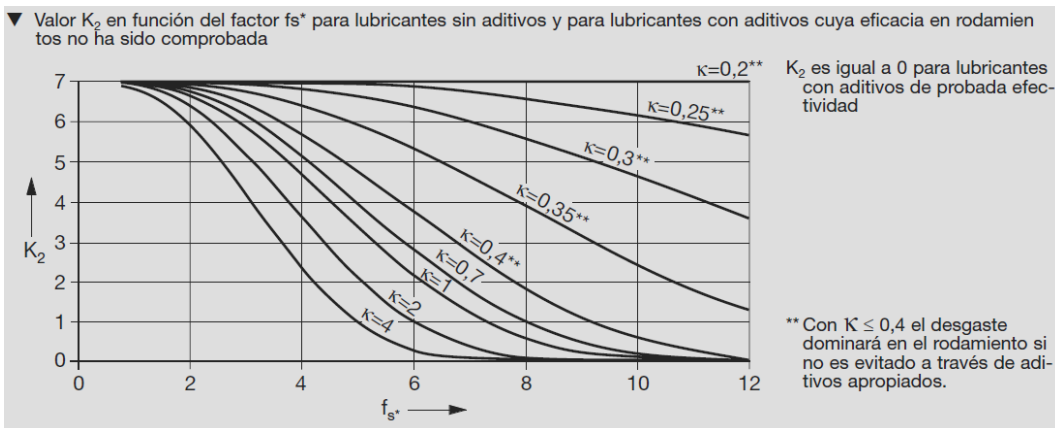
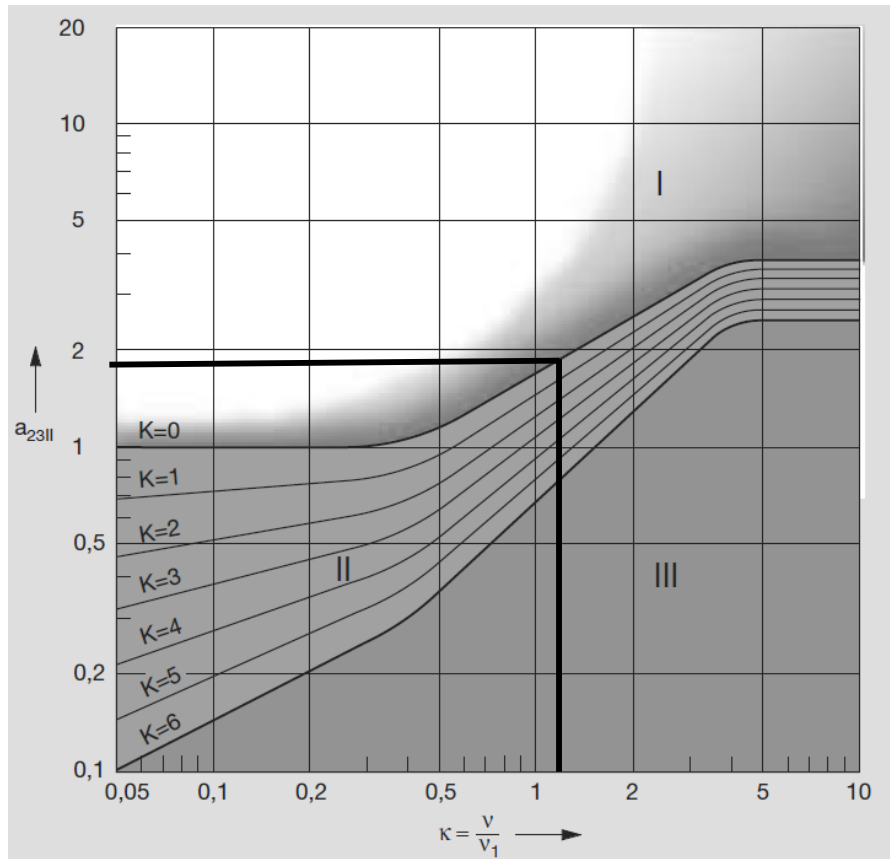


Figura 3.36 Valor  $K_2$  en función del factor  $f_{S^*}$  [16]

$$K_2 = 0$$

$K = K_1 + K_2$  valores para determinar el factor básico  $a_{231I}$ , ver Figura 3.37

$$K = 0$$



**Figura 3.37** Valor de  $a_{23II}$  en función de K [16]

$$a_{23II} = 1,9$$

Recalculo de la capacidad de carga dinámica.

$$Fa = 1,892 \text{ kN}$$

$$P_0 = 2,012 \text{ kN}$$

$$P = 3,423 \text{ kN}$$

$$L_{h10} = 500 \left( \frac{C}{P} \right)^p \left( \frac{33 \frac{1}{3}}{n} \right) \quad (3.68)$$

Utilizando la velocidad máxima de rotación 4500

$$L_{h10} = 500 \left( \frac{49}{3,423} \right)^{10/3} \left( \frac{100/3}{4500} \right)$$

$$L_{h10} = 26379,52$$

Con la ecuación (3.65) se obtiene el valor de la carga del rodamiento.

$$C = 3,423^{10/3} \sqrt{\frac{26379,52 * 4500 * 60}{1000000 * 1 * 1,9}}$$

$$C = 40,42 \text{ kN}$$

El rodamiento 33205 de rodillos cónicos está bien seleccionado y no tenemos que cambiar el tipo de rodamiento, además de que se usa un segundo rodamiento para resistir la reacción que genera el rodamiento.

### 3.2.5.8 Cálculo de pasadores para los mecanismos

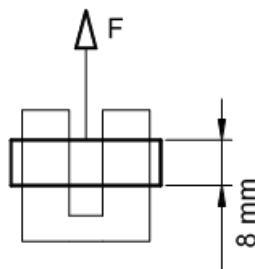


Figura 3.38 Esquema del pasador para el mecanismo

Tomando en cuenta que el esfuerzo cortante no debe superar el límite de fluencia se utiliza el valor de la fuerza de la presión máxima. 1,8238 kN.

$$\text{AISI 1018; } S_y = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 235 \text{ MPa} \text{ [21]}$$

$$F = PA \tag{3.69}$$

$$F = 1,8238 \text{ kN}$$

$$\tau = \frac{F}{A} \tag{3.70}$$

$$\tau = \frac{1823,8}{\pi \left( \frac{0,008^2}{4} \right)}$$

$$\tau = 36,283 \text{ MPa}$$

$$\tau < S_y$$

$$36,283 \text{ MPa} < 235 \text{ MPa OK}$$

Por lo tanto los pasadores pueden ser de un diámetro de 8 milímetros.

### 3.2.5.9 Cálculo de pernos

#### a) Pernos para la conexión de tuberías y la bomba.

Para esto se utiliza la presión máxima de la bomba para encontrar el número de pernos a utilizar.

$$P_{max} = 70,883 \text{ kPa}$$

La fuerza de separación será: 1823,824 N

Se asume un perno M8 paso 1.25.

Cálculo de la rigidez del sujetador, la figura 2.12 se muestra la nomenclatura para el cálculo.

$$l = 5 + 5 + 2,3 = 12,3 \text{ mm}$$

De la ecuación (2.26) se determina:

$$8 \text{ mm} \leq 48 \text{ mm si}$$

Por lo tanto:

$$L_T = 2(8 \text{ mm}) + 6 \text{ mm} = 22 \text{ mm}$$

Longitud del sujetador con la ecuación (2.27).

$$L > 12,3 \text{ mm} + 5,68 \text{ mm}$$

$$L > 17,98 \Rightarrow L = 30 \text{ mm}$$

Se utiliza 30 mm de longitud porque L debe ser mayor que  $L_T$ .

La ecuación (2.28) se obtiene la longitud útil sin la rosca.

$$l_d = 30 - 22 = 8 \text{ mm}$$

La ecuación (2.29) se obtiene la Longitud roscada del perno.

$$l_t = 12,3 - 8 = 4,3 \text{ mm}$$

Área del diámetro sin roscase la obtiene con la ecuación (2.30).

$$d_r = \sqrt{\frac{4A_r}{\pi}} \quad (3.71)$$

$$A_r = 32,8 \text{ mm}^2 \text{ Anexo A-17}$$



$$d_r = \sqrt{\frac{4(32,8)}{\pi}} = 6,4624 \text{ mm}$$

$$d_r = d - 1,226869p \quad (3.72)$$

$$d = 6,4624 \text{ mm} + 1,226869(1,25) = 7,996 \text{ mm}$$

$$A_d = \frac{\pi(7,996 \text{ mm})^2}{4} = 50,22 \text{ mm}^2$$

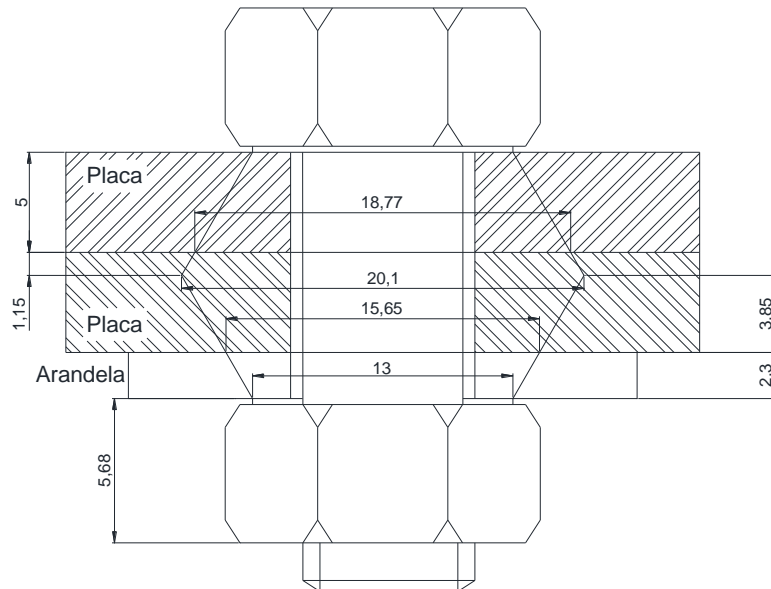
Área de la parte roscada:  $A_t = 36,6 \text{ mm}^2$  de tabla 8-1 ver Anexo A-17

La rigidez del perno se la obtiene con la ecuación (2.31):

$$k_b = \frac{(50,22)(36,6)(207000 \text{ N/mm}^2)}{(50,22)4,3 + (36,6)8}$$

$$k_b = 747871,76 \text{ N/mm}^3$$

Rigidez del elemento para el acoplamiento del ducto de entrada con el de la bomba se analiza con dos placas de acero al carbono con 5 mm de espesor cada una, el módulo de elasticidad E es de 207 GPa, una arandela 8 regular, tuerca de 5,68 mm de alto. Ver figura 3.39.



**Figura 3.39** Espesor y diámetro de las dos placas y la arandela

Con la ecuación (3.32) se determina la rigidez del elemento por capas como se presenta en la figura 3.39 está dividida en cuatro capas.

Capa 1

$$k_1 = \frac{3000328,565}{\ln \frac{(1,155(2,3) + 18,77 - 7,996)(18,77 + 7,996)}{(1,155(2,3) + 18,77 + 7,996)(18,77 - 7,996)}}$$

$$k_1 = 12831708,23 \text{ N/mm}^3$$

Capa 2

$$k_2 = \frac{3000328,565}{\ln \frac{(1,155(1,15) + 20,1 - 7,996)(20,1 + 7,996)}{(1,155(1,15) + 20,1 + 7,996)(20,1 - 7,996)}}$$

$$k_2 = 51791766,74 \text{ N/mm}^3$$

Capa 3

$$k_3 = \frac{3000328,565}{\ln \frac{(1,155(3,85) + 15,65 - 7,996)(15,65 + 7,996)}{(1,155(3,85) + 15,65 + 7,996)(15,65 - 7,996)}}$$

$$k_3 = 10500885,65 \text{ N/mm}^3$$

Capa 4

$$k_4 = \frac{3000328,565}{\ln \frac{(1,155(2,3) + 13 - 7,996)(13 + 7,996)}{(1,155(2,3) + 13 + 7,996)(13 - 7,996)}}$$

$$k_4 = 9782527,82 \text{ N/mm}^3$$

Cálculo de  $k_m$

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{12831708,23} + \frac{1}{51791766,74} + \frac{1}{10500885,65} + \frac{1}{9782527,82}$$

$$\frac{1}{k_m} = 7,7932 \times 10^{-8} + 1,931 \times 10^{-8} + 9,523 \times 10^{-8} + 1,0222 \times 10^{-7}$$

$$\frac{1}{k_m} = 2,9469 \times 10^{-7}$$

$$k_m = 3393396,45 \text{ N/mm}^3$$

Constante de rigidez entre el perno y el material se obtiene con la ecuación (2.34).

$$C = \frac{747871,76}{747871,76 + 3393396,45}$$

$$C = 0,181$$

Para la resistencia de prueba se usa la ecuación (2.37)

$$S_p = 0,85(660MPa) = 561MPa$$

Carga de prueba ecuación (2.36).

$$F_p = \frac{36,6mm^2 \times 561N}{mm^2} = 20532,6 N$$

La precarga que se aplica se calcula con la ecuación (2.35)

$$F_i = 0,75(20532,6 N) = 15399,45 N$$

Numero de pernos a utilizar.

$$N = \frac{CnP}{S_p A_t - F_i} \quad (3.73)$$

Asumiendo  $n = 2$

$$N = \frac{0,181(2)(1823,824)}{20532,6 - 15399,45}$$

$$N = 0,1286$$

Por ser el diámetro de la tubería grande se utiliza 4 pernos para sujetarlo, se calcula el factor de servicio  $n$ :

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C(P/N)} \quad (3.74)$$

$$n = \frac{20532,6 - 15399,45}{0,181(1823,824 / 4)}$$

$$n = 62,2$$

El factor de seguridad es elevado pero resiste la presión máxima que hay en el sistema.

**b) Cálculo de la rigidez del elemento para la conexión de la bomba, la tobera y el sistema de dirección.**

La figura 2.12 se muestra la nomenclatura para el cálculo de la unión empernada.

Agarre:

$$l = 5 + 5 + 5 + 2,3 = 17,3mm$$

De la ecuación (2.26) se determina:

$$8mm \leq 48mm \text{ si}$$

Por lo tanto:

$$L_T = 2(8mm) + 6 mm = 22mm$$

Longitud del sujetador con la ecuación (2.27).

$$L > 17,98 \Rightarrow L = 30mm$$

Se utiliza 30mm de longitud porque L debe ser mayor que  $L_T$ .

La ecuación (2.28) se obtiene la longitud útil sin la rosca.

$$l_d = 8mm$$

La ecuación (2.29) se obtiene la Longitud roscada del perno.

$$l_t = 9,3mm$$

Área del diámetro sin rosca se la obtiene con la ecuación (2.30).

$d_r$  Se determina mediante la ecuación (3.71)

$$A_r = 32,8mm^2 \text{ Anexo A-17}$$

$$d_r = \sqrt{\frac{4(32,8)}{\pi}} = 6,4624mm$$

$d$  Se determina mediante la ecuación (3.72)

$$d = 7,996 mm$$

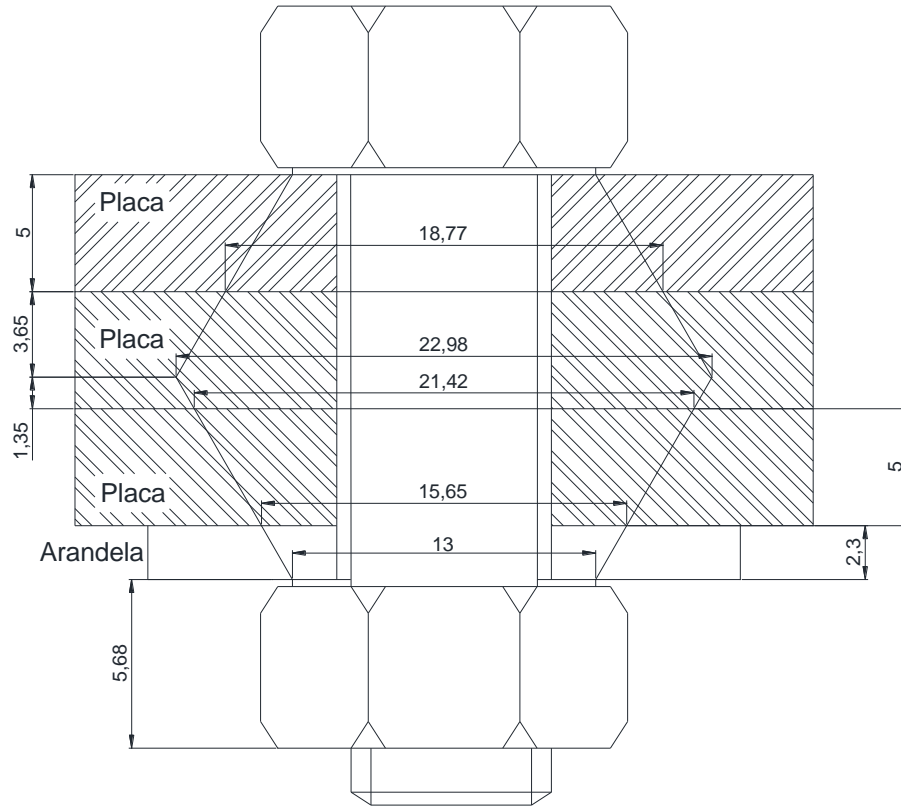
$$A_d = \frac{\pi(7,996 mm)^2}{4} = 50,22 mm^2$$

Área de la parte roscada:  $A_t = 36,6 mm^2$  de tabla 8-1 ver Anexo A-17

La rigidez es:

$$k_b = 500728,78 N/mm^3$$

La rigidez del elemento se calcula con la ecuación Con la ecuación (3.32) se determina la rigidez del elemento por capas como se presenta en la figura 3.40 está dividida en cinco capas.



**Figura 3.40** Espesor y diámetro de las tres palcas con la arandela

Capa 1

$$k_1 = \frac{3000328,565}{\ln \frac{(1,155(2,3) + 18,77 - 7,996)(18,77 + 7,996)}{(1,155(2,3) + 18,77 + 7,996)(18,77 - 7,996)}}$$

$$k_1 = 12831708,23 \text{ N/mm}^3$$

Capa 2

$$k_2 = \frac{3000328,565}{\ln \frac{(1,155(3,65) + 22,98 - 7,996)(22,98 + 7,996)}{(1,155(3,65) + 22,98 + 7,996)(22,98 - 7,996)}}$$

$$k_2 = 27324298,81 \text{ N/mm}^3$$

Capa 3

$$k_3 = \frac{3000328,565}{\ln \frac{(1,155(1,35) + 21,42 - 7,996)(21,42 + 7,996)}{(1,155(1,35) + 21,42 + 7,996)(21,42 - 7,996)}}$$

$$k_3 = 51517509,19 \text{ N/mm}^3$$

Capa 4

$$k_4 = \frac{3000328,565}{\ln \frac{(1,155(2,3) + 15,65 - 7,996)(15,65 + 7,996)}{(1,155(2,3) + 15,65 + 7,996)(15,65 - 7,996)}}$$

$$k_4 = 8730173,37 \text{ N/mm}^3$$

Capa 5

$$k_5 = \frac{3000328,565}{\ln \frac{(1,155(2,3) + 13 - 7,996)(13 + 7,996)}{(1,155(2,3) + 13 + 7,996)(13 - 7,996)}}$$

$$k_5 = 9782527,82 \text{ N/mm}^3$$

Cálculo de  $k_m$

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{12831708,23} + \frac{1}{12831708,23} + \frac{1}{51517509,19} + \frac{1}{8730173,37} + \frac{1}{9782527,82}$$

$$\frac{1}{k_m} = 3,92043 \times 10^{-7}$$

$$k_m = 2550739,962 \text{ N/mm}^3$$

Constante de rigidez entre el perno y el material se obtiene con la ecuación (2.34).

$$C = 0,1641$$

$$F_i = 0,75F_p$$

$$F_p = A_t S_p$$

$$S_p = 0,85S_y$$

Para la resistencia de prueba se usa la ecuación (2.37)

$$S_p = 0,85(660 \text{ MPa}) = 561 \text{ MPa}$$

Carga de prueba ecuación (2.36).

$$F_p = \frac{36,6 \text{ mm}^2 \times 561 \text{ N}}{\text{mm}^2} = 20532,6 \text{ N}$$

La precarga que se aplica se calcula con la ecuación (2.35)

$$F_i = 0,75(20532,6 \text{ N}) = 15399,45 \text{ N}$$

Numero de pernos a utilizar se usa la ecuación 3.73

Asumiendo  $n = 2$

$$N = \frac{0,1641(2)(1823,824)}{20532,6 - 15399,45}$$

$$N = 0,117$$

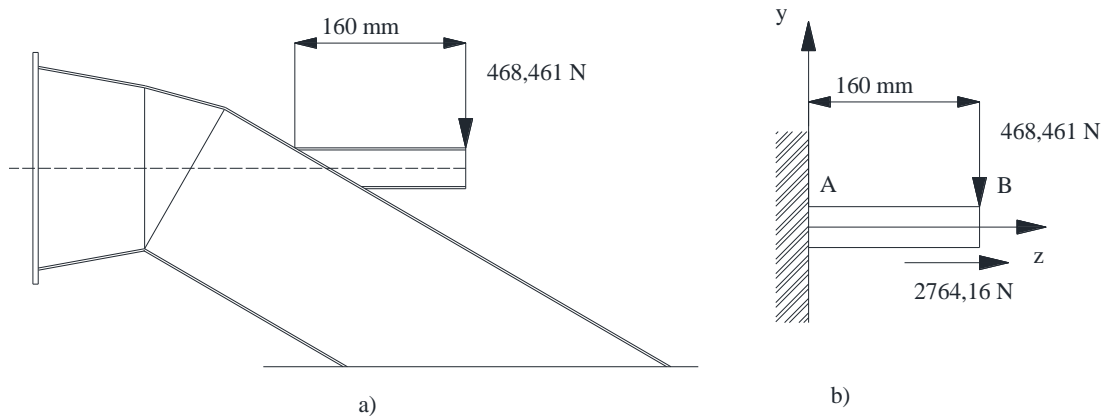
El diámetro de la tubería es grande por lo que se utiliza 4 pernos para sujetarlo, se calcula el factor de servicio  $n$  con la ecuación (3.74).

$$n = 68,6$$

Por lo tanto los cuatro pernos resisten la fuerza de separación del sistema.

### 3.2.5.10 Cálculo de la tubería en voladizo para el apoyo del eje.

Se considera la reacción de la fuerza en el punto B en los dos planos Y-Z y X-Z con la cual se utiliza la de mayor magnitud. Que es de:  $R_{By} = 468,461 \text{ N}$  como se muestra en la figura a) es como está ubicada la tubería y en la figura 3.41 b) como viga en voladizo.



**Figura 3.41** a) Viga en voladizo, b) diagrama de cuerpo

En el punto a de la figura se tiene un momento y dos reacciones. El esfuerzo permisible se toma es  $\sigma_y$  del material (ASTM-500 Redondo grado A).

La resistencia a la fluencia es 228 MPa de [21].

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} - 468,461 \text{ N} = 0$$

$$R_{Ay} = 468,461 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$2764,16 \text{ N} - R_{Az} = 0$$

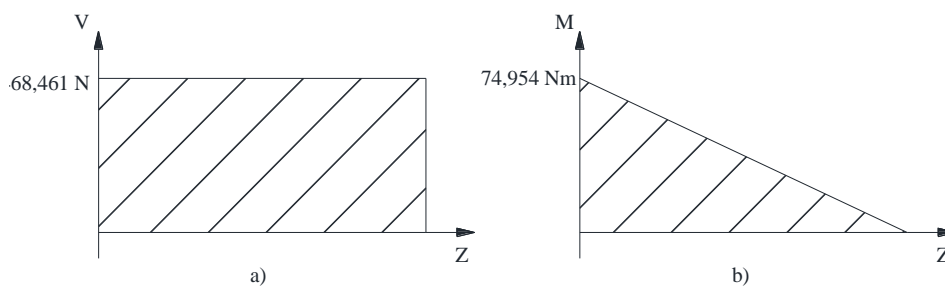
$$R_{Az} = 2764,16 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$M_A - 0,16(468,461) = 0$$

$$M_A = 74,954 \text{ Nm}$$

En la siguiente figura 3.42 se presentan los diagramas de cortante y momento flector a) y b) respectivamente.



**Figura 3.42** a) Diagrama de cortante y b) Diagrama momento flector

$$\sigma_{perm} > \frac{M_{max}}{W} \quad (3.75)$$

$$W = M_{max} / \sigma_{perm} \quad (3.76)$$

$$W = \frac{74,954}{228 \times 10^6} = 3,287 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$W = 0,3287 \text{ cm}^3$$



Se utiliza un tubo de 2 3/8 de pulgada debido a que se tiene que acoplar al alojamiento del rodamiento con anillos de obturación (o-ring).

Propiedades de la sección Anexo A-18

**Tabla 3-42** Propiedades de tubo redondo [21]

Diámetro exterior		Espesor	Área $cm^2$	I $cm^4$	W $cm^3$
2 3/8"	60,33mm	2mm	3,67	15,58	5,17

Comprobación de área seleccionada.

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{79,954}{5,17/(10000)}$$

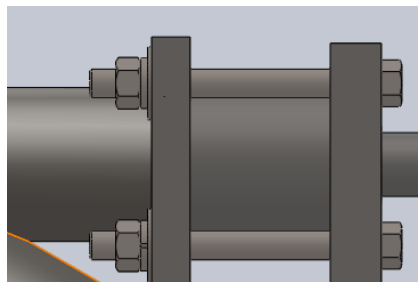
$$\sigma = 154649,903 Pa$$

$$\sigma_{perm} > \sigma$$

$$228000kPa > 154,6499 kPa \quad si$$

Por lo tanto la tubería con la sección seleccionada resiste la fuerza ejercida.

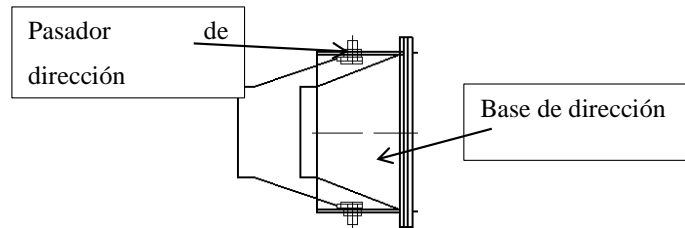
Para los pernos que resisten las fuerzas de empuje en los rodamientos de rodillos cónicos se utiliza mediante una tapa son cuatro pernos 7/16 pulgada porque en el mercado se encuentran con longitudes de 4 a 4,5 pulgadas la necesaria para la tapa de los rodamientos de empuje ver figura 3.43.



**Figura 3.43** tapa y pernos de la tapa para rodamientos de empuje

### 3.2.5.11. Cálculo del dispositivo de dirección

En la Figura 3.43 se presenta el esquema del cambio de dirección del flujo como la fuerza con la que se impulsa el fluido es la presión máxima que resiste la tubería, se utiliza el mismo espesor de pared para la dirección.



**Figura 3.44** Partes del sistema de dirección

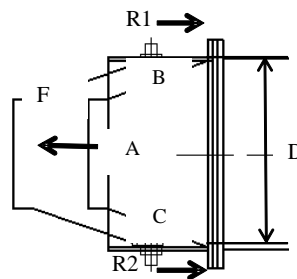
La base de la dirección es un ducto que se une mediante una brida a la tobera. Además soporta el dispositivo de dirección.

Por lo tanto:  $F = 1823,824 \text{ N}$

El dispositivo es simétrico y si se analiza en un solo punto.

Cálculo de la base de la dirección.

En la figura 3.44 se tiene el diagrama de cuerpo libre.



**Figura 3.45** Diagrama de cuerpo libre

Para esto se utiliza el acero ASTM A-36 con  $S_y = 250 \text{ MPa}$  Anexo A-8

Asumiendo que el máximo esfuerzo permisible no exceda el límite de fluencia y el área en que se aplica la carga es tubo redondo de 193 mm de diámetro externo y 188 mm de diámetro interno.

$$\sigma_{max} < S_y \quad (3.77)$$

$$A = 0,00049556 \text{ m}^2$$

Usando la ecuación (3.70) pero para esfuerzo de tracción.

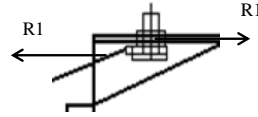
$$\sigma_{max} = \frac{1823,824}{0,00049556} \quad (3.78)$$

$$\sigma_{max} = 3680329,324 \text{ N}$$

$$3,680329 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa}$$

Con la comparación anterior se sabe que el área que se asume resiste la fuerza de empuje sobre la base del dispositivo de dirección.

En la figura 3.45 se muestra e como actúa la fuerza de empuje sobre el dispositivo de dirección.



**Figura 3.45** Fuerzas que actúan en el pasador

Análisis de cuerpo libre de la figura 3.42.

$$\sum M_A = 0$$

$$R2 \left( \frac{D}{2} \right) - R1 \left( \frac{D}{2} \right) = 0 \quad (3.79)$$

$$R2 = R1 \quad (3.80)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R1 + R2 - F = 0 \quad (3.81)$$

Reemplazando ecuación (3.80) en (3.81) se tiene las reacciones necesarias para los pasadores:

$$R2 = F/2 \quad (3.82)$$

$$R2 = R1 = 911,912 \text{ N}$$

Con la ecuación (3.70) y asumiendo un diámetro de 12,7 mm. De acero AISI 1018  $S_y = 235 \text{ MPa}$ . [21]

$$\tau = \frac{911,912}{0,0127^2 \pi / 4}$$

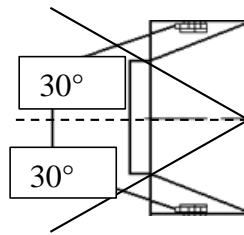
$$\tau = 7198725,4 \text{ N/m}^2$$

El esfuerzo cortante se compara con el límite de fluencia.

$$235 \text{ MPa} > 7,198725 \text{ MPa}$$

El diámetro asumido resiste la fuerza de empuje.

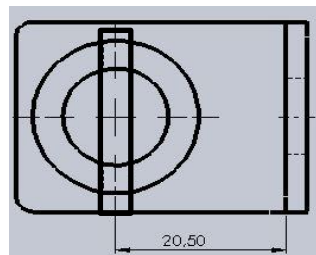
El ángulo de inclinación de giro es de 30 grados de cada lado [26]. Como se muestra en la figura 3.46.



**Figura 3.46** Ángulo de inclinación

### 3.2.5.12 Cálculo del pasador del sistema de dirección.

En la figura 3.7 está el esquema de cómo es la cuña de la dirección.



**Figura 3.47** Esquema del pasador

Acero AISI 1018 estirado en frío

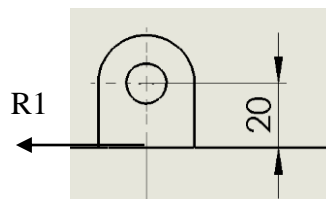
$$S_y = 235 \text{ N/mm}^2$$

Resistencia al cortante

Con la ecuación (3.51)

$$S_{sy} = 135,595 \text{ N/mm}^2$$

El torque aplicado es la reacción por la distancia de 20 mm como se ve en la figura



**Figura 3.48** Esquema para el torque en la dirección.

Es de: 18,238 Nm

La fuerza con la ecuación (3.52)

$$F = \frac{18,238Nm}{0,00635 m}$$

$$F = 2872,164$$

La cuña está en los dos lados y se puede reducir la fuerza a la mitad por lo tanto el área de uno de los lados es:

$$F' = 1436,082 N$$

Cálculo del diámetro con un factor de seguridad de 1,1. Con la ecuación 3.57 se despeja el diámetro y se tiene:

$$d = \sqrt{\frac{4nF'}{\pi Ssy}} \quad (3.83)$$

$$d = \sqrt{\frac{4(1,1)(1436,082)}{\pi(135,595)}}$$

$$d = 3,85 mm$$

Se usa el diámetro de cuatro milímetros.

Con la ecuación 3.57 se calcula el factor de seguridad.

$$n = \frac{\pi(4)^2}{4} \frac{135,595}{1436,082}$$

$$n = 1,187$$

El factor de seguridad es aceptable para una cuña.

### 3.2.5.13 Cálculo de esfuerzo del brazo de dirección

En la figura 3.49 se muestra el brazo para el mecanismo de dirección.

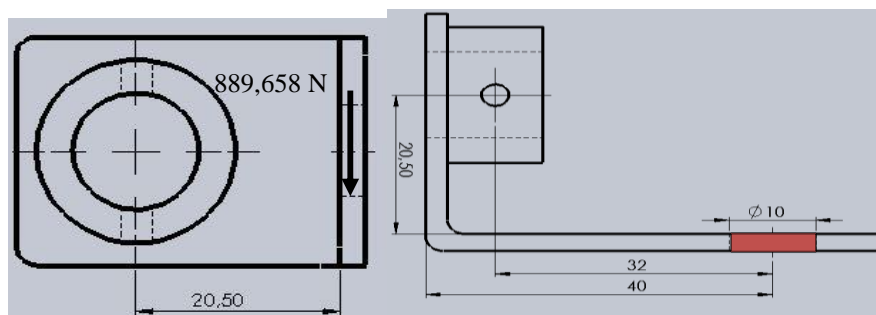


Figura 3.49 Brazo de dirección

Se calcula es esfuerzo cortante como el torque se calculó en la sección anterior el valor encontrado se divide para la distancia de 0,0205 m y se tiene 889,658 N.

Tomando en cuenta que el esfuerzo cortante no debe superar el límite de fluencia

$$\text{AISI 1018; } S_y = 235 \frac{N}{mm^2} = 235 \text{ MPa [21]}$$

Con la ecuación 3.70

$$\tau = \frac{889,658}{\pi \left( \frac{0,01^2}{4} \right)}$$

$$\tau = 11,327 \text{ MPa}$$

$$\tau < S_y$$

$$11,327 \text{ MPa} < 235 \text{ MPa OK}$$

Por lo tanto los pasadores pueden ser de un diámetro de 10 milímetros.

Con la ecuación 3.70 se calcula la falla de la placa ASTM A-36 con  $S_y = 250 \text{ MPa}$ .

$$\tau = \frac{889,658}{0,01 * 0,0025}$$

$$\tau = 35,586 \text{ MPa}$$

$$35,586 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa OK}$$

La falla de la placa no se deforma con facilidad y resistirá la fuerza aplicada para el cambio de dirección del fluido.

#### **3.2.5.14 Construcción del sistema de propulsión.**

La construcción del sistema pe propulsión por chorro de agua se muestra en el anexo B.1

### **3.3 Pruebas de funcionamiento**

Para verificar el funcionamiento de la máquina se realizó diferentes pruebas que permiten saber si la maquina trabaja de manera correcta se realiza un protocolo de pruebas.

**a) Verificación de la rotación libre del eje principal.**

Para conocer si el eje rota sin interferencias se utiliza el proceso de observación.


Inicio de la prueba.

Instalar del motor y el propulsor en una mesa de prueba.

Encender el motor.

Verificar si el eje gira libremente.


Registrar en el formato 1

FORMATO 1					
Lugar:	Ciudad de Puyo				
Fecha:	27-01-2017	Hora inicio:	17:30		
Equipo:	Prototipo de propulsor por chorro de agua	Hora fin:	18:30		
Empresa:	FUERA DE BORDA				
Responsable de la prueba:	Paul Quispe				
No. Prueba:	01				
Control de conformidad					
<b>Aprueba</b>	A	<b>No aprueba</b>	NA	<b>Con observaciones</b>	CO
Parte	Descripción				Conformidad
Soporte con rodamientos de empuje.	Resiste el impulso generado por la bomba y la rotación generada por el motor.				A
Descanso con bocín de bronce al aluminio.	Debe resistir la parte de fuerza radial generada por el motor y estar en contacto con agua.				CO
<b>Observaciones:</b>					
El bocín de bronce al aluminio se desgasta brevemente, además de atascarse e impedir el pronto encendido del motor en la siguiente figura se presenta el bocín de bronce instalado y el descanso del mismo.					
					

Se realiza una segunda prueba para la verificación la rotación del eje.

Se realiza el cambio a rodamientos radiales.

**Tipo de prueba:** Observación y verificación

<b>FORMATO 1</b>					
Lugar:	Ciudad de Puyo				
Fecha:	01-02-2017	Hora inicio:	10:00		
Equipo:	Prototipo de propulsor por chorro de agua	Hora fin:	11:00		
Empresa:	FUERA DE BORDA				
Responsable de la prueba:	Paul Quispe				
No. Prueba:	02				
<b>Control de conformidad</b>					
<b>Aprueba</b>	A	<b>No aprueba</b>	NA	<b>Con observaciones</b>	CO
<b>Parte</b>		<b>Descripción</b>			<b>Conformidad</b>
Descanso con rodamientos de radial de bolas.		Debe resistir la parte de fuerza radial generada por el motor y estar en contacto con agua.			A
<b>Observaciones:</b>					
Se realiza el cambio a rodamientos radiales y se utiliza retenedor para evitar el contacto con el agua.					
					

**b) Longitud de chorro de agua**



**Tipo de prueba:** Observación y verificación



Instalar ubicar la mesa de pruebas en el agua.



Ducto de entrada debe estar lleno de agua.

Registrar en el formato 1

FORMATO 1					
Lugar:	Ciudad de Puyo				
Fecha:	01-02-2017	Hora inicio:	14:00		
Equipo:	Prototipo de propulsor por chorro de agua	Hora fin:	13:00		
Empresa:	FUERA DE BORDA				
Responsable de la prueba:	Paul Quispe				
No. Prueba:	01				
Control de conformidad					
<b>Aprueba</b>	A	<b>No aprueba</b>	NA	<b>Con observaciones</b>	CO
Parte	Descripción				Conformidad
Propulsor por chorro de agua	Realiza el empuje para mover una canoa				CO
<b>Observaciones:</b>					
Chorro de agua reducido con una longitud de 15 cm. Además de que el propulsor está completamente dentro del agua.					
					
Con una hélice de fabricación artesanal intentando replicar la hélice obtenida por la empresa.					
					

FORMATO 1					
Lugar:	Ciudad de Puyo				
Fecha:	01-02-2017	Hora inicio:	14:00		
Equipo:	Prototipo de propulsor por chorro de agua	Hora fin:	13:00		
Empresa:	FUERA DE BORDA				
Responsable de la prueba:	Paul Quispe				
No. Prueba:	02				
Control de conformidad					
<b>Aprueba</b>	A	<b>No aprueba</b>	NA	<b>Con observaciones</b>	CO
Parte	Descripción				Conformidad
Propulsor por chorro de agua	Realiza el empuje para mover una canoa				A
<b>Observaciones:</b>					
<p>En la siguiente figura se muestra la longitud del chorro de agua utilizando una hélice de fabricación artesanal de con un mayor ángulo de ataque.</p>					
					
					

### Prueba hidráulica

### Primera prueba



**Tipo de prueba:** Medición de volumen

Instalar ubicar la mesa de pruebas en el agua.

Ducto de entrada debe estar con agua.


Encender el motor

Registrar en el formato 2

FORMATO 2					
Lugar:	Ciudad de Puyo				
Fecha:	15-02-2017	Hora inicio:	10:30		
Equipo:	Recipiente de 20 litros	Hora fin:	11:30		
Empresa:	FUERA DE BORDA				
Responsable de la prueba:	Paul Quispe				
No. Prueba:					
Control de conformidad					
Aprueba	A	No aprueba	NA	Con observaciones	CO
Parte	Medido		V. referencia	Conformidad	
Propulsor por chorro de agua	0.02m <sup>3</sup> en 1.2 s		0.107 m <sup>3</sup> /s	CO	
	0.02m <sup>3</sup> en 1.5s				
<b>Observaciones:</b>					
El caudal con la hélice proporcionado por la empresa requiere mayor caudal no proporciona la suficiente fuerza de empuje.					
					



## Segunda prueba

**Tipo de prueba:** Medición de volumen

FORMATO 2					
Lugar:	Ciudad de Puyo				
Fecha:	18-02-2017	Hora inicio:	13:30		
Equipo:	Recipiente de 20 litros	Hora fin:	15:30		
Empresa:	FUERA DE BORDA				
Responsable de la prueba:	Paul Quispe				
No. Prueba:					
Control de conformidad					
<b>Aprueba</b>	A	<b>No aprueba</b>	NA	<b>Con observaciones</b>	CO
<b>Parte</b>	<b>Medido</b>		<b>V. referencia</b>	<b>Conformidad</b>	
Propulsor por chorro de agua	0,04m <sup>3</sup> en 0,3 s		0.107 m <sup>3</sup> /s	A	
	0,04m <sup>3</sup> en 0.5s				
<b>Observaciones:</b>					
El prototipo genera un gran fuerza de empuje por lo que se procede a instalar.					
					

## Prueba de velocidad

**Tipo de prueba:** observación y medición

FORMATO 2					
Lugar:	Ciudad de Puyo				
Fecha:	11-03-2017	Hora inicio:	17:00		
Equipo:	Cronometro	Hora fin:	18:30		
Empresa:	FUERA DE BORDA				
Responsable de la prueba:	Paul Quispe				
No. Prueba:					
Control de conformidad					
Aprueba	A	No aprueba	NA	Con observaciones	CO
Parte	Medido		Conformidad		
Propulsor por chorro de agua	2 m/s		A		
	3,5 m/s				
	4 m/s				
<b>Observaciones:</b> Se comprobó con dos personas y luego con tres en contra de la corriente del río.					
					
					

### 3.3 PRESUPUESTO

**Tabla 3-43** Presupuesto

<b>Materiales</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo Total</b>
Eje AISI 4340	26,60	0,7 m	18,62
Terminales de dirección	20	2	40
Plancha de tol e=2,5mm	41	1	41
Bases de motor	10	4	40
Pletina de 1/2x1/8 pulg.	12,50	1	12,5
Eje de 2 ½ pulg		0,10 m	0
Pernos M8x30mm	0,12	15	1,8
Tuercas M10	0,12	15	1,8
Arandelas	0,15	15	2,25
Perfil en L 1pulg	25	1	25
Rodamiento	15	2	30
Pernos M5	0,07	10	0,7
Tuercas M5	0,07	10	0,7
Arandelas	0,07	10	0,7
Placas de acero de 24x24x5 mm	2,50/kg	5	17,5
Motor	1100	1	1100
<b>Total</b>			<b>1332,57</b>

### **3.4 Especificaciones técnicas**

Sistema de propulsión por chorro de agua

#### **Aplicación**

El sistema de propulsión por chorro de se utiliza principalmente en lugares donde la altura del agua es baja y otro tipo de propulsión no es adaptable. También es ideal para embarcaciones rápidas.

#### **Mantenimiento**

El sistema es de fácil mantenimiento ya las piezas susceptibles a desgaste son desmontables.

La viscosidad de aceite base del lubricante es de un ISO VG100 y un grado NGLI 2 para grasas.

#### **Características:**

- Movimiento izquierda movimiento de recha para el cambio de dirección.
- Levantar la palanca para retroceder y bajar la palanca para avanzar hacia el frente.
- Velocidad máxima: 15 nudos (27,78 km/h).
- RPM máxima 4000 de la bomba
- Empuje neto: 110 kg
- Capacidad de transporte: 712,23 kg.
- Dos rodamientos de rodillos cónicos 33205
- Potencia neta del motor 11,7 HP
- Dos retenedores NJ 377 y un retenedor NJ 617.
- Ocho pernos M8 para bridas empernadas
- Cuatro tornillos M4
- Cuatro pernos M10x1,25
- Dos O-ring de 40 mm
- Dos rodamientos 6202.2ZR
- Dos retenedores de 15x25x7

## CAPÍTULO IV

### 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### Conclusiones

- Las dimensiones de entrada y salida diseñadas son de 0,15 m y de 0,075 m respectivamente para una altura de cabeza neta de presión de la bomba de 11 m y potencia de 11,5 hp.
- El espesor de pared del ducto de entrada y la tobera es de 2,5 mm con lo que soporta la presión ejercida por la bomba y el peso propio de la estructura.
- El diámetro para acolar el eje con la polea conductora es 25 mm y 15mm para acoplar el eje con la hélice.
- La chaveta para la transmitir potencia es un chaveta cuadrada de 6 x 6 mm y 30 mm de longitud.
- El bocín de bronce de aluminio ubicado el descanso del eje, en la tobera obstruye el libre giro del eje, produciendo el excesivo desgaste del bocín.
- Con ocho alabes directores de flujo funcionan adecuadamente reduciendo efecto estela en la salida del chorro de agua.
- El sistema de propulsión requiere que la bomba este con 30% del ducto con el fluido para que empiece a funcionar.



## Recomendaciones

- Evitar la utilización de bocines en el interior del agua porque se produce excesiva fricción y endurece el giro del eje del sistema de propulsión por chorro de agua.
- Realizar una adecuada tensión de las bandas de transmisión por que al estar flojas se produce el resbalamiento de la misma generando ruido entre la fricción de la banda y la polea.
- Evitar realizar cortes en caliente de placas con espesores delgados porque se contrae el material y se deforma permanentemente.
- Fabricar las bridas con diámetros mayores para poder obtener un apropiado espacio para la utilización de llaves para el apriete de los pernos y tuercas.
- Realizar un adecuado engrase de los rodamientos para obtener la lubricación requerida y evitar el desgaste prematuro del mismo.
- Utilizar en lo posible rodamientos obturados en el apoyo ubicado en la tobera para así ayudar a minimizar el riesgo de que ingrese agua a los rodamientos y se deteriore rápidamente.
- Realizar el mecanismo de giro más exacto e incrementar el ángulo de inclinación de la tobera de dirección para un giro más breve de la canoa.
- Realizar un correcto sellado del sistema para evitar el ingreso del agua a la canoa.

## C.- MATERIALES DE REFERENCIA

### 1. Bibliografía

- [1] V. Iñesta, "Estudio del sistema propulsivo water jet". Tesis. Universidad Politécnica de Cataluña. Barcelona, España, 2014.
- [2] D. Jaramillo, "Las políticas de movilidad fluvial en la Amazonia ecuatoriana serán puestas en escena". Internet: [www.obraspublicas.gob.ec/las-politicas-de-movilidad-fluvial-en-la-amazonia-ecuatoriana-seran-puestas-en-escena/](http://www.obraspublicas.gob.ec/las-politicas-de-movilidad-fluvial-en-la-amazonia-ecuatoriana-seran-puestas-en-escena/). Ago. 26, 2015 [Feb. 11, 2016].
- [3] W. Jara, "Notas Complementarias de Maquinaria Marítima I". Internet: [www.obraspublicas.gob.ec/las-politicas-de-movilidad-fluvial-en-la-amazonia-ecuatoriana-seran-puestas-en-escena/](http://www.obraspublicas.gob.ec/las-politicas-de-movilidad-fluvial-en-la-amazonia-ecuatoriana-seran-puestas-en-escena/). Ago. 26, 2015 [Feb. 11, 2016].
- [4] R. Shademani, M. Yousefi P. Ghadimi, (2013, Abril). "Performance Assessment of the Waterjet Propulsion System through a Combined Analytical and Numerical Approach." International Journal of Physic. [En línea]. Vol. 1, pp. 1-6 Disponible: <http://pubs.sciepub.com/ijp/1/2/1>. [Ene. 1, 2016].
- [5] D. F. Sarzosa, "Diseño de un sistema de propulsión por chorro de agua y construcción de un prototipo para una embarcación fluvial". Tesis, Escuela Superior Politécnica de Litoral, Guayaquil, Ecuador, 2006.
- [6] N. W. Herman B., "Numerical Analysis of a Water jet Propulsion System," Ph.D. Disertación. Universidad Tecnológica de Eindhoven, 2006.
- [7] J. Allison, (1993). "Marine Waterjet Propulsion." SNAME Transactions. [En línea]. Vol. 101 pp. 275-335. Disponible: <http://academic.amc.edu.au/~psahoo/Research/Int.Workshop-AMC-2003/Gottaschadlk/Allison.pdf>. [Ene. 6, 2016].
- [8] A. M. Moreno C., A. M. Moreno C., (2014). "Estandarización del cálculo estructural para tubería de presión para centrales hidroeléctricas". Tesis.

Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

- [9] R. Quereda Laviña, (2000, Enero). “Ensayos con Modelos Propulsados por Chorro de Agua.” *Revista de Ingeniería Naval*. [En línea]. 155(1), pp. 1-32. Disponible: [http://www.cehipar.es/\\_\\_files/users/publicaciones/155.pdf](http://www.cehipar.es/__files/users/publicaciones/155.pdf). [Ene. 1, 2016].
- [10] R. L. Mott, *Mecánica de fluidos*, Sexta ed. México D.F., México : Pearson Educación de México, S.A., 2006.
- [11] Rafael Bejarano and Leonardo Latorre C. fluidos.eia.edu.co. [Online]. <http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/seleccionbombascentrifugas/seleccionbombascentrifugas.html>
- [12] Agencia Suiza para el desarrollo y la cooperación COSUDE, “Guía para la selección equipos de bombeo para sistemas de abastecimiento de agua y saneamiento para el medio rural”. Confederación Suiza. [En línea]. Disponible: [www.bvsde.ops-oms.org/tecapro/documentos/miscela/guiasequiposbombeo-rural.pdf](http://www.bvsde.ops-oms.org/tecapro/documentos/miscela/guiasequiposbombeo-rural.pdf) , 2007 [Jun. 09, 2016].
- [13] R. Heras Zurita., (Noviembre, 2013). “El sistema propulsivo del buque: las hélices marinas y el fenómeno de la cavitación”. Tesis. Universidad Politécnica de Cataluña., [En línea]. Disponible: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/20293/TFC.pdf>. [Sept. 18, 2016].
- [14] J. K. Nibett R. G. Budynas, "*Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*", Octava ed. México D.F., México: McGraw-hill/interamericana editores, S.A. de C.V., 2008.
- [15] R. Mott, (2000, Enero). “Diseño de elementos de máquinas.” Cuarta Ed., México D.F.: Pearson Educación, 2006, Sección 16-5, Pag. 669.
- [16] Catalogo FAG “Rodamientos FAG.”.
- [17] Alta Produccion. [Online]. <http://www.altaproduccion.com/transmision->

potencia-mecanica.html

- [18] SKF, "Poleas trapeciales". Internet: <http://www.ropesa.com/catalogo/producto/136/poleas-trapeciales>. [Ene. 25, 2016].
- [19] Sargent, "Transmisión de potencia". Internet: <http://www.sargent.biz/industrial/productos.aspx?cat=76&m=0>, Oct. 2016 [Nov. 09, 2016].
- [20] S.C. ACERIND, "Soldadura de los aceros inoxidable". Internet: [www.cientificosaficionados.com/libros/solinox1.pdf](http://www.cientificosaficionados.com/libros/solinox1.pdf). Nov. 11, 2001. [Jul. 18, 2016].
- [21] *Catálogo DIPAC*.
- [22] Wartsila, "Marine". Internet: <http://www.wartsila.com>. [Feb. 11, 2016].
- [23] Servicios profesionales LY, Internet: <http://serviciosprofesionalesly.mex.tl/servicios.html>. [Feb. 23, 2016].
- [24] Retenes y rodillos Cucuta, "Renedores - Estoperas". Internet: <http://www.retenesyrodilloscucuta.com/retenedores.html>. [Nov. 29, 2016].
- [25] Gates Corporation, (2010). Heavy Duty V-Belt Drive Design Manual. [En línea]. Disponible: [https://www.gates.com/~~/media/files/gates/industrial/power-transmission/catalogs/heavy\\_duty\\_vbelt\\_drive\\_design\\_manual.pdf](https://www.gates.com/~~/media/files/gates/industrial/power-transmission/catalogs/heavy_duty_vbelt_drive_design_manual.pdf). [Sep. 1, 2016].
- [26] Wärtsilä Netherlands, (2015, Noviembre). "Midsize Waterjets Product Guide". [En línea]. Disponible: [www.wartsila.com](http://www.wartsila.com). [Jun. 08, 2016].
- [27] V. Örtengren, (2014, Marzo, 25). "Water jet steering concept". Master of science in engineering. Faculty of health, science and technology. Karlstads Universitet. [En línea]. Disponible: [www.diva-portal.org/smash/get/diva2:708479/fulltext01.pdf](http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:708479/fulltext01.pdf), [Jul. 20, 2016].

[28] Miquel Castaño, (2013, Diciembre). “Diseño y construcción de un sistema water jet para tabla de Surf”. Tesis. Ingeniería Técnica naval. Universidad Politécnica de Cataluña., [En línea]. Disponible: <http://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/20355/Proyecto%20final%20de%20carrera.pdf>. [Jun. 09, 2016].

## 2. Anexos

### Anexo A.-Tablas de catálogos y libros

#### Anexo A-1 Resistencia de barcos [10]

Tipo de nave	$R/\Delta$
Carguero marítimo	0,001
Crucero de pasajeros	0,004
Remolcador	0,006
Nave de guerra rápida	0,01-0,12

#### Anexo A-2 Factores $t$ , $\omega$ y $\eta_R$ [5]

Sistema Propulsivo		Rango de Velocidad								
		Desplazamiento $F_{nv} < 1$			Semiplano: $1 \leq F_{nv} \leq 2,5$			Plano $F_{nv} > 2,5$		
		wt	t	nrr	wt	t	nrr	wt	t	nrr
Propulsor con eje inclinado	6°	0,01 a -0,02	0,01	0,97 a 1,01	0 a 0,04	0,01 a 0,02	0,97 a 1,01	0 a -0,1	0,03	0,97 a 1,01
	12°	0,02 a -0,02	0,05	0,97 a 1,01	0,04 a -0,05	0,05 a 0,07	0,97 a 1,01	0,03 a -0,05	0,07 a 0,11	0,97 a 1,01
Propulsor en tunel	40% D	-0,03	0,1	0,92	0,02 a -0,03	0,07 a 0,1	0,93 a 0,9	0,03	0,03 a 0,07	0,88 a 0,9
	65% D	-0,03	0,12	0,92	0 a 0,05	0,1 a 0,12	0,93 a 0,9	0,04 a 0,05	0,08 a 0,1	0,97 a 1,01
Propulsor fuera de borda		0,03	0	0,97 a 1,01	0,03	0	0,97 a 1,01	0,03	0	0,97 a 1,01
Propulsor parcialmente sumergido		0	0	0,97 a 1,01	0	0	0,97 a 0,98	0	0	0,97 a 1,01
Chorro de agua con entrada a ras		0 a 0,02	0,05 a 0,08	0,99	0,02 a 0,04	0,05	0,99	0,05	-0,02 a -0,27	0,99
Propulsor de remolcadores		0	0 a 0,05	1	0	0 a 0,05	1	0	0 a 0,05	1
Propulsor de empujadores		0,05 a 0,07	0,05 a 0,07	0,97 a 1,01	0,05 a 1,01	0,05 a 0,07	0,97 a 1,01	0,5 a 0,07	0,05	0,97 a 1,01

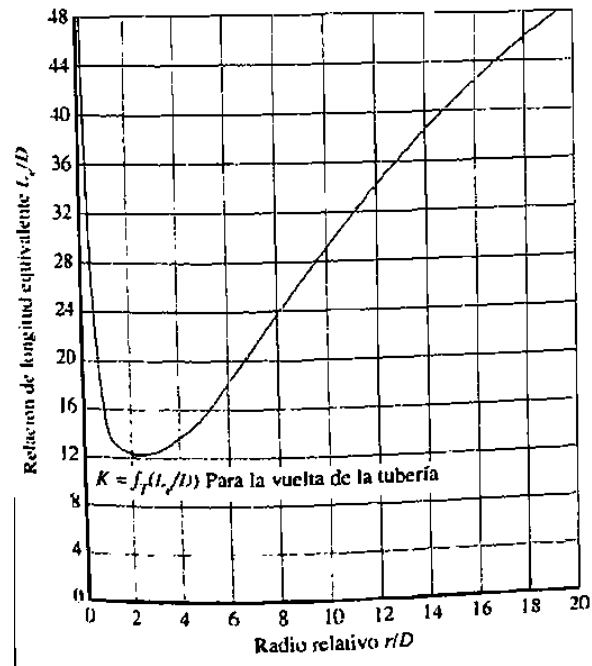
Anexo A-3 Valores de diseño de la rugosidad de tubos [10].

Material	Rugosidad $\epsilon$ (m)
Vidrio	Liso
Plástico	$3 \times 10^{-7}$
Tubo extruido: cobre latón y acero	$1,5 \times 10^{-6}$
Acero, comercial o soldado	$4,6 \times 10^{-5}$
Hierro galvanizado	$1,5 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil, recubierto	$1,2 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil, no recubierto	$2,4 \times 10^{-4}$
Concreto, bien fabricado	$1,2 \times 10^{-4}$
Acero remachado	$1,8 \times 10^{-3}$

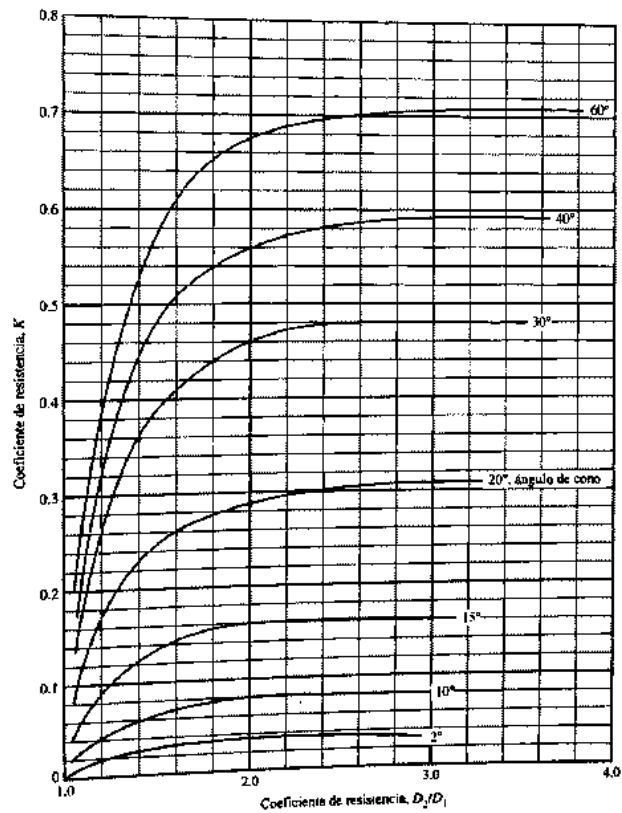
Anexo A-4 Propiedades del agua [10]

Temperatura (°C)	Peso específico $\gamma$ (kN/m <sup>3</sup> )	Densidad $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosidad dinámica $\eta$ (Pa·s)	Viscosidad cinemática $\nu$ (m <sup>2</sup> /s)
0	9.81	1000	$1.75 \times 10^{-3}$	$1.75 \times 10^{-6}$
5	9.81	1000	$1.52 \times 10^{-3}$	$1.52 \times 10^{-6}$
10	9.81	1000	$1.30 \times 10^{-3}$	$1.30 \times 10^{-6}$
15	9.81	1000	$1.15 \times 10^{-3}$	$1.15 \times 10^{-6}$
20	9.79	998	$1.02 \times 10^{-3}$	$1.02 \times 10^{-6}$
25	9.78	997	$8.91 \times 10^{-4}$	$8.94 \times 10^{-7}$
30	9.77	996	$8.00 \times 10^{-4}$	$8.03 \times 10^{-7}$
35	9.75	994	$7.18 \times 10^{-4}$	$7.22 \times 10^{-7}$
40	9.73	992	$6.51 \times 10^{-4}$	$6.56 \times 10^{-7}$
45	9.71	990	$5.94 \times 10^{-4}$	$6.00 \times 10^{-7}$
50	9.69	988	$5.41 \times 10^{-4}$	$5.48 \times 10^{-7}$
55	9.67	986	$4.98 \times 10^{-4}$	$5.05 \times 10^{-7}$
60	9.65	984	$4.60 \times 10^{-4}$	$4.67 \times 10^{-7}$
65	9.62	981	$4.31 \times 10^{-4}$	$4.39 \times 10^{-7}$
70	9.59	978	$4.02 \times 10^{-4}$	$4.11 \times 10^{-7}$
75	9.56	975	$3.73 \times 10^{-4}$	$3.83 \times 10^{-7}$
80	9.53	971	$3.50 \times 10^{-4}$	$3.60 \times 10^{-7}$
85	9.50	968	$3.30 \times 10^{-4}$	$3.41 \times 10^{-7}$
90	9.47	965	$3.11 \times 10^{-4}$	$3.22 \times 10^{-7}$
95	9.44	962	$2.92 \times 10^{-4}$	$3.04 \times 10^{-7}$
100	9.40	958	$2.82 \times 10^{-4}$	$2.94 \times 10^{-7}$

Anexo A-5 Resistencia debido a vueltas de 90° en tuberías, [10]

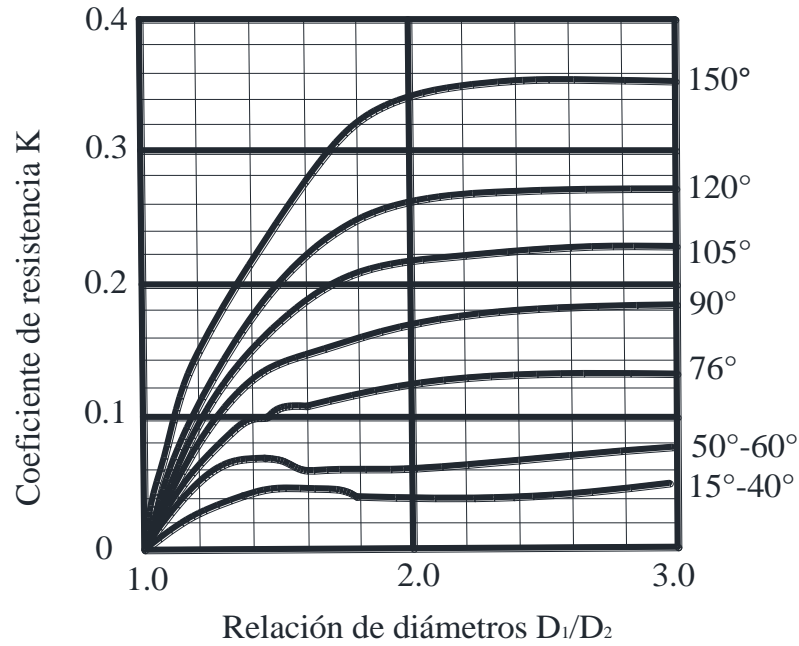


Anexo A-6 Coeficiente de resistencia-expansión gradual [10].





Anexo A-7 Coeficiente K en función de la relación de diámetros [10].



Anexo A-8 Material para la construcción del sistema [21].

Calidad Comercial

NORMA	COMPOSICION QUIMICA							PROPIEDADES MECANICAS			NORMA EQUIVALENTE
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%AL	%CU	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°	
JIS G3131 SPHC	0,08 0,13	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,05 max	0,02 0,08	0,2 max	270 min	29 min	D= Ce	SAE 1010 ASTM A-569
SAE 1008	0,03 0,1	0,25 0,5	0,02 max	0,025 max	0,04 max	0,02 0,08	0,2 max				JIS G3132 SPHT1
SAE 1012	0,1 0,15	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,03 max	0,02 0,08	0,2 max				ASTM A-635 ASTM A-570 GRADO 33

Calidad Estructural

NORMA	COMPOSICION QUIMICA							PROPIEDADES MECANICAS					NORMA EQUIVALENTE
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%CU	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°		
ASTM A-588M GRADO A	0,19 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,25 0,40	Ni 0,15-0,35 Cr 0,40-0,65 V 0,02-0,10	345 min	485 min	18 min			
ASTM A-283 GRADO C	0,12 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 max	0,2 max		205 min	380 516 max	25 min	D=1,5e	SAE 1015	
JIS G-3101 SS41 M	0,17 0,23	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 max	0,25 max		250 min	400 min 550 max	21 min		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 36	
A 36	0,25 0,29	0,80 1,2	0,04 max	0,05 max	0,4 max	0,20 max		250 min	400 min 550 max	20 min			
A570-GR50	0,25	1,35 max	0,035 max	0,04 max				340 min	450 min 550 max	17 min	1-1/2e		

Anexo A-9 Factor de servicio de bandas [25].

Driven Machine	Driver			
	AC Motors: Normal Torque, Squirrel Cage, Synchronous, Split Phase. DC Motors: Shunt Wound. Engines: Multiple Cylinder Internal Combustion.*	Normal Service 8-10 Hours Daily	Continuous Service 16-24 Hours Daily	Intermittent Service 3-5 Hours Daily or Seasonal
The machines listed below are representative samples only. Select the group listed below whose load characteristics most closely approximate those of the machine being considered. See Page 266 for additional help in selecting Service Factors.	AC Motors: High Torque, High Slip, Repulsion-Induction, Single Phase, Series Wound, Slip Ring. DC Motors: Series Wound, Compound Wound. Engines: Single Cylinder Internal Combustion.* <b>Line shafts</b> <b>Clutches</b>	Normal Service 8-10 Hours Daily	Continuous Service 16-24 Hours Daily	Intermittent Service 3-5 Hours Daily or Seasonal
Dispensing, Display Equipment Instrumentation Measuring Equipment Medical Equipment Office, Projection Equipment		1.1	1.2	1.0
Agitators: Liquid Appliances, Sewing Machines, Sweepers Conveyors: Belt, Light Package Fans: Up to 10 HP Hand Tools (Power) Machine Tools: (Light) Drill Presses, Lathes, Saws Screens: Drum, Oven Woodworking Equipment: Band Saws, Drills, Lathes		1.2	1.3	1.1
Agitators: Semi-Liquid Compressors: Centrifugal Centrifuges Conveyors: Belt, Coal, Ore, Sand Dough Mixers Fans: Over 10 HP Generators Laundry Equipment Line Shafts Machine Tools: (Heavy) Boring, Grinders, Milling, Shapers Paper Machinery (except Pulpers) Presses, Punches, Shears Printing Machinery Pumps: Centrifugal, Gear Screens: Revolving, Vibratory				
Blowers: Positive Displacement, Mine Fans Brick Machinery Compressors: Piston Conveyors: Drag, Elevator, Pan, Screw Elevators: Bucket Exciters Extractors Mills: Hammer Paper Pulpers Pulverizers Pumps: Piston Rubber Calendars, Extruders, Mills Textile Machinery		1.3	1.5	1.2





# DIPAC<sup>®</sup>

**PRODUCTOS DE ACERO**

EJES

## EJES ACERO INOXIDABLE

### Especificaciones Generales

<b>Material</b>	AISI 304
<b>Dureza HB</b>	249-278
<b>Límite de fluencia</b>	225 N/mm <sup>2</sup>
<b>Aplicaciones</b>	INDUSTRIAS ALIMENTICIAS, CERVECERA, AZUCARERA, ALIMENTICIA, UTENSILIOS DOMESTICOS INDUSTRIA DEL CUERO FARMACEUTICA, DENTAL, ETC...



### DIMENSIONES

DIAMETRO	LONGITUD
3/16"	6m.
1/4"	6m.
5/16"	6m.
3/8"	6m.
1/2"	6m.
5/8"	6m.
3/4"	6m.
1"	6m.
1-1/4"	6m.
1-1/2"	6m.
2"	6m.
2-1/2"	6m.
3"	6m.
3-1/2"	6m.
4"	6m.
5"	6m.
6"	6m.

### PROPIEDADES QUÍMICAS

%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Ni	%Cr
0 - 0,08	0 - 1	0 - 2	0 - 0,045	0 - 0,03	8 - 10.5	18 - 20

Anexo A-11 Tablas de factores de concentración de esfuerzos primera interacción [14].

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ( $r/d = 0.02$ )	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Anexo A-12 Parámetro en el factor de condición superficial [14].

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{utr}$ kpsi	$S_{utr}$ 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 A-13 Valores de  $k_c$  [14].

flexión	1
axial	0,85
torsión	0,59

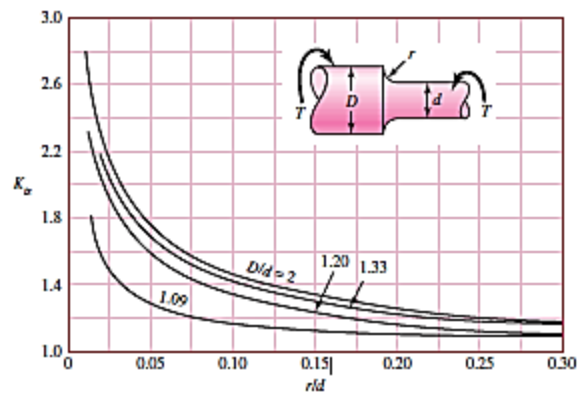
Anexo A-14 Valores de  $k_e$  [14].

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_e$
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 A-15 Gráficos para coeficiente de concentración de esfuerzos [14].

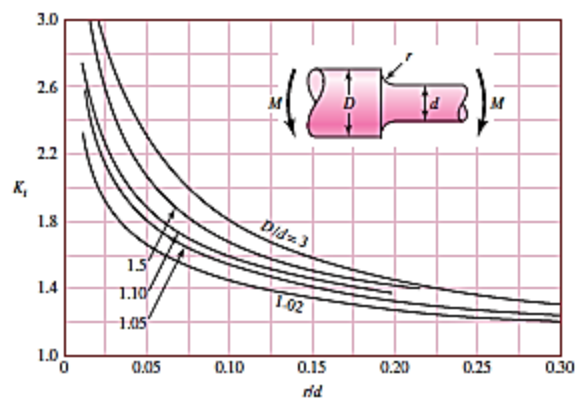
**Figura A-15-8**

Eje redondo con filete en el hombro en torsión.  $\tau_o = Tc/J$ , donde  $c = d/2$  y  $J = \pi d^4/32$ .



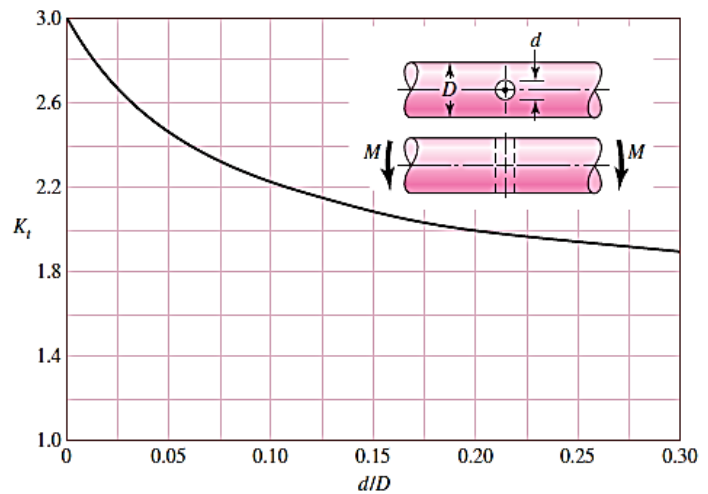
**Figura A-15-9**

Eje redondo con filete en el hombro en flexión.  $\sigma_o = Mc/I$ , donde  $c = d/2$  y  $I = \pi d^4/64$ .



**Figura A-15-11**

Eje redondo en flexión con un agujero transversal.  $\sigma_o = M/[\pi D^3/32]\{dD^2/6\}$ , aproximadamente.

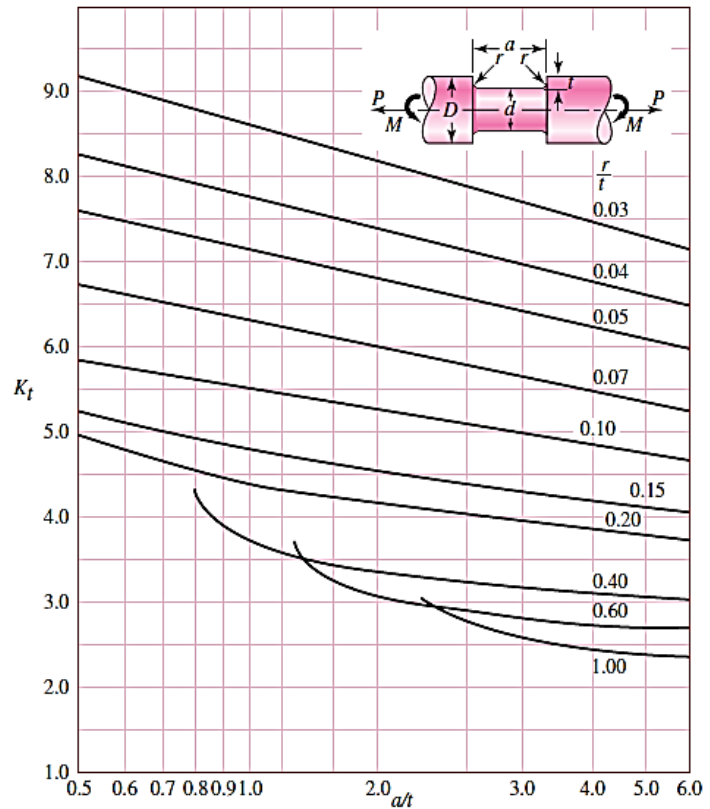


**Figura A-15-16**

Eje redondo con ranura de fondo plano en flexión y/o tensión.

$$\sigma_0 = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{32M}{\pi d^3}$$

Fuente: W. D. Pilkey, *Peterson's Stress Concentration Factors*, 2a. ed., John Wiley & Sons, Nueva York, 1997, p. 115.



Anexo A-16 Valor de  $f_1$  en y de la aplicación [16].

Lugar de aplicación	Valor $f_1$ que debe alcanzarse	Valores usuales de cálculo
<b>Construcciones navales</b>		
Rodamientos de empuje para barcos	3 ... 4	Empuje máximo de la hélice; velocidad nominal
Rodamientos del eje principal	4 ... 6	Peso proporcional del eje; velocidad nominal $f_2 = 2$
Transmisiones grandes	2,5 ... 3,7	Potencia nominal; velocidad nominal
Transmisiones pequeñas	2 ... 3	Potencia nominal; velocidad nominal
Accionamientos de botes	1,5 ... 2,5	Potencia nominal; velocidad nominal
		<b>Rodamientos del timón</b>
		cargados estáticamente por la presión del timón, el peso y el accionamiento
<b>Maquinaria agrícola</b>		
Tractores agrícolas	1,5 ... 2	igual que vehículos
Maquinaria autopropulsada	1,5 ... 2	igual que vehículos
Maquinaria de temporada	1 ... 1,5	Potencia máxima; velocidad nominal
<b>Maquinaria de construcción</b>		
Niveladoras, cargadoras	2 ... 2,5	igual que vehículos
Excavadoras / equipo tractor	1 ... 1,5	par medio del motor hidrostático;
Excavadoras / equipo giratorio	1,5 ... 2	velocidad media
Apisonadoras vibratorias, excitadoras]	1,5 ... 2,5	Fuerza centrífuga · $f_2$ (Factor $f_2 = 1,1$ a $1,3$ )
Compactadoras	1 ... 1,5	








Anexo A-17 Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso o paso fino [14].

Diámetro nominal $d_r$ mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso $p_r$ mm	Área de esfuerzo de tensión $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Paso $p_r$ mm	Área de esfuerzo de tensión $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

\*Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación  $d_f = d - 1.226869p_r$ , y el diámetro de paso a partir de  $d_p = d - 0.649519p_r$ . La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

**Tabla 8-11**

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero\*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la tensión, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la fluencia, <sup>†</sup> MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

**Tabla A-31**

Dimensiones de tuercas hexagonales

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contra-tuerca
1/4	7/16	7/32	9/32	5/32
5/16	1/2	17/64	21/64	3/16
3/8	9/16	21/64	13/32	7/32
7/8	11/16	3/8	29/64	1/4
1	3/4	7/16	9/16	5/16
1 1/8	7/8	31/64	39/64	5/16
1 1/4	1 1/8	41/64	23/32	3/8
1 1/2	1 5/8	3/4	29/32	31/64
1 3/4	1 7/8	55/64	1	35/64
1 7/8	1 11/8	31/32	1 5/32	39/64
1 3/4	1 7/8	1 1/16	1 1/4	23/32
1 3/8	2 1/16	1 11/64	1 3/8	25/32
1 1/2	2 1/4	1 9/32	1 1/2	27/32

Tamaño nominal, mm				
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0
M20	30	18.0	20.3	10.0
M24	36	21.5	23.9	12.0
M30	46	25.6	28.6	15.0
M36	55	31.0	34.7	18.0



Anexo A-18 Material para la viga en voladizo [21].

## Especificaciones Generales

<b>Norma</b>	ASTM A-500
<b>Recubrimiento</b>	Galvanizado
<b>Largo normal</b>	6.00m
<b>Otros largos</b>	Previa Consulta
<b>Dimensiones</b>	Desde 1/2" hasta 4"
<b>Espesor</b>	Desde 1.80mm a 2.00mm

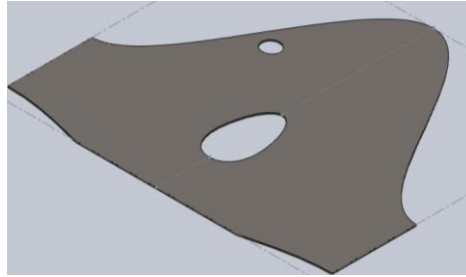


DIMENSIONES				PROPIEDADES			
DIAMETRO EXTERIOR		ESPESOR	PESO	AREA			
D		e	P	A	I	W	I
Pulg.	mm	mm	Kg/m	cm2	cm3	cm3	cm
1"	25.40	1.80	1.09	1.34	0.93	0.73	0.83
1"	25.40	2.00	1.21	1.47	1.01	0.79	0.83
1 1/4"	31.75	1.80	1.37	1.69	1.90	1.20	1.06
1 1/4"	31.75	2.00	1.52	1.87	2.07	1.30	1.05
1 1/2"	38.10	1.80	1.65	2.05	3.38	1.78	1.28
1 1/2"	38.10	2.00	1.84	2.27	3.70	1.94	1.28
1 3/4"	44.45	1.80	1.98	2.41	5.48	2.47	1.51
1 3/4"	44.45	2.00	2.20	2.67	6.01	2.70	1.50
1 7/8"	47.63	1.80	2.11	2.59	6.80	2.86	1.62
1 7/8"	47.63	2.00	2.34	2.87	7.46	3.13	1.61
2"	50.80	1.80	2.22	2.77	8.32	3.27	1.73
2"	50.80	2.00	2.48	3.07	9.13	3.59	1.73
2 3/8"	60.33	2.00	2.92	3.67	15.58	5.17	2.06
2 1/2"	63.50	2.00	3.09	3.86	18.27	5.75	2.17
2 7/8"	73.03	2.00	3.56	4.46	28.14	7.71	2.51
3"	88.90	2.00	4.35	5.46	51.54	11.60	3.07
4"	114.30	2.00	5.67	7.06	111.23	19.46	3.97

## Anexo B.1 Construcción del sistema

Para sacar las plantillas en metal se utilizó un programa CAD. Además de utilizar las ecuaciones del anexo de [5] para el trazado de los conos, anillos de cambio de dirección de tubería y para la base de la dirección.

En la figura B.1 se muestra la entrada desplegada realizado en un programa CAD.



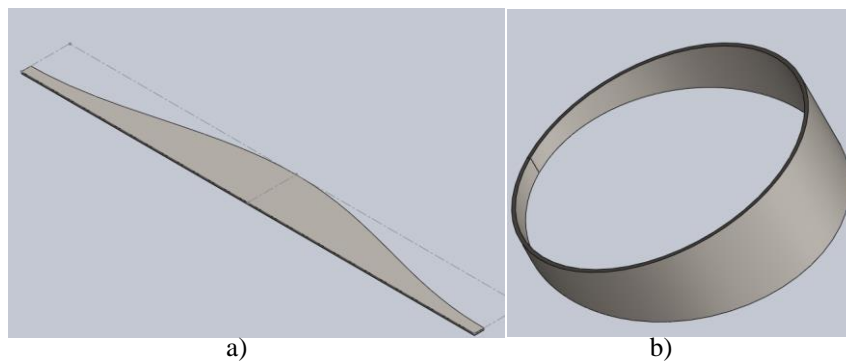
**Figura B.1** Entrada desplegada

La figura B.2 se presenta la placa del ducto de entrada que se rolo.



**Figura B.2** Entrada rolada

En la figura B.3 está la placa que se utiliza para el cambio de dirección la figura B.3 a) es la placa sin rolar y b) es la placa rolada



**Figura B.3** Conexión para el cambio de dirección



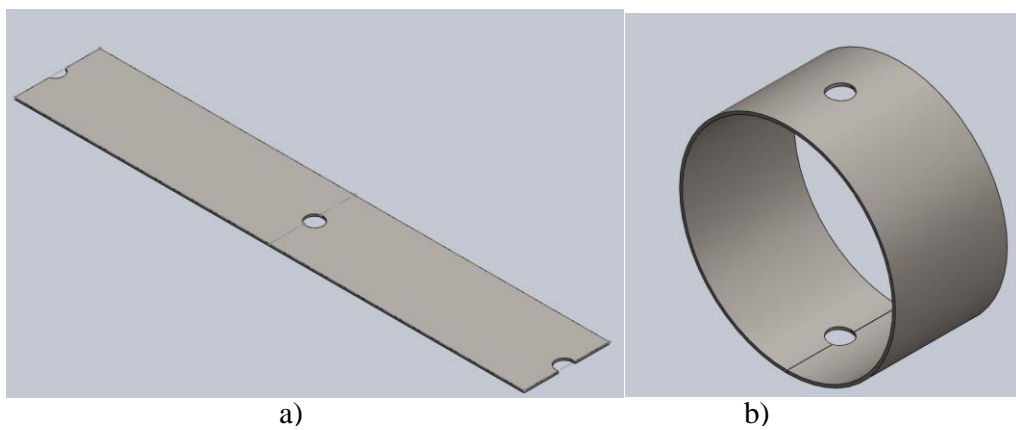
**Figura B.4** Acople y cambio de dirección

En la figura B.5 se tiene la vista superior de la entrada del sistema de propulsión



**Figura B.5** Ducto de entrada y cambio de dirección

En la figura B.6 están los gráficos de la base de dirección de flujo a) y b), sin rolar y rolada respectivamente; y en la figura B.7 está la base de dirección de flujo con la brida y los bocines para el mecanismo.



**Figura B.6** Base de dirección a) sin rolar b) rolada



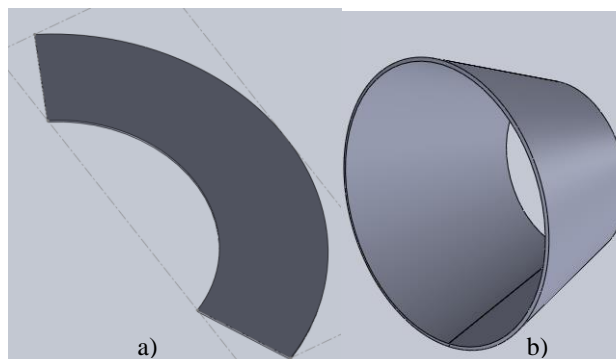
**Figura B.7** Base de dirección completa

La figura B.8 se presenta la brida de 5mm de espesor con 8 perforaciones para pernos M8x1.25.



**Figura B.8** Brida maquinada tipo Flat Face

La figura B.9 es el cambio de sección de un diámetro mayor a menor o tobera a) sin rolar b) rolada.



**Figura B.9** Tobera de empuje

En la figura B.10 está la tobera y el estator de la bomba. En la figura B-11 se muestra el apoyo modificado con rodamientos.

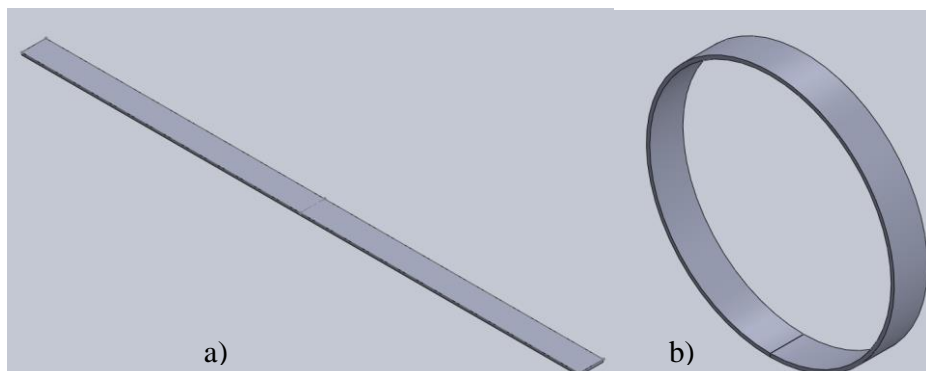


**Figura B.10** a) tobera soldada a la brida y la guía; b) estator de la bomba



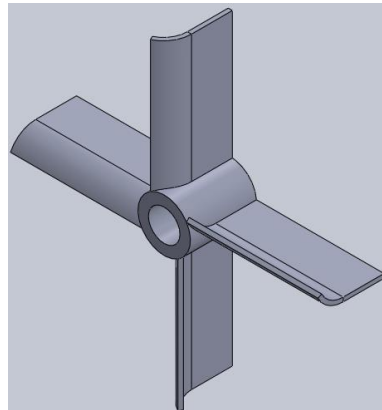
**Figura B.11** Apoyo del eje cambiado a rodamientos

La figura B.12 es el guía que estará unida a la tobera y la brida para evitar en lo posible el desalineamiento con el eje.



**Figura B.12** Guía de la tobera y la entrada

El estator reduce el efecto de giro en el fluido por lo cual tiene un ángulo de inclinación como se puede ver en la figura B.13 ubicado en el interior de la tobera.

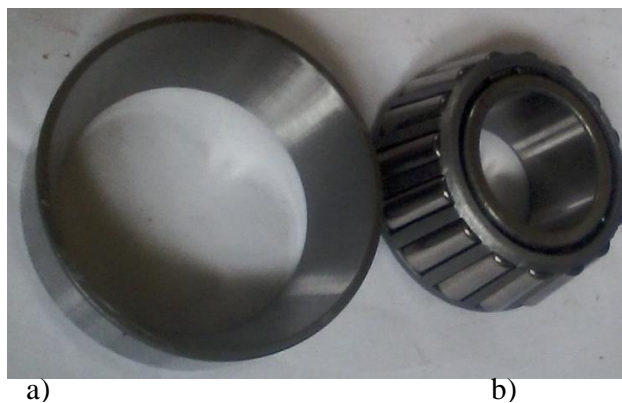


**Figura B.13** Estator de la bomba

Eje con chaveta para la polea y ranura para el anillo de retención (figura B.14) para el rodamiento de rodillos cónicos (figura B.15).

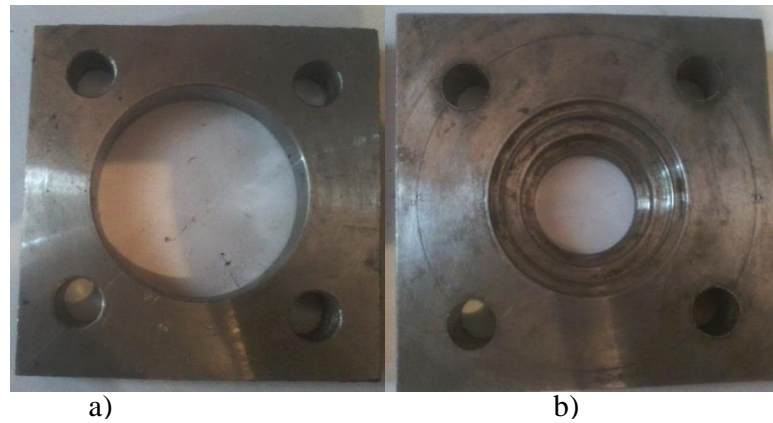


**Figura B.14** Eje maquinado



**Figura B.15** Rodamiento de rodillos cónicos 33205

Soporte para el sellado entre el alojamiento de rodamientos y la tapa ver figura B.16 a) y b), respectivamente.



**Figura B.16** a) Soporte para el sellado y b) Tapa

Alojamiento para rodamientos de rodillos cónicos 33205 que consta de dos ranuras para sellado por anillos tóricos y retenedores radiales ver figura B.17.



**Figura B.17** Alojamiento para rodamientos vista a) frontal y b) lateral

Los pasadores para el mecanismo de dirección de flujo se presentan en la figura B.18 se utiliza dos de los mismos para la parte superior e inferior.



**Figura B.18** Pasador para el sistema de dirección.

La figura B.19 es como como se acoplará a la tobera de dirección y se mueve por medio de prisioneros.



**Figura B.19** Acople a la dirección

El bocín de bronce aluminio como se muestra en la figura B.20 tiene una gran resistencia al desgaste y se instaló entre la hélice y el estator de la tobera como un cojinete con lubricación forzada pero el agua no tiene la viscosidad necesaria por lo que se desgasto rápidamente y evito el encendido del motor y se tomó la decisión de cambiar por rodamientos y retenedores.



**Figura B.20** Bocín de bronce de aluminio

En la figura B.21 está el sistema de propulsión por chorro de agua ensamblado sin la dirección.



**Figura B.21** Vista superior del sistema de propulsión por chorro de agua



## Anexo B.2 Pruebas de funcionamiento

### a) Primera prueba de funcionamiento

En la primera prueba de funcionamiento se utilizó el bocín de bronce de aluminio pero el bocín se obstruyó y se requería una gran fuerza para accionar el motor y empezar a trabajar por unos instantes pero luego se apagaba el motor (Figura B.22).



**Figura B.22** Primera prueba de funcionamiento

En la primera prueba de funcionamiento se decidió ocupar rodamientos en el apoyo de eje con el estator para reducir la fricción que ejercía el bocín.

### b) Segunda prueba de funcionamiento

Para la segunda prueba de funcionamiento la cantidad de caudal ni la presión era suficiente luego de las modificaciones del sistema, no se produjo la sobrecarga del motor por lo tanto el motor se mantuvo encendido.



**Figura B.23** Segunda prueba de funcionamiento

En la segunda prueba se necesita utilizar un anillo de plástico para la bomba y utilizar una hélice con mayor ángulo de ataque.

### c) Tercera prueba de funcionamiento

En la tercera prueba de funcionamiento con las correcciones del sistema se pudo observar el mejoramiento de chorro y la fuerza, además de que empezó absorber el agua con un 30% de ducto de la bomba con el fluido (figura B.24).



**Figura B.24** Sistema de propulsión por chorro de agua trabajando  
Al observar que el sistema trabajo con normalidad se empezó con el anclaje del sistema en la canoa.



**Figura B.25** Hélice con mayor ángulo de ataque

### Anexo B.3 Anclaje a la canoa

Para el anclaje a la canoa se tuvo que utilizar el ducto de entrada por separado.



**Figura B.26** Ducto de entrada con polea.

En el interior de la canoa se ubicó una placa rectangular con el orificio para el ducto de entrada (figura B.27), y una perforación en el espejo para que pase la bomba.



**Figura B.27** Anclaje la canoa

Luego de realizar las adaptaciones y perforaciones se instala el sistema ver figura B.28.



**Figura B.28** Sistema y motor anclado a la canoa

Luego se procedió con las pruebas de funcionamiento del sistema instalado en la canoa.

Primero en la parte del río tranquilo (figura B.29)

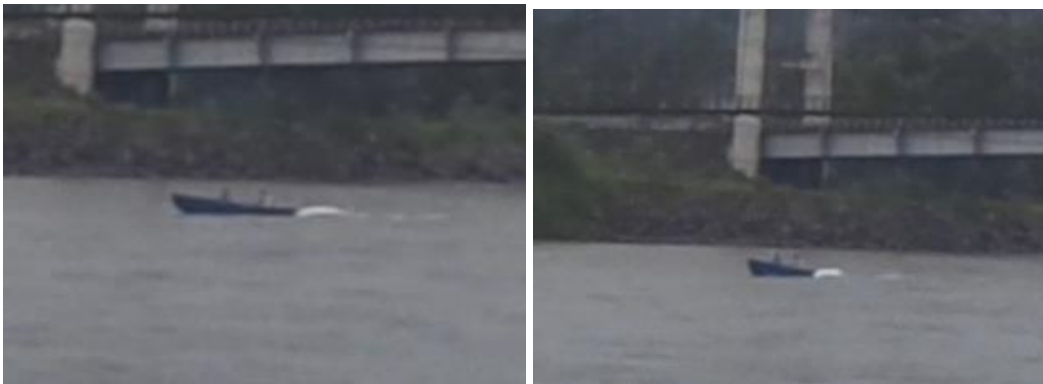


**Figura B.29** Empuje del sistema

Luego se probó en contra de la corriente del río (figura B.30)



**Figura B.30** Sistema de propulsión en contra de la corriente del río  
Se comprobó también el cambio de giro del sistema (figura B-31).



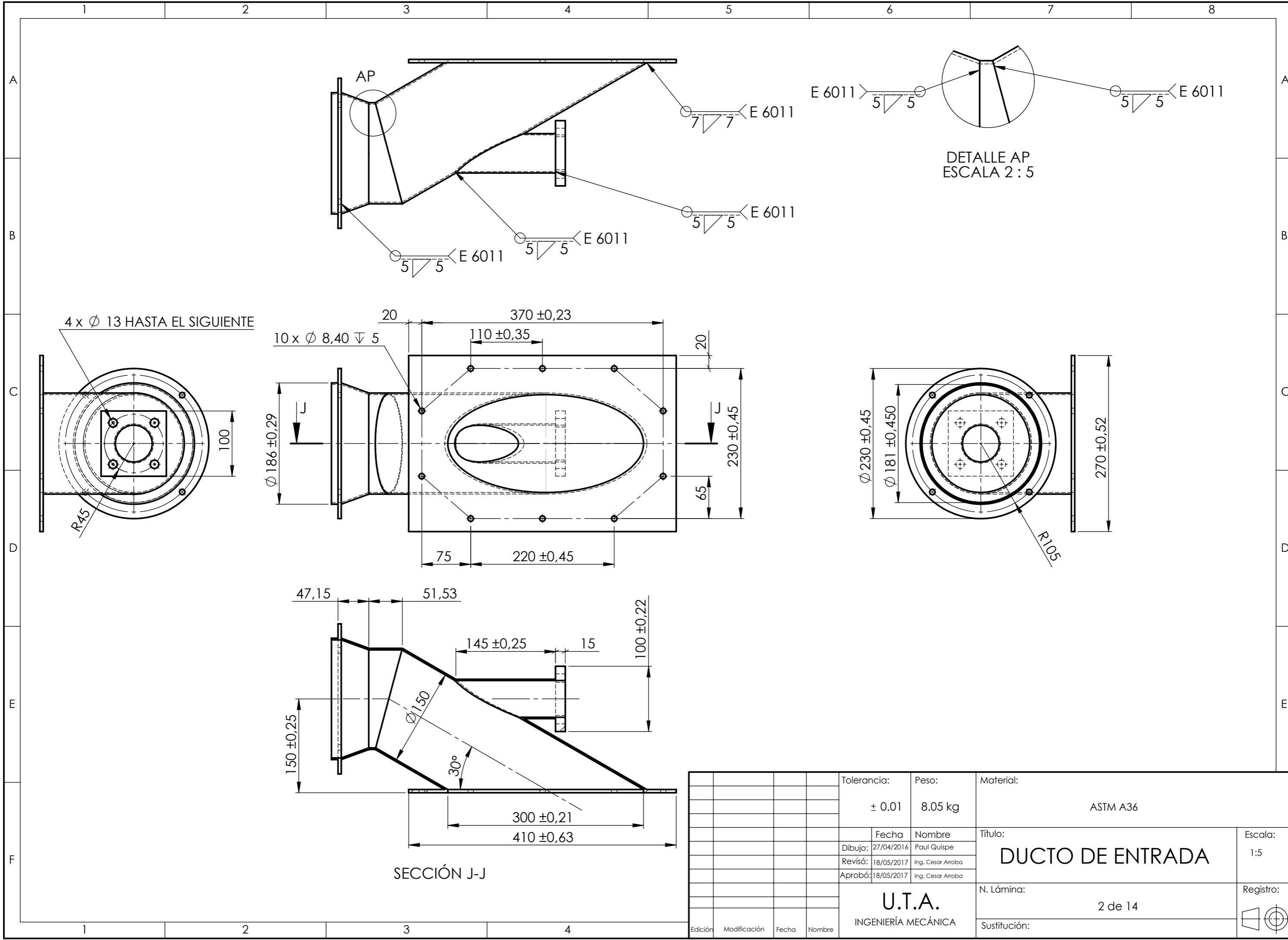
**Figura B.31** Cambio de dirección  
Se utilizó el sistema de dirección que se presenta en la figura B.32.



**Figura B.32** Sistema de dirección

# ***Anexo C. Planos***



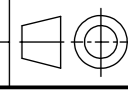


4 x Ø 13 HASTA EL SIGUIENTE

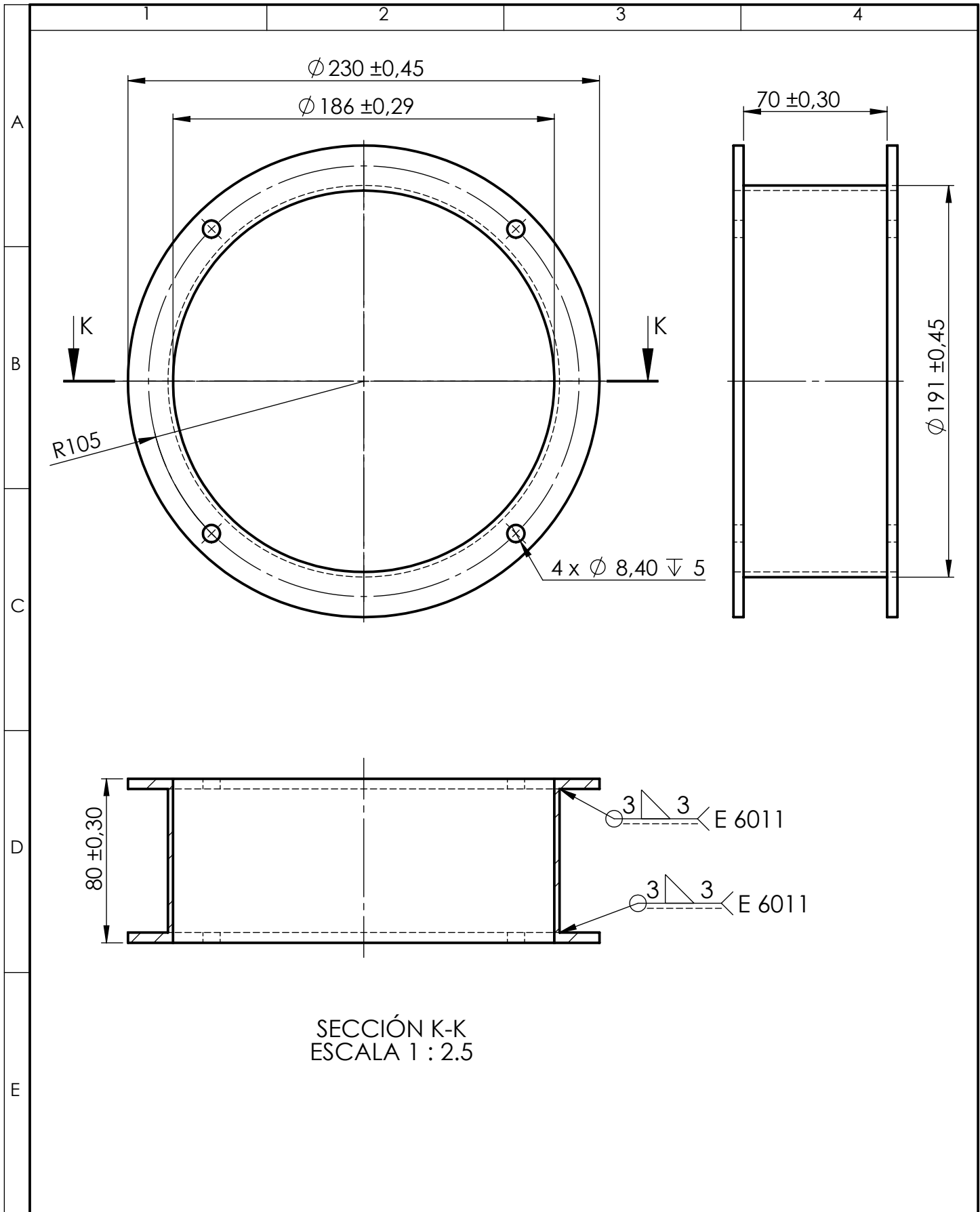
DETALLE AP  
ESCALA 2:5

SECCIÓN J-J

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 0.01	8.05 kg	ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Título:	
				Dibujo: 27/04/2016	Paul Quispe	DUCTO DE ENTRADA	
				Revisó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba	Escala:	
				Aprobó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba	1:5	
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N. Lámina:	Registro:
						2 de 14	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

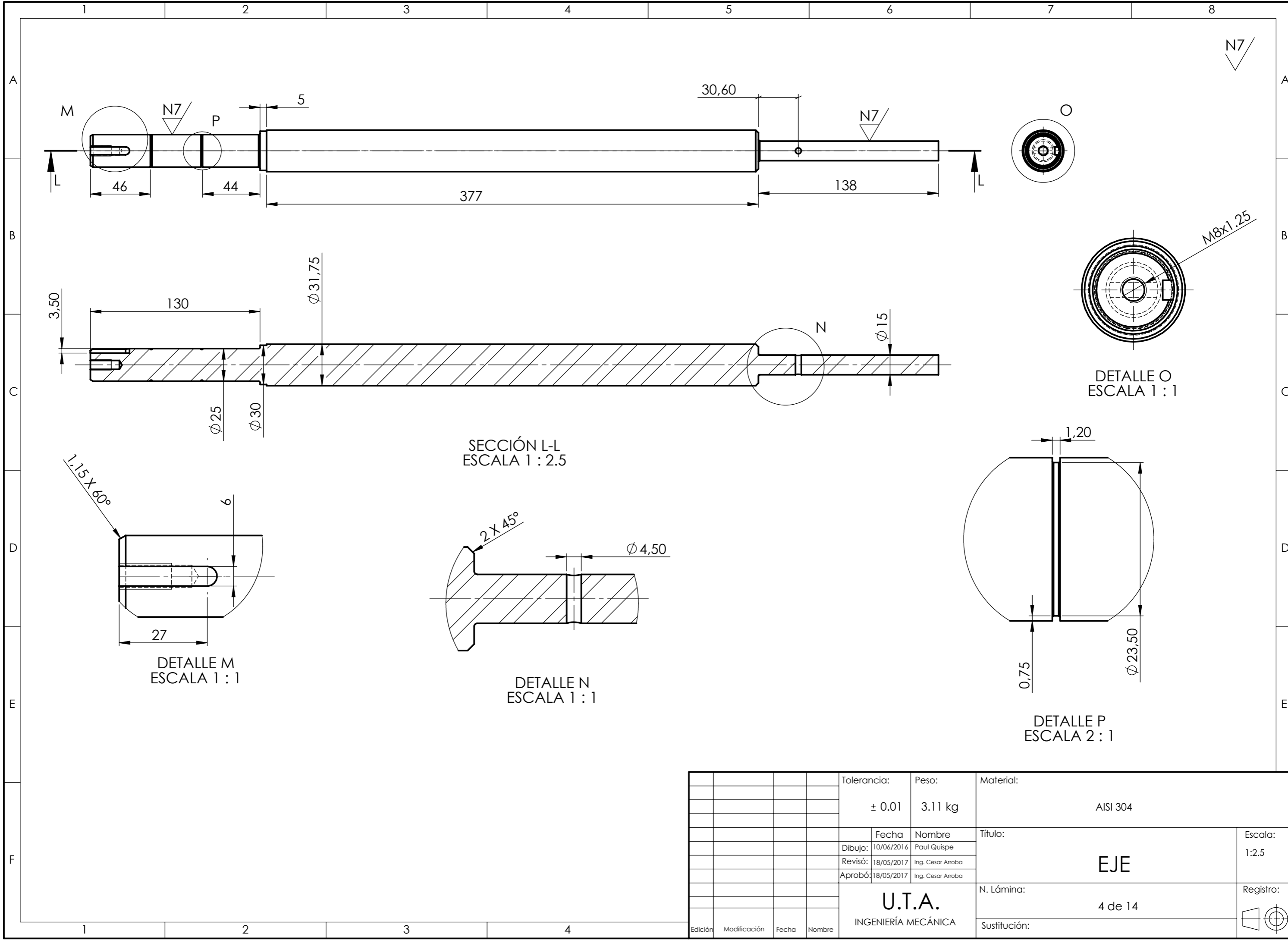






SECCIÓN K-K  
 ESCALA 1 : 2.5

				Tolerancia: $\pm 0.01$	Peso: 1.92 kg	Material: ASTM A36		
				Fecha	Nombre	Título:		
				Dibujo: 27/04/2016	Paul Quispe	BOMBA		
				Revisó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba			Escala: 1: 2.5
				Aprobó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba			Registro:
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N. Lámina: 3 de 14		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:		



SECCIÓN L-L  
ESCALA 1 : 2.5

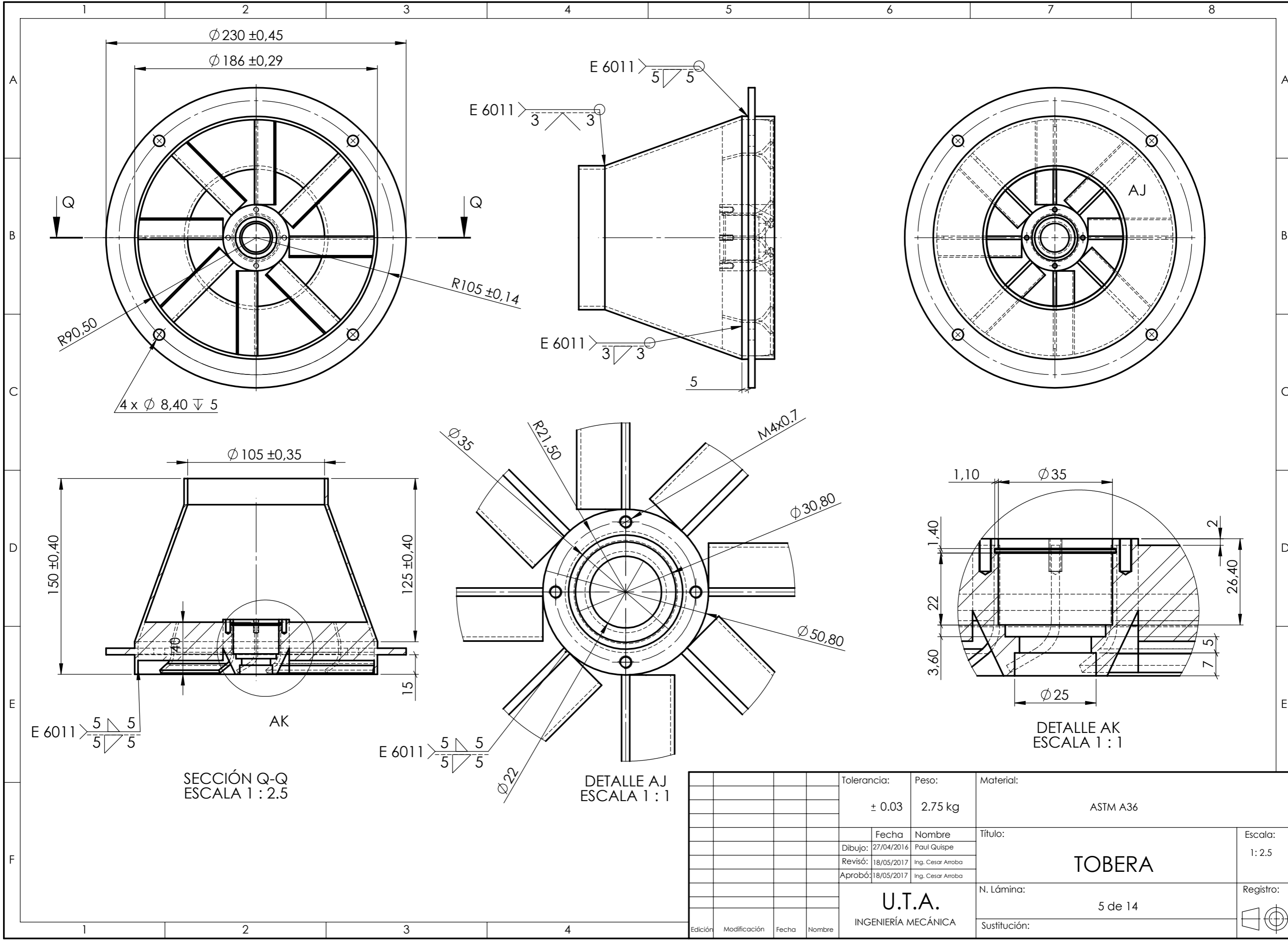
DETALLE M  
ESCALA 1 : 1

DETALLE N  
ESCALA 1 : 1

DETALLE O  
ESCALA 1 : 1

DETALLE P  
ESCALA 2 : 1

				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				± 0.01	3.11 kg	AISI 304		
				Fecha	Nombre	Título:		Escala:
				Dibujo: 10/06/2016	Paul Quispe	EJE		1:2.5
				Revisó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba			
				Aprobó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba			
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N. Lámina:	Registro:	
						4 de 14		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					



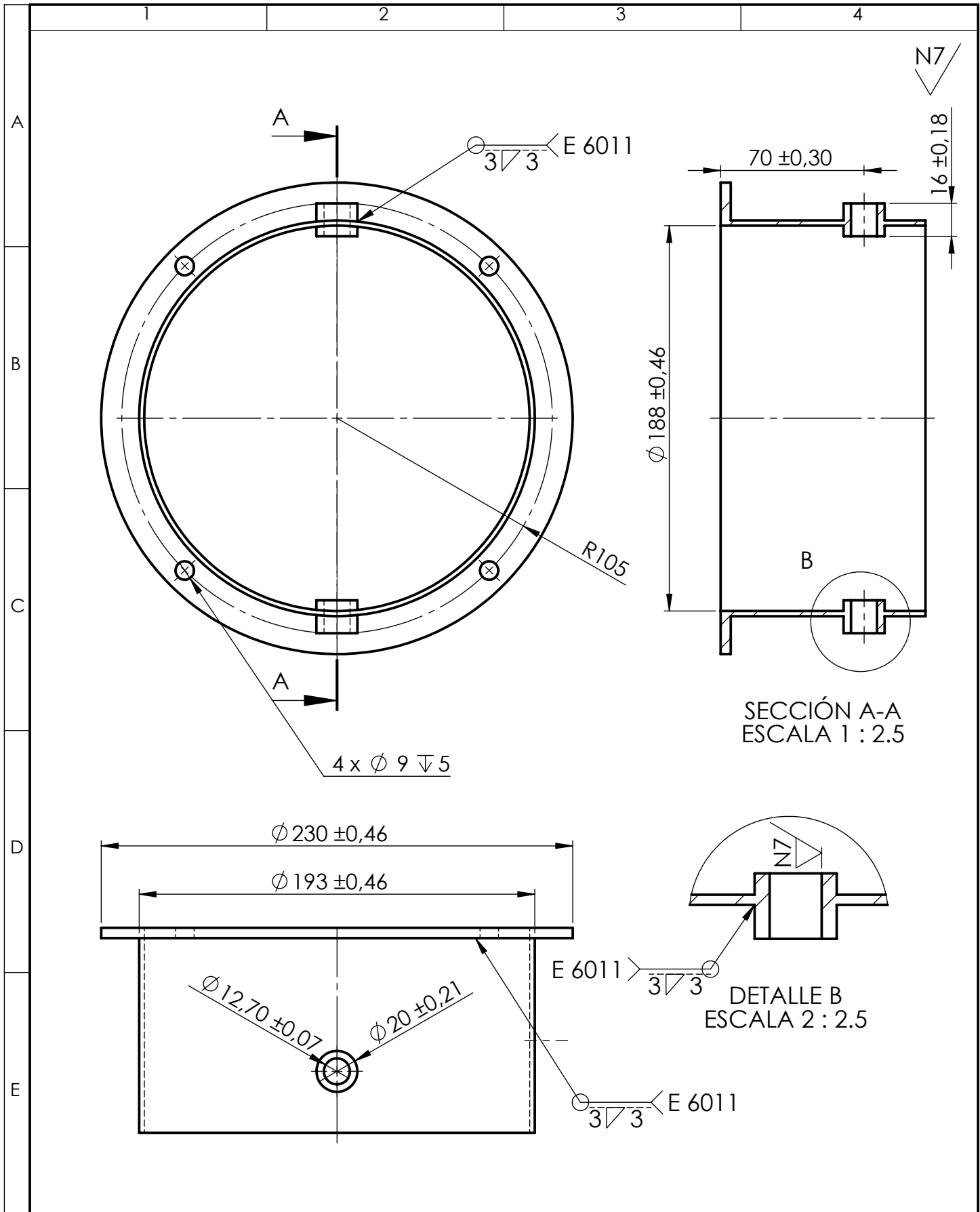
SECCIÓN Q-Q  
ESCALA 1 : 2.5

DETALLE AJ  
ESCALA 1 : 1

DETALLE AK  
ESCALA 1 : 1

				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				$\pm 0.03$	2.75 kg	ASTM A36		
				Fecha	Nombre	Título:		Escala:
				Dibujo: 27/04/2016	Paul Quispe	TOBERA		1:2.5
				Revisó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba			
				Aprobó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba			
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N. Lámina:	Registro:	
						5 de 14		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					

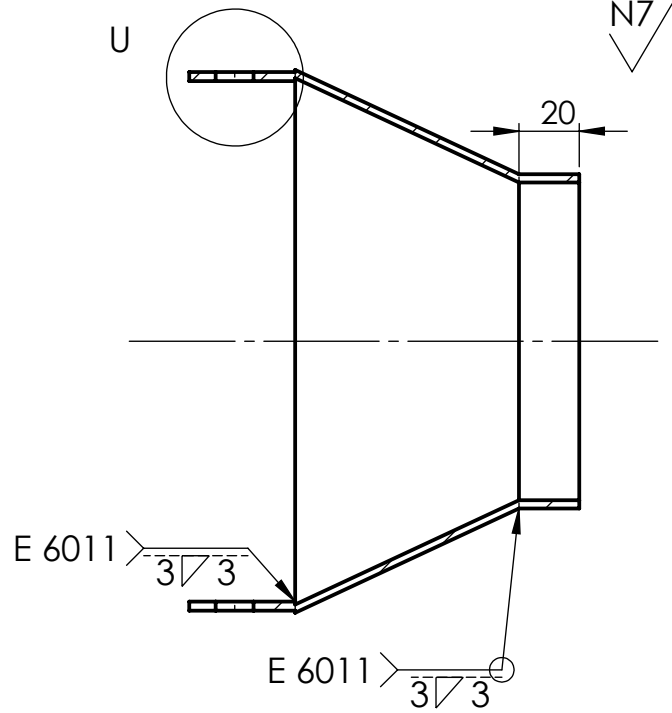
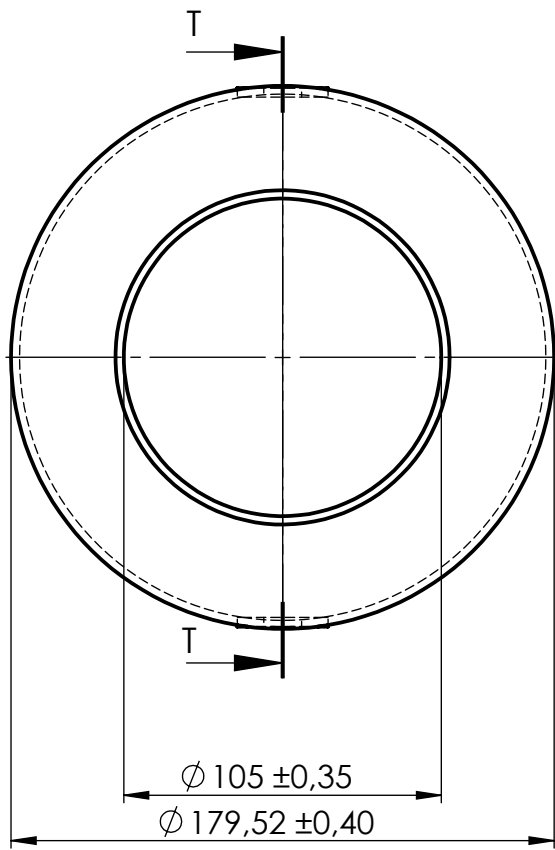




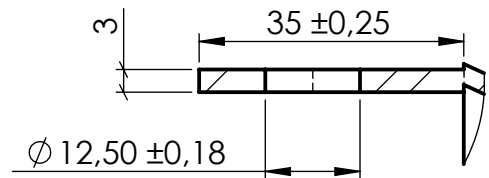
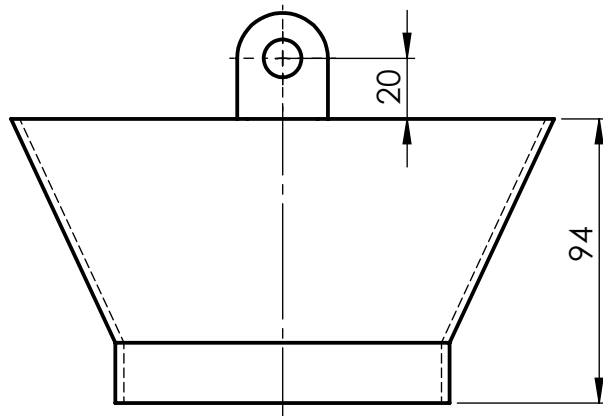
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2.5

DETALLE B  
ESCALA 2 : 2.5

				Tolerancia: ± 0.01	Peso: 1.68 kg	Material: ASTM A36	
				Fecha Dibujo: 07/06/2016	Nombre Paul Quispe	Título: <b>BASE DE DIRECCIÓN</b>	Escala: 1:2.5
				Revisó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba		
				Aprobó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N. Lámina: 7 de 14	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	

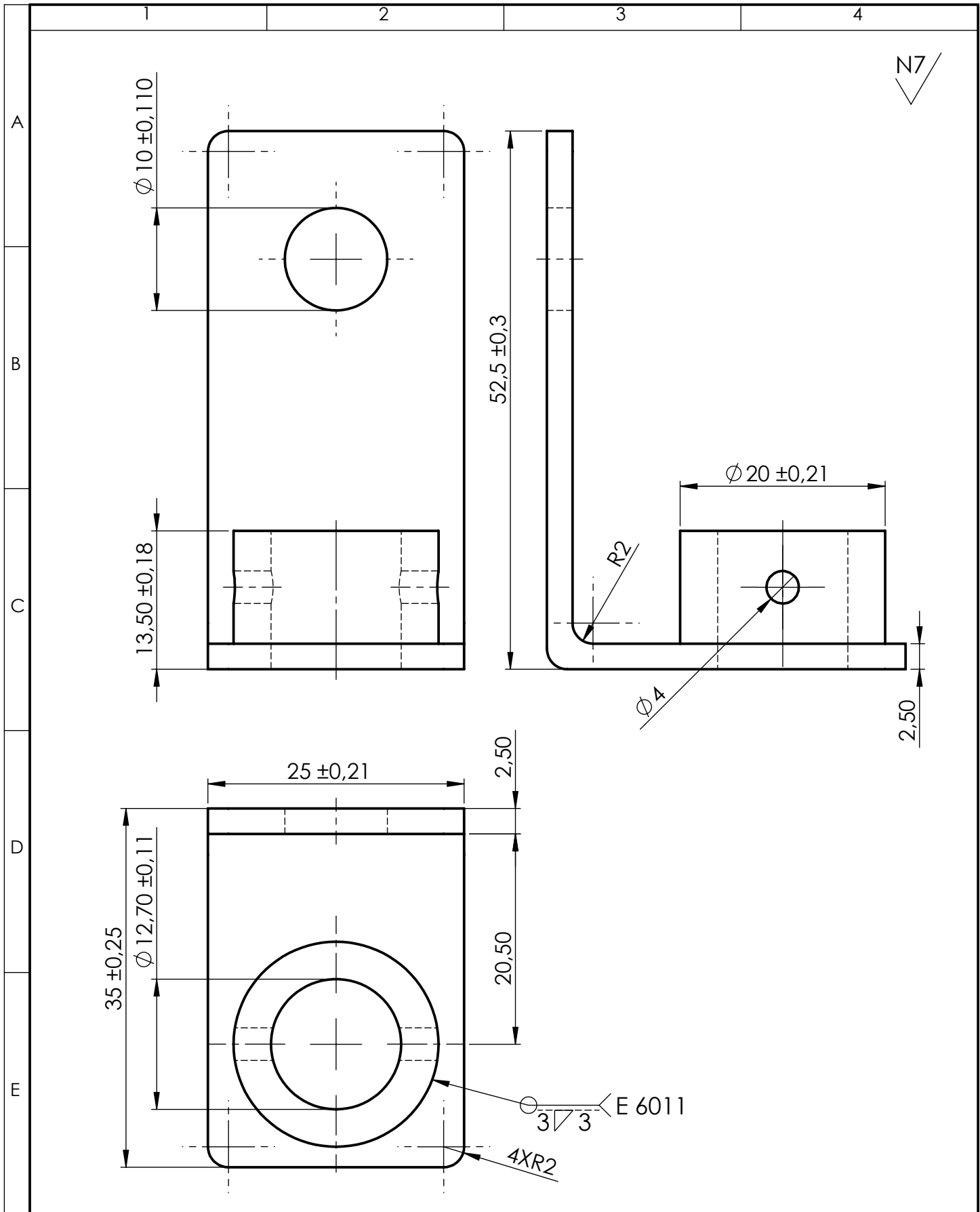


SECCIÓN T-T  
ESCALA 1 : 2.5



DETALLE U  
ESCALA 1 : 1

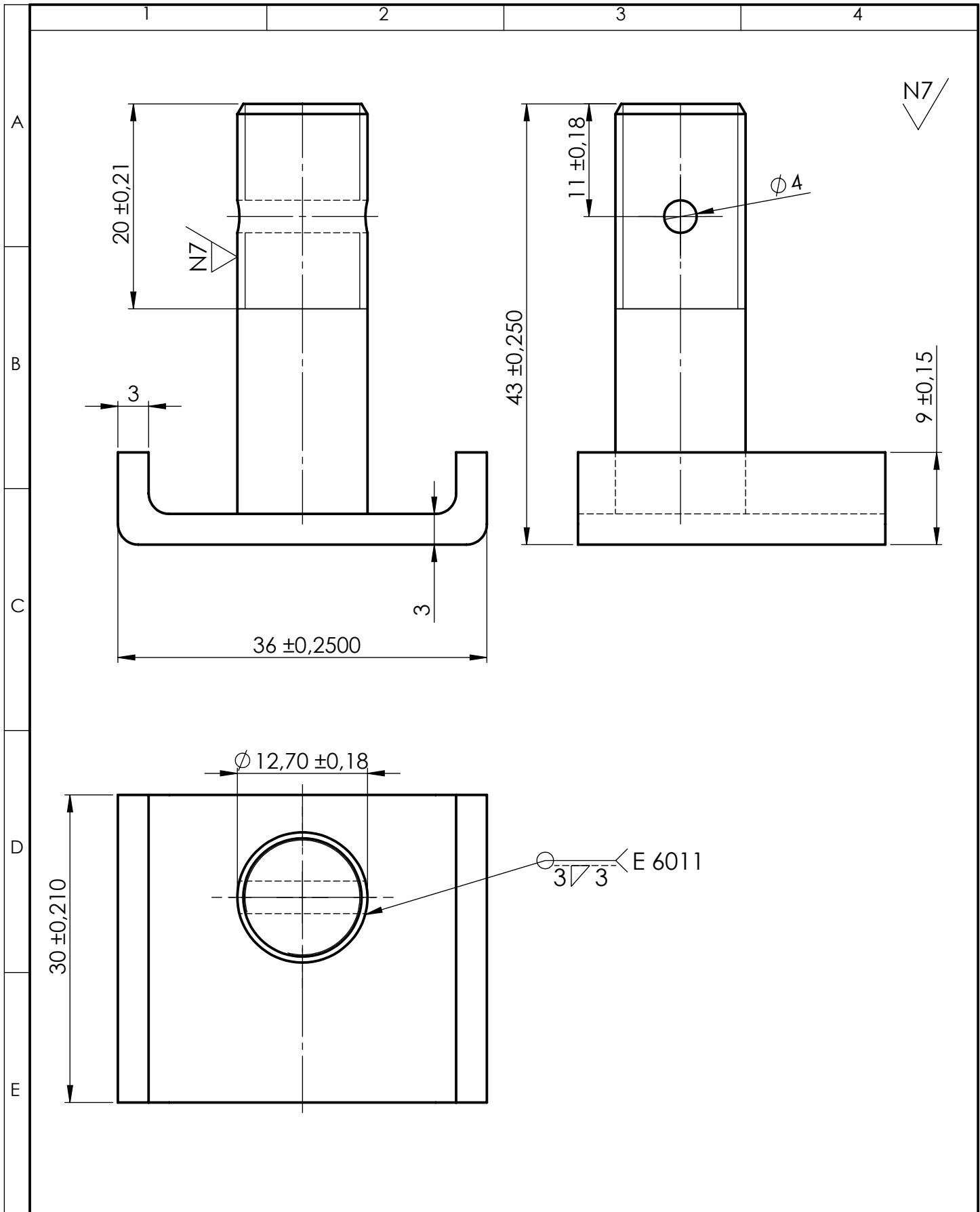
				Tolerancia: $\pm 0.01$	Peso: 0.90 kg	Material: ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Título: <b>TOBERA DE CAMBIO DE DIRECCIÓN</b>	Escala: 1:2.5
				Dibujo: 28/05/2016	Paul Quispe		
				Revisó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba		
				Aprobó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N. Lámina: 8 de 14	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	



N7

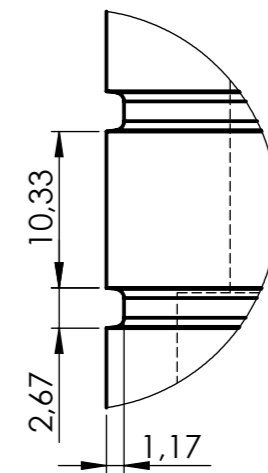
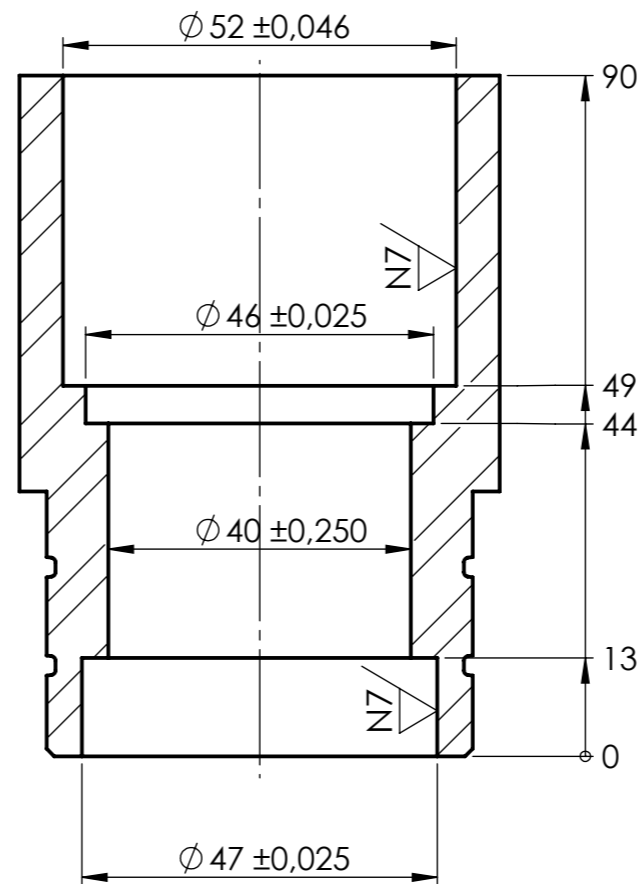
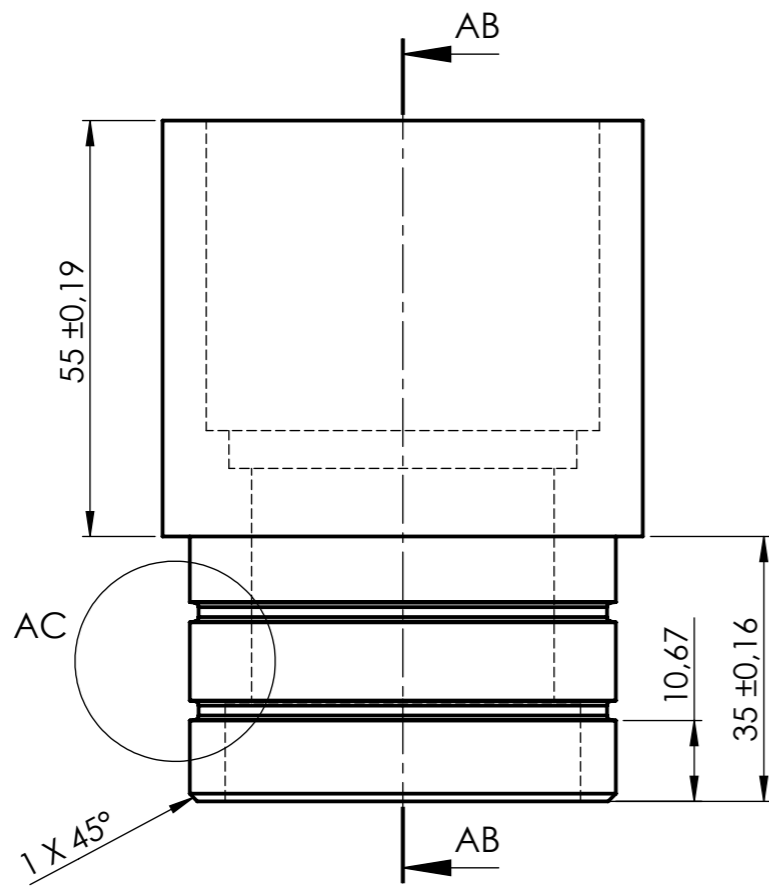
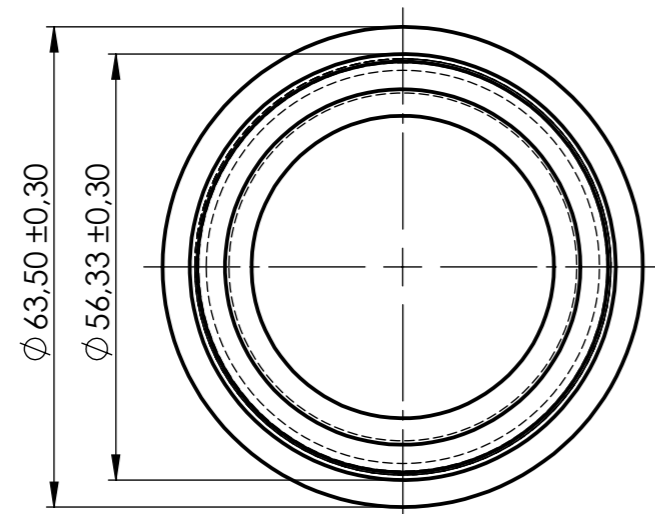
A  
B  
C  
D  
E

				Tolerancia: ± 0.01	Peso: 0.05 kg	Material: ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujo: 15/03/2017	Paul Quispe	<b>BRAZO DE DIRECCIÓN</b>	2:1
				Revisó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba		
				Aprobó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba		
				<b>U.T.A.</b> INGENIERÍA MECÁNICA		N. Lámina: 9 de 14	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	



				Tolerancia: $\pm 0.02$	Peso: 0.07 kg	Material: ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujo: 16/02/2017	Paul Quispe	<b>EJE DE DIRECCIÓN</b>	2:1
				Revisó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba		
				Aprobó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba		
				<b>U.T.A.</b> INGENIERÍA MECÁNICA		N. Lámina: 10 de 14	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	

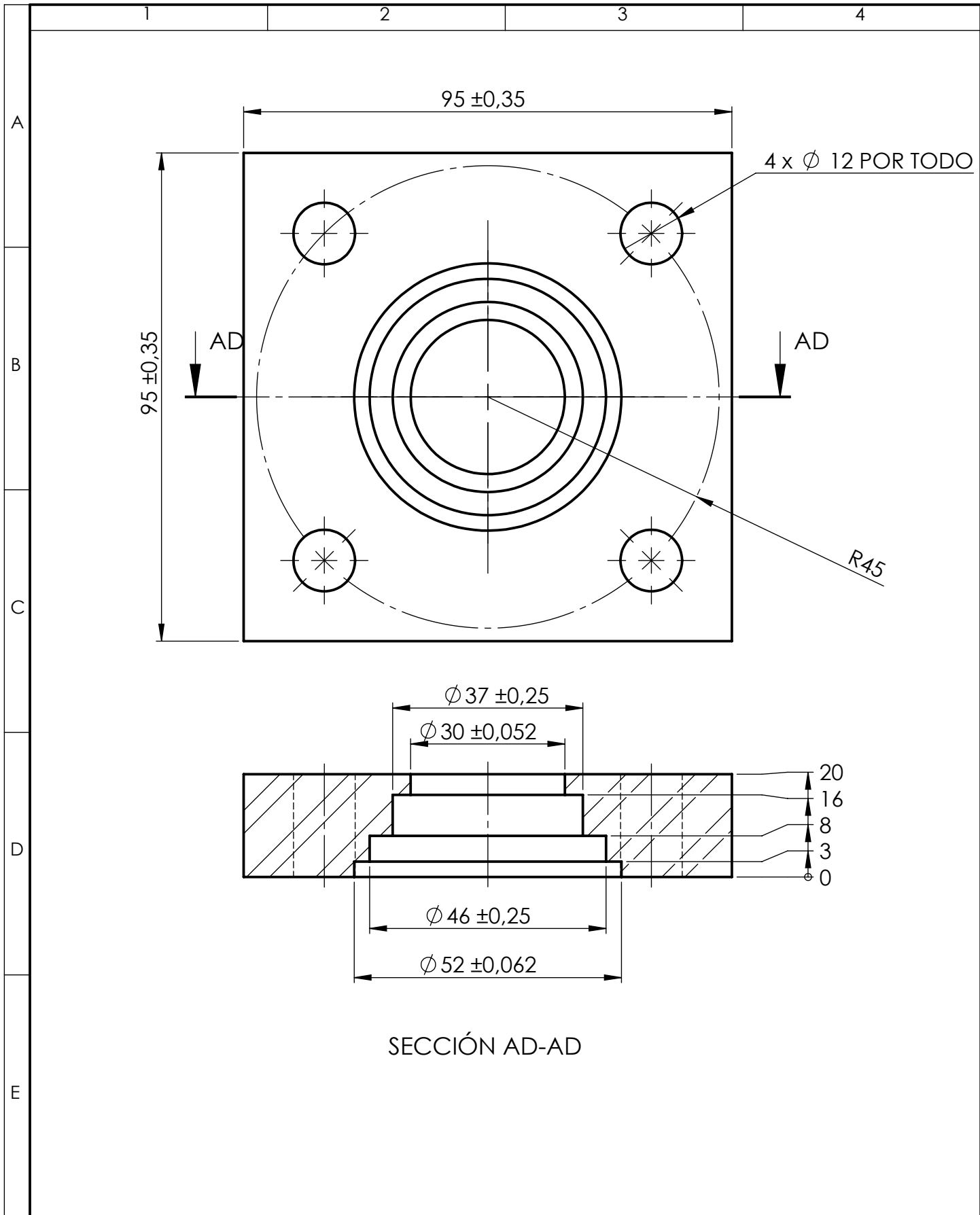




DETALLE AC  
ESCALA 2 : 1

SECCIÓN AB-AB  
ESCALA 1 : 1

				Tolerancia: $\pm 0.02$	Peso: 0.82 kg	Material: AISI 1018	
						Escala: 1:1	
				Dibujo: 14/06/2016	Nombre: Paul Quispe	Título: <b>SOPORTE</b>	
				Revisó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba		
				Aprobó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N. Lámina: 11 de 14	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			



SECCIÓN AD-AD

				Tolerancia: ± 0.05	Peso: 1.14 g	Material: ASTM A36		
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:	
				Dibujo: 20/10/2016	Paul Quispe	<b>TAPA DE RODAMIENTOS DE EMPUJE</b>	1:1	
				Revisó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba			
				Aprobó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba			
				<b>U.T.A.</b> INGENIERÍA MECÁNICA		N. Lámina:	Registro:	
						12 de 14		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:				

1 2 3 4

A

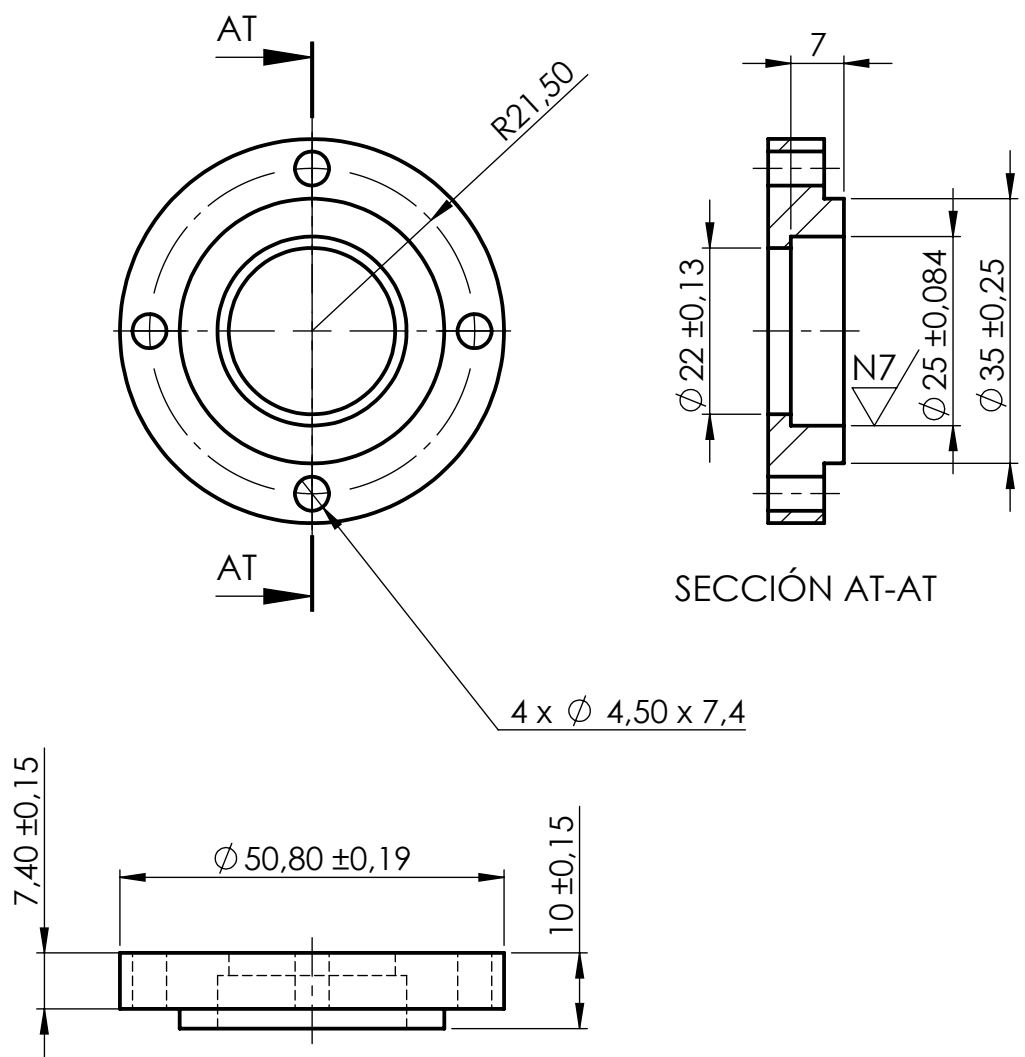
B

C

D

E

N7



				Tolerancia: ± 0.004	Peso: 0.10 kg	Material: AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Título: <b>TAPA DEL ESTATOR</b>	Escala: 1:1
				Dibujo: 03/02/2017	Paul Quispe		
				Revisó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba		
				Aprobó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba	N. Lámina: 13 de 14	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	

1

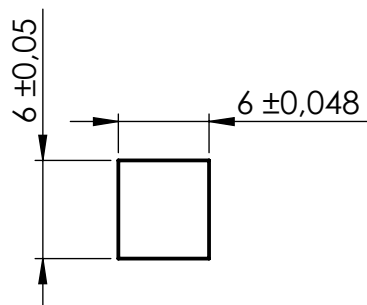
2

3

4

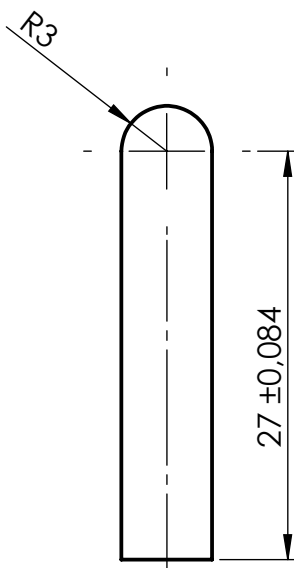
A

N7



B

C



D

E

				Tolerancia: $\pm 0.004$	Peso: 0.01 kg	Material: AISI 1018	
						Título: <b>CHAVETA</b>	Escala: 2:1
				Fecha	Nombre		
				Dibujo: 15/03/2017	Paul Quispe		
				Revisó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba		
				Aprobó: 18/05/2017	Ing. Cesar Arroba		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N. Lámina: 14 de 14	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	