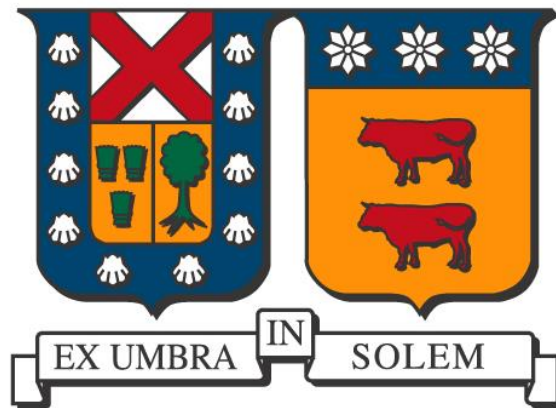


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA
MARÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO – CHILE



Diseño de un módulo de propulsión por chorro de agua para una embarcación de uso recreacional

Gastón Osvaldo Rojas Farías

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO
CIVIL MECÁNICO

Profesor guía: Ing. Mario Villa Durán

Profesora Correferente: Dr. Ing. Miriam Roth Kliem

Diciembre 2020

Dedicatoria y agradecimientos

A mis padres y hermanas por su apoyo incondicional.

A mis amigos por todos los buenos momentos compartidos y el apoyo recibido.

*A los profesores por toda la paciencia y el conocimiento compartido a lo largo de
estos meses.*

Resumen

El presente trabajo consiste en el diseño simplificado de un módulo de propulsión por chorro de agua (*waterjet*), para una embarcación de uso recreacional con características específicas. Los pasos que se siguieron para realizar este diseño se describen a continuación:

- Estudio bibliográfico para conocer el desarrollo que ha tenido este tipo de propulsión y comprender el fundamento hidráulico que explica como el funcionamiento de este permite impulsar una embarcación.
- Definir las características del bote que guiaran el posterior diseño del sistema propulsivo.
- Selección de la configuración base del sistema propulsivo y diseño de los principales componentes de la bomba.
- Diseño y selección de componentes mecánicos que recibirán los principales esfuerzos asociados al funcionamiento del propulsor.
- Diseño y selección de elementos que conformaran el sistema de gobierno.

Abstract

The present work consists of the simplified design of a waterjet propulsion module for a recreational boat with specific characteristics. The steps that were followed to carry out this design are described below:

- Bibliographic study to know the development that this type of propulsion has had and to understand the hydraulic foundation that explains how the operation of this allows to drive a boat.
- Define the characteristics of the boat that will guide the subsequent design of the propulsion system.
- Selection of the basic configuration of the propulsion system and design of the main components of the pump.
- Design and selection of mechanical components that will receive the main efforts associated with the operation of the propeller.
- Design and selection of elements that will make up the government system.

Simbología

Termino	Definición	Unidad
$(1 - t^*)$	Coeficiente de deducción de empuje	$[-]$
$(1 - w^*)$	Factor de estela	$[-]$
$\overline{v_{ent}}$	Velocidad media de entrada	$[m/s]$
$\overline{v_{sal}}$	Velocidad media de salida	$[m/s]$
h_p	Perdidas de carga	$[m]$
Ω_s	Velocidad específica adimensional	$[-]$
A_d	Área transversal de un elemento fijador en el tramo sin rosca	$[m^2]$
A_r	Área transversal menor de la rosca de un elemento de fijación	$[m^2]$
A_t	Área transversal de un elemento fijador en el tramo roscado	$[m^2]$
C_L	Coeficiente de sustentación	$[-]$
C_o	Carga estática admisible de un cojinete	$[N]$
D_h	Diámetro del cubo del rotor	$[m]$
D_m	Diámetro medio del rotor	$[m]$
D_o	Diámetro en la periferia del rotor	$[m]$
$\vec{F}$	Fuerza	$[N]$
F_L	Fuerza de sustentación	$[N]$
F_a	Fuerza axial	$[N]$
F_i	Precarga de un elemento de fijación	$[N]$
F_{min}	Fuerza mínima	$[N]$
F_r	Fuerza radial	$[N]$
Fr_v	Froude volumétrico	$[-]$
H_d	Altura real de salida del rotor	$[m]$
H_i	Altura teórica a la salida del rotor	$[m]$
K_f	Factor de concentración de esfuerzos en fatiga	$[-]$
K_t	Factor de concentración de esfuerzos para cargas estáticas	$[-]$
L_{10h}	Vida nominal de un cojinete en condiciones ideales	$[hr]$
L_{10mh}	Vida estimada de un cojinete en condiciones dadas	$[hr]$
$NPSH_{disponible}$	Altura total de succión disponible previo al rotor	$[m]$
$NPSH_{requerido}$	Altura total de succión requerida previo al rotor	$[m]$
N_f	Factor de seguridad en fatiga	$[-]$
$N_{fluencia}$	Factor de seguridad para fluencia localizada en fijaciones sometidas a cargas fluctuantes	$[-]$

N_p	Factor de carga para un elemento de fijación	[–]
Pot_{hid}	Potencia hidráulica	[W]
Pot_{eje}	Potencia del eje	[W]
Pot_{motor}	Potencia del motor	[W]
P_u	Carga admisible en fatiga para rodamientos	[N]
R_T	Resistencia total	[N]
S_a	Resistencia fluctuante para un elemento de fijación	[Pa]
S_e	Resistencia a la fatiga	[Pa]
S_e'	Resistencia a la fatiga de una probeta	[Pa]
S_p	Resistencia de prueba de un elemento de fijación	[Pa]
S_{ut}	Resistencia ultima a la tensión	[Pa]
S_y	Resistencia a la fluencia	[Pa]
T_{bruto}	Empuje bruto	[N]
$\dot{V}$	Caudal volumétrico	[m ³ /s]
V_{bote}	Velocidad del bote	[m/s]
a_1	Factor de ajuste para confiabilidad de la vida de un cojinete	[–]
a_{SKF}	Factor de ajuste de vida útil de un cojinete en función de las características del cojinete	[–]
c'_u	Componente tangencial de la velocidad absoluta real	[m/s]
c_m	Componente meridional de la velocidad absoluta	[m/s]
c_u	Componente tangencial de la velocidad absoluta	[m/s]
k_b	Constante de rigidez de elementos de fijación	[N/m]
k_m	Constante de rigidez del material en sujeción	[N/m]
l_c	Posición relativa del camber	[%]
l_d	Tramo sin rosca en sujeción de un elemento de fijación	[m]
l_t	Largo sin rosca de un elemento de fijación	[m]
$\vec{n}$	Vector normal	[–]
n_c	Nivel de contaminación de un cojinete	[–]
n_{fij}	Número de elementos de fijación en sujeción	[unid.]
n_q	Velocidad específica	[rpm]
$\vec{v}$	Velocidad	[m/s]
w_{ave}	Velocidad relativa del fluido	[m/s]
β_1	Ángulo de entrada de los álabes del rotor	[°]
β_2	Ángulo de salida de los álabes del rotor	[°]
β_{ave}	Ángulo de velocidad relativa del fluido	[°]
β_c	Ángulo de cuerda	[°]

η_{bomba}	Eficiencia de la bomba	$[-]$
η_{max}	Eficiencia máxima teórica de una bomba	$[-]$
η_{mec}	Eficiencia mecánica	$[-]$
ν_1	Viscosidad nominal de lubricación de un cojinete	$[m^2/s]$
σ'_a	Esfuerzos de amplitud	$[Pa]$
σ'_m	Esfuerzos medios	$[Pa]$
σ^*	Coeficiente de Thoma	
σ_F	Esfuerzo debido a una fuerza axial	$[Pa]$
σ_M	Esfuerzo debido a un momento flector	$[Pa]$
σ_a	Esfuerzo fluctuante para elementos de fijación	$[Pa]$
σ_{aF}	Esfuerzo de amplitud asociado a una fuerza axial	$[Pa]$
σ_{aM}	Esfuerzo de amplitud asociado a un momento flector	$[Pa]$
σ_m	Esfuerzo medio para elementos de fijación	$[Pa]$
σ_{mF}	Esfuerzo medio asociado a una fuerza axial	$[Pa]$
σ_{mM}	Esfuerzo medio asociado a un momento flector	$[Pa]$
σ_{max}	Esfuerzo normal máximo	$[Pa]$
σ_{min}	Esfuerzo mínimo	$[Pa]$
τ_T	Esfuerzo cortante debido a un momento torsor	$[Pa]$
τ_{aT}	Esfuerzo de amplitud asociado a un momento torsor	$[Pa]$
τ_{mT}	Esfuerzo medio asociado a un momento torsor	$[Pa]$
τ_{max}	Esfuerzo cortante máximo	$[Pa]$
Δ	Diámetro específico	$[-]$
Δh	Diferencia de altura	$[m]$
∇	Volumen desplazado por una embarcación	$[m^3]$
A	Área	$[m^2]$
C	Carga dinámica admisible de un cojinete	$[N]$
C'	Fracción de carga soportada por perno o tornillo en sujeción	$[-]$
D	Diámetro	$[m]$
E	Módulo de elasticidad	$[Pa]$
Fr	Numero de Froude	$[-]$
H	Altura de bombeo	$[m]$
He	Altura de Euler	$[m]$
K	Coeficiente de pérdidas de cargas localizadas	$[-]$
L	Largo	$[m]$
M	Momento flector	$[Nm]$
N	Factor de seguridad	$[-]$

P	Carga	$[F]$
$Pres$	Presión	$[Pa]$
Q	Caudal	$[kg/s]$
Re	Número de Reynolds	$[-]$
S	Superficie	$[m^2]$
T	Momento torsor	$[Nm]$
V	Velocidad	$[m/s]$
c	Velocidad absoluta del agua dentro del rotor	$[m/s]$
c'	Velocidad absoluta real del agua dentro el rotor	$[m/s]$
d	Diámetro elementos mecánicos	$[m]$
f	Coeficiente de fricción	$[-]$
g	Aceleración de gravedad	$[m/s^2]$
k	Tasa de viscosidad de un cojinete	$[-]$
l	Largo de cuerda de álabes	$[m]$
m	Masa	$[kg]$
n	Revoluciones por minuto	$[rpm]$
r	Radio	$[m]$
t	Espaciamiento entre álabes	$[m]$
u	Velocidad tangencial en el rotor	$[m/s]$
w	Velocidad relativa en el rotor	$[m/s]$
z	Numero de álabes	$[unid.]$
c	Camber de los álabes del rotor	$[\%]$
α	Ángulo de entrada del estator	$[^\circ]$
δ	Deformación	$[m]$
ε	Rugosidad	$[m]$
ν	Viscosidad cinemática	$[m^2/s]$
ξ	Coeficiente de perdidas en la admisión de un sistema waterjet	$[-]$
ρ	Densidad	$[kg/m^3]$
τ	Ángulo de trimado	$[^\circ]$
ψ	Coeficiente de presión	$[-]$
ω	Velocidad rotacional	$[rad/s]$
ϕ	Coeficiente de caudal	$[-]$

Índice

Resumen	ii
Abstract.....	iii
Simbología.....	iv
Lista de figuras	x
Lista de Tablas.....	xiv
Introducción.....	xvi
Objetivos.....	xvii
1 Presentación	1
1.1 Funcionamiento y configuración típica	1
1.2 Estado del arte	2
1.3 Motivación	7
2 Estudio hidrodinámico del caso.	8
2.1 Teoría general	8
2.2 Sistema de propulsión waterjet como una bomba.	15
2.3 Elementos directrices	36
2.4 Diseño preliminar	38
2.4.1 Configuración base	38
2.4.2 Rotor y estator.....	50
2.4.3 Sistema de gobierno.....	52
3 Diseño del sistema como un conjunto mecánico.	56
3.1 Teoría	56
3.1.1 Falla por carga estática y fatiga	56
3.1.2 Elementos de fijación	62
3.1.3 Cojinetes	67

3.2	Selección y diseño de elementos fundamentales	74
3.2.1	Espesor del ducto	74
3.2.2	Eje de potencia.....	75
3.2.3	Pernos de fijación del rotor.....	79
3.2.4	Cojinetes	80
3.2.5	Fijaciones de bridas	82
3.2.6	Soportes de elementos de gobierno	86
4	Selección de elementos adicionales y sistema de gobierno	90
4.1	Componentes adicionales	90
4.1.1	Elementos de estanqueidad.....	90
4.1.2	Sistema de acople	95
4.1.3	Plantilla de instalación.....	99
4.1.4	Rastrillo de hierba.....	100
4.2	Sistema de gobierno.....	101
4.2.1	Tobera movil.....	101
4.2.2	Deflector inversor	105
	Conclusiones.....	111
	Referencias	114
	Anexos.....	117

Lista de figuras

Figura 1: Principales componentes de un equipo de propulsión waterjet.	2
Figura 2: Bosquejo del trabajo realizado por Rumsey.	3
Figura 3: Propulsión a través de una bomba en base a la idea de Barnaby.	3
Figura 4: modelos desarrollados a lo largo de los años por la marca Hamiltonjet.	4
Figura 5: Botes de competición con sistema waterjet incluido.	5
Figura 6: Alcance de la propulsión waterjet más allá de su uso en embarcaciones.	6
Figura 7: Volumen de control sugerido para evaluar el sistema.	8
Figura 8: Trimado o inclinación que adquiere el bote en funcionamiento.	10
Figura 9: Principales componentes de la resistencia que actúan sobre un bote en movimiento.	12
Figura 10: Remolcado de un casco acorde a como son analizados para su resistencia mediante distintos métodos.	13
Figura 11: Forma de rotores y eficiencias máximas teóricas en función de distintas velocidades específicas.	18
Figura 12: Velocidad específica adimensional en función del diámetro específico para turbomáquinas.	19
Figura 13: Numero de presión y relación de cubo en función de la velocidad específica para bombas axiales.	20
Figura 14: Relación del número de álabes de un rotor axial en función del número específico de revoluciones.	20
Figura 15: Triángulos de velocidad en la entrada y salida de un rotor axial.	23
Figura 16: Imagen referencial de un álabe con sus respectivos ángulos que ayudan en su composición.	23
Figura 17: Forma tradicional de un álabe de bomba axial.	24
Figura 18: Eficiencia y desempeño de álabes de distinto espesor.	25
Figura 19: Referencia de cómo obtener β_{ave} con los triángulos de velocidades.	26
Figura 20: Sistemas utilizados para retomar la unidireccionalidad del fluido luego de pasar por el rotor.	28
Figura 21: Ángulos de entrada al estator para distintos radios.	30

Figura 22: Vista superior de un estator recortado para apreciar como varia su angulación.	31
Figura 23: Triángulos de velocidades en torno al rotor y estator, así como fuerzas involucradas.	33
Figura 24: Coeficiente de Thoma en función de la eficiencia hidráulica de la bomba y la velocidad específica de ésta.	35
Figura 25: Accionamiento de tobera móvil durante el viraje de un bote equipado con un waterjet.	37
Figura 26: Angulo de astilla muerta.	39
Figura 27: Potencia hidráulica necesaria en función del diámetro de succión considerando el uso de un motor diesel.	40
Figura 28: Potencia hidráulica necesaria en función del diámetro de succión considerando el uso de un motor a gasolina.	41
Figura 29: Posición en equilibrio del bote considerando el peso de éste y de elementos al interior.	44
Figura 30: Grafica de la resistencia a distintas velocidades asociada al movimiento del bote equipado con un motor diésel.	44
Figura 31: Coeficiente de deducción de empuje en función del Froude.	45
Figura 32: Trimado en función del Froude volumétrico para botes de planeo.	46
Figura 33: nivel de hundimiento del casco y diferencia de nivel entre la succión y salida.	47
Figura 34: Motor y potencia de salida en función de las rpm del eje.	49
Figura 35: Perfil alar acorde a los parámetros calculados para la periferia.	52
Figura 36: Fuerzas asociadas al accionamiento de la tobera movil.	53
Figura 37: Fuerzas asociadas al accionamiento del deflector.	54
Figura 38: Cargas debidas a la aplicación de un momento flector sobre una viga.	59
Figura 39: Distintos largos involucrados en el apriete de un perno.	62
Figura 40: Distribución de la presión de apriete en los elementos en sujeción.	63
Figura 41: Eje típico de un módulo waterjet.	69
Figura 42: Factor de modificación de vida útil en función de la tasa de viscosidad y la razón de carga admisible de fátiga y aplicada.	72
Figura 43: Viscosidad nominal de cojinetes en función de las rpm y diámetro medio.	73

Figura 44: Eje propulsor, fuerzas y momentos a los que estará sometido durante el funcionamiento.	76
Figura 45: Principales bridas del conjunto diseñado.	83
Figura 46: Cargas soportadas por la brida B.	83
Figura 47: Perno con saliente y punto crítico sometido a corte.	87
Figura 48: Falla por desgarramiento del material de sujeción de elementos fijadores.	88
Figura 49: Forma de instalación sello mecánico de uso marino.	91
Figura 50: Principales componentes de un sello mecánico.	92
Figura 51: Acople por eje intermedio con uniones de tipo rotula.	96
Figura 52: Acople con insertos de goma.	97
Figura 53: Desalineamiento angular y radial de ejes acoplados.	98
Figura 54: Plantilla de montaje.	100
Figura 55: Rejilla de hierba.	101
Figura 56: Principales configuraciones de timones de direcciones mecánicas.	103
Figura 57: Fuerza asociada al accionamiento de la tobera móvil.	103
Figura 58: Juntas de estanqueidad para cables de dirección.	105
Figura 59: Fuerza asociada a la desviación del agua provocada por el deflector.	106
Figura 60: Funcionamiento de prensa hidráulica.	107
Figura 61: Bomba hidráulica y cilindro actuador tipo para este tipo de aplicación.	108
Figura 62: Diagrama de disposición de la estructura de apoyo para el cilindro esclavo... ..	109
Figura 63: Ejemplo del cálculo de la relación de largo de pedal.	110
Figura 64: Resistencia en función de la velocidad para el bote con motor a gasolina.	120
Figura 65: Coeficientes de pérdidas para una expansión gradual de una tubería.	120
Figura 66: Captura del sitio usado para generar los perfiles del álabe en D_m	121
Figura 67: Captura del sitio usado para generar los perfiles del álabe en D_h	121
Figura 68: Torque en función de las rpm del motor diésel seleccionado.	124
Figura 69: Coeficiente de concentración de esfuerzos en el escalonamiento de un eje sometido a tracción.	125
Figura 70: Coeficiente de concentración de esfuerzos en el escalonamiento de un eje sometido a flexión.	126

Figura 71: Coeficiente de concentración de esfuerzos en el escalonamiento de un eje sometido a torsión.....	127
Figura 72: Factores de concentración de esfuerzos para eje en torsión con agujero transversal.	128
Figura 73: Factores de concentración de esfuerzos para eje en flexión con agujero transversal.	128

Lista de Tablas

Tabla 1: Las características principales de la embarcación para los dos tipos de motores analizados.	39
Tabla 2: Eficiencias generales de distintos sistemas de propulsión waterjet.	42
Tabla 3: Resumen principales características del sistema diseñado.	48
Tabla 4: Principales características del rotor.	50
Tabla 5: Principales características del estator.	51
Tabla 6: Distribución de presiones estáticas dentro del sistema propulsivo.	55
Tabla 7: Coeficiente α_1 para distintas confiabilidades en cojinetes.	71
Tabla 8: Características mecánicas acero AISI 304.	75
Tabla 9: Factores de seguridad de los puntos más críticos del eje diseñado.	77
Tabla 10: Resumen parámetros para la selección del cojinete principal.	80
Tabla 11: Resumen parámetros para la selección del cojinete secundario.	81
Tabla 12: Factor de seguridad de los pernos de la brida A y principales datos de cálculo. .	84
Tabla 13: Factores de seguridad para los pernos de la brida B.	85
Tabla 14: Factores de seguridad de pernos usados en elementos de gobierno.	87
Tabla 15: Factores de seguridad del material de sujeción de elementos de gobierno.	88
Tabla 16: Datos técnicos junta de caucho para bridas.	95
Tabla 17: Planilla resumen de la selección del diámetro de entrada y salida del sistema diseñado.	117
Tabla 18: Peso y centro de masa del bote en función del peso y distribución de los distintos elementos para el bote propulsado por un motor a gasolina.	118
Tabla 19: Peso y centro de masa del bote en función del peso y distribución de los distintos elementos para el bote propulsado por un motor diesel.	119
Tabla 20: Coeficientes para el cálculo del factor de superficie k_a relativo al cálculo de límite de resistencia a la fatiga.	122
Tabla 21: Distintas resistencias mecánicas de pernos métricos.	122
Tabla 22: Resistencia a la fatiga de algunos pernos.	123
Tabla 23: Valores para n_c para distintos cojinetes.	123
Tabla 24: Viscosidades de distintos lubricantes en función de su temperatura.	124

Tabla 25: Diámetros y áreas de roscas métricas.....	129
Tabla 26: Dimensiones de arandelas métricas.....	130
Tabla 27: Propiedades mecánicas de algunos aluminios.....	131

Introducción

En el presente trabajo de título se desarrolla el diseño de un sistema de propulsión waterjet para un pequeño bote de uso recreacional. La solución propuesta busca lograr un desempeño esperado por parte del bote en termino de velocidad y capacidad de tripulación capaz de transportar.

La propulsión por chorro de agua es una de las principales formas de impulsión de embarcaciones de las últimas décadas, pero aún se encuentra relegada a una categoría de propulsión no convencional dado la predominancia de las hélices fuera de borda, aun así, estos módulos resultan de mucho interés bajo determinadas condiciones.

El módulo de propulsión se encuentra incorporado al casco de la embarcación no existiendo partes móviles que sobresalgan de ésta, haciendo este tipo de propulsión ideal para aguas poco profundas, ésta y otras características de este tipo de propulsión serán replanteadas más adelante cuando se hable de las ventajas y desventajas de estos propulsores.

Objetivos

OBJETIVO PRICIPAL:

- El objetivo general es el diseño de un módulo *waterjet* (sistema no convencional de impulsión de embarcaciones) que permita impulsar un pequeño bote de uso recreativo.

OBJETIVOS SECUNDARIOS:

- Definir características y condiciones de la embarcación y de operación para lograr el desempeño esperado.
- Realizar el diseño del módulo y generar los planos de conjunto.
- Desarrollar memoria de cálculo para componentes específicos.
- Diseñar un sistema de dirección y seleccionar componentes.

1 Presentación

El trabajo de diseñar un módulo de propulsión por chorro de agua, así como cualquier trabajo de diseño es un proceso que debe basarse en el conocimiento en el área, es por esto que el presente trabajo estará dividido en dos partes principales, la primera sección tiene por propósito sentar las bases en términos de mecánica de fluidos que sustentaran el posterior desarrollo, esto abarca el estudio del sistema propulsivo así como de la embarcación que se desea movilizar, también se considera el diseño de la bomba que forma parte del módulo y una mirada hidrodinámica de los componentes directrices del bote, mientras que en la segunda parte se realizara el diseño de los distintos elementos y selección de componentes específicos que conforman el sistema propulsivo, lo cual estará basado en los requerimientos en términos de esfuerzos y fuerzas determinadas en la primera parte. A su vez cada uno de estos dos capítulos principales está compuesto por secciones menores. Un último capítulo hará referencia al sistema de gobierno y componentes adicionales que conforman el conjunto.

Previo a comenzar con cada una de las partes, se responderá la pregunta “¿qué es la propulsión por chorro de agua?”, detallando su funcionamiento general y mostrando lo que ha sido su desarrollo a lo largo de los siglos, también se explicitara la motivación detrás del trabajo desarrollado.

1.1 Funcionamiento y configuración típica

Un módulo propulsivo waterjet funciona impulsando un flujo de agua que es canalizado en la parte posterior de la embarcación, el cual es posteriormente expulsado por una tobera ubicada en la sección final del sistema, que reduce la sección y acelera el fluido haciendo que éste salga en forma de chorro, de ahí el nombre de este tipo de propulsión. Para la impulsión el módulo propulsivo contempla el uso de un rotor que adiciona la energía necesaria al fluido haciendo que fluya el caudal necesario, es por ello que el sistema propulsivo puede ser analizado como una bomba en su proceso de diseño.

Las configuraciones típicas de este tipo de propulsión contemplan el uso de una boquilla móvil en el extremo final del sistema que permite dirigir el chorro y a su vez la embarcación. Así como también es común encontrar un deflector (cuchara o scoop por su forma) posterior a la boquilla móvil que bloquee o desviara el chorro permitiendo un frenado rápido del bote. Estos dos últimos elementos hacen que este tipo de sistemas permitan dirigir al bote de forma rápida y precisa, una de las principales ventajas de este tipo de propulsión.

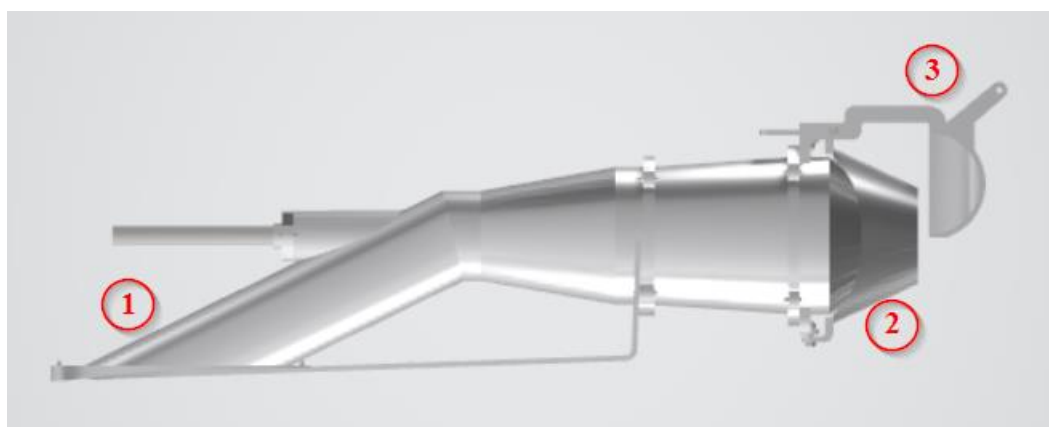


Figura 1: Principales componentes de un equipo de propulsión waterjet.

Nota: 1.- Ducto de admisión, 2.- tobera móvil y 3.- deflector.

1.2 Estado del arte

El desarrollo de la propulsión por chorro de agua no es nuevo en la industria naviera, teniendo sus primeros indicios en el año 1661 donde Toogood y Hays inscribieron la primera patente que guardaba cierta similitud con la propulsión por chorro de agua, señalaban que forzando el agua con fuelles a través del fondo o costado de un bote era posible navegar, insinuando el uso de bombas de desplazamiento para impulsar una embarcación.

En los años siguientes le siguieron muchos avances en términos de mecánica de fluidos, así como la invención y mayor entendimiento sobre bombas hidráulicas (gracias a la teoría propuesta por Leonhard Euler) lo que cambió radicalmente el panorama para la navegación. En las recopilaciones históricas realizadas por **Eslamdoost (2014)** e **Iñesta i**

Solà (2014) se señalan los experimentos realizados por Daniel Bernoulli quien creía que, si fuese conducido un flujo de agua hasta la popa del bote y bajo la línea de agua era posible impulsar un bote, su experimento consistía en una simple tubería en L en la cual se podía verter agua.

Entre los años 1780 y 1790 James Rumsey y John Fitch realizan trabajos en forma paralela, donde ambos buscaban conducir agua desde la proa hasta la popa en embarcaciones para impulsar el bote, el primero mediante el uso de calderas y el segundo con uso de bombas de desplazamiento. A través de este trabajo Rumsey logro impulsar al bote a dos millas por hora ($3.7 \left[\frac{km}{h}\right]$).

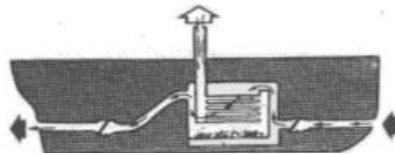


Figura 2: Bosquejo del trabajo realizado por Rumsey.

Fuente: (Eslamdoost, 2014).

Con la invención de las bombas hidráulicas fue posible corregir ciertos inconvenientes como las altas perdidas debidas a las largas tuberías utilizadas y las hasta ese momento bajas eficiencias de las bombas de desplazamiento, en 1884 Barnady planteo el uso de una bomba centrífuga externa al casco, evitando así intervenirlo, que con el correcto alineamiento entre admisión y salida se podían evitar las perdidas por elevación o giros innecesarios, además de permitir dirigir el bote.

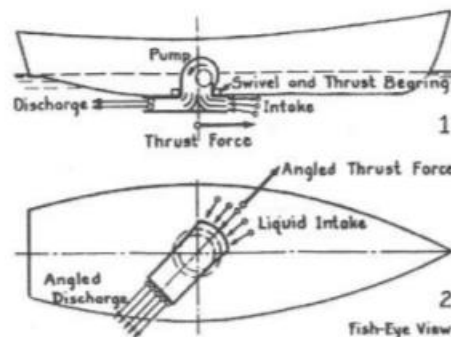


Figure 1.4 “Hydraulic-Jet” propulsion based on Barnaby’s idea in 1884 (Saunders 1957)

Figura 3: Propulsión a través de una bomba en base a la idea de Barnaby.

Fuente: (Eslamdoost, 2014).

A partir de su primer trabajo Barnady continuo el desarrollo de impulsión waterjet tanto por impulso continuo como por pulsos.

Fue en la década de 1950 donde son desarrollados los primeros sistemas por chorro de agua de alta velocidad desarrollados por Keneth y Sir William Hamilton en forma paralela, el último logro impulsar una embarcación en un rio de poca profundidad en Nueva Zelanda a $11[\frac{km}{h}]$, en dicho rio las hélices tradicionales chocaban con las rocas imposibilitando su tránsito con métodos de propulsión tradicionales de esos años, con su invención y experimento Hamilton consiguió navegar en dichas agua y de paso popularizar este tipo de propulsión.

Hamilton continuo con sus investigaciones, alcanzando velocidades de $18[\frac{km}{h}]$ en sus siguientes pruebas, ya en 1954 luego de una serie de modificaciones logra expulsar el chorro por sobre la línea de mar alcanzando unos $27[\frac{km}{h}]$ aproximadamente, esta última acción permitió el futuro desarrollo de la marca Hamiltonjet.

En la historia contemporánea de los sistemas de propulsión por chorro de agua, hubo múltiples avances que permitieron pasar del uso de bombas centrífugas a bombas mixtas y axiales, donde también destacan los impulsores multietapas, a continuación, se muestra los cambios que han sufrido los módulos de la marca Hamiltonjet a lo largo de los años.



Figura 4: modelos desarrollados a lo largo de los años por la marca Hamiltonjet.

Nota: A) Modelo Quinnat de 1954, b) Modelo Rainbow de 1956, c) modelo Colorado de 1963 y Línea HJ y HM vendidos entre 1993 y 1998 (Hamiltonjet, 2019).

Ya con los diseños más cercanos a los actuales, la inclusión de este tipo de propulsión se hizo notar en la industria naviera, otorgando una ventaja notoria en algunos círculos competitivos, es así el caso de Castoldi, marca que ya entre los años 1969 y 1972, cuando recién comenzaba la venta en forma masiva de sus unidades, permitía ganar y tener una notoria supremacía en algunas categorías del círculo competitivo italiano a los botes que contaban con sistemas propulsivos waterjet.



Figura 5: Botes de competición con sistema waterjet incluido.

Fuente: Primeros éxitos competitivos de la marca Castoldi, a la izquierda la primera carrera ganada por un bote impulsado por un propulsor de la marca en Venezia, a la derecha el bote también impulsado por Castoldi que gano por dos años todas las carreras italianas en la categoría C2 (**Castoldi Company, s.f.**).

El desarrollo de propulsores waterjet fue paralelo en distintas partes del mundo encabezado por las principales marcas como KaMeWa, Hamiltonjet, Castoldi, Rolls Royce, Kawasaki, entre otras marcas. En Chile también existe presencia de este tipo de propulsión la cual vino de la mano de la marca Alamarin, que tuvo como principales clientes a la armada.

El hecho de que este tipo de propulsión siga siendo una alternativa menor de propulsión respecto de los sistemas convencionales de propulsión (con hélice a la vista o fuera de borda), tiene directa relación con las ventajas y desventajas asociadas a la propulsión waterjet. Por una parte, puede resultar ideal para faenas en aguas poco profundas o donde exista un riesgo asociado a la presencia de una hélice de altas rpm descubierta, como en labores de rescate o en la inspección de redes de acuicultura, además de tener desempeños muy similares en términos de eficiencia a la propulsión tradicional en botes de alta velocidad

y una excelente maniobrabilidad la cual depende de cuan rápido y eficiente es el accionamiento de los elementos directrices (boquilla móvil y deflector); pero por otra parte no hay que olvidar que la propulsión por chorro de agua tiene uno de sus principales usos en embarcaciones de uso recreativo, generalmente de casco reducido, donde la adición de un motor a bordo puede reducir notoriamente el espacio disponible dentro del casco (esto en comparación con los motores fuera de borda también usados en embarcaciones de este tipo), también está el hecho de que el ducto se puede ver obstruido por la entrada de elementos ajenos que pueden mermar la succión de agua y requerir el despeje de éste, por ultimo y no menos importante está el hecho de que aún sigue siendo un método alternativo de propulsión habiendo una oferta limitada en muchas partes del mundo y existiendo un desconocimiento que dificulta la difusión y expansión de los sistemas por chorro de agua haciéndolo más costoso y difícil de mantener.

En los últimos años el desarrollo ha estado principalmente asociado a la optimización de los waterjet así como el control computarizado de las unidades, además de la realización de investigaciones destinadas a mejorar el entendimiento de esta tecnología de la cual aún se sigue aprendiendo.

Esta tecnología ya no solo abarca el campo de los botes de altas velocidades, siendo utilizado en motos de agua o jet ski, cuyos comienzos fueron entre 1970 y 1980. Por otra parte, en 2011 se inventó el waterjet pack, que permite elevar a una persona hasta a 10 metros por sobre el nivel del agua, utilizando este tipo de sistemas.



Figura 6: Alcance de la propulsión waterjet más allá de su uso en embarcaciones.

Nota: (Iñesta i Solà, 2014).

1.3 Motivación

Como se hace alusión en el título y objetivo principal de este trabajo, el diseño de un equipo waterjet para una embarcación busca obtener el mejor rendimiento posible de éste. Si bien resultaría mucho más sencillo seleccionar uno de los modelos disponibles en el mercado para la embarcación, estos siempre resultan acotados y el diseño de cada uno de estos no está realizado para abarcar las necesidades puntuales de un determinado proyecto sino más bien para abarcar un determinado número de embarcaciones y desempeños deseados para ser instalados. Es este el origen de este proyecto, diseñar un equipo acorde a las características de una embarcación y función que se le desea dar a ésta, obtenido así el mejor desempeño posible tanto del equipo de propulsión, como de la embarcación en sí, además de ser una guía de fácil comprensión para el diseño de sistemas propulsivos similares.

2 Estudio hidrodinámico del caso.

2.1 Teoría general

La fuerza de empuje y potencia asociadas a un sistema de propulsión por chorro de agua están directamente asociados al cambio de momento del flujo conducido a través del sistema. Este cambio de momento es el utilizado para definir las características del sistema de empuje. Para definir este cambio de cantidad de momento es necesario primero definir el volumen de control finito en torno al cual serán descritas dichas variaciones de momento, debiendo también considerar el volumen como estacionario (con el bote a una velocidad crucero) y que el fluido es incompresible.

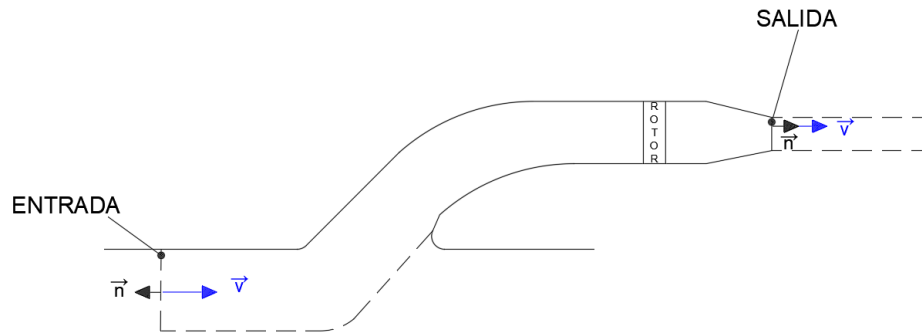


Figura 7: Volumen de control sugerido para evaluar el sistema.

Del volumen de control señalado la superficie de entrada es considerada como la perpendicular a la entrada del sistema de propulsión en el punto más próximo a la punta del bote del contorno de dicha entrada y la superficie de salida es la tobera a la salida del ducto; posterior a la superficie de salida cabe la posibilidad de que exista una contracción mayor del área debido a que la presión a la salida de la tobera no corresponde a la presión atmosférica.

Dentro del volumen de control (VC) definido, el cual se encuentra en movimiento, es posible determinar que el cambio del momento $m\vec{v}$, sufrido por el flujo que circula al interior

del volumen de control, es equivalente a la suma de fuerzas actuantes sobre el volumen de control, mediante la ecuación de transporte de Reynolds de cantidad de movimiento.

$$\frac{dm\vec{v}}{dt}_{sist.} = \sum \vec{F} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \vec{v} dV + \oint_{SC} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA \quad (\text{Ec. 2-1})$$

Donde ρ es la densidad, $\vec{v}$ como vector velocidad, $\vec{n}$ es el vector normal a las superficies del volumen de control.

De los términos a la derecha de la relación anterior, el primero resulta nulo al ser estacionario el volumen de control. De esta manera es posible abreviar la ecuación anterior considerando ahora el empuje bruto T_{bruto} , que es percibido por el bote como:

$$T_{bruto} = - \oint_{SC} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA \quad (\text{Ec. 2-2})$$

El signo negativo incorporado tiene relación con que el empuje recibido por el bote es la reacción de la fuerza asociada al cambio de momento del fluido. El término a la derecha corresponde a la integral de contorno de las superficies limitantes (SC) del volumen de control de entrada y salida de fluido, pudiendo ser reescrito como:

$$T_{bruto,x} = Q \overline{v_{sal,x}} - Q \overline{v_{ent,x}} \quad (\text{Ec. 2-3})$$

La simplificación realizada fue posible al usar la velocidad media de entrada y salida, mientras que la inclusión del caudal Q fue posible ya que la ecuación de transporte de Reynolds puede ser aplicada también para evaluar el cambio de masa sufrido por el volumen

de control, el cual al ser estacionario es nulo, siendo el flujo entrante igual en cantidad al que sale. La negatividad del segundo término a la derecha es debido al producto punto entre la velocidad de entrada y el vector normal a la superficie de entrada. Además, de ahora en más el empuje, así como las velocidades contempladas para su cálculo serán consideradas solo en su componente horizontal dado que como se verá más adelante puede haber una leve inclinación del volumen de control (τ , ángulo de trimado).

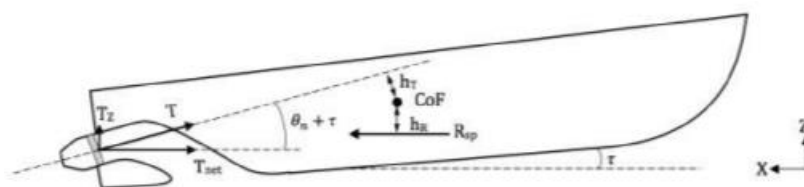


Figura 8: Trimado o inclinación que adquiere el bote en funcionamiento.

Fuente: (Eslamdoost, 2014).

De la **Figura 8** es posible apreciar que cuando se incorpora del sistema propulsivo al casco, éste se ve afectado de diversas formas, como generar un asiento en el tramo posterior del bote y una consiguiente elevación de su proa. Para considerar los efectos relativos a la incorporación del módulo waterjet primero se debe saber cuánta es la resistencia que debe ser vencida para permitir el avance del bote, para lo cual también se debe tener claridad sobre la naturaleza de dicha resistencia.

Un bote, así como cualquier objeto que se desplace en presencia de un fluido genera una resistencia del medio hacia el objeto que se opondrá al movimiento de dicho objeto, esta resistencia es la base para el posterior desarrollo del sistema propulsivo propuesto por este trabajo, cuantificarlo no es tarea fácil y contempla múltiples factores.

La resistencia que deberá ser vencida por el empuje tiene su origen en la resistencia generada por el agua y aire que rodean al bote en su andar, pero existen fenómenos propios del andar de los botes que también inciden en la resistencia como son la formación de olas y de rocío en la proa del bote. El arrastre generado tanto por el agua como por el aire tienen su origen en las fuerzas viscosas de cada uno de los medios, así como en la diferencia de presión

entre la proa y popa del bote, cuán importante sea un efecto u otro tiene relación principalmente con la velocidad del bote, lo cual se puede traducir en un régimen laminar del fluido, para menores velocidades, o turbulento para velocidades mayores, también existe la condición de un régimen transitorio para velocidades intermedias, la forma definir si un bote o cualquier elemento se haya en régimen laminar o turbulento esta dado por el número de Reynolds (Re) el cual relaciona las fuerzas inerciales con las viscosas dadas para un fluido como VL/ν , con V como la velocidad de fluido (o del cuerpo respecto del fluido), L como la longitud característica del cuerpo y ν como la viscosidad cinemática del fluido. Para definir cuando un fluido se comporta en forma laminar o turbulenta existen ciertas referencias en términos de valores de Reynolds las cuales pueden variar según la geometría del cuerpo, lo cual no deja de ser complejo más aun para la determinación de la resistencia de botes.

Pese a lo complejo de la determinación de la resistencia para un bote a una determinada velocidad, se estima que para embarcaciones de planeo, como es el caso, la resistencia esta principalmente dada por la diferencia de presión, lo que a su vez genera la formación de olas (o tren de olas) a vencer en el frontis del bote principalmente y de rocío, estos dos fenómenos tiene un aporte importante en la resistencia del bote, siendo ambos propios del andar de cualquier tipo de bote pero más aún en botes de planeo por lo que resulta conveniente definir cuando un bote es de planeo, de desplazamiento (para botes más bien lentos) o es de semiplaneo (rango intermedio). Para definir el tipo de embarcación es transversal en la industria marina el uso del número de Froude (Fr), número adimensional que en este caso relaciona las fuerza inerciales con la de gravedad como $V/\sqrt{gL}$, la definición de éste resulta transversal para la definición de múltiples características y fenómenos asociados a cualquier tipo de embarcación, es así como para valores bajos de Fr , menores a uno, se definen como botes de desplazamiento, para valores mayores a dos son señalados como botes de planeo y para el tramo intermedio como botes de semiplaneo, también existen otras categorizaciones con tramos más específicos. Cuan preponderante es el roce o la diferencia de presión en la resistencia de un bote puede variar notablemente para un bote de desplazamiento o de planeo, pero como se aclarará en páginas posteriores el bote donde se instalará el sistema propulsivo es de planeo, por lo que cualquier descripción en torno a la resistencia será hecha bajo esta consideración.

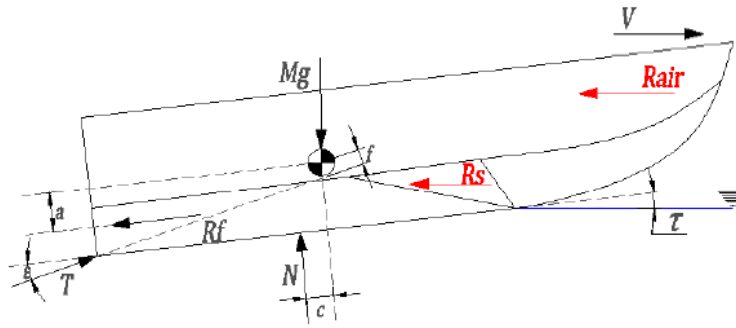


Figura 9: Principales componentes de la resistencia que actúan sobre un bote en movimiento.

Nota: Fuerza de arrastre del agua (R_f), aire (R_{air}) y rozó (R_s) en un bote de planeo (Molchanov, 2018).

Dado que como se puede inferir no es tarea fácil determinar la resistencia de un bote, más aún considerando los fenómenos ya descritos, así como otras consideraciones que no fueron señaladas como la rugosidad del casco o cuan aerodinámico sea. Es que se han desarrollado múltiples métodos para el cálculo de la resistencia para botes, este campo ha tenido un amplio desarrollo a lo largo de los años dado que conocer cuanta resistencia existirá para el funcionamiento de una embarcación a una determinada velocidad es una tarea fundamental para el posterior desarrollo o selección de un sistema de propulsión y no siendo viable en muchos casos la realización de pruebas de estanque usando modelos a escala, por este motivo escoger un correcto método para estimar la resistencia es fundamental, es por ello que en el caso de botes de planeo el uso de método propuesto por Savitsky resulta casi transversal, **i Roig (2015)** realizó una recopilación de distintos métodos para el cálculo de resistencia de barcos, de entre los cuales el más destacado es el Savitsky, dado la fiabilidad de sus resultados. El método evalúa el comportamiento del casco de estudio en base a los más de 100 modelos de entre los cuales selecciona un modelo patrón para luego realizar las variaciones necesarias que permitan determinar la resistencia. El método tiene su rango de aplicación en embarcaciones de semiplaneo y planeo, considerando todos los fenómenos ya descritos bajo el supuesto de navegación en aguas calmas y para el caso de un casco desnudo autopropulsado.

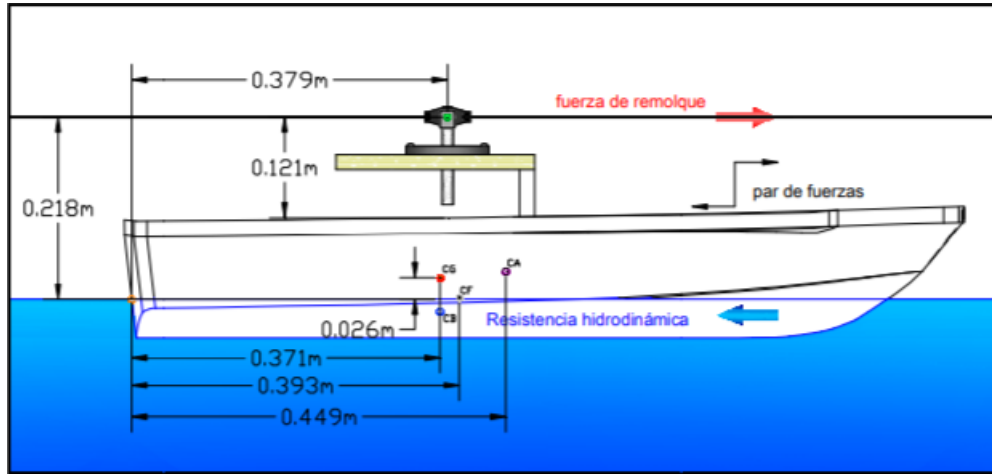


Figura 10: Remolcado de un casco acorde a como son analizados para su resistencia mediante distintos métodos.

Fuente: (Ríos, 2010).

El último punto señalado (“casco autopropulsado”) no puede ser tomado a la ligera ya que es relevante para pasar del cálculo de la resistencia al empuje requerido, esto porque cualquier método utilizado para la determinación de la resistencia considera que el casco es remolcado (tal como lo señala la **Figura 10**) y que no tiene incorporado ningún sistema de propulsión, por eso es que se señala como casco autopropulsado (las pruebas realizadas en tanques para respaldar los métodos de predicción de resistencia remolcan al bote), con esto se tiene que el casco se estará moviendo en una condición poco probable sin generarse un asiento como el apreciado en la **Figura 8**, es por esto mismo que para determinar el empuje necesario para un bote en las condiciones ya descritas es que se incorpora el coeficiente de deducción del empuje, $(1 - t^*)$, como:

$$T_{bruto} = \frac{R_T}{(1 - t)} \quad (\text{Ec. 2-4})$$

t es usado para determinar la resistencia del bote una vez que ya se ha incorporado el sistema propulsivo, sea cual sea, lo cual generara un asiento variable de la popa del bote, así

como otros efectos como la adición el peso del sistema propulsivo o la resistencia propia que se genera en torno al sistema propulsivo, ya que muchos de estos tienen apéndices que sobresalen del contorno del casco (no es el caso para la propulsión waterjet). Todos los efectos asociados particularmente a la incorporación de un módulo waterjet son evaluados por **Eslamdoost (2014)** quien hace un estudio sobre el comportamiento anómalo que tiene el coeficiente de deducción de empuje para el caso de bote con un sistema de propulsión waterjet, dado que si bien el coeficiente refleja que el empuje debiese ser un tanto mayor que la resistencia estimada del bote autopropulsado, para la propulsión por chorro de agua se da el caso opuesto en que para altas velocidades dicho coeficiente es menor a la unidad (t , negativo), esto debido a distintos fenómenos como el leve momento que se genera producto de que el chorro de salida no está del todo horizontal, así como también el secado de la cara de la popa a partir de cierta velocidad. Saber cuan amplificado o disminuido está el empuje respecto de la resistencia no es tarea fácil y su incidencia no es menor, es por ello que una vez que se planteen las características de funcionamiento del bote se podrá tener una mejor estimación de este coeficiente.

Hasta ahora se han planteado los principales fenómenos y métodos para el cálculo del empuje y potencia del sistema propulsivo, pero resta señalar el asiento que se generara con la incorporación de un sistema de propulsión waterjet a un bote, dado que como fue señalado en un principio, la determinación del empuje será realizada en su componente horizontal, en línea con la dirección con la que el bote se mueve respecto del fluido, es por ello que por distintos autores se señala el ángulo de trimado en función del *Froude Volumétrico*, $Fr_{\nabla} = V / \sqrt{g\nabla^{1/3}}$. **Ghassemi y Kohansal (2010)** evalúan la variación del trimado para distintos números de Froude en su versión volumétrica que considera el desplazamiento o volumen desplazado de agua por el bote (∇ , equivalente al peso de la embarcación), si bien su trabajo no es especificado para propulsión waterjet sus resultados son transversales al tratar con un amplio rango de velocidades, aun así se deberá tener cierto resguardo para determinar que trimado a usar.

2.2 Sistema de propulsión waterjet como una bomba.

Ya teniéndose un claro panorama de lo que considera la resistencia del bote, así como del empuje del sistema propulsivo con el uso del coeficiente de deducción de empuje, es necesario pensar en el módulo propulsivo como una bomba, ya que así será posible dar forma al módulo. Es necesario realizar un análisis desde este punto de vista ya que los principales componentes dentro del conjunto son el rotor y estator que adicionaran la energía necesaria al flujo de agua. El diseño de estos componentes no puede ser hecho a la ligera y existe un amplio estudio sobre el diseño de estos.

Para realizar el diseño de la bomba el primer paso es identificar los requerimientos en términos de caudal ($\dot{V}$) y altura de bombeo que deberá satisfacer la bomba (H), el primero como se puede apreciar en la ecuación (Ec. 2-3) tiene directa relación con el empuje calculado mientras que la altura hace alusión a la energía adicionada al fluido para permitir que circule por el sistema propulsivo.

Para comenzar a definir cualquier tipo de turbomáquina el primer parámetro que se debe conocer es la velocidad específica (Ec. 2-5), la cual sirve de base para la determinación de la forma del rodete, así como otros parámetros importantes en el diseño del rotor como el tamaño de éste, numero de álabes, entre otros. Este parámetro relaciona la capacidad en términos de caudal volumétrico, presión y número de rpm.

$$n_q = \frac{n\sqrt{\dot{V}}}{H^{0.75}} \quad (\text{Ec. 2-5})$$

Las rpm a las que girará el rotor, vendrá dada por el motor utilizado, marcha de la caja de cambios utilizada o variador de frecuencia, mayormente utilizado para la optimización de bombas acopladas a un motor eléctrico. El caudal en tanto en el caso de módulos waterjet vendrá dado por el área del ducto de admisión ya que se debe considerar que la velocidad media del flujo en el ducto es la misma considerada en la entrada del

volumen de control ya definido en la **Figura 7**, equivalente a la velocidad del bote a velocidad crucero (condición para volumen estacionario) esto en el caso ideal. Por último la altura corresponde a la suma de la altura dinámica y estática, la primera está compuesta por la suma de las pérdidas que se producen en el sistema (h_p o $h_{perdidas}$) y la carga asociada a la diferencia de velocidad entre la succión y la salida ($(\overline{v_{sal}}^2 - \overline{v_{ent}}^2)/2g$); por otra parte, la altura estática equivale a la diferencia de nivel entre la succión y salida ($\Delta h_{salida-succión}$), más la diferencia de presión entre estos mismos extremos ($(Pres_{salida} - Pres_{succión})/\rho g$).

$$H_{dinámica} = \frac{\overline{v_{sal}}^2 - \overline{v_{ent}}^2}{2g} + h_p$$

$$H_{estática} = \Delta h_{salida-succión} + \frac{Pres_{salida} - Pres_{succión}}{\rho g}$$

$$H = H_{dinámica} + H_{estática} = \Delta h_{salida-succión} + \frac{Pres_{salida} - Pres_{succión}}{\rho g} + \frac{\overline{v_{sal}}^2 - \overline{v_{ent}}^2}{2g} + h_{perdidas} \quad (\text{Ec. 2-6})$$

De los parámetros ya señalados la diferencia de velocidad y nivel vendrá dado por la configuración que se dé finalmente al sistema propulsivo, en tanto la diferencia de presión debe ser determinada utilizando el teorema de Bernoulli, principalmente para la admisión, donde deberá ser contemplado el nivel de hundimiento que tiene el bote y la velocidad que tendrá el fluido respecto de la entrada del volumen de control, mientras que para la salida en primera instancia se debe verificar que la tobera de salida no esté hundida con lo que la presión en la superficie de salida será considerada como la atmosférica, mientras que las pérdidas son calculadas para el sistema según:

$$h_p = (f \frac{D}{L} + K) \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Ec. 2-7})$$

Donde:

- f , es el coeficiente de fricción.

- L , largo de tubería.
- D , diámetro de tubería.
- K , coeficiente de pérdidas de cargas localizadas.
- V , es la velocidad media del fluido en la tubería.
- g , es la aceleración de gravedad.

El coeficiente de fricción puede ser determinado a través de diversas fórmulas siendo la forma más común a través del diagrama teórico-experimental de Moody en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa en la tubería $\frac{\varepsilon}{D}$ (ε como la rugosidad de la tubería).

Por otra parte, para las perdidas debidas a elementos puntuales dentro del sistema existen coeficientes K , el cual generalmente se supone independiente del número de Reynolds, estando representados mediante valores fijos en la mayoría de los casos siendo sugerente el uso del valor más pesimista ya que de todas maneras existe una relación de este coeficiente con el diámetro de la tubería, la rugosidad y el Reynolds del fluido en dicho punto.

Una vez que se cuente con todos los parámetros necesarios es posible proseguir con el diseño del rotor siendo el primer paso dentro del diseño de este elemento el determinar la forma del rodete la cual puede ser realizada en base a la velocidad específica como se puede apreciar en la **Figura 11**, dado que para determinados valores de éste resulta más conveniente el uso de una determinada forma de rotor ya que a medida que aumenta el valor de n_q , el mayor punto de eficiencia (bep) es alcanzado por maquinas axiales mientras que para n_q bajos tienen un mejor desempeño los rotores radiales, la denominación de estos tiene relación con la forma con que sale el fluido del rotor, si bien en todos los casos el fluido entra en forma axial al eje del impulsor, para el caso de una bomba radial sale en forma radial al eje de giro, en tanto para un impulsor axial el fluido lo hace en el mismo sentido con que entra y para un impulsores mixtos o diagonales el fluido sale en dirección diagonal al eje giratorio.

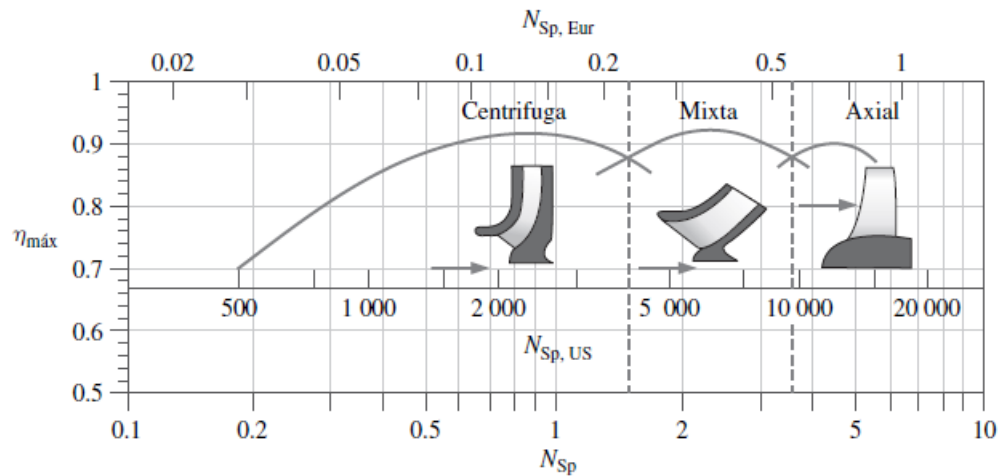


Figura 11: Forma de rotores y eficiencias máximas teóricas en función de distintas velocidades específicas.

Fuente: (Cengel y Cimbala, 2006, pág. 777).

Dado las características de los sistemas de propulsión por chorro de agua, el uso de rodets radiales no es viable al no haber grandes alturas de impulsión siendo la prioridad movilizar un caudal suficiente, es por ello que es frecuente el uso de bombas mixtas o axiales en sistemas waterjet. Dentro del desarrollo como tal de este trabajo, donde una de las premisas es lograr un diseño simplificado de un módulo waterjet se abordará principalmente la opción de usar un rotor axial, para así concentrar la información planteada en satisfacer las necesidades de impulsión de una manera simple pese a que para determinadas condiciones pueda verse mermada la eficiencia de la bomba, se priorizara en mostrar un trabajo que sirva como guía concreta. Esto no quita que el diseño planteado, así como cualquiera realizado a partir de esta guía pueda ser optimizado, si se tiene la opción de realizar mejoras a un trabajo de este tipo estas aportaran al desempeño final del sistema diseñado, ello puede ser facilitado con el uso de softwares de diseño específicos para esta tarea como CFTurbo que permite generar diseños rápidos de distintos rodets con solo ingresar los parámetros de operación, si es posible disponer con esta herramienta computacional o similares su correcto uso puede ser un aporte importante en el diseño de un sistema de propulsión de este tipo.

Juntamente con la determinación de la forma del rotor, se debe determinar el diámetro que tendrá este, para lo cual puede utilizarse el diagrama de Cordier (**Figura 12**) utilizado

en forma transversal para determinar el diámetro de cualquier tipo de rodete de máquinas hidráulicas rotativas y que relaciona la velocidad específica adimensional ($\Omega_s = \omega \dot{V} / (gH)^{0.75}$, con ω como la velocidad rotacional) con el diámetro específico (Δ) equivalente a $D_o (gH)^{0.25} / \dot{V}^{0.5}$, con D_o como el diámetro del rotor.

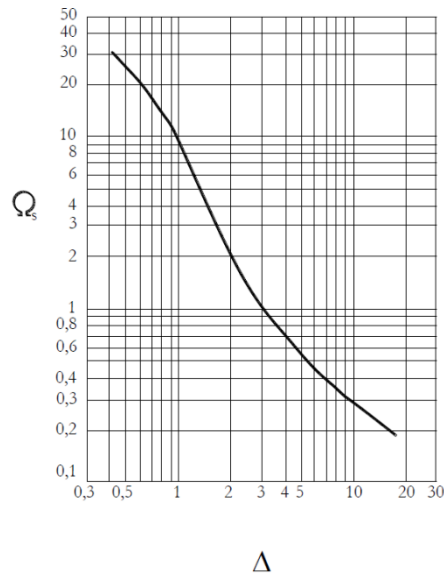


Figura 12: Velocidad específica adimensional en función del diámetro específico para turbomáquinas.

Fuente: (Zamora y Viedma, 2016, pág. 60).

Una vez que se dispone del diámetro del rotor como de las eficiencias máximas teóricas en función del número específico de revoluciones (**Figura 11**), existen otros diagramas de diseño útiles para determinar el número de álabes, longitud de estos y otros factores que sirven para completar el diseño del rotor, los cuales son en su mayoría experimentales como la **Figura 13** señalado por **Bohl (1991)** que permite obtener la relación de cubo D_a/D_i con D_a y D_i como diámetro en la periferia y cubo respectivamente, de acuerdo a la nomenclatura usada por **Bohl (1991)** (que para el resto de este trabajo serán designados como D_o y D_h), así como también el número de álabes y largo de estos en función de la velocidad específica (**Figura 14**).

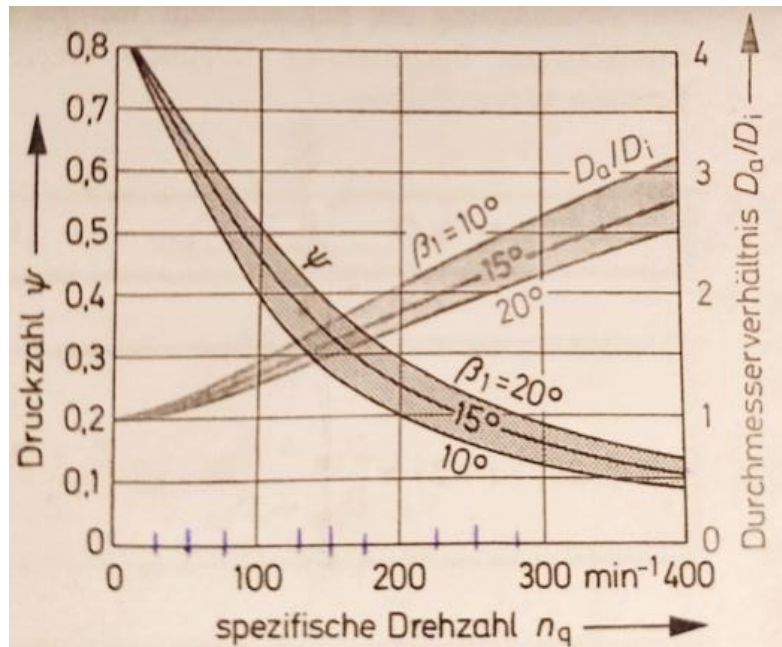


Figura 13: Numero de presión y relación de cubo en función de la velocidad específica para bombas axiales.

Fuente: (Bohl, 1991, pág. 40).

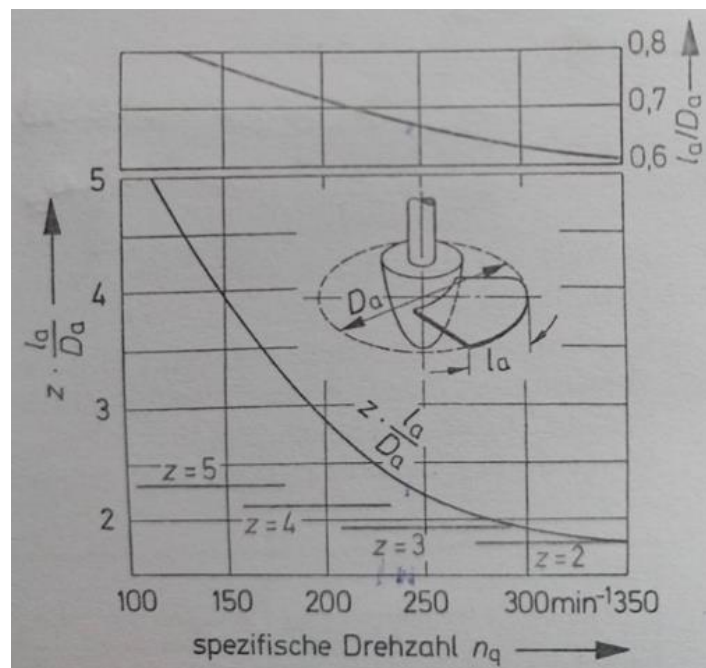


Figura 14: Relación del número de álabes de un rotor axial en función del número específico de revoluciones.

Fuente: (Bohl, 1991, pág. 42).

De la **Figura 13** se debe tener la precaución de considerar un ángulo de entrada β_1 (que más abajo será descrito) el cual deberá ser corregido si en cálculo posteriores se obtiene que dicho ángulo difiere de manera importante del ángulo asumido para la obtención del diámetro cubo.

Una vez que ya se cuente con los parámetros suficientes para realizar un bosquejo del rodete, es necesario definir el perfil que tendrán los álabes en términos de angulación, grosor y curvatura. La forma de estos tiene directa relación con la presión que se busca adicionar al fluido. La forma en que es provocado dicho cambio de presión está asociado con las fuerzas debidas al fluir del fluido dentro del rotor, anteriormente se señaló que existe una componente de arrastre cuando un objeto se ve enfrentado a un fluido, fuerza debida por una parte por los efectos viscosos y por otra por la diferencia de presión a la que está expuesto el fluido, a este escenario ahora se debe asociar una fuerza de sustentación (en el análisis resistivo del bote también hay acción de fuerzas de sustentación que son considerados pero que son menos preponderantes que las de arrastre), la fuerza de sustentación es aquella perpendicular al sentido del fluido que generan una elevación del cuerpo o un descenso de éste (sustentación negativa), estas fuerzas son las responsables de que sea posible realizar vuelos en aviones con alas lo suficientemente grandes que permiten utilizar la sustentación para mantenerse en el aire. Cuán importante es la sustentación y que ahora debe ser considerada, está directamente asociado al perfil del álabe.

Para determinar la curvatura del álabe es necesario analizar los distintos ángulos de entrada y salida, para lo cual lo primero será centrar la atención en los triángulos de velocidad, los cuales no son más que una descripción grafica de movimiento idealizado que tendrían las partículas de fluido en su paso por el rotor, centrando la atención en la entrada y salida de éste. Para su comprensión se debe tener en mente algunos supuestos que ayudan a simplificar el planteamiento de los triángulos, como el asumir que el fluido ingresa al rotor con una velocidad c_m paralela al eje de giro del rotor, sin pre-rotacion, para luego abandonar el rotor con un cierto grado de rotación que le incorpore el rotor. Para determinar qué nivel de componente tangencial (c_{u2} , el subíndice 2 hará referencia a la salida del rotor mientras que u hace referencia a la componente tangencial de la velocidad) conservan las partículas de agua una vez que abandonaron el rotor será necesario aplicar la ecuación de Euler la cual determina el intercambio de energía mecánica a hidráulica que se genera en el rodete como:

$$H_e = \frac{u_2 c_{u2}}{g} - \frac{u_1 c_{u1}}{g} \quad (\text{Ec. 2-8})$$

Donde:

- H_e , altura de Euler.
- $u_{1,2}$, es la velocidad tangencial del rodete en la salida y entrada igual a $\pi D * rpm/60$, con D como el diámetro del rotor en cualquiera de los radios entre la periferia y el cubo.
- $c_{u1,2}$, es la componente tangencial de la velocidad absoluta del fluido en la entrada y salida.
- g , es la aceleración de gravedad.

Para la ecuación de Euler se debe considerar el flujo de fluido en un volumen de control convenientemente escogido en torno al rotor, además de suponer que el fluido es ideal (sin pérdidas), irrotacional, unidimensional, que el rodete tiene un número infinito de álabes y que se encuentra en régimen permanente, para así suponer que el intercambio de energía que sufren todas las partículas de fluido que atraviesan el rotor puede ser descrito por la ecuación de Euler, en la realidad no existen rotores con un número infinito de álabes, ni un fluido exento de pérdidas, ni 100% unidireccional, es por ello que en la **Figura 11** señala la eficiencia máxima teórica para distintas formas de rotor a distintas velocidades específicas de revolución, que asocia la altura de Euler con la altura de bombeo como $H_e = H/\eta_{max}$.

Para dibujar los triángulos de velocidades es necesario saber que la velocidad absoluta del fluido c , corresponde a la suma vectorial de la velocidad tangencial u y relativa w , esta última corresponde a la velocidad tangencial a la curva del álabe en la entrada y salida (puntos de interés), en tanto las componentes meridionales y tangenciales de c corresponden a c_m (la cual será asumida como transversal a cualquier radio y posición dentro del rotor) y a c_u como la proyección del vector c sobre u respectivamente (figuras de abajo).

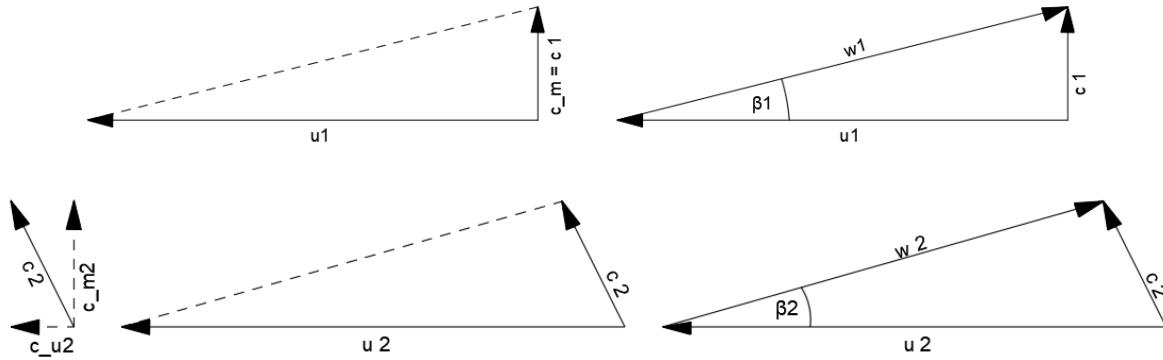


Figura 15: Triángulos de velocidad en la entrada y salida de un rotor axial.

Tomando en cuenta la configuración que tienen los triángulos de velocidad se tiene que la ecuación de Euler puede ser reducida al anular el factor c_{u1} , nulo para las consideraciones realizadas, de esta manera el c_2 puede ser obtenido como la suma de c_{u2} obtenido de la ecuación de Euler y c_{m2} (igual a c_m). Una vez han sido realizados los cálculos respectivos es posible completar el triángulo de velocidades en la entrada y salida del rotor.

La importancia de definir los triángulos de velocidades es que estos son la base para poder diseñar los álabes ya que como se describió w , es la velocidad tangente a la curva del álabe, por tanto β_1 y β_2 son el ángulo de entrada y salida de la línea media que define la forma del álabe.

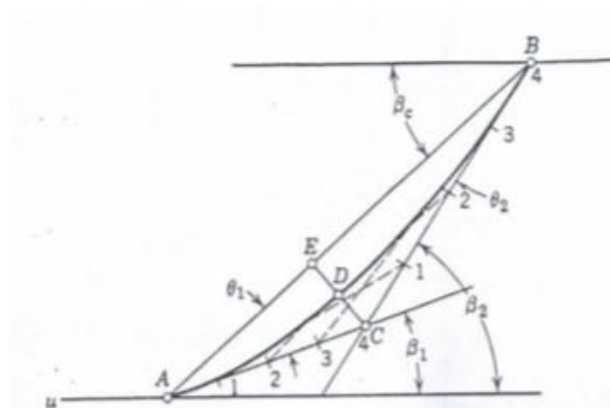


Figura 16: Imagen referencial de un álabe con sus respectivos ángulos que ayudan en su composición.

Fuente: (Stepanoff, 1957, pág. 143).

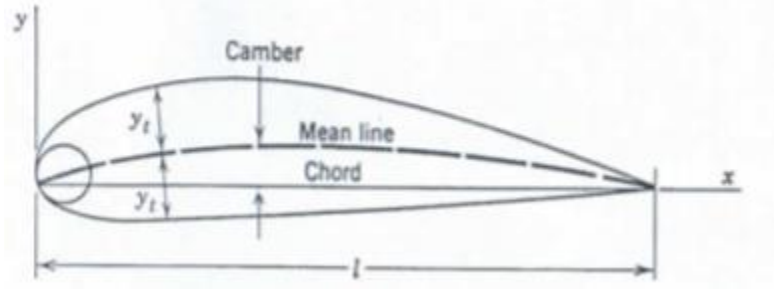


Figura 17: Forma tradicional de un álabe de bomba axial.

Fuente: (Stepanoff, 1957, pág. 140).

Las **Figura 16** y **Figura 17** describen de manera similar la forma del álabe, en la primera la curva ADB corresponde a la línea media (Mean line de la **Figura 17**), en base a la cual se desarrolla el álabe, mientras que la cuerda (línea AEB de la **Figura 16**) designada como l , señala la distancia que une la entrada y salida del álabe.

Retomando la importancia de la fuerza de sustentación en el diseño del álabe, se tiene que el desarrollo de los perfiles de álabes de bombas axiales tiene una gran cercanía con el desarrollo de perfiles alares usados en aeronáutica, esto debido a que el desarrollo del perfil de los álabes relaciona el coeficiente de sustentación (C_L) con la altura de impulsión que debe proporcionar el rotor. El coeficiente de sustentación es un número adimensional que relaciona la fuerza de sustentación (F_L) con la densidad del fluido, la velocidad del cuerpo en sustentación y un área determinada.

$$C_L = \frac{F_L}{0.5\rho V^2 A} \quad (\text{Ec. 2-9})$$

El uso del coeficiente y fuerza de sustentación en el caso del diseño del impulsor de una bomba, en particular de la axial, no puede ser despreciado ya que el utilizar un perfil alar para determinar la forma del álabe del rotor en sus distintos radios busca lograr el desempeño

esperado por parte del rotor en términos de caudal y presión, es así como dentro de la información recopilada, **Stepanoff (1957)** señala que para lograr altas alturas de impulsión es necesario tener altos C_L y que para lograr el desempeño esperado, el diseño o selección del perfil alar debe ser hecho en base a la curvatura de la línea media (que tiene directa relación con el ángulo de entrada y salida) y el espesor, esto último si bien puede variar notoriamente como se muestra en la **Figura 18**, donde si bien el utilizar una placa con la curvatura adecuada puede lograr un buen desempeño, el usar un perfil alar de mayor espesor asegura de mejor manera que el álabe no fallara ante los esfuerzos a los que se verá sometido sin mermar la eficiencia del álabe al incrementar el grosor.

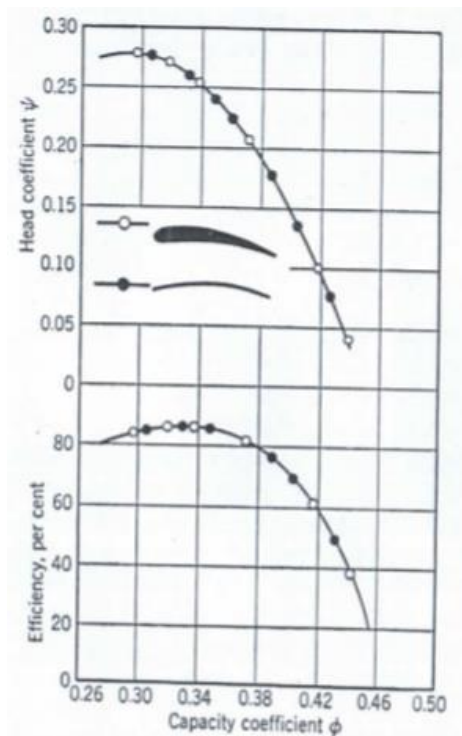


Figura 18: Eficiencia y desempeño de álabes de distinto espesor.

Nota: Escasa diferencia en cuanto a eficiencia y desempeño de álabes de distinto grosor (**Stepanoff, 1957, pág. 149**).

Para determina el ángulo de cuerda (β_c de la **Figura 16**), que señala cuan inclinado está el álabe respecto de la cara circular del cilindro que encierra al rotor, **Stepanoff (1957)** sugiere usar la siguiente relación.

(Ec. 2-10)

Donde β_{ave} es el ángulo de la velocidad relativa del fluido (w_{ave}), similar pero no idéntica al promedio de la velocidad relativa de entrada y salida, la cual es obtenida del nuevo triángulo de velocidades fijado para $(c_{u2} + c_{u1})/2$, como se señala en la **Figura 19**, con c_{u1} asumido como nulo para efectos prácticos.

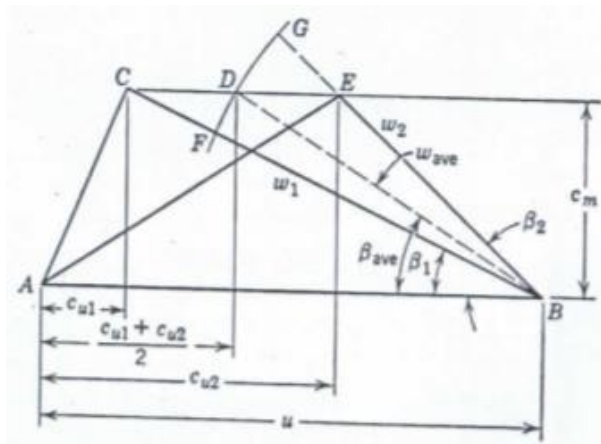


Figura 19: Referencia de cómo obtener β_{ave} con los triángulos de velocidades.
Fuente: (Stepanoff, 1957, pág. 153).

De la ecuación (Ec. 2-10, θ_2 y θ_1 suelen ser muy pequeños tal como se aprecia en la **Figura 16**, sobre todo para los radios más alejados del cubo, por lo que el autor citado sugiere usar la aproximación de $\beta_{ave} \approx \beta_c$, el desarrollo que permitió llegar a la ecuación (Ec. 2-10) viene dada por la relación entre el coeficiente de sustentación con el coeficiente de presión (ψ) y caudal (ϕ) como:

$$C_L \frac{l}{t} = \frac{2\psi \sin \beta_{ave}}{\phi} \quad (\text{Ec. 2-11})$$

Donde:

- ψ , es el coeficiente de presión equivalente a $gH/(\pi nD)^2$, con n como las rpm del rotor.
- ϕ , es el coeficiente de caudal calculado como c_m/u .

Si se desea profundizar en el desarrollo detrás de las relaciones planteadas para determinar el ángulo de cuerda, se aconseja dar una mirada al trabajo realizado por **Stepanoff (1957)**.

A partir de toda la información planteada ya es posible obtener la curvatura que debiese tener el álabe, pero este parámetro aun parece ambiguo es por ello que a partir de los ángulos ya propuestos se fija el valor del camber (c) y su posición relativa de éste (l_c), los cuales señalan en forma de porcentaje el punto de mayor separación entre la línea media y la cuerda y la posición de este punto respectivamente (ED y AE de la **Figura 16**) los cuales están en función de θ_2 y θ_1 como $\tan(\theta_1) = 2c/l_c$ y $\tan(\theta_2) = 2c/(1 - l_c)$.

Ya tentiendose la curvatura del álabe, todas las relaciones planteadas pueden ser realizadas para disitntos radios con la salvedad de l el caul es calculado para los demás radios en base a la relacion l/t (con t como el espaciamiento entre álabes) que incrementa desde las puntas hasta las raices de los álabes en relacion de 1 a 1.3.

Resta determinar un espesor, el caul si bien como ya se planteo no afecta en forma importante el desempeño del rotor aun así no se debe caer en el error de hacer un álabe extremadamente grueso.

Dado que hay un amplio desarrollo en torno a los perfiles alares en la industria aeronáutica es que con disponer de la curvatura y espesor del álabe es posible escoger de entre los llamados *perfiles N.A.C.A* que consideran todos estos parámetros en forma porcentual para luego ser escalados hasta obtener el largo de cuerda deseado para los distintos radios.

Si bien el elemento principal del sistema de propulsión es el rotor, la adición total de energía aportada por este elemento no se logrará del todo, ya que la energía adquirida por el fluido se traduce en la componente tangencial de la velocidad absoluta, que es conservada por el fluido una vez que deja el impulsor, para quitar esta componente y transformarla en presión se utiliza el estator, aunque no es la única opción, también se puede utilizar un segundo rotor contrarrotatorio, pero de las dos opciones la más sencilla y por tanto menos costosa y con resultados eficaces es el estator.

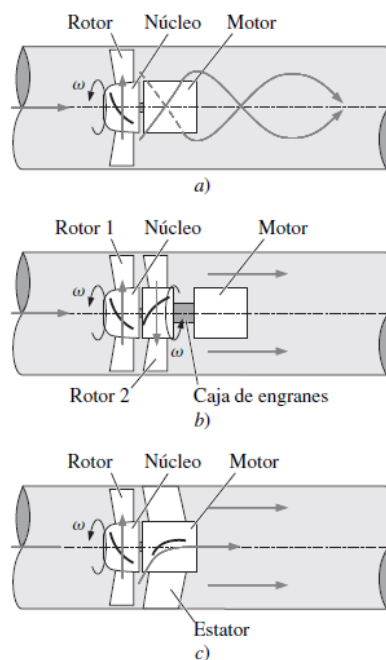


Figura 20: Sistemas utilizados para retomar la unidireccionalidad del fluido luego de pasar por el rotor.

Fuente: (Cengel y Cimbala, 2006, pág. 768).

La inclusión de un estator permite *enderezar* el flujo de agua, mediante el uso álabes directrices fijos y una disminución de la velocidad del fluido proveniente del rotor. Para esto es necesario determinar cuánto es realmente la componente tangencial con que sale el agua del impulsor, ya que si bien en teoría el agua debiese conservar un c_u , esto es considerando los supuestos realizados al aplicar la ecuación de Euler, pero la realidad es que si existen pérdidas en el rotor, el número de álabes no es infinito, entre otros hechos que debieron ser presupuestos como ideales, todo esto genera que el agua salga con un c_u' . Para determinar

cuánto es realmente la componente tangencial es que **Stepanoff (1957)** considera la altura de salida del rotor teórica (H_i) como.

$$H_i = \frac{H}{\sqrt{\eta}} \quad (\text{Ec. 2-12})$$

Con η como el valor de la eficiencia utilizada para calcular la altura de Euler, cuyo valor debe ser menor que η_{max} , a esta altura de salida se le deben incluir las perdidas, por lo que la altura real a la salida del impulsor será menor a H_i , para estimar cuan menor es que se utiliza la siguiente aproximación:

$$H_d = \frac{H_i + H}{2} \quad (\text{Ec. 2-13})$$

Donde H_d es la altura real en la salida del impulsor. El beneficio de tener este valor es que puede ser expresado en función de la velocidad absoluta real en su componente tangencial para el radio medio del rotor c_{um}' , como:

$$H_d = \frac{u_m c_{um}'}{g} \quad (\text{Ec. 2-14})$$

u_m es la velocidad tangencial del rotor en el diámetro medio, al igual que la componente de c recién señalado, donde el diámetro medio (D_m) es calculado como $\sqrt{(D_o^2 + D_h^2)/2}$, el beneficio de calcular todo esto es que es posible determinar c_u' para

cualquier radio del rotor como se señala en la **Figura 21**. La forma de obtener c_u' para distintos radios es mediante las siguientes relaciones.

$$\frac{c_{um}'}{D_m} = \frac{c_{uo}'}{D_o} = \frac{c_{uh}'}{D_h} \quad (\text{Ec. 2-15})$$

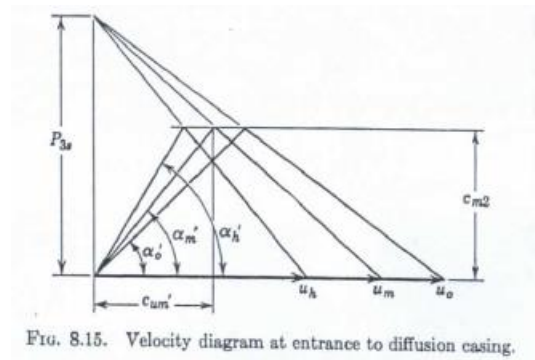


Figura 21: Ángulos de entrada al estator para distintos radios.
Fuente: (Stepanoff, 1957, pág. 157).

En la última imagen es posible apreciar que con la componente tangencial de la velocidad absoluta para distintos diámetros y con c_m (el cual se mantiene constante), es posible determinar el ángulo real de salida c_2 , ángulo que definirá la angulación que tendrán los álabes del estator en la entrada, álabes que progresivamente se van enderezando (**Figura 22**) para permitir que el flujo de agua que en un principio poseía una componente tangencial ahora dicha componente haya sido convertido en presión.

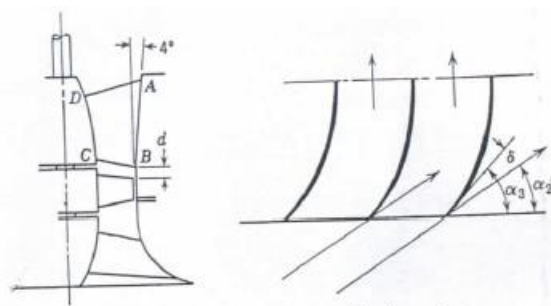


FIG. 8.16. Axial flow pump diffusion casing.

Figura 22: Vista superior de un estator recortado para apreciar como varia su angulación.

Fuente: (Stepanoff, 1957, pág. 159).

En la última imagen se aprecia todo lo señalado hasta el momento respecto del estator, como la conicidad invertida de 4° que permite desacelerar el fluido, además se señala el ángulo de entrada del estator como α_3 , levemente superior a α_2' (aunque también se puede dar el caso de que sea menor), siendo aconsejable respetar el valor obtenido para c_2' . También se señala d , que corresponde a la separación entre los álabes del rotor y los del estator que puede ser aproximado en función del diámetro del rotor (D_o) como $d/D_o \approx 0.05$. Un dato no señalado pero de gran importancia es el número de álabes del estator los cuales pueden ser usualmente entre 5 y 8 para el caso de bombas axiales, la determinación del número de estos es hecha en función del tamaño del rotor (mientras más pequeño menor número de cuchillas) además de que no deben ser un múltiplo o tener un factor común divisor con el número de álabes del rotor, **Cengel y Cimbala (2006)** señala que si esta consideración no es tomada en cuenta se puede provocar que en un determinado instante dos o más álabes del estator reciban al mismo tiempo el flujo agitado proveniente de la estela con que sale del rotor lo que provocaría ruido y vibraciones en todo el conjunto.

Un último punto es cuan extenso debiese ser el estator, para lo cual se debe considerar el paso con que saldrá el agua del rotor, esto puede ser interpretado como la distancia que avanzaría el rotor si este se estuviese atornillando progresivamente en un sólido, el paso puede ser determinado como $\pi D_o \tan \beta_c$, en base a este valor el largo del estator deberá ser al menos igual al paso, ya que si es demasiado corto se puede dar el caso de que cierta fracción del fluido no sea efectivamente *enderezado* por el estator.

Como se puede apreciar en este tipo de proyectos existe una interdependencia entre las diferentes variables que conforman el sistema diseñado, por ejemplo la selección de un determinado rotor, puede hacer cambiar la tubería si el calibre de rodete es demasiado distinto del diámetro de la tubería, lo que a su vez generara una nueva pérdida (K , por expansión de diámetro de la tubería) incrementando la altura con que fue calculada la velocidad específica, que a su vez sirvió para determinar el diámetro del rotor, por lo que dependiendo de cuan distinta es esta nueva altura de la original es que puede cambiar el diámetro del rotor, haciendo de la tarea de diseño una labor iterativa lo que agrega complejidad en post de alcanzar un diseño optimizado que satisfaga todas la necesidades.

Una vez que ya se cuenta con el subsistema rotor-estator, hay que considerar la incidencia de estos en los demás componentes del sistema como eje, fijaciones y elementos auxiliares que pueden verse afectados principalmente por las fuerzas asociadas a una turbomáquina. Recordar que los sistemas de propulsión waterjet impulsan al bote a través de un cambio de momento aplicado a un flujo de agua, este impulso es traspasado al rotor y de éste al eje para finalmente recaer en un cojinete, si bien esta es la fuerza principal también hay fuerzas debidas al funcionamiento del rotor, fuerzas de sustentación y arrastre ya mencionadas (imagen de abajo), las que se traducen una fuerza axial y otra tangencial al eje de giro que afecta a lo álabes y a su vez al rotor. La forma de determinar la fuerza axial (componente que afectara la futura selección de algunos componentes) es mediante la diferencia de presión aplicada a la proyección del rotor en línea con el eje de empuje.

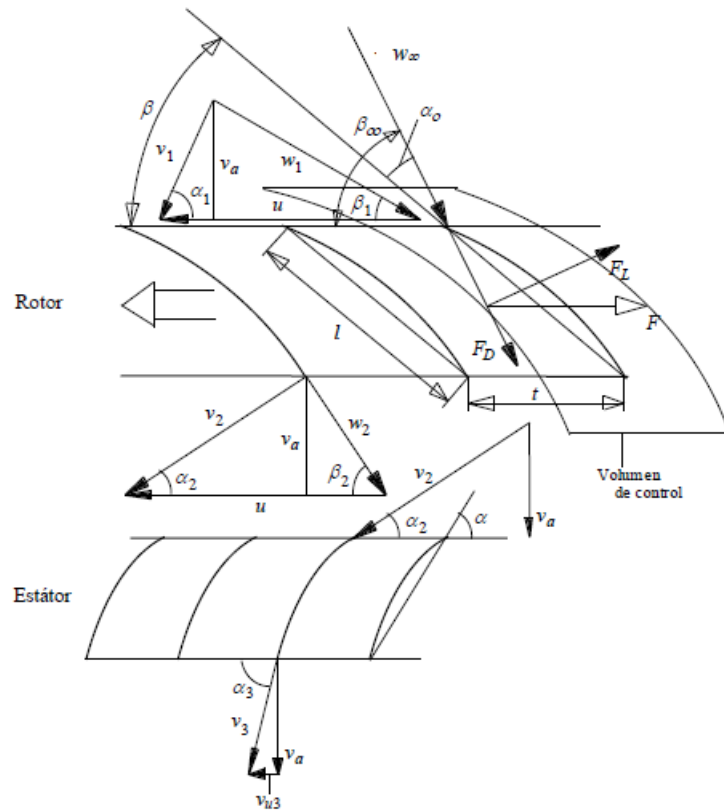


Figura 23: Triángulos de velocidades en torno al rotor y estator, así como fuerzas involucradas.

Fuente: (Zamora y Viedma, 2016, pág. 105).

Para considerar el diseño del conjunto no basta con considerar el empuje necesario, ya que hay múltiples configuraciones en términos de caudal y velocidad de salida capaces de proveer dicho empuje, por lo que se debe definir alguna metodología para acotar y limitar las opciones, en términos dimensionales, no resulta viable tener un sistema de propulsión cuyo tamaño y peso afecte notoriamente la configuración del bote lo que haría que deba ser vencida una resistencia mayor y que la propulsión sea mucho menos eficiente, si bien nunca va a utilizarse un módulo propulsivo tan grande como el mismo bote es bueno tener esto en consideración. Una forma de acotar las opciones es considerar el tipo de rotor a utilizar ya que acorde a lo recomendado por distintos autores como **Zamora y Viedma (2016)** la velocidad específica adimensional recomendada para rodets axiales debe estar entre 3 y 6

dado que a valores fuera de este rango la eficiencia máxima posible se reduce rápidamente, lo que incluso ocurre para los valores extremos.

Por otra parte, se deben contemplar la opción de que el módulo cavite. La cavitación es un fenómeno propio de cualquier tipo de maquina rotativa hidráulica, en que se generan pequeñas burbujas de vapor de agua ya que en las zonas de baja presión del equipo (generalmente en la entrada de las bombas), debido a que se está por debajo de la presión de vapor para la temperatura que tiene el fluido en ese punto, el problema se genera cuando estas burbujas pasan rápidamente a la zona de alta presión haciendo que colapsen, lo que genera ruido, vibraciones y cuando este fenómeno es persistente en el tiempo puede generar un daño erosivo sobre el rotor principalmente, además de mermar la capacidad de impulsión del equipo.

Para evitar que se generen burbujas de cavitación es necesario verificar que la energía (expresado como altura por la mayoría de autores) no esté por debajo la presión mínima requerida, esto se verifica mediante el uso de la altura neta de succión (NPSH, en su sigla en inglés), indicador que es señalado como NPSH *disponible* equivalente a la altura en la entrada del rotor menos la presión de vapor, la que es comparada con el NPSH *requerido*, valor mínimo a vencer para evitar este fenómeno, el cual es usualmente proporcionado junto con el catálogo del equipo dado que su valor es obtenido experimentalmente en bancos de prueba por los distintos proveedores. Dado que en trabajos que contemplen el diseño de una turbomáquina no es viable realizar pruebas previas es que se utiliza como referencia el número de Thoma (σ^*) para calcular un NPSH requerido en forma estimativa. Como regla general, el NSPH disponible debe ser mayor al requerido, en al menos un 15 a 20%. El número de Thoma puede ser obtenido en función de la velocidad específica (**Figura 24**), calculando con tal el NPSH requerido como:

$$NPSH_{requerido} = \sigma^* H \quad (\text{Ec. 2-16})$$

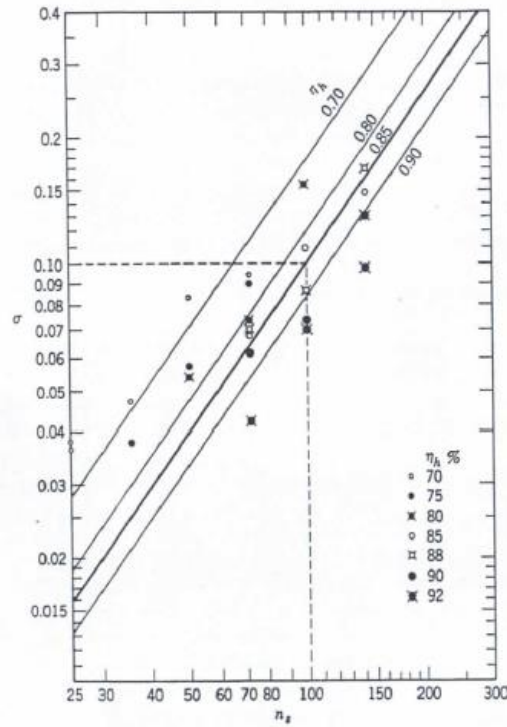


Figura 24: Coeficiente de Thoma en función de la eficiencia hidráulica de la bomba y la velocidad específica de ésta.

Fuente: (Stepanoff, 1957, pág. 250).

Retomando la idea de limitar el diseño realizado, es que se debe tener en consideración la potencia con que se accionara el sistema propulsivo, recordar que detrás de éste debe haber un motor que provea la potencia necesaria, con un determinado número de rpm que haga girar el eje asociado al rotor, para lo cual se debe considerar la potencia hidráulica traspasada al fluido (Pot_{hid}) calculada como $\rho g H \dot{V}$, la cual estará dada por la potencia que llega al rotor y la eficiencia de la bomba η_{bomba} , ya que no hay un traspaso completamente eficiente de la potencia debido a las pérdidas propias de cualquier turbomáquina como el retorno de parte del fluido o a los efectos viscosos entorno al rotor y estator.

$$Pot_{eje} = \frac{Pot_{hid}}{\eta_{bomba}} \quad (\text{Ec. 2-17})$$

A su vez la potencia del eje se estima que es entre un 2 y 5% inferior a la potencia suministrada por el motor ya que hay una leve merma entre estas potencias debido a los cojinetes y sellos que funcionan en conjunto con el eje que traspasa la potencia, para estimar la potencia que debiese tener el motor se utiliza la eficiencia mecánica, η_{mec} .

$$Pot_{motor} = \frac{Pot_{eje}}{\eta_{mec}} \quad (\text{Ec. 2-18})$$

La metodología seguida para escoger el sistema de propulsión no es única, pero cualquiera que sea usada debe considerar las limitaciones existentes, ya sea en términos dimensionales, de potencia o evitando la ocurrencia de cavitación.

2.3 Elementos directrices

Respecto de los elementos móviles asociados al sistema de propulsión, tobera móvil y deflector, lo importante es definir las fuerzas involucradas respecto de estos para lo cual basta con utilizar la ecuación (Ec. 2-1) bajo la consideración de flujo estacionario, si bien el accionamiento de ambos tiene un efecto inmediato en el andar de cualquier tipo de embarcación, en términos prácticos basta con analizar el funcionamiento de estos a velocidad crucero, lo que considera el caso menos probable ya que a modo de ejemplo el accionar la tobera móvil, si bien su propósito principal es virar la embarcación mediante el torque que genera respecto del eje del centro de masa del bote (**Figura 25**), también provoca una disminución del empuje, lo cual resulta beneficioso en términos de seguridad al reducir la velocidad del bote en maniobras de viraje de alta velocidad. El caso del deflector es aún más marcado desacelerando al bote desde el momento en que es accionado.

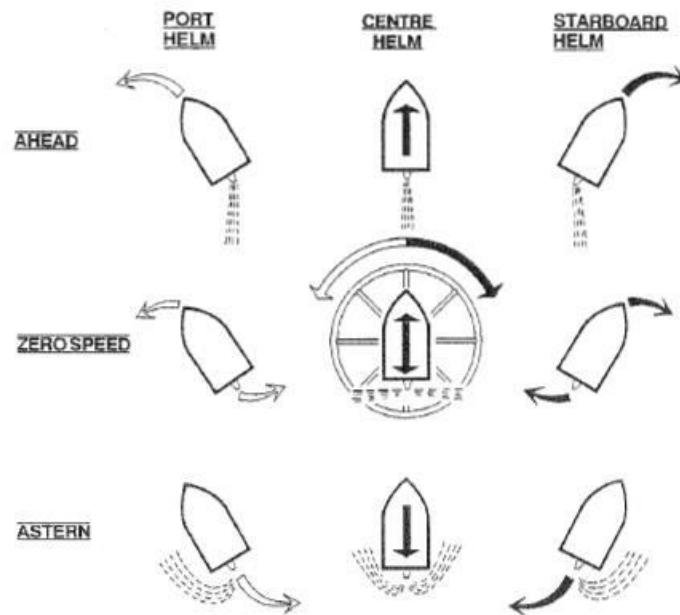


Figura 25: Accionamiento de tobera móvil durante el viraje de un bote equipado con un waterjet.

Nota: Esquema obtenido del trabajo hecho por **Iñesta i Solà (2014)**.

Es por lo anterior que para obtener un resultado confiable se considerara el caso más desfavorable en que el bote conserva su velocidad crucero mientras vira, calculando las fuerzas resultantes para un volumen de control que será fijado también localmente en torno a la tobera móvil (para así estimar las fuerzas asociadas a los componentes que sustentaran el accionar de este elemento directriz).

En tanto para los cálculos respectivos al scoop se tendrán las mismas consideraciones, analizando el volumen de control global del sistema de propulsión y local en torno al deflector una vez que ha sido accionado, esto para determinar también las fuerzas existentes durante el frenado que afectaran las fijaciones que componen el conjunto.

2.4 Diseño preliminar

2.4.1 Configuración base

El proyecto base consisten en un bote de uso recreativo con una capacidad para dos tripulantes, armazón de aluminio, que será construido para ser usado en ríos y lagos. Se espera que el bote alcance una velocidad de 30 nudos (millas náuticas por hora), medida de velocidad ampliamente utilizada en la industria marítima equivalente a unos 55.6 kilómetros por hora.

Previo a mencionar las características principales de la embarcación es importante definir algunos conceptos básicos que ayudaran a comprender de mejor manera como se impulsa una embarcación y de que depende el empuje requerido para movilizarla.

Normalmente las embarcaciones tienen tres medidas principales que son la eslora (largo), manga (ancho) y calado (profundidad de la sección hundida del bote), estas medidas pueden variar dependiendo de la sección donde sean tomadas, es común por ejemplo tener un eslora total, que contempla el largo desde la parte posterior más extrema del bote (popa) hasta el otro extremo en la parte frontal (proa); así como tener una eslora de flotación, que representa el largo del bote a la altura de la línea de agua, que divide a la embarcación entre aquellas superficie que se encuentra sumergida y aquella que no lo está.

Otro dato relevante es el peso, usualmente designado como desplazamiento, esto debido a que hace alusión al peso del volumen de agua desplazado por el bote, sustentado en la conocida ley de Arquímedes que señala que el peso del agua desplazada es igual al peso del cuerpo que se mantiene flotando. Este volumen desplazado, o peso de la embarcación para el caso práctico del diseño del módulo propulsivo debe contemplar la tripulación total, todos los equipos usados al interior del bote, dos tercios de la capacidad de tanques de agua y combustible y dos tercios de toda carga adicional para la cual se planea usar el bote. Se especifican dos tercios de la carga y tanques ya que es una buena aproximación a las condiciones promedio de trabajo. Además, los barcos pasan la mayoría de sus horas de servicio con tanque cargados entre un 25 y 75 por ciento de su capacidad máxima más el peso del bote en si (**Gerr, 2001**).

Tabla 1: Las características principales de la embarcación para los dos tipos de motores analizados.

	Motor Diesel	Motor Gasolina
Tripulación	2 personas	2 personas
Velocidad	30 nudos (15.4 [m/s])	30 nudos (15.4 [m/s])
Eslora de flotación (L_{wl} , L para cálculos en este trabajo)	3.15 [m]	3.10 [m]
Manga (b)	1.240 [m]	1.240 [m]
Calado (T)	370 [mm]	330 [mm]
Ángulo de astilla muerta (β)	18.4°	18.4°
Peso de operación (W)	800 kilogramos aprox.	655 kilogramos aprox.

Antes de continuar se aclarara que el ángulo de astilla muerta **van Manen, van Oossanen y Vorus (1988)** lo definen como el ángulo formado entre la tangente imaginaria al fondo del bote (y paralela a la línea de agua) y la cara inclinada que nace en el fondo del bote, como muestra la **Figura 26**, ángulo medido al cortar transversalmente la embarcación en aproximadamente el 50% de la eslora de flotación de ésta.

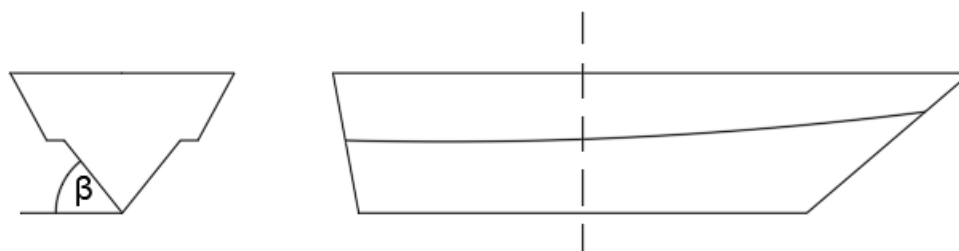


Figura 26: Ángulo de astilla muerta.

Para obtener la resistencia del bote fue necesario decidir sobre el tipo de motor a escoger, ya que carece de sentido calcular los diámetros de entrada y salida para obtener una

potencia hidráulica que no se corresponde con ningún tipo de motor presente en el mercado, es por lo mismo que se evaluaron dos tipos de impulsión, uno por motor diésel con un amplio rango de potencias y velocidades de 3000 rpm para prácticamente todos los modelos y un motor a gasolina con potencias limitadas y velocidades de 7500 rpm para todos los modelos (ambos tipos de motores son para uso dentro de borda), si bien el motor a gasolina pesa cerca de la mitad de un motor diésel, lo que reduce la resistencia a vencer, la decisión no se reduce solo a esto. Para ambos tipos de motor se determinaron las resistencias del bote y distintas configuraciones de los módulos que cubrían los requerimientos de empuje, para encontrar la potencia del eje que debía ser provista por uno de los dos tipos de motores. Obteniéndose las siguientes potencias hidráulicas en función de los distintos diámetros de la cara de succión probados.

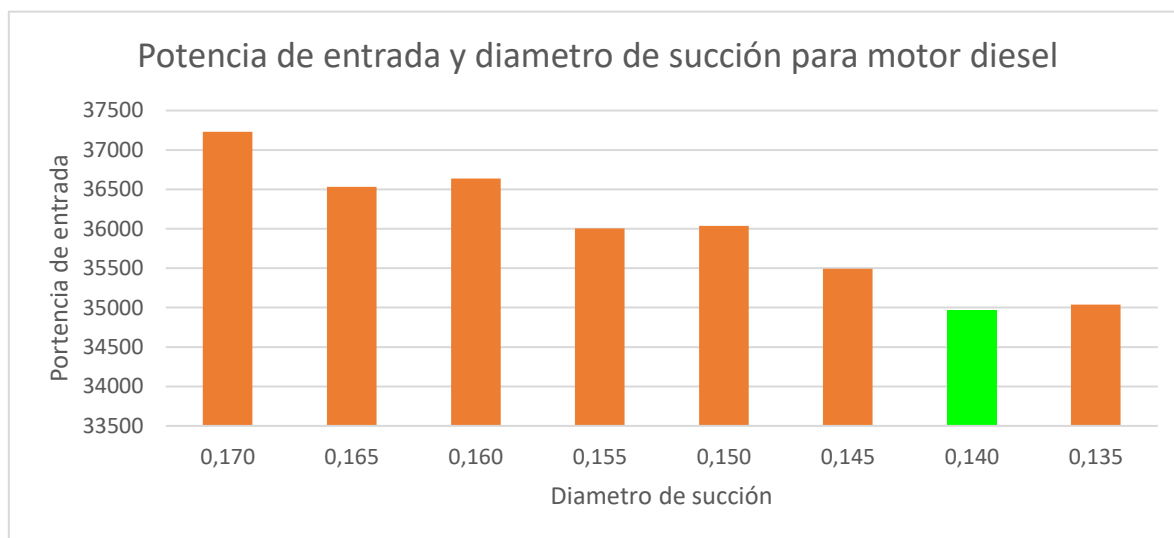


Figura 27: Potencia hidráulica necesaria en función del diámetro de succión considerando el uso de un motor diesel.

Nota: Se destaca en verde el diámetro de succión considerado para el diseño.

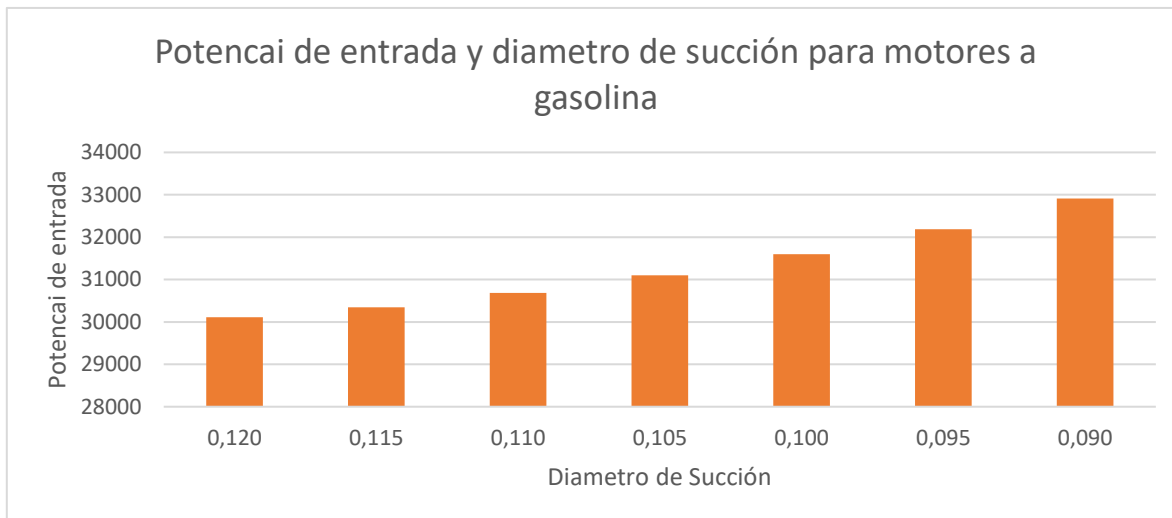


Figura 28: Potencia hidráulica necesaria en función del diámetro de succión considerando el uso de un motor a gasolina.

Al analizar ambos escenarios se obtuvieron potencias de entrada mayores para el caso del uso de un motor diésel y sistemas propulsivos más robustos en términos dimensionales, en tanto para el caso en que se utilizase un motor a gasolina, las potencias de entrada son en torno a 7000 y 1000 [W] menores y con módulos más pequeños. La diferencia de tamaños viene principalmente dada por la diferencia entre las rpm de ambos tipos de motores, lo que hace aumentar rápidamente la velocidad específica cuando se analiza la opción de utilizar un motor a gasolina. La decisión final fue utilizar un motor a diésel de 55.2 [kW], 3200 rpm y 207 kilos, esta selección considero que la bomba tuviese una eficiencia de 85%, (un par de puntos por debajo de la eficiencia máxima teórica capaz de ser desarrollada con este tipo de rotores) valor conservador y en línea con las eficiencias típicas de las bombas utilizadas en este tipo de sistemas propulsivos como se señala en la **Tabla 2**, en que se recopila la eficiencia de distintos sistemas propulsivos waterjet, en conjunto con la eficiencia de la bomba que está incorporada a dichos sistemas.

Tabla 2: Eficiencias generales de distintos sistemas de propulsión waterjet.

Type of ship	Nozzle diameter (m)	Loss factor			
		0.50		1.00	
		η_j	PC	η_j	PC
5.1-m power boat 30 knots $\eta_p = 0.90$	0.05	0.59	0.53		
	0.10	0.60	0.54 max		
	0.15	0.53	0.48		
	0.20	0.45	0.41		
	0.25	0.30	0.27		
161.0-m cargo ship 25 knots $\eta_p = 0.85$	1.83	0.55	0.47	0.49	0.42
	2.44	0.59	0.50	0.50	0.43 max
	3.05	0.60	0.51 max	0.49	0.42
	3.66	0.57	0.49	0.43	0.37
Destroyer 33 knots $\eta_p = 0.85$	1.22	0.58	0.50	0.50	0.43 max
	1.83	0.60	0.51 max	0.49	0.42
	2.44	0.57	0.49	0.43	0.37
	3.05	0.52	0.44	0.38	0.32
	3.66	0.46	0.39	0.32	0.27
Cargo ship 16 knots $\eta_p = 0.85$	1.22	0.38	0.32	0.36	0.31
	1.83	0.48	0.41	0.46	0.39
	2.44	0.55	0.47	0.49	0.42
	3.05	0.59	0.50	0.50	0.43 max
	3.66	0.60	0.51 max	0.49	0.42
Hydrofoil boat 60 knots $\eta_p = 0.90$	0.15	0.51	0.46	0.47	0.42
	0.31	0.59	0.53 max	0.48	0.43 max
	0.61	0.42	0.38	0.30	0.27
	0.92	0.28	0.25	0.18	0.16

Fuente: Kim (1964), citado por Allison (1993).

También hay que considerar que no toda la potencia del motor es traspasada del todo al rotor y que el motor en cuestión desarrolla potencias del orden de 45 [kW] a 3000 rpm. La alternativa escogida considero que, para las potencias requeridas, solo los motores diésel disponían de motores de potencias más próximas a las requeridas, en tanto los motores a gasolina comienzan en 55 [W], valor muy por sobre los requerimientos reflejados en la **Figura 28**, el detalle de la planilla utilizada para obtener los gráficos de potencias hidráulicas con los dos tipos de motores se plantean en la **Tabla 17**, Anexos. La limitante dentro de cada planilla de análisis es la velocidad específica considerando solo el uso de un rodete axial (limitación que fue planteado anteriormente para acotar el desarrollo de este trabajo) cuyo rango de aplicación esta entre 3 y 6. Un mayor detalle de las consideraciones realizadas serán planteadas en apartados posteriores, donde se plantea con mayor detalle los hechos contemplados en la selección del motor propulsor y del sistema en sí.

Si bien en la selección del tipo de motor en ambos casos no se observa un valor optimo (un mínimo dentro de una curva parabólica) esto se debe a la limitación realizada en términos

de velocidad específica, en caso de que este trabajo sea utilizado como guía y se tenga un motor disponible que ofrece una potencia distinta de las mostradas (dado que puede cambiar el tipo de bote, tripulación y otros elementos), es recomendable ampliar el rango de velocidad específica considerando la opción de utilizar un rodete mixto, en caso de que el rango de nq para rodetes axiales no abarque los requerimientos de potencia con que se dispone, si bien este caso no es considerado en este trabajo es una opción viable y es utilizado por distintas marcas. También existe la posibilidad de utilizar una caja reductora o multiplicadora de las rpm, para cambiar la velocidad específica y poder replicar el análisis realizado hasta encontrar el diámetro de succión y salida que satisfaga las necesidades de empuje con un motor disponible. Si bien pudiese pensarse que cualquier motor puede ser utilizado bajo las premisas recién planteadas, esto no es así ya que la eficiencia global de sistema waterjet (como $R_t * V_{bote}/Pot_{eje}$) es de entre un 25 a un 55 por ciento, según la información recopilada por **Allison (1993)** en la **Tabla 2**, valores que pueden ser utilizado como referencia para determinar el motor que se necesita, en el caso particular de este trabajo este valor es de 48 (calculado en base a valores obtenidos en apartados posteriores).

Para llegar al módulo definitivo fue necesario evaluar algunos factores no contemplados en primera instancia, en torno a esto es que se tuvo que considerar el peso del bote y de los elementos al interior de éste así como distribución de los mismos (el detalle del peso y centro de masa tanto para el caso de un bote impulsado por un motor diésel como por uno a gasolina en las **Tabla 18 y Tabla 19**, Anexos), para obtener el nivel de hundimiento que tendrá el casco de 0.37 [m] aproximadamente (**Figura 29**), dato relevante para determinar el comportamiento resistivo del bote en planeo. Si bien la distribución al interior del bote no es una consideración que debe ser tomada hasta la implementación de este trabajo, el asegurar el equilibrio del bote es una de las condiciones que utiliza el software Hullspeed versión 9.52 para determinar la resistencia que enfrentara el bote.

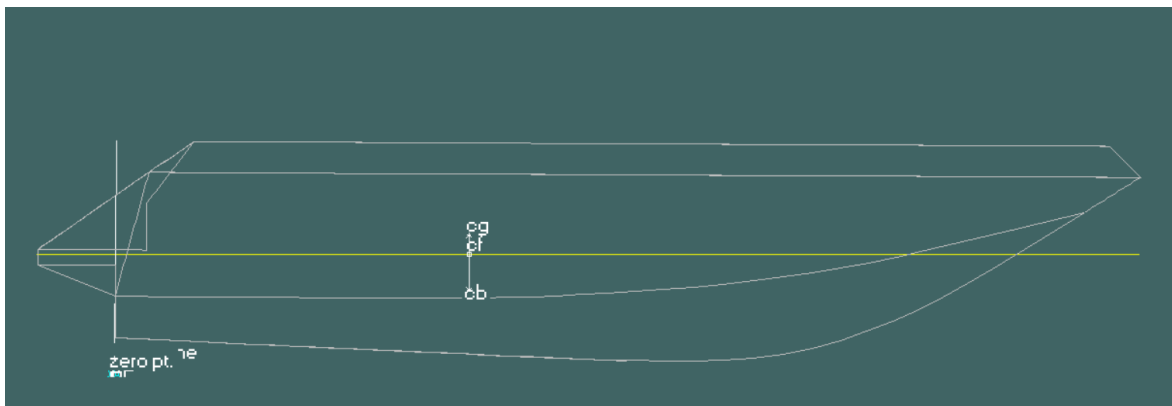


Figura 29: Posición en equilibrio del bote considerando el peso de éste y de elementos al interior.

Nota: Visualizado en Hidromax Professional versión 9.5.12, Con cg como centro de gravedad y la línea amarilla como el nivel de hundimiento (lo cual se debe respetar para la posterior simulación de la resistencia).

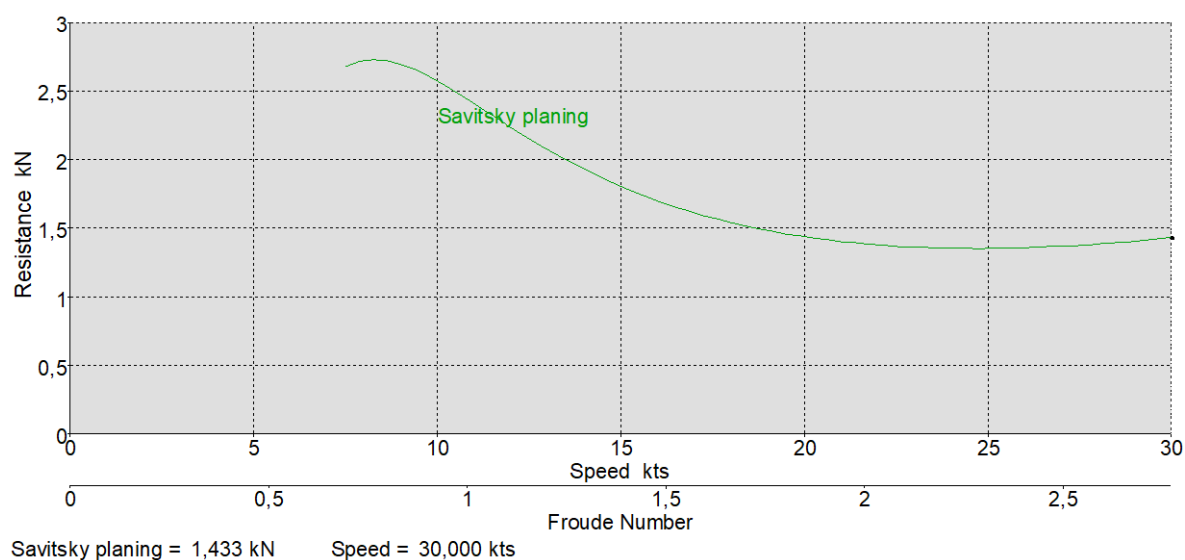


Figura 30: Grafica de la resistencia a distintas velocidades asociada al movimiento del bote equipado con un motor diésel.

Nota: Grafica obtenida del software Hullspeed versión 9.52, con los parámetros ingresados.

La curva obtenida muestra la resistencia para distintas velocidades. Considerando la resistencia señalada por el software y que los elementos al interior del bote pueden variar es

que se utilizó para los cálculos una resistencia de 1450 [N], en caso de que varié el peso de la tripulación, cuan llenos se encuentran los estanques o en caso de que se adicione elementos no contemplados en principio.

Para determinar el empuje necesario se utilizó un coeficiente de deducción de empuje ($1 - t^*$) ya descrito, de 1, si bien existe el llamado efecto anómalo de este coeficiente para el caso de embarcaciones que cuenten con un sistema de propulsión por chorro de agua (donde t es negativo), solo se encontró evidencia de este coeficiente para valores de Fr menores que los de funcionamiento del bote del caso, rango donde t era levemente negativo, pero muy cercano a cero (**Figura 31**), mientras que otra fuente señala como regla general que para valores inferiores a 25 nudo el coeficiente es positivo y para velocidades mayores se vuelve negativo (**Allison, 1993**). Con lo que se tomó la decisión final de usar un valor previsorio, con $t^* = 0$ y por consiguiente un empuje necesario de los mismos 1450 [N].

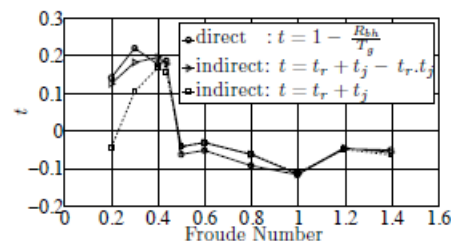


Figura 31: Coeficiente de deducción de empuje en función del Froude.
Fuente: (Eslamdoost, 2014).

Una vez conocido el empuje necesario es necesario hacer algunas apreciaciones para determinar del diámetro de succión y de salida la cual fue realizada a partir de la ecuación de cambio de momento), configuración que debe proveer el empuje requerido. La primera corrección no contemplada en un principio es el trimado, que será considerado de 3° (valor conservador) en base a la **Figura 32** donde se utiliza como parámetro de entrada el Froude volumétrico que para el caso del bote de este trabajo es de 5.1, a velocidad crucero. Otra situación que debe ser corregida es que la velocidad media con el flujo de agua que aborda al sistema (velocidad de entrada) no es estrictamente igual a la velocidad del bote sino que levemente menor, para determinar cuan menor es la velocidad **Allison (1993)** considera

el factor de estela $(1 - w^*)$ con un valor típico de 0.95 que señala la velocidad de entrada $(\overline{v}_{ent})$ en base a la velocidad del bote (V_{bote}) como $\overline{v}_{ent} = (1 - w^*) V_{bote}$.

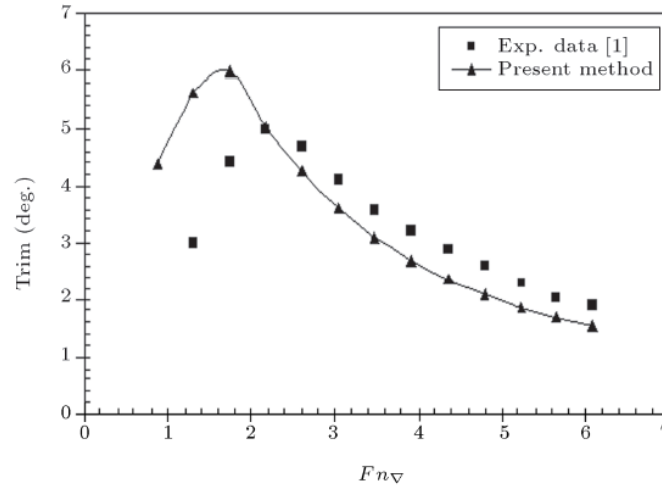


Figura 32: Trimado en función del Froude volumétrico para botes de planeo.

Fuente: (Ghassemi and Kohansal, 2010).

Ya habiendo señalado las principales consideraciones realizadas, se debe plantear los puntos considerados para determinar la altura de bombeo del módulo que se diseñara, parte importante para la obtención de la potencia obtenida. Para su obtención en cada uno de los casos evaluados, se consideró la diferencia de velocidades entre succión y salida, pérdidas del ducto, así como la diferencia de nivel fijada en 0.25 metros para todas las configuraciones, lo que asegura que el sistema se mantendrá bajo el nivel del agua en todo momento favoreciendo su funcionamiento y que no existirán apéndices del sistema que sobresalgan más allá del fondo del casco, si es visto desde proa lo que aumentaría la resistencia en forma perjudicial.

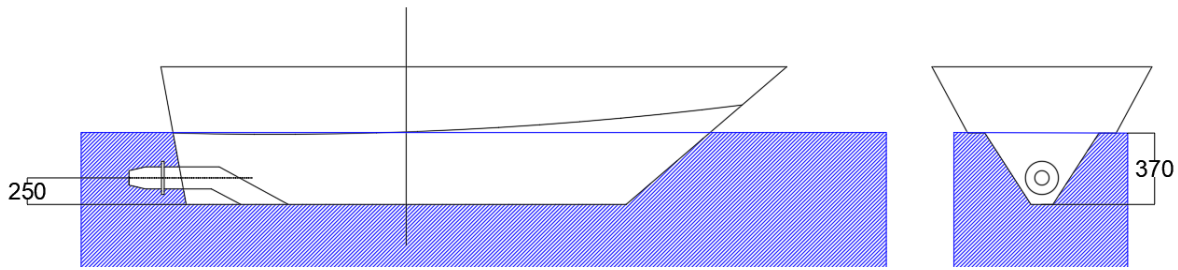


Figura 33: nivel de hundimiento del casco y diferencia de nivel entre la succión y salida.

Mientras que para las pérdidas de la admisión se utilizó la guía propuesta por **Allison (1993)**, utilizando un coeficiente de pérdidas (ξ) que contempla la suma de las pérdidas de rozamiento, curvatura del ducto y admisión como 0.18 (valor típicamente utilizado y que puede estar entre 0.3 y 0.17), lo que no contempla la expansión gradual del ducto para poder alojar el rotor, con un coeficiente perdidas acorde a cuan gradual fuese la expansión (variación del coeficiente en función del ángulo de la expansión en la **Figura 65**, Anexos) escogiéndose una angulación de 20° con un K de 0.42. El resto de las perdidas posteriores a la bomba también fueron hechas en base a coeficientes de perdidas, como la reducción de área con un K de 0.15. Las perdidas debidas a rozamiento en el ducto de entrada pueden ser calculadas utilizando el diagrama de Moody pero sus efectos son mínimos según los cálculos realizados, menores a 5 centímetros, caso que se repite para las perdidas debidas al codo, ambas son representadas por el coeficiente de 0.18 ya señalado que considera principalmente las perdidas debidas a la admisión y rejilla ubicada en la entrada. En tanto el ducto horizontal posterior al codo y previo al rotor será de 50 milímetros para facilitar la instalación del ducto a través del casco, un tramo de igual largo se consideró posterior al estator para poder incorporar los apoyos necesarios que permita instalar los elementos direccionadores (las perdidas debidas a este último tramo son mínimas, menores a un centímetro, debido al diámetro y velocidad del fluido en dicho punto). En tanto la selección de la angulación entre el tramo inclinado del ducto de entrada y el resto horizontal fue realizada en base al estudio realizado por **Ghadimi, Shademani y Fard (2013)** que sugiere usa un ángulo de 26° , en su estudio considero distintas angulaciones de entrada, para analizar como esto incidía en la

generación de fenómenos como el desprendimiento del fluido del ducto o un llenado parcial de éste.

La última consideración realizada fue en torno a la potencia efectiva capaz de entregar el rotor y estator, para lo que se debe recordar que en bombas axiales con velocidad específica entre 3.5 y 5 se tienen eficiencias teóricas máximas muy cercanas a 0.9, en base a esto es que se utilizó un valor conservador de 0.85 para η_{bomba} .

Una vez que se consideraron todos los aspectos ya mencionado y luego de hacer las respectivas correcciones se llegó a que el ducto de entrada debiese ser de 0.14 metros (que da lugar a la potencia destacada en la **Figura 27**, las demás dimensiones principales son planteadas en la **Tabla 3**.

Tabla 3: Resumen principales características del sistema diseñado.

<i>Diámetro de entrada, D_{ent}</i>	0,140 [m]
<i>Diámetro de salida, D_{sal}</i>	0,117 [m]
<i>Caudal, $\dot{V}$</i>	0,226 [m ³ /s]
<i>Altura de bombeo, H</i>	15.81 [H]
<i>Velocidad específica adimensional</i> $n_q = \frac{\omega \sqrt{\dot{V}}}{(gH)^{0.75}}$	3,4
<i>Velocidad específica dimensional</i> $n_q = \frac{n \sqrt{\dot{V}}}{(H)^{0.75}}$	180 [rpm]
<i>Diámetro de rotor, D_o</i>	0,222 [m]
<i>Diámetro aprox. de salida del estator</i>	0,260 [m]
<i>Largo aproximado del estator</i>	0,256 [m]
<i>Potencia hidráulica, Pot_{hid}</i>	34,97 [W]
<i>Eficiencia bomba estimada, η_{bomba}</i>	0,85
<i>Potencia del eje, Pot_{eje}</i>	41.14 [W]

La configuración escogida, convenientemente esta levemente por bajo la potencia nominal del motor seleccionado (a 3000 rpm), potencia que se verá reducida entre un 2 y 5% de acuerdo con estimaciones planteadas por **van Manen et al. (1988)**, debidas a los

efectos de cojinetes, sistema de acople y sellos que generan pérdidas mecánicas en la transmisión de potencia desde el motor al eje conducido. Si bien existía una configuración muy similar en términos de potencia en la **Figura 27**, esta requería de un mayor caudal mayor, de este modo escoger un sistema que mueve menor caudal se verá menos exigido en términos de esfuerzos sobre todo los componentes directrices que se verán afectados directamente, si bien la variación es mínima, esta debe ser aprovechada más aun cuando no afecta mayormente la eficiencia que puede desempeñar la bomba y el conjunto.

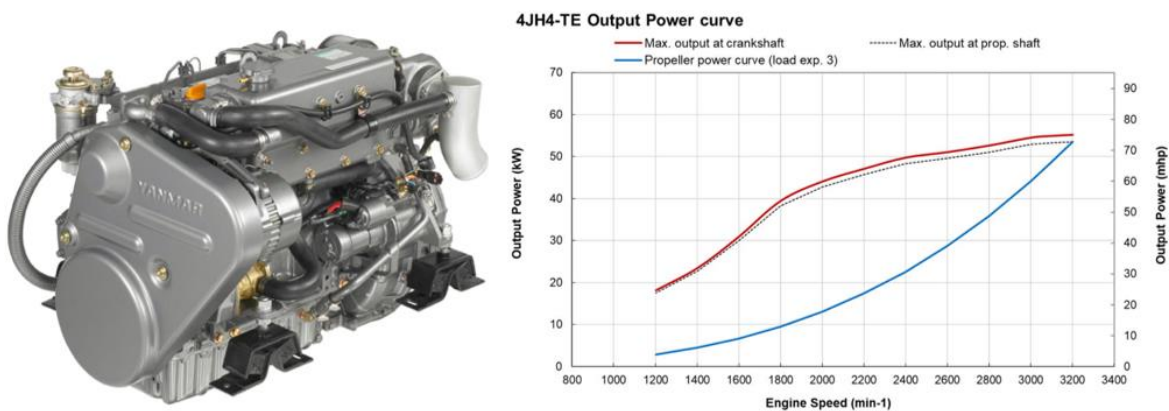


Figura 34: Motor y potencia de salida en función de las rpm del eje.

Fuente: (Yanmar, 2019).

Previo a mostrar el rotor y estator obtenido es necesario verificar que no habrá cavitación en la zona anterior al rotor, para lo que se calculó el $NPSH_{disponible}$ en base a la altura de succión considerando las pérdidas y una presión de vapor de 2300 [Pa] (valor para agua a 20[°C], obtenido de tablas termodinámicas), obteniéndose 16.75 metros, valor mucho mayor al $NPSH_{requerido}$ de 7.69 [m] calculado en función del número de Thoma, además de ser mayor en más de un 20%, porcentaje señalado como recomendable según proponen **Zamora y Viedma (2016)**. Este punto es fundamental y aunque no requiere de mucha profundidad debe ser corroborado ya que en caso de que exista cavitación (la cual puede ser permisible en porcentajes del orden de 2 a 3%) esta deberá ser evitada con la inclusión de un rodete inductor o algún elemento que permita modificar la altura neta de succión disponible o requerida.

2.4.2 Rotor y estator

Una vez que el sistema seleccionado ha sido validado, es posible comenzar la etapa de detalle de este trabajo, siendo el primer punto de atención el rotor, elemento responsable del funcionamiento del sistema y cuya geometría se ve influenciada por todos los parámetros ya mencionados que definen posteriormente el diámetro específico, angulaciones de entrada, salida y número de álabe, calculados en función de la ecuación de Euler y los triángulos de velocidades. Para definir las principales medidas de este componente se tomaron algunos supuestos (como el ángulo de entrada para definir la relación de cubo D_o/D_h , con D_o y D_h como diámetro en las puntas y cubo respectivamente, cuya nomenclatura puede variar según el autor) que luego fueron corregidos hasta llegar a las características finales descritas a continuación

Tabla 4: Principales características del rotor.

<i>Caudal, $\dot{V}$</i>	0,226 [m^3/s]	<i>Altura bombeo, H</i>	15.813 [m]
<i>Eficiencia, η_{bomba}</i>	0,850	<i>Altura de Euler, H_e</i>	18.604 [m]
	D_o	D_m	D_h
<i>Diámetro [m]</i>	0,222	0,181	0,127
<i>c_m [m/s]</i>	8,679	8,679	8,679
<i>z</i>	4	4	4
<i>$t = \frac{\pi D}{z}$ [m]</i>	0,174	0,142	0,100
<i>l/t</i>	0,942	1,064	1,225
<i>l [m]</i>	0,164	0,151	0,122
<i>$u = \frac{\pi D n}{60}$ [m/s]</i>	34,872	28,431	19,949
<i>$\beta_1 = \arctan(c_m/u)$ [$^\circ$]</i>	14,0	17,0	23,5
<i>$c_{u2} = \frac{gH}{u}$ [m/s]</i>	5,233	6,419	9,148
<i>$c_2 = \sqrt{c_m^2 + c_{u2}^2}$ [m/s]</i>	10,135	10,795	12,610
<i>$\beta_2 = \arctan\left(\frac{c_m}{u - c_{u2}}\right)$ [$^\circ$]</i>	16,3	21,5	38,8
<i>β_{ave} $= \arctan\left(\frac{c_m}{u - c_{u2}/2}\right)$ [$^\circ$]</i>	15,1	19,0	29,4

$\beta_c \approx \beta_{ave}$	15,1	19,0	29,4
l_c	0,4622	0,4431	0,3872
c	0,0044	0,0078	0,0201

A partir del rotor definido, es que se delimitaron las características del estator posterior que transformara toda la componente tangencial que conserva el fluido en presión para lo cual lo principal es definir el largo que tendrá y las angulaciones entrada, como son señalan a continuación:

Tabla 5: Principales características del estator.

<i>Diámetro salida [m]</i>	0,26	<i>Largo [m]</i>	0,256
$H [m]$	15,813	<i>Eficiencia, η_{bomba}</i>	0,850
$H_i [m]$	17,152	$H_d [m]$	16,482
$c_m [m/s]$	8,679	$u_m [m/s]$	28,431
	D_o	D_m	D_h
<i>Diámetro [m]</i>	0,222	0,181	0,127
$c'_{um} [m/s]$	5,687	5,687	5,687
$c'_{u2} [m/s]$	6,975	5,687	3,990
$\alpha [^\circ]$	51,2	56,8	65,3

Ya con todo lo necesario, el desarrollo de los álabes del rotor a partir del camber y la posición relativa de éste es facilitado con el uso de generadores *online* de perfiles N.A.C.A. para los parámetros calculados en los distintos radios, si bien el perfil generado corresponde a la cascada del álabe (desarrollados en un plano), son la base para la posterior conformación del rotor. A continuación, se adjunta una captura del perfil desarrollado del álabe en la periferia.

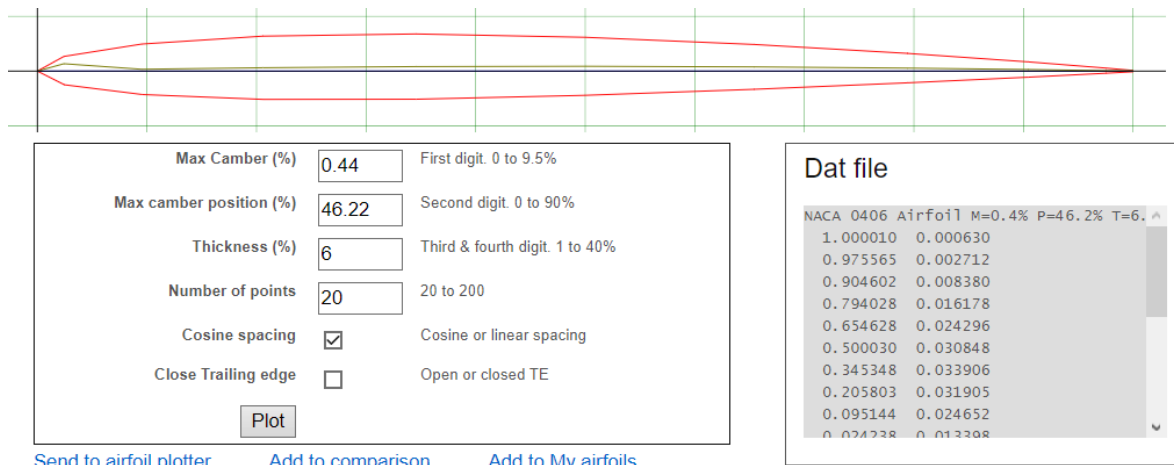


Figura 35: Perfil alar acorde a los parámetros calculados para la periferia.

Nota: El generador además proporciona los puntos para definir posteriormente el perfil en la punta del álabo, D_o . Link <http://airfoiltools.com/airfoil/naca4digit>, el perfil alar a la altura del diámetro medio y del cubo se plantean en las **Figura 66** y **Figura 67**, **Anexos**.

2.4.3 Sistema de gobierno

Para determinar las fuerzas involucradas en el accionamiento de la tobera móvil y deflector se realizaron los respectivos volúmenes de control en torno a estos elementos.

Para el caso de la tobera móvil su accionamiento debe cubrir un rango de $\pm 30^\circ$ (condición de viraje máximo), desviando el chorro de salida en tal angulación, lo que genera un desaceleramiento del bote al reducir el empuje, considerando que solo una fracción del chorro de salida continúa impulsando al bote en la línea en el sentido de avance, lo que genera que el empuje del bote se reduzca hasta 816 [N], por otra parte se genera una fuerza de viraje de 2382 [N], perpendicular al eje proa-popa del bote que genera un torque en torno al eje del centro de gravedad lo que provoca el viraje del bote. En tanto la fuerza que deberán soportar los apoyos de este elemento será de 2466 [N], considerando el volumen de control estacionario solo en torno al flujo que afecta a la tobera durante el viraje, desviado en 75° respecto del eje proa popa.

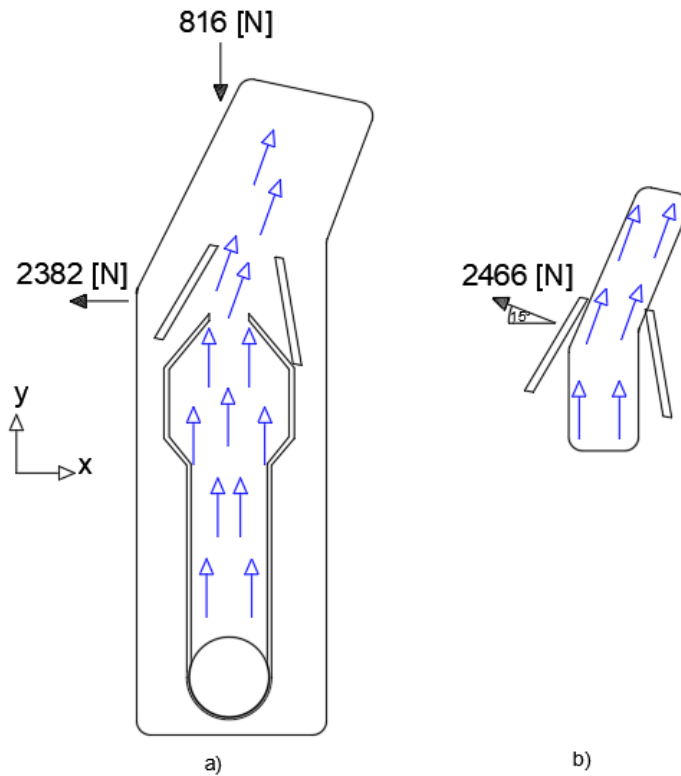


Figura 36: Fuerzas asociadas al accionamiento de la tobera móvil.

Nota: Ilustración de una vista superior del volumen de control del sistema, con la tobera móvil en viraje (imagen a) y volumen de control centrado en torno a la tobera móvil (imagen b).

En tanto el deflector utilizado para detener el bote, que desviara el chorro proveniente de la tobera fija al módulo (y que puede o no estar desviada por la tobera móvil) desviara solo la mitad del chorro de salida, ya que desviar la totalidad del flujo, hace que la fuerza a la que se verán sometido el deflector y los apoyos de éste sean excesivas en circunstancias en que con solo desviar la mitad del flujo ya se provoca una fuerza neta opuesta al movimiento del bote de 928 [N] (con la tobera móvil en posición neutra). En caso de que la tobera móvil se encuentre en una de sus dos posiciones extremas, la fuerza opuesta al movimiento del bote de 1247 [N].

En tanto el deflector como tal se ve sometido a una fuerza de 2382 [N] que puede variar en su angulación según este o no la tobera móvil desviando el fluido.

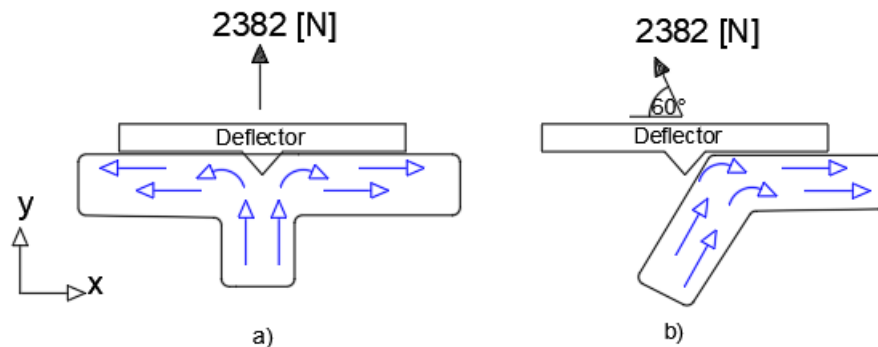


Figura 37: Fuerzas asociadas al accionamiento del deflector.

Nota: fuerzas relativas al volumen de control en torno únicamente al deflector, en a) con el chorro impactando en forma axial al eje del bote y en b) con el chorro desviado por la tobera móvil.

Para efectos prácticos del posterior análisis de falla de los elementos diseñados se usará el supuesto de un volumen de control estacionario donde tanto la tobera móvil como el deflector no se ven afectados por los algún fluido circundante, esto justificado en el análisis realizado por **Ghassemi and Kohansal (2010)**, quienes señalan a través de los resultados de su trabajo que a partir de un Froude volumétrico de 2.5 la popa del bote se seca, Froude que para el caso del bote de estudio este número es de 5.1, lo que asegura que los elementos directrices solo se verán afectados por el chorro saliente del sistema fijo. Si bien el accionamiento de cualquiera de estos elementos tiene un efecto inmediato en el empuje y la velocidad del bote, para consideraciones posteriores solo se analizará el caso en que la tobera móvil o deflector haya sido accionado tan prontamente que no se provoca un desaceleramiento del bote, considerando así el caso más crítico y menos probable. Recordar, que el deflector no debiese ser accionado mientras el motor está aun a velocidad crucero, similar al frenado que se efectúa en automóviles donde no es recomendable frenar mientras aún se pisa el acelerador.

Dentro de las fuerzas asociadas al funcionamiento del rotor se tendrá una fuerza axial de empuje debida a la diferencia de presión entre la entrada y salida de este elemento, la que deberá ser soportada por el cojinete respectivo, dicha fuerza será de 3497 [N]. El detalle las distintas presiones estáticas en los principales puntos dentro del módulo se plantean en la **Tabla 6**.

Tabla 6: Distribución de presiones estáticas dentro del sistema propulsivo.

Presiones	
Punto 1	104951 [Pa]
Punto 2	136093 [Pa]
Punto 2'	83175 [Pa]
Punto 3	316008 [Pa]
Punto 4	101325 [Pa]

El deflector considerado para el análisis busca desviar el chorro de modo que salga dividido en dos chorros perpendiculares al sentido en que sale el chorro de la tobera fija (sin que la tobera móvil este accionada), esta geometría de salida escogida es la que genera las menores fuerzas (lo que puede ser corroborado variando el ángulo con que sale el agua del volumen de control definido en la **Figura 37**), lo que posteriormente facilitara su accionamiento.

3 Diseño del sistema como un conjunto mecánico.

El diseño de elementos puntuales, así como del sistema propulsivo en sí, es un proceso iterativo como ya se señaló en un principio, donde influyen múltiples factores, si bien la selección y diseño de los elementos mecánicos debe considerar, la economía del proyecto, el asegurar el funcionamiento de éste o el considerar asuntos legales relevantes, entre otras muchas consideraciones que puede haber. En este caso la atención se centrará en asegurar el funcionamiento de conjunto con relación a los esfuerzos a los que se verá sometido y a la resistencia propia de los elementos diseñados. Además de considerar el debido dimensionamiento de los distintos componentes.

Dado que el diseño y selección de componentes que se realizara a continuación no cuenta con la información ni certeza completa de los esfuerzos en los que se basara es necesario asegurar que dichos elementos no fallaran, para lo cual es importante utilizar un factor de diseño (N) adecuado y considerar el caso más desfavorable o crítico, posicionándose en el peor de los escenarios en términos de esfuerzo que puede sufrir una pieza para su diseño.

3.1 Teoría

3.1.1 Falla por carga estática y fatiga

En términos prácticos el diseño y selección de los principales componentes mecánicos que se verán involucrados como eje, fijaciones, cojinetes y apoyos será realizados analizando el tipo de esfuerzo al que se verán sometidos y la forma en que estos son aplicados sobre las distintas piezas, lo que podría generar una futura falla debida a cargas estáticas o por fatiga, para cargas fluctuantes.

Para las siguientes explicaciones serán asumidas como conocidos algunos términos como resistencia, esfuerzos y momentos.

La falla por cargas estáticas o puntuales es una de las primeras que debe ser analizada ya que evalúa las cargas máximas a las que estará sometido una pieza, ya sea debido a fuerzas o momentos torsores o flectores, pudiendo la pieza estar sometida a cargas mixtas en forma simultánea. Para asegurar que un componente no fallara ante el esfuerzo σ , es que se compara con la resistencia del elemento S_y (resistencia a la fluencia) o S_{ut} (resistencia última a la tensión), usadas frecuentemente para este tipo de cálculos. Es así como para asegurar que la pieza no fallara ante un esfuerzo máximo es comparado de la siguiente manera:

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{N} \quad (\text{Ec. 3-1})$$

La relación anterior señala que, para un determinado factor de diseño, n , la pieza afectada por un esfuerzo máximo no debe estar más allá de la fracción N del esfuerzo de fluencia de la pieza, asegurando que la pieza no alcanzara la zona de deformación plástica cuando esté sometida a tal esfuerzo.

Para evaluar las distintas cargas, es que existen distintos métodos para el cálculo de esfuerzos máximos, siendo algunos más conservadores que otros. Para el caso de este trabajo se considerará principalmente la Teoría de Esfuerzo Cortante Máximo (ECM), utilizado como criterio de selección o diseño de piezas hechas de materiales dúctiles, tenido como ecuación principal la siguiente:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2N} \quad (\text{Ec. 3-2})$$

Con τ_{max} como el esfuerzo cortante máximo al que se enfrenta un componente.

Existen otros métodos o teorías para el cálculo de componentes (algunos de los cuales también serán considerados para este trabajo).

El ECM tiene múltiples variaciones, dependiendo del tipo de cargas (axiales, torsionales o flexiones) que actúan sobre la pieza, las cuales pueden ser ahondadas a través del libro de **Budynas y Nisbett (2011)** quienes recopilan a detalle las distintas teorías y profundiza en el estudio de estas.

Para casos prácticos, la ecuación de ECM en cargas estáticas mixta, puede ser resumida como:

$$\sigma_F = 4K_{t,F} * \frac{F}{\pi * d^2} ; \sigma_M = K_{t,M} \frac{32M}{\pi * d^3} ; \tau_T = K_{t,T} \frac{16T}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{max} = \sqrt{(\sigma_M + \sigma_F)^2 + 4(\tau_T)^2} = \frac{S_y}{N} \quad (\text{Ec. 3-3})$$

Donde:

- F , corresponde a cualquier fuerza axial que actúe en algún punto del componente exigido.
- M , como el momento flector que provoca tensión o compresión en la pieza
- T , par de torsión o momento torsional que este afectando al componente exigido.
- σ_F , σ_M y τ_T , como esfuerzos asociados a la fuerza axial, al momento flector y al momento torsor respectivamente.
- $K_{t,F}$, $K_{t,M}$ y $K_{t,T}$, como factores de concentración de esfuerzos para cargas estáticas asociados a fuerza, momento flector y momento torsor respectivamente, los valores a usar para estos coeficientes se encuentran disponibles en la guía de **Pilkey y Pilkey (1997)**, a partir de gráficas empíricas.
- σ_{max} , como el esfuerzo máximo.
- d , como el diámetro del componente o sección del componente para el caso de elementos de tipo cilíndricos como ejes o pasadores.

- N , como factor de seguridad.

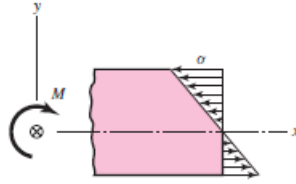


Figura 38: Cargas debidas a la aplicación de un momento flector sobre una viga.

Nota: Cargas de tracción y compresión que surgen a lo largo de una viga que este afectada por un momento flector, el que las cargas en torno al eje no sean simétricas de debe a que la viga del caso no es simétrica en su corte transversal (**Budynas y Nisbett, 2011, pág. 90**).

En caso de que este trabajo sea utilizado como guía y existan esfuerzos combinados más complejos se recomienda dar una mirada a los apuntes de **Budynas y Nisbett (2011)**.

Un punto relevante dentro de lo planteado es que cualquier análisis realizado es hecho considerando el escenario más crítico, en base a esto es que una determinada pieza puede verse afectada mayormente en un punto o parte de esta que en otra, es por ello que cualquier análisis es de tipo puntual o localizado dentro de un componente completo.

Por otra parte, un componente también puede estar afectado por cargas fluctuantes, por lo que el tipo de análisis cambia, considerando la posibilidad de falla en fatiga, que es calculada como:

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N} \quad (\text{Ec. 3-4})$$

con

$$\sigma'_a = \sqrt{\left(K_{f,M}\sigma_{a,M} + K_{f,F}\frac{\sigma_{a,F}}{0.85}\right)^2 + 3(K_{f,T}\tau_{a,T})^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\left(K_{f,M}\sigma_{m,M} + K_{f,F}\frac{\sigma_{m,F}}{0.85}\right)^2 + 3(K_{f,T}\tau_{m,T})^2}$$

Donde:

- σ'_a y σ'_m , son los esfuerzos de amplitud y medios respectivamente a los que se ve sometido el elemento de análisis con cargas combinadas.
- S_e , es el límite de resistencia a la fatiga calculado como $k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$, con S'_e como el límite de resistencia a la fatiga de una probeta que para este caso equivale a $0.5S_{ut}$, siempre que $S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$.
- $\sigma_{a,M,F \text{ o } T}$, es el esfuerzo de amplitud asociado a un momento flector (subíndice M), fuerza axial (subíndice F) o momento torsor (subíndice T).
- $\sigma_{m,M,F \text{ o } T}$, es el esfuerzo medio asociado a un momento flector (subíndice M), fuerza axial (subíndice F) o momento torsor (subíndice T).
- K_f , son los coeficientes de concentración de esfuerzos en fatiga ya sea para fuerza axial, torsión o flexión según el subíndice que acompañe.

La ecuación anterior se basa en la Teoría de von Mises, distinta a la de Esfuerzo cortante máximo pero que llega a resultados similares, la decisión de utilizar una por sobre la otra no debiese generar resultados muy distintos, es más, para el cálculo de diámetro de cilindro, los resultados obtenidos no debiesen diferir más allá de la décima de milímetro, mientras que la decisión final de optar por un método u otro se hace siguiendo la guía planteada por el autor usado como referencia (**Budynas y Nisbett, 2011**), utilizando ECM para el análisis de falla debido a cargas estáticas y von Mises para análisis de fatiga.

Los esfuerzos medios y de amplitud para fuerza axial, torsión y flexión, debieron ser calculados, para ello los esfuerzos medios se calculan como el promedio de los esfuerzos máximos y mínimos $((\sigma_{max} + \sigma_{min})/2)$ y como la mitad de la diferencia absoluta entre esfuerzo máximo y mínimo para los esfuerzos de amplitud $(|\sigma_{max} - \sigma_{min}|/2)$, lo cual genera que el esfuerzo medio para flexión sea nulo y el esfuerzo de amplitud para la torsión y la fuerza axial sean cero.

Los demás coeficientes que aún no han sido usados son los coeficientes de concentración de esfuerzos en fatiga y los distintos k que acompañan el cálculo de S_e . Para los coeficientes de concentración de esfuerzos **Budynas y Nisbett (2011)** sugiere usar de manera conservadora los mismos K_t , ya que los coeficientes de concentración de esfuerzos en fatiga pueden ser iguales o levemente menores que los coeficientes en carga estática. Mientras que los distintos k recién señalados corresponden a factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, estos corresponden al factor de superficie (k_a), factor de tamaño (k_b), factor de carga (k_c), factor de temperatura (k_d), factor de confiabilidad (k_e) y factor de efectos varios (k_f). k_a se calcula como aS_{ut}^b , con a y b como coeficientes dependientes del mecanizado superficial que tuvo la pieza que para este caso serán 4.51 y -0.265 respectivamente, considerando que cualquier pieza del conjunto habrá tenido un maquinado final en frío (los distintos valores para a y b están en la **Tabla 20**, Anexos). k_b se calcula como $1.24d^{-0.107}$ para ejes con diámetro de entre 2.79 y 51 milímetros. Para k_c el autor define distintos factores según el tipo de carga, pero hace la salvedad de usar un factor de 1 cuando existan cargas combinadas. Para el factor de temperatura, k_d , el valor será 1 ya que este factor comienza a disminuir para temperaturas de operación superiores a $50 [^{\circ}C]$, mientras que los elementos diseñados estarán inmersos en agua constantemente circulando (si bien la temperatura media del agua donde circule el bote puede variar, es prácticamente imposible que se encuentren aguas abiertas a más de $50 [^{\circ}C]$). Finalmente k_e y k_f serán considerados como 1 acorde a lo recomendado por **Budynas y Nisbett (2011)** para casos similares.

Un último modo de falla que debe ser analizado debido a esfuerzos fluctuantes, para prevenir que se sobrepase la resistencia a la fluencia en forma local, lo cual se verifica mediante la siguiente relación.

$$\sigma'_a + \sigma'_m = \frac{S_y}{N} \quad (\text{Ec. 3-5})$$

3.1.2 Elementos de fijación

El uso de elementos de fijación apernados debe ser realizado cuidadosamente sobre todo en las uniones del ducto, los cuales recibirán el *tirón* de empuje negativo que se generara con el accionamiento del deflector o el empuje que recibe el cojinete principal y que se transmite a la brida que lo aprisiona, para determinar el tipo de pernos utilizados se debe considerar que los elementos fijadores actúan como resortes (una vez que se aplicó la debida precarga en el apriete) capaces de soportar la fuerza traccionante que busca separar la unión. Es por esto que la determinación del perno a usar se relaciona con la constante de rigidez k_b del perno y k_m del material en sujeción (**Budynas y Nisbett, 2011**).

Para calcular k_b se debe conocer el largo de apriete (l) como primer dato y diámetro de un perno de prueba (para después realizar las correcciones pertinentes en caso de necesitar un perno más o menos robusto), con lo que se estimara el tramo roscado en sujeción (l_t) y el largo sin rosca (l_d).

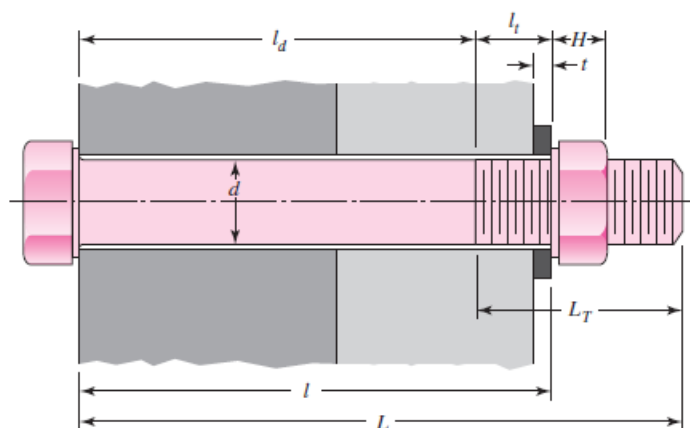


Figura 39: Distintos largos involucrados en el apriete de un perno.

Fuente: (**Budynas y Nisbett, 2011, pág. 412**).

Una vez que se sabe el largo del material aprisionado (L) se puede determinar el largo roscado del perno L_T cómo $2d + 6$ (con d como el diámetro nominal del perno) para pernos con $d < 48$ milímetros.

Ya con los distintos largos involucrados es posible obtener k_b , conociendo las áreas de transversal del perno en la sección con y sin rosca, A_t y A_d respectivamente, el primero puede ser obtenido a partir de tablas acorde a la norma de los distintos pernos, mientras que A_d puede ser calculado como el área transversal de un círculo de diámetro d .

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (\text{Ec. 3-6})$$

De la relación anterior E corresponde al módulo de elasticidad del perno.

Además del perno que recibe una fracción de la carga soportada, el material en sujeción también recibe parte de esta carga, para determinar el reparto de la carga resta determinar k_m , para ello se debe considerar que la carga traspasada por el perno a los elementos sujetados genera una presión que se distribuye en forma cónica en dicho elemento, de la siguiente manera.

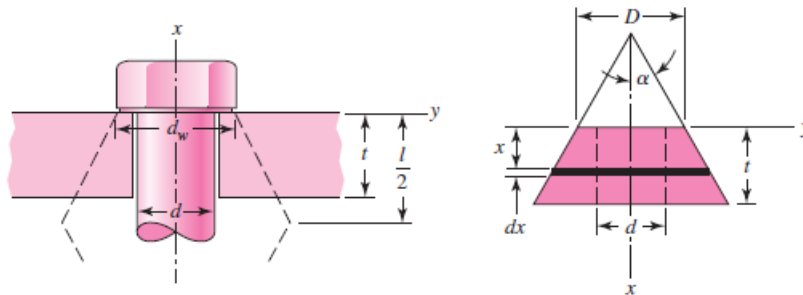


Figura 40: Distribución de la presión de apriete en los elementos en sujeción.
Fuente: (Budynas y Nisbett, 2011, pág. 414).

Para estimar k_m , es necesario relacionar la carga P con la deformación δ provocada por la misma en los elementos en sujeción como:

$$\delta = \frac{P}{\pi E} \int_0^t \frac{dx}{[x \tan \alpha + (D + d)/2][x \tan \alpha + (D - d)/2]} \quad (\text{Ec. 3-7})$$

Donde:

- E , es el módulo de elasticidad del material aprisionado.
- x , el espesor del material, apreciado de mejor manera en la **Figura 40**.
- α , es el ángulo estimado del cono con que se disipa la carga P en el material, que para efectos prácticos puede ser estimado como 30° , lo que genera un valor realista sin sobreestimar el aporte de los elementos en sujeción.
- D , como el diámetro de la cabeza del perno o de la arandela en caso de usarse una.
- d , es el diámetro nominal del perno.
- t , como el espesor total en agarre.

Luego considerando que k_m equivale a P/δ , es posible hallar la rigidez buscada, sin embargo, en caso de existir más de un material en sujeción, la constante de rigidez de cada parte debe ser sumadas en forma de recíproco para obtener el coeficiente de rigidez total de los i elementos sujetos.

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad (\text{Ec. 3-8})$$

Una vez que ya se cuenta con las constantes de rigidez del perno y de los elementos intermedios es posible determinar la fracción de P que es soportada por cada parte, como $C'P$

para el perno, donde $C' = k_b/(k_b + k_m)$, además el perno debe soportar la precarga inicial (F_i) que se aplica al instalar y apretar los pernos y que para uniones no permanentes (como es el caso, ya que debe ser posible desarmar el sistema diseñado en caso reemplazar algún componente o de que el sistema este obstruido) es el 75% de $A_t S_p$, que corresponde a la carga admisible por cada perno, con S_p como la resistencia de prueba de la clase de perno seleccionado. Al momento de escoger un perno se debe considerar la clase o resistencia de éste (la resistencia de prueba es levemente inferior a la resistencia a la fluencia del perno disponible para pernos métricos en la **Tabla 21**, Anexos).

Con todo esto, el factor de carga (o factor de diseño) que asegurara el correcto desempeño que tendrán los pernos es calculado como:

$$N_p = \frac{A_t S_p - F_i}{C' P} \quad (\text{Ec. 3-9})$$

+

Donde:

- N_p , es el factor de carga, que con valores mayores a 1 ya se asegura que los esfuerzos en el perno son menores a la resistencia de prueba.

En la práctica dado que la carga a la que estarán sometidos algunos pernos viene principalmente dada por el accionamiento del deflector, puede existir una falla por fatiga ya que los pernos estarán sometidos a fuerzas fluctuantes pero con una muy baja frecuencia, el cálculo de pernos en fatiga se puede simplificar considerando que la carga mínima soportada por los pernos será la precarga principalmente (F_i) y la máxima será la suma de la precarga con la carga una vez que se acciona el deflector básicamente. En este escenario el esfuerzo de amplitud σ_a equivale a $C' P/(2A_t)$, mientras que la resistencia fluctuante S_a es calculada como $S_e(S_{ut} - \sigma_{min})/(S_{ut} - S_e)$, con S_e como la resistencia en fatiga que puede ser aproximado de la **Tabla 22 (Anexos)** y σ_{min} como el esfuerzo mínimo calculado como la fuerza mínima soportada por el perno (F_{min}/A_t). Una vez se conocen estos datos el factor de seguridad en fatiga (N_f) puede ser calculado como:

$$N_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (\text{Ec. 3-10})$$

La última ecuación está disponible en los apuntes de **Budynas y Nisbett (2011)** la cual es utilizada como metodo conservador para el calculo del factor de seguridad en diseño al utilizar el metodo de *Goodman modificada*. Por otra parte al igual del calculo de elementos sometidos a cargas fluctuantes que se explico con anterioridad existe la posibilidad de fluencia localizada para lo que se debe calcular un nuevo factor de seguridad como:

$$N_{fluencia} = \frac{S_p}{\sigma_a + \sigma_m} \quad (\text{Ec. 3-11})$$

Donde:

- $n_{fluencia}$, es el factor de seguridad para evitar fluencia localizada en pernos sometidos a cargas fluctuantes.
- σ_m , es el esfuerzo medio soportado por cada perno equivalente al esfuerzo alternante σ_a más la carga mínima σ_i .

Relativo a los elementos de fijación también existen otros modos de falla, que puede afectar el material de soporte o en sujeción, así como al perno, esto es relevante cuando se pierde la precarga o cuando la fuerza actuante no es de tracción sino más bien de corte, lo que es aplicable en este trabajo sobre todo en el análisis de los soportes de los elementos móviles donde las fuerzas son de corte en torno al perno, siendo el área más critica el área menor en la rosca del perno, designada como A_r , calculando el factor de seguridad n , como:

$$\frac{F}{n_{fij} * A_r} = \frac{S_p}{2N} \quad (\text{Ec. 3-12})$$

Donde:

- F , es la fuerza de corte.
- N_{fij} , el número de fijaciones o soportes.

Además, existe la posibilidad del aplastamiento de los elementos de soporte lo cual debe ser corroborado localmente como:

$$\frac{F}{n_{fij}dt} = \frac{S_{y,elem}}{N} \quad (\text{Ec. 3-13})$$

Donde:

- t , es el espesor del elemento de soporte.
- d , es el diámetro del agujero.
- $S_{y,elem}$, resistencia de fluencia del material de soporte.

Existen otros modos de falla asociados a elementos de fijación, destacándose solo los aplicables a este caso, en caso de que el lector desee profundizar más sobre esta materia se recomienda dar una mirada al libro de **Budynas y Nisbett (2011)**.

3.1.3 Cojinetes

La selección de cojinetes es una de las principales decisiones dentro de los componentes escogidos para el conjunto diseñado, en ellos se sustentará el eje y rotor, además de ser los encargados de recibir todo el empuje generado para impulsar al bote, así como el debido a la diferencia de presión existente antes y después del rotor, es por ello por lo que su selección no debe ser hecho a la ligera.

Para su selección intervienen una serie de factores, estadísticos, mecánicos y ambientales principalmente. Para conjugar todos estos factores, es que se utilizan múltiples coeficientes, que estiman la incidencia del tipo de lubricación utilizado, el nivel de contaminación, nivel de cargas capaz de soportar, tipo de estas (axial, radial o mixta) y confiabilidad. Esto último tiene relación con el aseguramiento de que el componente o una cantidad de mismos no fallaran o mermaran su funcionamiento bajo determinadas condiciones de funcionamiento.

Para guiar la selección de este tipo de componentes **Budynas y Nisbett (2011)**, plantea una guía de selección práctica pero acotada en tipos de rodamientos, mientras que el apunte de **SKF (2015)**, muestra un método más completo y con una mayor variedad de cojinetes, ambas guías consideran, factores de selección empíricos así como la aplicación de distintas normas ISO que abordan el dimensionamiento, tolerancias, tipo de lubricación y mantenimiento, así como muchos otros puntos, haciendo de esta última fuente una recopilación importante que en conjunto con lo recopilado también por **Budynas y Nisbett (2011)** servirán para escoger el cojinete adecuado para esta aplicación así como para similares.

Lo primero es definir el tipo de carga, así como consideraciones del tipo de uso que se dará al rodamiento, en este caso habrá un cojinete principal que recibirá el empuje, así como parte del peso del eje y rotor, debiendo soportar cargas mixtas, pero principalmente axiales, en tanto el cojinete secundario solo soportará parte del peso de los componentes ya señalados permitiendo el giro sin dificultad del eje.

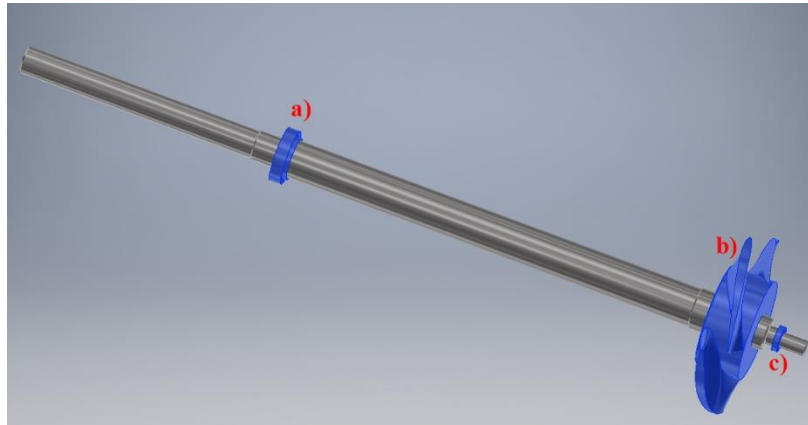


Figura 41: Eje típico de un módulo waterjet.

Nota: En azul se destacan los principales elementos asociados al eje a) cojinete principal, b) rotor y c) cojinete secundario.

Además, los cojinetes deberán ser sellados, con lubricación de por vida (vida útil), siendo reemplazado una vez que se haya cumplido las horas de funcionamiento esperadas, por otra parte se debe considerar las rpm máximas de los cojinetes, la cual no debe ser sobrepasada bajo ningún punto y solo deben ser usadas como referencia, ya que si la velocidad de giro del cojinete es próxima o superior al límite se generara una serie de problemas donde el principal es el sobrecalentamiento, lo que mermara la viscosidad y el desempeño general del cojinete, afortunadamente en este caso ambos cojinetes estarán inmersos en agua circulando constantemente, pero con impurezas dispersas (por ello será relevante el uso de cojinetes sellados). Si bien las consideraciones ya propuestas regirán y acotarán el planteamiento que se expondrá a continuación, para tener mayor conocimiento sobre estos componentes se recomienda dar una mirada a las fuentes ya mencionadas.

Para cargas mixtas las principales opciones son optar por un rodamiento de bolas de contacto angular u optar por uno de rodillos cónicos, mientras que si las cargas son solo de tipo radial (rodamiento secundario) se deberá utilizar un rodamiento de bolas de acanalado profundo (el tipo más típico), en cualquier caso se debe determinar la carga dinámica P que deberán soportar, que puede ser simplemente radial o axial y que el en caso de ser mixta puede ser calculada como una suma fraccionada de las componentes axiales y radiales como $XF_r + YF_a$ (con F_r y F_a como la fuerza radial y axial respectivamente) donde X e Y varían para cada rodamiento y para cuan distintos son F_r y F_a . La fuerza que deberá soportar cualquier cojinete debe ser inferior a la carga admisible capaz de percibir éste (C , para cargas

dinámicas y C_0 , para cargas estáticas o a muy bajas rpm, menores que 10) cuan menor sea la carga real en comparación con la carga permisible repercutirá en las horas o millones de revoluciones de funcionamiento, como:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * rpm} \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (\text{Ec. 3-14})$$

Donde:

- p , es el exponente de vida igual a 3 para rodamientos de bola y de 10/3 para los de rodillo.
- L_{10h} , como la vida nominal en horas de funcionamiento en condiciones ideales.

Dado que las condiciones no son siempre las ideales y que hay incidencia de la temperatura, nivel de contaminación, dimensionamiento, lubricación y confiabilidad esperada, es que se utilizan los factores de ajuste a_1 , para una confiabilidad específica y a_{SKF} , para modificaciones de vida útil.

$$L_{10mh} = a_1 a_{SKF} L_{10h} \quad (\text{Ec. 3-15})$$

Donde:

- L_{10mh} , son las horas de vida estimadas que tendrá el cojinete bajo las condiciones asociadas a los factores a_1 y a_{SKF} .

a_1 aplica en caso de requerirse confiabilidades superiores al 90% (lo que señala que al menos el 90 porciento de los cojinetes no fallaran bajo las condiciones presupuestadas en la etapa de selección), valor que por sí solo ya representa un valor conservador y que según los sugerido por **SKF (2015)** en la práctica dicho porcentaje asegura con buena certeza que no debiese existir una falla del cojinete o conjunto de estos, mientras no existan una instalación errónea o condiciones de funcionamiento distintas a las pensadas en la etapa de

selección, aun así **Budynas and Nisbett (2011)** sugieren considerar mayores confiabilidades, es por ello que se plantean los siguientes valores de a_1 , para confiabilidades mayores:

Tabla 7: Coeficiente a_1 para distintas confiabilidades en cojinetes.

Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1			
Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal SKF	Factor
	n	L_{nm}	a_1
%	%	millones de revoluciones	–
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

Fuente: (SKF, 2015, pág. 65).

Por otra parte a_{SKF} considera el dimensionamiento del cojinete, los efectos de la temperatura de funcionamiento, el que este sellado o no, nivel de contaminación y tipo de lubricación adecuado. Para determinar el valor de a_{SKF} se debe determinar primero la tasa de viscosidad k y el producto del nivel de contaminación (n_c) y la razón entre carga admisible de fatiga del rodamiento (P_u) y la carga real soportada, $n_c * P_u/P$, con ambos parámetros y habiendo definido el tipo de cojinete es posible ingresar a la gráfica adecuada (**Figura 42**) para estimar el factor de modificación de vida útil.

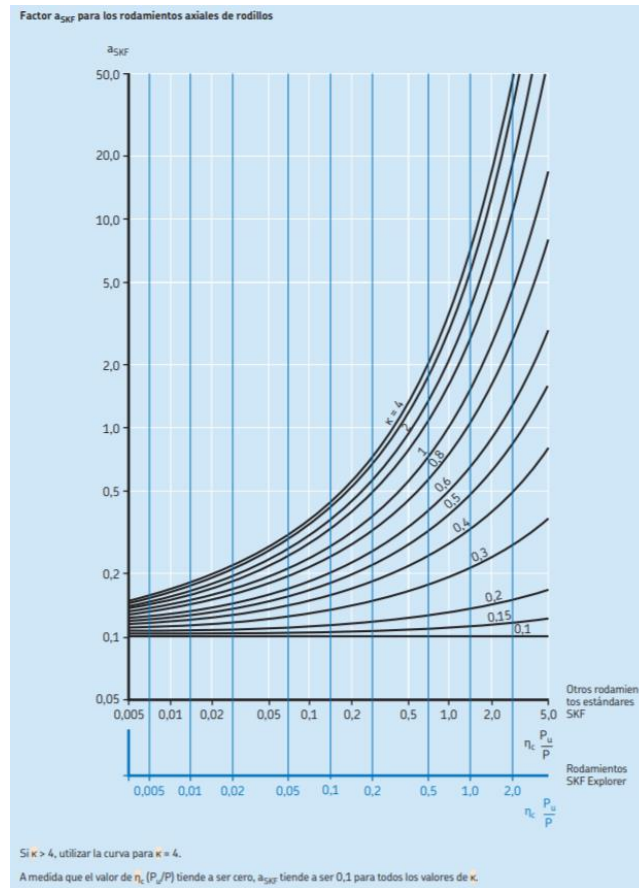


Figura 42: Factor de modificación de vida útil en función de la tasa de viscosidad y la razón de carga admisible de fatiga y aplicada.
Fuente: (SKF, 2015, pág. 69).

Para estimar k y n_c se debe considerar la lubricación y tipo de uso, en tanto P_u es propio de cada rodamiento. k igual a ν/ν_1 , asocia la viscosidad real de funcionamiento (ν) y la viscosidad nominal de lubricación (ν_1), la cual es escogida en función del diámetro medio del rodamiento y la velocidad de giro.

n_c es recomendado utilizar como 0.8 para rodamientos sellados (**Tabla 23**, Anexos), mientras que ν_1 se puede obtener de la de la **Figura 43**, en tanto ν , puede ser obtenido de manera rápida de la **Tabla 24** (Anexos) debiendo seleccionar la viscosidad media más próxima a ν_1 lo que asegurara que k sea cercano o iguala 1, esta selección rápida es posible ya que los cojinetes empleados estarán inmersos en agua en constante recambio lo que asegura que no abran alzas de temperatura en el cojinete, haciendo despreciables los efectos de temperatura en la selección de los cojinetes empleados en el conjunto que se diseñara.

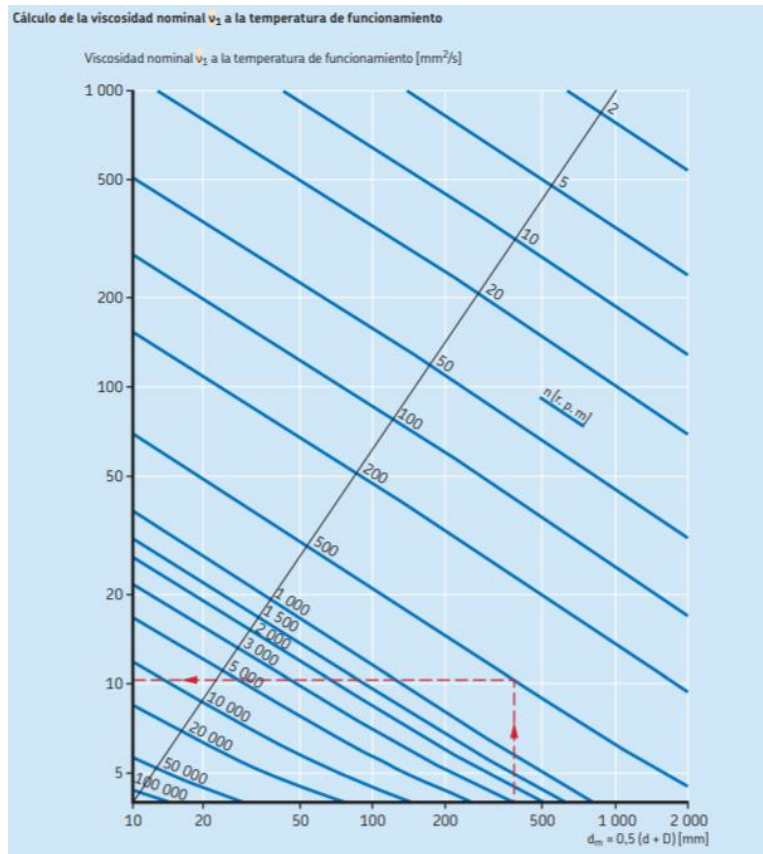


Figura 43: Viscosidad nominal de cojinetes en función de las rpm y diámetro medio.

Fuente: (SKF, 2015, pág. 72).

Una vez que ya se cuenta con todos los parámetros necesarios, se debe definir cuantas son las horas que debiese funcionar el sistema propulsivo sin que fallasen los cojinetes, para lo cual se debe recordar nuevamente que el bote es de uso recreativo, para lo cual **Budynas y Nisbett (2011)**, sugiere una guía en términos de miles horas totales de funcionamiento previo a fallar, considerando 500 y hasta 2000 horas de funcionamiento para equipos de uso intermitente u ocasional, categoría donde estará el bote.

En caso de que un rodamiento deba soportar solo cargas radiales el proceso de selección es el mismo solo que en dicho caso la carga P es directamente la carga radial.

Budynas y Nisbett (2011) abordan de manera similar pero no igual la selección de cojinetes, si bien el proceso mostrado allí es acotado a un solo tipo de rodamiento (de bola con acanalado profundo) da una mirada más detallada del rol de la confiabilidad, considerando distintas distribuciones de probabilidad de falla, las cuales pueden ser estudiadas por parte del lector lo que le ayudara a tener un mejor entendimiento de la incidencia de la estadística y confiabilidad en la selección de componentes de este tipo. En tanto para el caso práctico se utilizarán los factores de confiabilidad a_1 sugeridos por **SKF (2015)** que considera datos reales y normas ISO asociadas a cojinetes, lo confiable de esta fuente se rectifica en el trabajo realizado por **Budynas y Nisbett (2011)**, quienes consideran datos de distintas marcas de rubro para elaborar su guía.

3.2 Selección y diseño de elementos fundamentales

3.2.1 Espesor del ducto

Previo a pasar a analizar y justificar la selección y diseño de distintos componentes será bueno precisar sobre la selección del espesor del ducto de 10 milímetros, este es un valor algo antojadizo, pero se justifica al considerar que las principales piezas del módulo propulsivo son fabricados en fundición de aluminio lo cual se repite en muchos otros módulos de marca conocidas, proceso productivo de piezas que impide una manufactura de piezas de alta precisión, siendo más bien considerado para la fabricación de piezas sencillas (como es el caso del ducto de entrada, toberas y scoop) y piezas solidas (existen técnicas de fundición más avanzadas para producir piezas de precisión como el rotor, pero ahondar en este tipo de procedimientos no es relevante para este trabajo). Si bien existen variadas presiones a lo largo del módulo (**Tabla 6**), estas no son lo suficientemente importantes como para incidir sobre la decisión del espesor del sistema diseñado, siendo el espesor escogido algo más bien practico que facilite su futura confección en fundición y que permita un mecanizado posterior para afinar desperfectos de la manufactura inicial, si bien se podría optar por un espesor menor, el considerado va en línea con el espesor del bote en su fondo que es de hasta 12

milímetros en algunas secciones, ya que debe soportar los distintos componentes al interior del bote y ser lo suficientemente resistente en caso de sufrir algún impacto.

3.2.2 Eje de potencia

El eje que conecta el rotor con el motor es uno de los elementos principales dentro del sistema, debiendo transmitir la potencia hasta el rotor, recibir el empuje para luego traspasarlo al cojinete adecuado y soportar condiciones especiales, como el considerar un dimensionamiento que permita el posicionar cojinetes y pernos *prisioneros* para asociar el rotor al eje, también existen esfuerzos menores debido al momento flector que genera el peso del rotor y el mismo eje.

Para definir el material del eje se hizo uso del análisis realizado por **Quispe (2017)**, que analizo diversos materiales usados en la industria naviera para determinar aquel que pudiese ser más adecuado para ser usado como eje en módulos waterjet donde contemplo diversos parámetros de evaluación como costos y propiedades mecánicas; a raíz de su análisis determino que el Acero inoxidable AISI 304 sería el más adecuado.

Ya teniendo presente el material a usar las principales características mecánicas de este acero son plasmadas a continuación.

Tabla 8: Características mecánicas acero AISI 304.

ρ , Densidad [kg/m^3]	7900
E , Módulo de elasticidad [GPa]	193
ν , Módulo de Poisson	0.26
S_{ut} , Resistencia a la tracción [MPa]	515
S_y , Límite de fluencia [MPa]	205

Nota: (Compañía general de aceros S.A., 2006).

Para el diseño del eje se consideraron los distintos modos de falla (por carga estática, fatiga o fluencia local debido a esfuerzos fluctuantes). La configuración final del eje en términos de diámetro es la planteada en la **Figura 44**, donde también se reflejan los momentos y fuerza soportada por el eje, esta última considera el empuje y la fuerza axial debida a la diferencia de presión en torno al rotor. El detalle dimensional del eje se plantea en el plano **WJ – 003** al final de este trabajo.

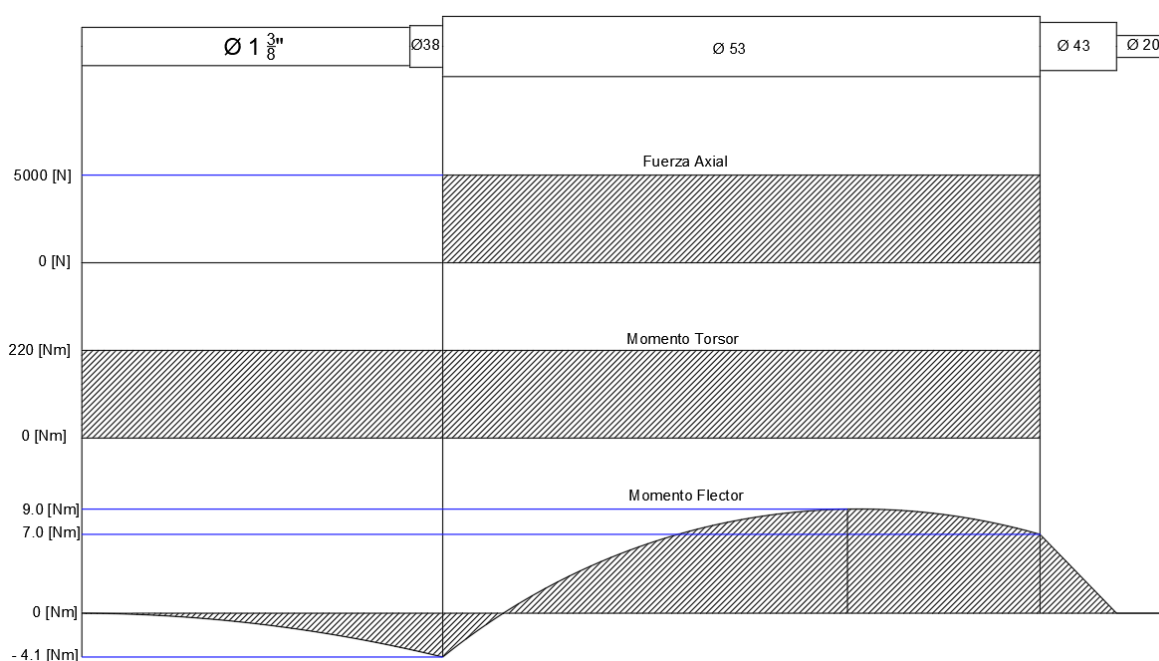


Figura 44: Eje propulsor, fuerzas y momentos a los que estará sometido durante el funcionamiento.

Nota: Los valores mostrados en la imagen son aproximaciones de las cargas reales a las que estará sometido el eje.

Como ya se señaló el diseño del eje considero diversos aspectos, entre los principales están el cojinete de empuje (cuya selección se explica en apartados posteriores) y los pernos de fijación del rotor, que permiten que este gire en forma solidaria con el eje y que son afectados por el momento torsor debido al torque generado por el motor, que en su punto

máximo alcanza los 220 [Nm] según la información disponible del motor seleccionado (**Figura 68**, Anexos).

Los distintos saltos de diámetros del eje, chaflanes y perforaciones generan una concentración de esfuerzos en dichos puntos para lo cual se debió considerar los respectivos coeficientes de concentración de esfuerzos K_t utilizados para el análisis estático y en fatiga del eje (los valores utilizados pueden ser obtenidos de las gráficas respectivas, **Figura 69**, **Figura 70**, **Figura 71**, **Figura 72** y **Figura 73** en Anexos).

Para asegurar el funcionamiento de este componente, así como de los distintos que conforman el conjunto diseñado se debe considerar un factor de seguridad o diseño que permita asegurar que no habrá una falla como ya se explicó, dicho factor para el caso de este trabajo será de al menos dos (valor que puede ser distinto en casos particulares). Los distintos factores de seguridad del eje en los puntos más críticos del eje son reflejados en la siguiente tabla:

Tabla 9: Factores de seguridad de los puntos más críticos del eje diseñado.

Sección perno prisionero $d_{perno} = 10 \text{ [mm]}$	$K_{t,T} \approx 2.70$	Análisis estático	$N = 2.16$
		Análisis de fatiga	$N = 4.89$
	$K_{t,M} \approx 2.00$	Fluencia local	$N = 2.08$
Hombro $43 \rightarrow 53 \text{ [mm]}$ Radio Chaflán (r) 1 [mm] $r/d_{menor} = 0.023$ $d_{mayor}/d_{menor} = 1.23$	$K_{t,T} \approx 1.85$	Análisis estático	$N = 3.85$
	$K_{t,M} \approx 2.30$	Análisis de fatiga	$N = 8.70$
	$K_{t,F} \approx 2.40$	Fluencia local	$N = 3.71$
Hombro	$K_{t,T} \approx 1.80$	Análisis estático	$N = 2.74$

38 → 53 [mm]			
Radio Chaflán (r) 1 [mm] $r/d_{menor} = 0.026$ $d_{mayor}/d_{menor} = 1.39$	$K_{t,M} \approx 2.50$	Análisis de fatiga	$N = 6.41$
	$K_{t,F} \approx 2.70$	Fluencia local	$N = 2.67$

Para la formulación de la tabla anterior se consideraron los coeficientes de concentración de esfuerzos señalados y se utilizó la teoría de Esfuerzo Cortante Máximo, siendo el segmento más crítico aquel donde estarán los prisioneros, lo que modifica el cálculo de los esfuerzos respectivos en ese punto más allá de la inclusión de los respectivos K_t , debiendo ser calculados como:

$$\sigma_M = K_{t,M} \frac{M}{\left(\frac{\pi * D^3}{32} - \frac{dD^2}{6}\right)} \quad (\text{Ec. 3-16})$$

$$\tau_T = K_{t,T} \frac{T}{\left(\frac{\pi * D^3}{16} - \frac{dD^2}{6}\right)} \quad (\text{Ec. 3-17})$$

Donde:

- d , es el diámetro del agujero, en este caso coincidente con el diámetro nominal del prisionero.
- D , es el diámetro del eje en el punto de análisis.

Existe otro punto crítico correspondiente al hombro entre el diámetro de 1 3/8'' (o 35 [mm] en caso de utilizar un sello métrico, esta decisión es planteada en capítulos posteriores) y 38 milímetros, donde el factor de seguridad en análisis de falla por carga estática es de 1.9, muy cercano al valor mínimo pensado para el resto del componente, valor alcanzado considerando un empalme con un milímetro de radio, es por ello que para evitar incrementar el diámetro del eje en dicho tramo (y por consiguiente el diámetro del segmento

donde se instalara el cojinete principal) es que se suavizara el incremento de diámetro utilizando un chaflan, lo que disminuirá la concentración de esfuerzos y asegurara un buen desempeño del eje en dicho tramo.

El punto más crítico del eje es donde se instalarán los dos prisioneros que fijaran el rodete a éste, esto porque se consideró el uso de pernos de fijación de 10 milímetros de diámetro nominal, dicha selección será planteada a continuación, pero se puede adelantar que se consideró una clase de perno con una de las más bajas resistencias. En caso de que el proyectista a cargo del trabajo o cualquiera que utilice este trabajo como guía use un perno de mayor resistencia, requerirá pernos fijadores de menor diámetro, lo que reducirá los esfuerzos en el eje en dicho tramo y permitirá disminuir el diámetro del eje en el segmento donde se fija el rotor, así como el tramo de 53 milímetros sin mermar su desempeño (ya que este último segmento no es crítico y su diámetro busca únicamente asentar de buena forma el impulsor). Esto último también puede replicarse para el hombro de 38 milímetros, ya que dicho diámetro fue pensado para alojar debidamente el cojinete de empuje, en caso de poder optar por un cojinete de menor diámetro interno y que cubra correctamente los requerimientos de carga, es viable reducir el diámetro del eje. En cualquier caso, en que se modifique el diámetro del eje es vital hacer los cálculos respectivos que aseguren que el eje no fallara respaldado en los debidos factores de seguridad como en la **Tabla 9**.

3.2.3 Pernos de fijación del rotor

La fijación del rotor al eje impulsor será realizada mediante el uso de dos pernos de cabeza perdida de $M10 \times 1.5$ que unirán la parte solida del rotor (cubo) con el eje, estando sometidos a esfuerzos cortantes como los descritos en la ecuación (Ec. 3-12, siendo la fuerza de corte el torque dividido por el radio en ese segmento del eje, mientras que el área A_r es el área mínima del perno en la zona roscada, obtenido de la **Tabla 25** (Anexos) para pernos métricos. En tanto las propiedades mecánicas de los pernos vendrán dadas por el tipo de perno utilizado, en este caso será pernos métricos de acero inoxidable Clase 70 de acero AISI 304 estirado en frio con mayor resistencia ultima a la tracción ($700 [MPa]$) y una resistencia

de prueba S_p de 450 [MPa] (**Organización Internacional de Normalización, 2020**), clase más típica de pernos inoxidables.

Para el cálculo de estas fijaciones se consideró el torque máximo del motor de 220 [Nm] aproximadamente y un factor de seguridad de al menos 2.

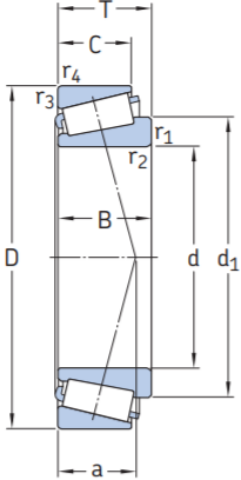
3.2.4 Cojinetes

La selección de los cojinetes fue realizada considerando la carga y tipo de estas a las que estarán sometidos. El rodamiento principal soportara una carga axial (F_a) a su eje de giro dada por el empuje del bote y a la diferencia de presión en torno al rotor, además de una carga radial (F_r) menor debida a la fracción del peso del eje y rotor que soporta. Ya definidas las cargas la mejor opción para el cojinete principal es el uso de cojinetes de rodillo cónico o de bolas de contacto angular, de los cuales se optó por utilizar la primera opción. La selección de éste se realizó considerando 3000 rpm de funcionamiento y una vida útil de al menos 500 horas, además de utilizar un cojinete sellado con una temperatura será menor a 40[°C] (temperatura en al cual la viscosidad del lubricante utilizado no cambia) ya que estará constantemente enfriado por el agua que circula dentro del sistema.

El detalle del rodamiento principal se plantea a continuación.

Tabla 10: Resumen parámetros para la selección del cojinete principal.

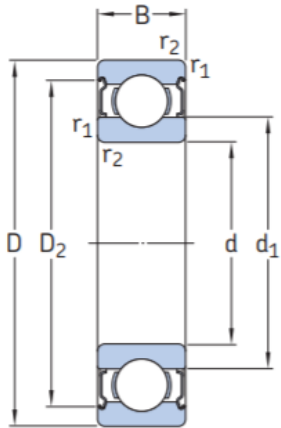
	$d = 38 \text{ [mm]}$	$D = 68 \text{ [mm]}$	$T = 19 \text{ [mm]}$	$C = 52.8 \text{ [kN]}$
	$P_u = 7.65 \text{ [kN]}$	$rpm_{max.} = 7000$	$radio \text{ chaflán}_{max.} = 1 \text{ [mm]}$	
	$F_r = 92 \text{ [N]}$	$F_a = 4950 \text{ [N]}$	$P = 0.4F_r + 1.6F_a = 7957 \text{ [N]}$	

	$a_{1,98\%} = 0.37$	$n_c = 0.8$	$a_{SKF} \approx 0.7$
	$L_{2\%mh} = 765 \text{ [horas]}$		

Nota: Parámetros obtenidos de **SKF (2015)**.

En tanto el cojinete secundario solo recibe carga radial debido al peso que debe soportar, por tanto, solo se requiere de un rodamiento de bolas de acanalado profundo, también sellado y con un diámetro interno de 20 milímetros, el diseñar el eje con este diámetro en este punto busca evitar una reducción brusca del diámetro. El detalle del rodamiento se plantea a continuación.

Tabla 11: Resumen parámetros para la selección del cojinete secundario.

	$d = 20 \text{ [mm]}$	$D = 32 \text{ [mm]}$	$T = 7 \text{ [mm]}$	$C = 4.03 \text{ [kN]}$
	$P_u = 0.104 \text{ [N]}$	$rpm_{max.} = 22000$	$P = F_r$	
	$F_r = 106 \text{ [N]}$	$F_a = 0 \text{ [N]}$	$radio \text{ chaflán}_{max.} = 0.3 \text{ [mm]}$	
	$a_{1,98\%} = 0.37$	$n_c = 0.8$	$a_{SKF} \approx 0.8$	
	$L_{2\%mh} = 90.4 \text{ [kh]}$			

Nota: Parámetros obtenidos de **SKF (2015)**.

La selección del ultimo cojinete no tiene grandes requerimientos, lo cual se refleja de sobremanera en la vida útil que debiese tener éste. es por ello que la selección de este rodamiento no es de relevancia, debiendo ser la principal precaución el que se escoja un rodamiento sellado. Otra consideración que se debe tener cuando se trata de cojinetes sometidos a cargas bajas, es contemplar las cargas mínimas de funcionamiento, lo cual puede mermar el funcionamiento del rodamiento, sobre todo en sistemas con arranques a altas rpm (del orden del 50% de las rpm máximas), la carga mínima en rodamientos de bolas es del orden de $0.01C$ (SKF, 2015), con un valor aproximado de 40 [N] para el caso, valor que es correctamente sobrepasado por la carga aplicada en este caso.

3.2.5 Fijaciones de bridas

El conjunto será un ensamble de tuberías que buscan alojar el rotor y distintos componentes internos, es por ellos que deberá haber uniones de tipo brida que estarán aseguradas por pernos. De las bridas existentes, la más solicitada es la que mantendrá aprisionado al cojinete principal, con un diámetro menor al del ducto principal y al de cualquiera de las demás bridas y que estará asegurado por dos pernos a diferencia de las demás bridas que estarán aseguradas por cuatro pernos. La brida que mantendrá en su posición al cojinete principal deberá soportar la carga axial de cerca de 5000 [N], que soporta el cojinete aludido y que se traspasa a los dos pernos, los cuales estarán sometidos principalmente a carga estática, obviando la posibilidad de una falla por fatiga o fluencia local.

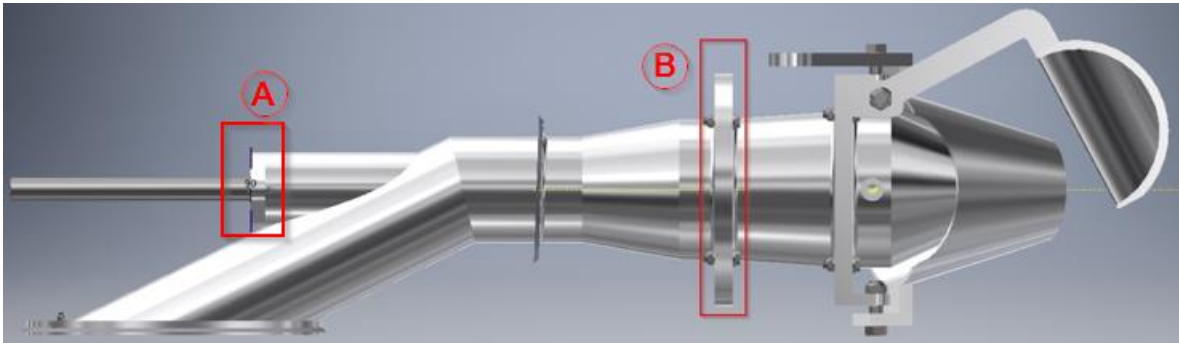


Figura 45: Principales bridas del conjunto diseñado.

Nota: A) brida más exigida que soporta el empuje, B) segunda brida más exigida que soporta el peso de componentes posteriores a esta y el empuje negativo del accionamiento del deflector.

Acorde a los requerimientos planteados, los pernos de la brida más exigida serán M5x0.8, elección que se extiende también a las demás bridas que si bien soportan el peso de los principales componentes, volumen de agua y empuje negativo que se genera, lo que en total general una carga P de 3333.2 [N] (el detalle de las cargas se plantean en la **Figura 46**), está muy por debajo de la carga soportada por los pernos de la brida A en la **Figura 45**.

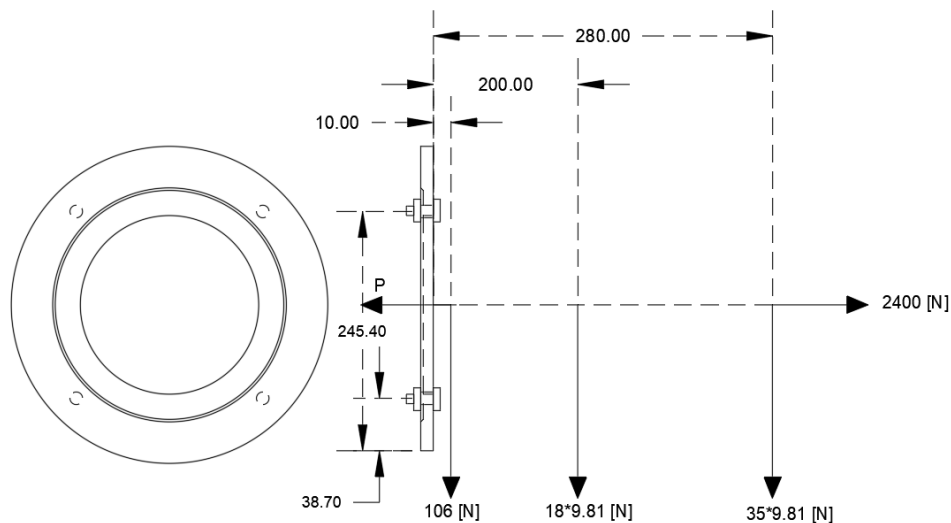


Figura 46: Cargas soportadas por la brida B.

Nota: La carga de 106 [N] es debida a la carga soportada por el cojinete secundario, las masas de 18 y 35 kilos corresponden al peso del agua (contenida en el ducto posterior a la brida B) y de componentes del sistema respectivamente y los 2400 [N] aprox. hacen alusión al empuje negativo.

De las principales bridas, los pernos de A deberán ser analizada bajo la condición de carga estática mientras que los pernos de la brida B se verán afectados también por cargas puntuales (que pueden considerarse como fluctuantes) cuando se accione el deflector, como ya se señaló, por lo que además del análisis estático deberá ser analizado en fatiga, que si bien son cargas menores (dado el número de pernos), su incidencia no puede ser despreciada. El factor de seguridad para los pernos de la brida A, así como los principales datos para su cálculo se plantean en la **Tabla 12**.

Tabla 12: Factor de seguridad de los pernos de la brida A y principales datos de cálculo.

Perno M5x0.8	
Largo, L	30 [mm]
l_d / l_t	14[mm] / 8.8 [mm]
A_d / A_t	19.64 [mm ²] / 14.20 [mm ²]
k_b / k_m	$1.46 * 10^8 [\frac{N}{m}] / 3.41 * 10^8 [\frac{N}{m}]$
C'	0.30
P	2500 [N]
N_p	2.13

Para el cálculo de los pernos de la brida B, se debe considerar que uno de los lados del flange tendrá un leve ensanchamiento progresivo para poder adaptarse a la cara posterior del bote que esta inclinada 2° de la vertical, lo que hará que los dos pernos inferiores agarren más material (aproximadamente 28 milímetros) que los superiores (aproximadamente 22 milímetros), por tanto, los pernos de arriba estén levemente más exigidos. Además, estos pernos estarán sometidos a una carga puntual que puede actuar con relativa frecuencia, por el ya señalado empuje negativo del accionamiento del deflector. Los factores de seguridad asociados a dichos pernos son los planteados a continuación.

Tabla 13: Factores de seguridad para los pernos de la brida B.

Perno M5x0.8	
Largo, L	35 [mm]
l_d / l_t	19[mm] / 5.8 [mm]
k_b / k_m	$1.42 * 10^8 [\frac{N}{m}] / 3.55 * 10^8 [\frac{N}{m}]$
C'	0.29
P	833 [N]
N_p	6.70
σ_a / σ_i	21.13 [MPa] / 345.70 [MPa]
S_a	59.05 [MPa]
N_f	2.79
$N_{fluencia}$	1.16

Nota: σ_i considera la precarga de un 75% de la resistencia de prueba de 450 [MPa].

Para el cálculo de la última tabla se consideraron las mismas áreas A_d y A_t de la **Tabla 12**, en tanto para dar un correcto apriete a los pernos de la brida B, ya que la cara donde se fija la tuerca es levemente inclinada, se sugiere el uso de arandelas dentadas, las cuales permitirán adaptar el apriete sin afectar el desempeño de los pernos.

Si bien el valor del factor de seguridad en fluencia local es muy cercano a la unidad esto se debe a que se compara directamente con σ_i que considera la precarga que es un porcentaje importante de S_p , lo que hace que para valores mayores a 1 ya sea un valor favorable.

Para el cálculo de k_m en todos los casos se consideró el uso de arandelas 3R (**Tabla 26**, Anexos) con 1.2 milímetros de espesor, de acero inoxidable y con un módulo de

elasticidad E , de $190[GPa]$ (típico para aceros inoxidables) en tanto el espesor típico de cada lado de las bridas de aluminio será de 10 milímetros con un módulo de elasticidad de $71[GPa]$.

Para asegurar que los pernos no se aflojaran se utilizaran tuercas autoblocantes, típicamente utilizadas en uniones donde existirán cargas variantes y vibraciones.

Si bien las uniones no son de tipo permanente, es por ello que la precarga es de un 75% de $A_t S_p$, debe haber un torque de apriete T que garantice dicha precarga para lo cual **Budynas y Nisbett (2011)** sugieren una ecuación práctica en función de la precarga, diámetro del perno y el coeficiente de par de torsión K , que para efectos prácticos puede ser aproximado a 0.2.

$$T = K F_t d \quad (\text{Ec. 3-18})$$

Una vez realizados los cálculos respectivos se tiene que los pernos utilizados en las bridas del conjunto debiesen estar apretados con un torque de aproximadamente 4.8 newton metro, el cual debe ser aplicado luego de la condición de *apriete firme* utilizando una llave diamétrica para lograr dicho torque. El apriete firme se logra una vez que la tuerca se ajusta hasta un apriete que ya no permite ser aflojada, para lograr un mejor entendimiento sobre este punto se sugiere dar una mirada al libro de **Budynas y Nisbett (2011)**.

3.2.6 Soportes de elementos de gobierno

Para permitir el accionamiento de la tobera móvil y del deflector, estos deberán estar sujetos mediante pernos pasadores que permitan su movilidad, dichos pernos estarán sometidos principalmente a esfuerzos cortantes debidos a las fuerzas involucradas en el

accionamiento de cualquiera de los componentes móviles, para posibilitar esta capacidad de movilidad se usan pernos con saliente.

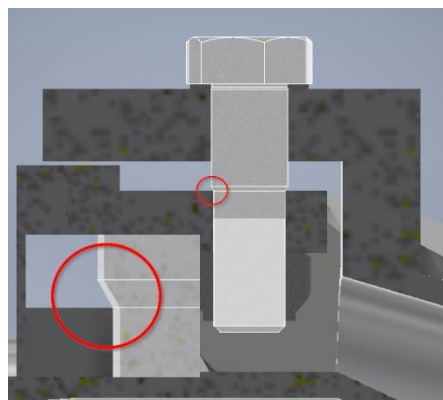


Figura 47: Perno con saliente y punto crítico sometido a corte.

Nota: En el centro el perno con saliente y en rojo se desataca el saliente que ayuda a fijar el perno, imagen de elaboración propia en Inventor Professional 2018.

Si bien las fuerzas que actuaran sobre los pernos son importantes respecto de las demás fuerzas involucradas en el funcionamiento del bote, estas son menores pensando que los pernos con saliente disponibles en la biblioteca del software utilizado para el diseño del sistema (Inventor Professional 2018) parten en diámetros de entre 8 y 10 milímetros, la biblioteca que utiliza el programa es una buena referencia de componentes existentes, lo que hace suponer que la principal alternativa efectiva para utilizar en este caso serán pernos con diámetros desde los 8 milímetros, que si bien estarán sobredimensionados para los esfuerzos reales a los que estarán sometidos, a su vez se asegura de sobremanera que no fallaran. Para ratificar lo recién señalado se muestran los factores de seguridad en la **Tabla 14**.

Tabla 14: Factores de seguridad de pernos usados en elementos de gobierno.

Pernos Tobera Movil	Pernos Deflector Inversor
$N = 9.05$	$N = 9.42$

Para estimar los factores de seguridad se utilizó la resistencia de prueba para pernos inoxidables ya usada de 450 [MPa], mientras que área fue con un diámetro de 8 milímetros y no A_r ya que como se aprecia en la **Figura 47** el punto sometido a corte no es roscado.

También existe la posibilidad de que el material de soporte sea aplastado debido a las fuerzas que se presentaran, para prevenir eso es que se supuso un espesor de 1 centímetro de dicho material (en línea con el espesor de los componentes de fundición de aluminio), los factores de seguridad son planteados a continuación.

Tabla 15: Factores de seguridad del material de sujeción de elementos de gobierno.

Material de sujeción de Tobera Movil	Material de sujeción de Deflector Inversor
$N = 15.84$	$N = 16.50$
$N_{corte} = 17.69$	$N_{corte} = 18.29$

Para la obtención de los factores anteriores se consideró una resistencia a la fluencia de 165 [MPa] para fundición de aluminio 319.0 (**Tabla 27**, Anexos), tipo de fundición con las peores propiedades mecánicas entre las distintas fundiciones de aluminio (**Budynas y Nisbett, 2011**). En tanto el factor de seguridad en corte del material de sujeción considera el desgarramiento del material.

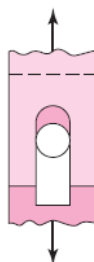


Figura 48: Falla por desgarramiento del material de sujeción de elementos fijadores.

Fuente: (**Budynas y Nisbett, 2011**, pág. 436).

Dado que los pernos con saliente que soportarán los elementos de gobierno estarán sometidos al roce del movimiento de la tobera móvil y del deflector, puede haber un desgaste de los pernos es por ello que se deben utilizar cojinetes plásticos que protejan al perno y que son de fácil y económico reemplazo.

4 Selección de elementos adicionales y sistema de gobierno

4.1 Componentes adicionales

4.1.1 Elementos de estanqueidad

El siguiente punto de atención se centra en solucionar una de las principales problemáticas que pueden surgir en sistemas de propulsión de distinto tipo, la estanqueidad del interior del bote, siendo el principal punto de filtraciones para el caso de módulos waterjet el eje propulsor que une al motor con la hélice, para lidiar con este problema se utilizan distintos tipos de sellos, siendo los principales destinados a esta tarea en la industria los de empaquetadura y los de tipo mecánico, los primeros consideran en su configuración el uso de empaquetaduras, usualmente dispuestos como una serie de anillos continuos del elemento sellante (estopa) que son comprimidos para evitar que el agua penetre a través de estos y a la vez permitir que el eje gire sin problemas al mantener una lubricación entre la junta y el mismo eje, por otra parte los sellos mecánicos consisten en dos anillos en estrecho contacto donde uno gira en forma solidaria con el eje, mientras que el otro se mantiene estático, los cuales debido a sus material y maquinado preciso se encuentran permanentemente en contacto mientras uno gira respecto del otro evitando la filtración de fluido a través de las caras, esto con la ayuda de una fina película de agua que lubrica las caras en contacto. Ambos sistemas presentan ventajas y desventajas, pero dependiendo de la aplicación ya sea en la industria naviera u otras, existen múltiples opciones que adecuan las características de los sistemas de sellado para garantizar una correcta estanqueidad.

En el plano concreto de los módulos waterjet el principal sistema de sellado se logra a través de sellos mecánicos, existiendo algunos especialmente destinados a fines marítimos, siendo capaces de funcionar tanto de aguas azules (limpias) como en aguas marrones (con arena), además de otras características beneficiosas para el caso como una baja mantención. El funcionamiento de este tipo de sellos como ya se señaló, se basa en una cara giratoria, generalmente de acero inoxidable, que está unida al eje mediante abrazaderas o pernos de

fijación y una cara estacionara, generalmente de carbono o algún otro material cerámico reforzado, para permitir el estrecho contacto entre ambas caras se suele utilizar un muelle que en su interior se encontrara girando el eje y el agua correspondiente a la cámara de sellado. Para unir el sello al sistema, ya sea waterjet o al casco (como se muestra en la **Figura 49**) se suele utilizar abrazaderas e incluso es posible soldar el sello directamente al sistema o casco en algunas marcas. Adicionalmente los distintos sistemas de sellado cuentan con sellos secundarios en torno a los anillos estacionarios y rotativo, así como el recubrimiento del muelle lo que también favorece la estanqueidad.

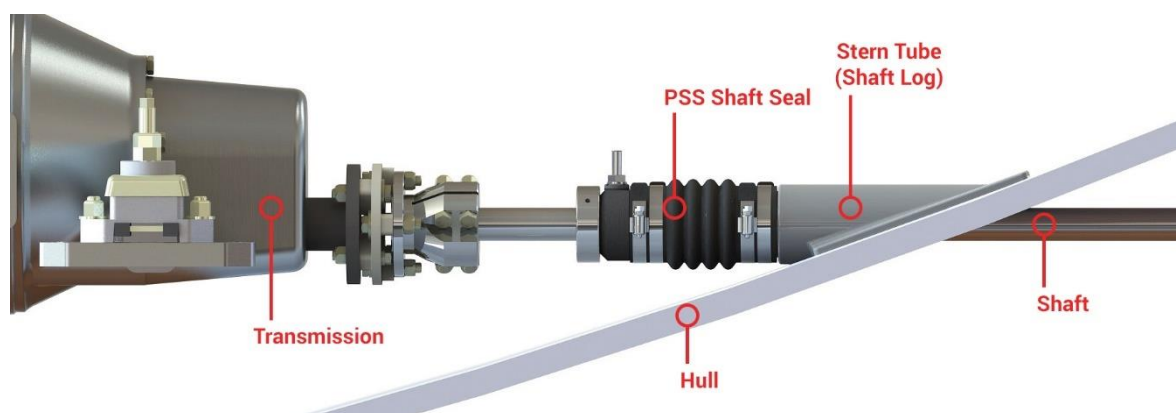


Figura 49: Forma de instalación sello mecánico de uso marino.

Nota: *Transmission* (como el sistema suministrador de potencia), *hull* (casco), *Shaft Seal* (Sello de eje), *shaft* (eje) y *Stern tube* como tubo de popa (**PYI inc., 2020**).

Existe variadas marcas de sellos mecánicos marinos con distintos modelos para ser utilizados. Para la correcta selección de un sello se deben contemplar las limitaciones del eje y sistema, así como las de los distintos sellos mecánicos disponibles en el mercado, lo cual considera el diámetro del eje, número de rpm de funcionamiento, diferencia de presión entre la cámara de sellado y el exterior y temperatura.



Figura 50: Principales componentes de un sello mecánico.

Nota: 1) Cara rotativa, 2) cara estática, 3) admisión de agua de enjuague, 4) muelle compresor recubierto de sello secundario y en su interior la cámara de sellado y 5) abrazaderas de conexión al armazón (PYI inc., 2020).

Afortunadamente no existen grandes requerimientos por parte del sistema diseñado en ninguno de los aspectos recién señalados. Las rpm máximas a las que girara el eje son del orden de 3000 mientras que los distintos sellos disponibles en el mercado son capaces de operar en ejes de hasta diez mil revoluciones, por otra parte las presiones de la cámara de sellado debiesen ser del orden de los 80 [kPa] existiendo una diferencia de presión con el exterior de unos 20 [kPa], por debajo de los límites de presión con que pueden operar este tipo de sellos que van entre 100 y 250 [kPa]. La restricción de temperatura es despreciable ya que no debiese haber alzas bruscas de temperatura en torno al sello, donde la cámara de sellado estará constantemente *enjuagada* con agua circulante.

El principal requerimiento que puede surgir es la diferencia de presión negativa entre la cámara de sellado y el exterior lo que puede generar el ingreso de aire a través de la junta y el secado de la película de agua necesaria para el correcto sellado, para asegurar la presencia de esta película es que distintas marcas consideran en sus sellos disponibles una entrada de agua de enjuague proveniente del exterior o de la zona de alta presión dentro del módulo (una toma de agua desde el estator), para lograr esto, los distintos modelos disponen de kits de mangueras para alimentar la cámara de sellado, esto permite también mantener un pequeño

caudal de agua fresca circulando, removiendo arenas o partículas que se pueden depositar en la cámara, así como eliminar el calor generado por el roce de las caras de sello y el enfriamiento del cojinete principal que se encuentra entre la cámara de sellado y el ducto de entrada.

La decisión de usar una marca para un proyecto de diseño, busca que el elemento escogido pueda cubrir una necesidad dentro de un conjunto que conforma este proyecto, siendo este un subsistema o segmento dentro de lo que es el desarrollo y diseño de un sistema mayor, además el confiar la tarea de asegurar la estanqueidad del interior del bote a una marca que tienen décadas de experiencia en determinadas áreas, permite asegurar que esta necesidad será cubierta correctamente, distinto es el caso de un módulo completo a diseñar en base a los requerimientos puntuales de una embarcación, donde además de buscar impulsar el bote del caso a una determinada velocidad, también se busca que el módulo propulsivo funcione en un punto óptimo y no optar por incorporar un módulo completo que estará sobre o subdimensionado para el caso.

El diseño realizado para el eje considera que este tendrá un diámetro de 35 milímetros en el tramo dispuesto para la instalación del sello mecánico, diámetro pensado en hacer viable la opción de usar sellos métricos y en pulgadas ($1\frac{3}{8}$ "), lo mismo para el sistema de acople que deberá existir para conectar el eje propulsor con el motor.

Adicional al sello también deben considerarse juntas de estanqueidad en todas las bridas, tanto las que están al interior del casco como las que están por fuera, para impedir fugas y pérdidas de caudal. Para asegurar el funcionamiento de las distintas bridas involucradas en el conjunto diseñado, se debe tener presente que independiente del cuan mecanizadas y lizas estén las caras del flange ni cuan apretados estén las fijaciones, siempre estará presente la posibilidad de que existan filtraciones, para evitar esto (principalmente en el flange posterior, ubicado al interior del casco), es que se hace necesario considerar el uso de sellante, los cuales pueden ser de tipo junta o de tipo adhesivo, ambas opciones presentan ventajas y desventajas que deben ser consideradas para este diseño

Las juntas, consisten en láminas de diversos materiales ubicadas entre las caras en contacto de la brida, que permiten sellar la unión, la amplia gama de compuestos usados para éstas, abarcan un amplio campo de aplicaciones como bombas, tuberías de reactores e

intercambiadores, entre otros usos, haciéndolos muy versátiles, las más sencillas son de caucho las cuales están principalmente destinados para ser usados en bridas de tuberías de agua y vapor con un amplio rango de temperaturas, uno de los principales inconvenientes de este tipo de sellos es el deterioro que pueden sufrir a causa de las condiciones ambientales que pueden hacerlas quebradizas y bajar notoriamente el rendimiento de la junta, otra de las formas de falla es que el apriete aplicado a la unión provoque la rotura de la junta al sobrepasar la presión capaz de soportar el material.

Para el caso de los sellantes de tipo adhesivo, estos tienen un amplio desarrollo en cuanto a tipos de sellantes los cuales pueden ser anaeróbicos o con distintos tipos de curado y con un amplio campo de aplicaciones, además de permitir un sellado que asegura rellenar todos los espacios existentes entre las caras en unión y de tener una mayor versatilidad en términos de aplicación que las juntas, al poder ser aplicado a las caras de la junta previo al ensamblaje o incluso permitiendo aplicarse en el contorno de la unión con esta ya ensamblada, también existe menores posibilidades de deterioro del sellante debido a condiciones ambientales que lo hagan perder sus propiedades. Por otra parte, uno de los principales inconvenientes es la remoción del sellante, para lo cual es necesario aplicar cierto nivel de esfuerzo que haga ceder la unión (esto una vez que los pernos ya han sido quitados), para posteriormente remover los residuos del adhesivo y poder aplicarlo nuevamente.

Para el caso de este proyecto siempre se debe tener presente que se trata de un módulo destinado para un bote de uso recreativo, un módulo que puede ser de uso ocasional, donde además uno de los principales inconvenientes asociados a este tipo de propulsión que contempla una canalización de aguas, es que se produzca una obstrucción del ducto o de algunos de los elementos internos del sistema propulsivo, problema poco recurrente en los sistema propulsivos tradicionales (con hélice expuesta), pero con el cual se debe lidiar remotamente en este tipo de propulsión, es por ello que en caso de ser necesaria la remoción de alguna de las bridas del conjunto no resulta conveniente optar por un sellante de tipo adhesivo, ya que dificultaría el desarme y sería una dificultad no deseada para el uso de una embarcación cuyo propósito es brindar una experiencia grata de entretenimiento, además se debe recordar que existen bajos requerimientos en términos de presión que pueden ser fácilmente cubiertos por una junta de caucho. Es por ello que la mejor opción del caso sería el uso de juntas de caucho las cuales son capaces de soportar presiones de hasta 10 [bar] (AW

Chesterton Company, 2012), muy por sobre las presiones internas de funcionamiento del módulo, lo mismo ocurre para el rango de temperatura de funcionamiento de la junta el cual cubre de sobremano la temperatura a la cual estará el flange, donde la principal precaución que se debe tener respecto a las juntas es referente a la condición y el desgaste de ésta, la cual se puede ver muy mermada en caso de que la embarcación pase por un tiempo prolongados de desuso, haciendo que la junta se torne quebradiza si las condiciones en que se mantuvo no son las adecuadas.

Tabla 16: Datos técnicos junta de caucho para bridas.

Límite de Temperatura: 80 [°C]	
Límite de Presión: 10 [bar]	
Resistencia a la Tensión: 69 [bar]	

Fuente: **(AW Chesterton Company, 2012)**.

Es necesario señalar que la incidencia del uso de juntas de caucho no es considerada en los cálculos realizados para la selección de los pernos de fijación, esto es porque la rigidez de la junta respecto la de los otros elementos en sujeción es tan pequeña que para los efectos prácticos de cálculos de la relación de resorte de los elementos en sujeción, k_m , es despreciable **(Budynas y Nisbett, 2011)**.

4.1.2 Sistema de acople

Un siguiente punto de relevancia ya en la instalación del conjunto es el sistema de acoplamiento usado para conectar el eje propulsor del módulo con el eje conductor proveniente del motor, esta unión es fundamental para el correcto funcionamiento del sistema diseñado, ya que un sistema de acoplamiento deficiente puede generar desde vibraciones

hasta daños en los equipos, es por esto que la selección e instalación del acople escogido debe ser realizado con un grado de meticulosidad que respete las tolerancias permisibles del sistema de acople.

De entre las principales opciones de acople para sistemas de propulsión waterjet todos son de velocidad constante, habiendo un traspaso directo de torque y potencia desde el eje conductor (motor) al conducido (eje del sistema), para esta tarea las opciones son utilizar un eje intermedio con juntas universales o en su defecto una unión por un cardan, este tipo de unión trae consigo una serie de beneficios al simplificar notoriamente la tarea de alineamiento de los eje conectados, lo que provoca a su vez una reducción de ruidos y vibraciones (**Figura 51**). La segunda opción es el uso de acoples directos con topes de goma también llamado acople flexible, pero donde es necesario procurar una instalación que se encuentre dentro de las tolerancias permisibles del acople, siendo necesario un correcto alineamiento de los ejes en unión, aun así, sigue siendo una muy buena opción al incorporar elementos de goma en el acople que resultan muy eficaces en la eliminación y disminución de vibraciones, razón por la que es de los sistemas de acople más utilizados (**Figura 52**).

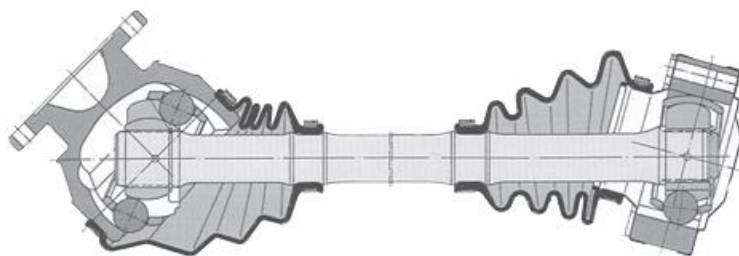


Figura 51: Acople por eje intermedio con uniones de tipo rotula.

Fuente: (Alamarin-Jet Oy, 2006).



Figura 52: Acople con insertos de goma.

Fuente: (Alamarin-Jet Oy, 2006).

La decisión final sobre el sistema de acople utilizado no será parte de este trabajo al igual a lo planteado con el sello, dado que si bien se tiene un claro panorama del dimensionamiento y disposición que tendrá el módulo waterjet al interior del bote, eso no ocurre para el motor que se utilizara para propulsar el módulo, decisión que no se encuentra dentro del alcance de este trabajo y que será decisión del proyectista al momento de concretar este trabajo, es por esto que se darán los principales lineamiento de las dos alternativas más importantes, ya señaladas, para así dejar la decisión final en manos del proyectista. Además, las opciones propuestas no contemplan el uso de una caja intermedia de engranajes, priorizando por la opción de un acople de velocidad constante.

Los sistemas de acople con elementos de goma intermedio si bien tienen un grado de permisibilidad en cuanto a desalineamiento ya sea axial, radial o angular, esta permisibilidad se va reduciendo a medida que aumenta el número de rpm de trabajo del acople, teniéndose para distintas marcas, que para velocidades de rotación de 3000 rpm (velocidad a la que operara el módulo diseñado), las tolerancias permisibles ya son del orden de hasta seis milímetro para desalineaciones axiales o radiales y de 4° grado para angular, valores considerados para acople con un torque menor a 14000 [Nm] (SKF, 2018), si bien son tolerancias un tanto holgadas es necesario el uso de plantillas o relojes comparadores para acoplar correctamente los ejes. Otra de las consideraciones para tener en cuenta es la forma de instalación donde las principales opciones son mediante abrazaderas, acoples por casquillo cónico, por pernos de fijación y existen también algunos que contemplan el uso de chavetas, para lo que se necesitaría intervenir el eje, cualquier intervención al eje debe ser estudiada para verificar que no generara una falla mayor. Para el correcto análisis se debe tener en

cuenta además que durante las puestas en marchas y detenciones del motor pueden existir picos de torque (es por este motivo que en el análisis de falla del eje se trabajó en base al torque máximo generado por el motor , incluso a las rpm que no son las de velocidad crucero), además se pueden generar vibraciones en determinadas rpm al pasar por puntos de resonancia, fenómeno que se puede ser realizado por los desalineamientos existentes siendo primordial mantenerlos bajo los límites permisibles, siguiendo los consejos del fabricante.

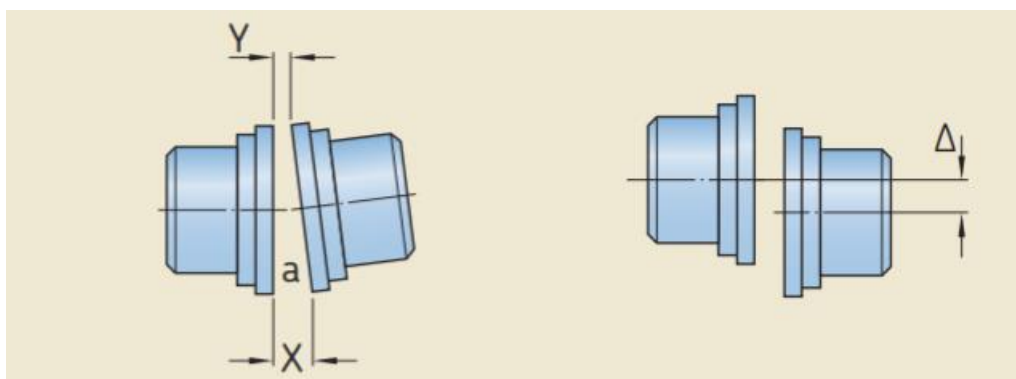


Figura 53: Desalineamiento angular y radial de ejes acoplados.

Nota: A la derecha se ilustra el desalineamiento radial mientras que a la izquierda el angular (SKF, 2018).

Por otra parte se tiene la segunda opción más usada que considera el uso de un eje intermedio con extremos de acople con algún sistema de articulación, mediante rotula o extremo articulados como un eje cardan, esta opción debiese ser considerada cuando la separación entre los eje sea relevante y cuando el alineamiento no es posible, siendo necesario un eje intermedio que compense esta diferencia, además se deben tener las consideraciones básicas como el número de rpm máximas para las que está diseñado el acople, así como el torque nominal y máximo.

4.1.3 Plantilla de instalación

Para posibilitar la instalación del sistema en el bote, será necesario hacer modificaciones en el casco debiendo recortar éste. Para colaborar con la instalación del módulo se utilizará una plantilla de montaje que facilite el calce del módulo propulsivo en el casco ya recortado.

Dado que el casco es de armazón de aluminio la plantilla deberá ser del mismo material. En tanto para su instalación se debe considerar que esta debe ser soldada ya que la mayoría de este tipo de plantillas utilizadas son de instalación permanente, lo que a su vez favorece la estanqueidad.

La configuración de la plantilla debe considerar la curva natural del casco, que para la sección donde deberá ser instalada (entre el fondo y la cara posterior del casco) será de una plancha de aluminio plegada que considere el ángulo del 2° que tiene el espejo del bote respecto de la horizontal, de igual manera debe considerar la forma del ducto (primer flange del ducto de entrada del módulo diseñado) para facilitar su instalación, así como contemplar el espesor del casco en dicho lugar del casco de 10 milímetros.

La decisión final de la forma de instalar el sistema diseñado al bote es decisión del proyectista que instale el sistema, aun así debe considerar el peso de los componentes involucrados y las fuerzas relativas al funcionamiento del bote, si bien estas no pueden ser despreciadas, estas son medidas y no debiesen provocar una falla en la unión de la plantilla con el casco, más aun considerando que las planchas tienen un espesor de 10 milímetros y que los cordones de soldadura pueden tener una altura de 5 milímetros o más (considerando un empalme que debe tener el casco y la plantilla en los contornos que serán unidos para favorecer la soldadura).

En caso de que este trabajo sea utilizado como guía, puede ser que se instale un módulo de este tipo en botes de madera, fibra de vidrio o algún otro polímero, en dicho caso si se utiliza una plantilla esta puede ser instalada con distintos adhesivos presentes en el mercado, específicos para esta tarea, donde la principal preocupación debe ser asegurar la estanqueidad ya que como se señaló las fuerzas son menores respecto de las fuerzas que son

capaces de soportar los adhesivos o soldadura, aun así queda a criterio del proyectista que tipo de unión utilizar.

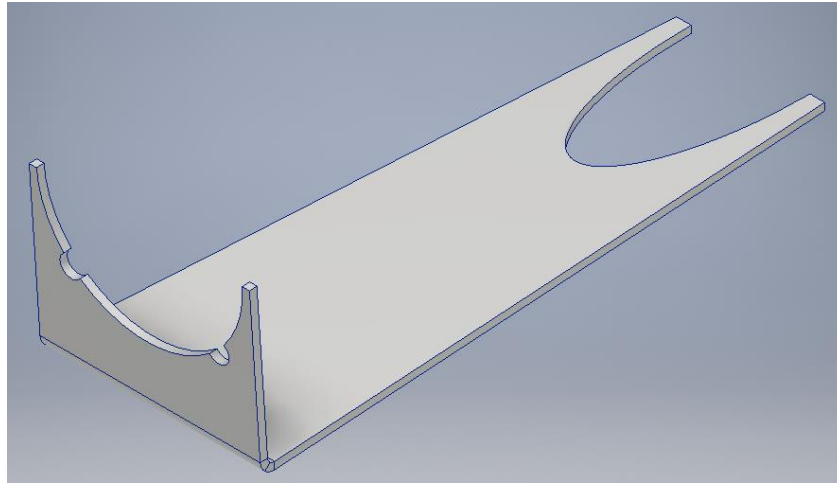


Figura 54: Plantilla de montaje.

Nota: diseño realizado en Inventor Professional 2018.

4.1.4 Rastrillo de hierba

Dado que todos los módulos waterjet están diseñados para permitir navegar en agua poco profundas, es que se debe prevenir el ingreso de algas o elementos que se puedan hallar en estas agua, lo cual se logra mediante la incorporación de una *rejilla de hierbas*, que consta de una serie de cuchillas o placas alargadas que impiden el ingreso de elementos de dimensiones importantes (respecto del diámetro de entrada) o que ingresen algas que puedan enredarse en el rotor y estator (de ahí su nombre), la incorporación de este tipo de elementos en la entrada provoca pérdidas difíciles de determinar pero que no pueden ser despreciadas , es por ello que en el segundo capítulo de este trabajo se calcularon las principales pérdidas del ducto de entrada en base al coeficiente empírico ξ sugerido por **Allison (1993)**.



Figura 55: Rejilla de hierba.

Nota: Diseño realizado en Inventor Professional 2018.

4.2 Sistema de gobierno

4.2.1 Tobera movil

El direccionamiento del bote está determinado completamente por el accionamiento de la tobera movil y por como desvía el chorro de salida, es por ello que la forma en que será accionado este elemento es relevante.

Existen distintas posibilidades para accionar este componente, pudiendo ser a través de un sistema hidráulico o uno mecánico. En cualquier caso, se requiere de un método accionador que estará directamente asociado al manubrio del bote, el método accionador para un sistema hidráulico consta principalmente de una bomba hidráulica manual (bomba orbitrol, para los sistemas más sencillos) la cual al girar el manubrio bombea progresivamente aceite hidráulico, en tanto un sistema mecánico consta generalmente de un timón con sistema de engranajes internos que transmiten la fuerza a través de un cable. Luego de ser accionada la bomba o el timón con engranes, la presión (para el caso de un sistema hidráulico) o la fuerza (para el caso de un sistema mecánico) es transmitida hasta el actuador que se conecta al elemento dirigido, tobera movil en este caso.

Ambos sistemas presentan ventajas y desventajas, pero la principal consideración para determinar qué sistema usar por sobre el otro lo dan los mismos fabricantes y proveedores de estos sistemas de dirección, y es en base al nivel de esfuerzos o fuerzas que deben transmitir, en base a ello es que realizan una aproximación más sencilla para precisar cuándo usar un sistema u otro, es así que para botes de más de 80 [km/h] o de más de 150 [hp] se recomienda el uso de dirección hidráulica, si bien son datos utilizados como guía, aun así existen sistemas de dirección hidráulica que pueden ser utilizados para bote desde 50 [hp]. En base a los requerimientos del bote y de las fuerzas asociadas a la tobera móvil es que la mejor opción será un sistema mecánico, además los sistemas hidráulicos funcionan con un llenado progresivo del cilindro actuador, tardando entre 4 y 8 vueltas del manubrio llenar el actuador con el aceite hidráulico requerido para llegar a las posiciones extremas de viraje de la tobera móvil, en este caso, esto hace que sean sistemas más lentos de accionar, en tanto los sistemas mecánicos requieren de dar entre 2.6 y poco más de 4 vueltas del manubrio para ir de extremo a extremo en el accionamiento del elemento dirigido.

De los sistemas mecánicos si bien todos consisten en engranes que mueven un cable que transmite la fuerza estos pueden variar de acuerdo con el número de engranes o si utiliza una cremallera. El número y tamaño de los engranes tiene directa incidencia en el nivel de esfuerzos que deberá soportar el timón y las fuerzas que deberá ejercer el conductor para virar el bote, es así que para los timones asociados a una cremallera requieren de menores esfuerzos por parte de quien maneja al tener un engrane más pequeño, pero por otra parte se requiere de un mayor espacio en el tablero dado que su tamaño es mayor al ocupado por los timones más simples.

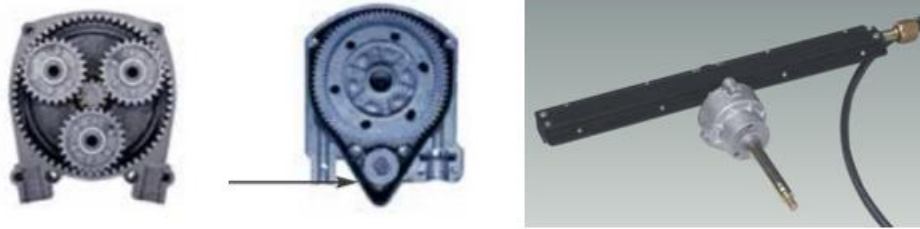


Figura 56: Principales configuraciones de timones de direcciones mecánicas.

Nota: Las dos principales ramas son aquellos que funcionan con cremallera (a la derecha) y los con conjunto de engranaje pudiendo ser con uno o tres puntos de contacto (Uflex, 2016).

De los principales timones mecánicos el más típico es el de triple engrane, aunque se recalca que el por cremallera es que tiene mejor desempeño, dado que generalmente este tipo de sistemas son encontrados como conjunto es que en la mayoría de los productos disponibles el cable transmisor de fuerza tiene en su extremo de acople una carrera máxima de 228 milímetros, si se considera esto y que la tobera móvil debe virar en $\pm 30^\circ$, es que el brazo volante de la tobera deberá tener un largo de los mismos 228 milímetros para aprovechar la carrera total que puede desarrollar el cable y a la vez reducir la fuerza necesaria por el cable para equiparar el torque que genera la fuerza que surge al desviar el chorro de agua de aproximadamente 2500 newtons.

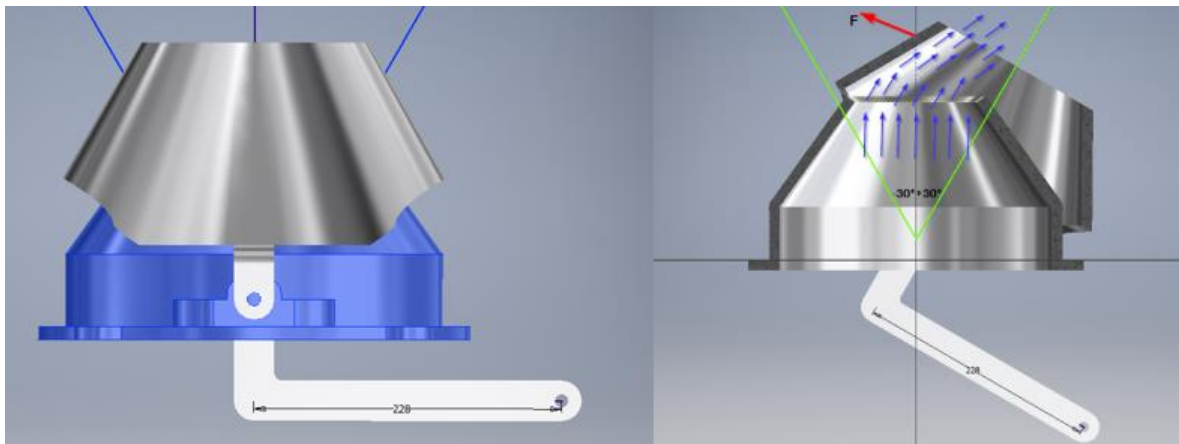


Figura 57: Fuerza asociada al accionamiento de la tobera móvil.

Nota: Imagen obtenida del diseño final realizado en Inventor Professional 2018.

La fuerza ya mencionada y la configuración de la tobera móvil generan un torque de 130 [Nm] en torno al eje de los apoyos, lo que se traduce en que el cable deberá transmitir una fuerza de a lo menos 660 [N], considerando el brazo volante de la tobera móvil y el ángulo con que puede ser aplicada la fuerza del cable.

La fuerza suministrada por el cable debe ser provista por el manubrio lo que origina que se deba aplicar una fuerza unos 200 [N], esto considerando que el torque transmitido por los engranes del timón es equivalente al torque aplicado por el conductor en el manubrio y que el radio del engrane es de alrededor de 3 centímetros y que el manubrio es de 20 centímetros de diámetro, medida mínima sugerida para manubrios acoplados a timones de triple engranaje (**Uflex, 2016**).

En caso de optar por un timón con cremallera, la fuerza necesaria será menor, ya que el diámetro del engrane usado en dicho caso es menor lo que se traduce en un menor torque a compensar por parte de la fuerza aplicada por el conductor al manubrio. La fuerza también puede ser reducida al utilizar un manubrio de mayor diámetro, que puede ser de hasta 400 milímetros para un timón de triple engrane, de acuerdo con las recomendaciones de distintos fabricantes (**Uflex, 2016**).

Una de las problemáticas asociadas a la incorporación de cualquier sistema de gobierno es el asegurar la estanqueidad ya que deberá haber una conexión entre el interior del bote y el exterior (salvo que el brazo volante este al interior o fuera del agua como el caso de los motores fuera de borda), este problema puede ser solventado con el uso de juntas de estanqueidad y adicionalmente se pueden utilizar juntas de tipo fuelle para evitar cualquier tipo de filtración.

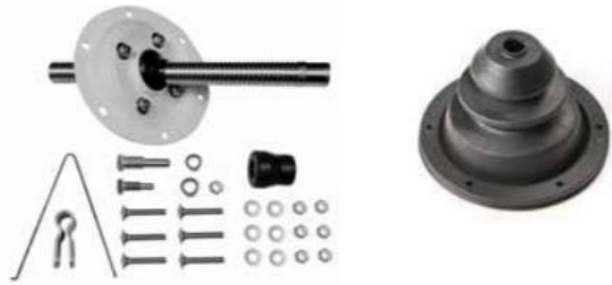


Figura 58: Juntas de estanqueidad para cables de dirección.

Fuente: (Bainbridge, 2017).

El movimiento del brazo móvil de la tobera también puede ser efectuado con el uso de brazos intermedios, lo que dependiendo del desplazamiento requerido y del dimensionamiento de los brazos intermedios puede traer beneficios como el maximizar el torque realizado por la fuerza transmitida por el cable, esta situación no es requerida en este caso dada la magnitud de las fuerzas involucradas.

4.2.2 Deflector inversor

El accionamiento del deflector no es tan fácil de realizar a diferencia de la tobera móvil, ya que el direccionamiento de los botes es un campo abordado por distintas marcas que ofrecen kits completos de gobierno siendo necesario solo hacer las modificaciones necesarias a la tobera móvil, esto no ocurre de igual manera con el frenado de botes, habitualmente no existen sistemas de frenado para botes y un buen navegante tiene la capacidad de estimar cuando reducir la velocidad para frenar el bote en unos cuantos metros más. La incorporación de la cuchara deflectora posterior al chorro de salida permite un frenado rápido al producir un empuje negativo, como ya se señaló en el capítulo 2.

Para accionar este elemento se requerirá de un sistema que equipare cualquier fuerza o torque que provoque el agua que es desviada por la cuchara. Esto puede ser logrado con un sistema mecánico, pero en caso de requerir una fuerza importante, está no puede ser efectuada

por un timón asociado a un manubrio como el utilizado para accionar la tobera móvil, ya que el frenado debe ser más rápido que el viraje. Si se utiliza un sistema mecánico deberá existir una palanca manual o pedal que haga bajar el deflector para oponerse al chorro, en caso de que el chorro salga a velocidad constante ejercerá una fuerza constante que empujara al deflector hacia arriba, apartándolo de su posición en que obstruye el chorro.

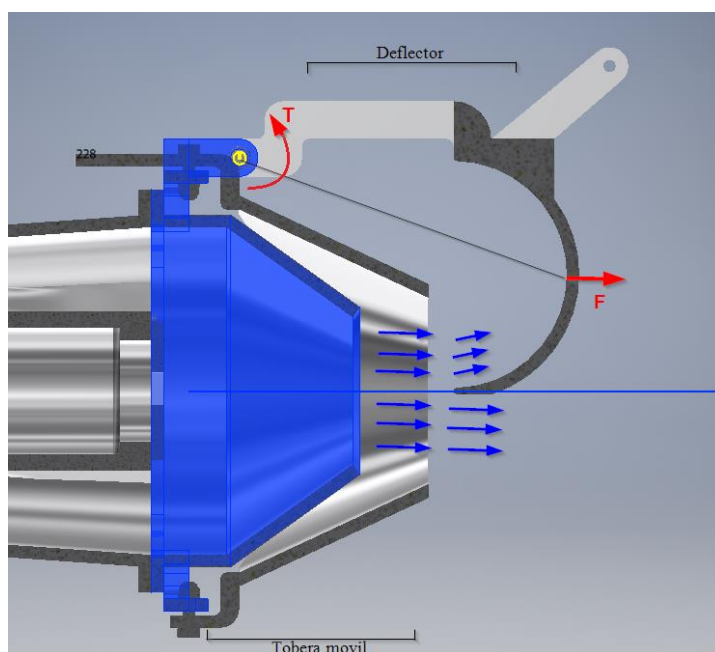


Figura 59: Fuerza asociada a la desviación del agua provocada por el deflector.

Nota: El componente en azul corresponde a la tobera fija directamente asociada al módulo, en tanto la fuerza F genera el torque T (señalado en la figura) respecto de los apoyos señalizados en amarillo.

Considerando que la fuerza en el caso más crítico es de alrededor de $2400 [N]$, esta provoca en dicho caso un torque de alrededor de $230 [Nm]$ que deberá al menos ser igualado por el sistema de accionamiento.

En caso de utilizar un sistema mecánico el cable deberá soportar una fuerza de unos $2800 [N]$, esto considerando el brazo de acople con el sistema accionador pensado para el deflector (el cual se puede apreciar en la **Figura 59** sobre el deflector), dicha fuerza debe ser

efectuado manualmente o por pedal pudiendo disminuir dicha fuerza acorde al largo del brazo asociado a tal palanca o pedal, pero surge el problema de que no existen cables o sistemas específicos para este tipo de aplicaciones. Mientras que un sistema hidráulico es más aplicable considerando que existen bombas y actuadores de simple efecto que pueden ser utilizados para este caso, similar al accionamiento de los frenos de un vehículo.

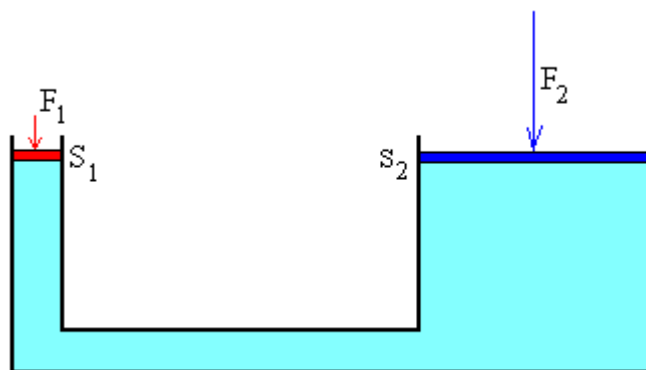


Figura 60: Funcionamiento de prensa hidráulica.

Fuente: (García, 2010).

Cualquier sistema hidráulico funciona en base a la transmisión de presión, desde que la fuerza es aplicada a una bomba hasta que llega a un actuador que ejerce la fuerza y recorrido necesario. Dado los cilindros existentes para este tipo de aplicaciones es que se deben utilizar cilindros (tanto el utilizado como bomba como el actuador) con pistón de igual diámetro ya que el utilizar un pistón de menor diámetro en el cilindro actuador, en post de ganar algo más de desplazamiento, se traduce en la necesidad de aplicar una mayor fuerza en el vástago de la bomba, esto puede ser mejor explicado considerando que el conjunto accionador del deflector funciona como una prensa hidráulica (**Figura 60**) donde una fuerza inicial F_1 en un área S_1 (que para el caso particular puede ser considerada como el área del pistón del cilindro usado como bomba) genera una presión que se transmite hasta un cilindro actuador para a través de su pistón de área S_2 ejerza una fuerza F_2 .

El sistema hidráulico pensado para este punto consiste en cilindros de igual pistón, con carrera o trayecto efectivo de a lo menos 36 milímetros, tanto la bomba como del cilindro

esclavo (actuador) son cilindros de simple efecto, ambos consisten en cilindro con un compartimiento interior que en el caso de la bomba contiene el fluido hidráulico, el cual es desplazado para fluir luego de presionar el vástago, una vez que la fuerza a dejado de ser aplicada el resorte interno hace volver el vástago a su posición inicial permitiendo a la vez el retorno del fluido antes expulsado, mientras que el cilindro esclavo es un cilindro ahuecado vacío el cual es llenado progresivamente con fluido hidráulico suministrado por la bomba en este caso, desplazando en conjunto el vástago. Una vez que el fluido pierde presión y la fuerza asociada al resorte interno del cilindro esclavo se hace mayor que dicha presión, el pistón interno retorna a su posición original devolviendo el fluido que antes llenaba al cilindro al sistema hidráulico que lo proveía.

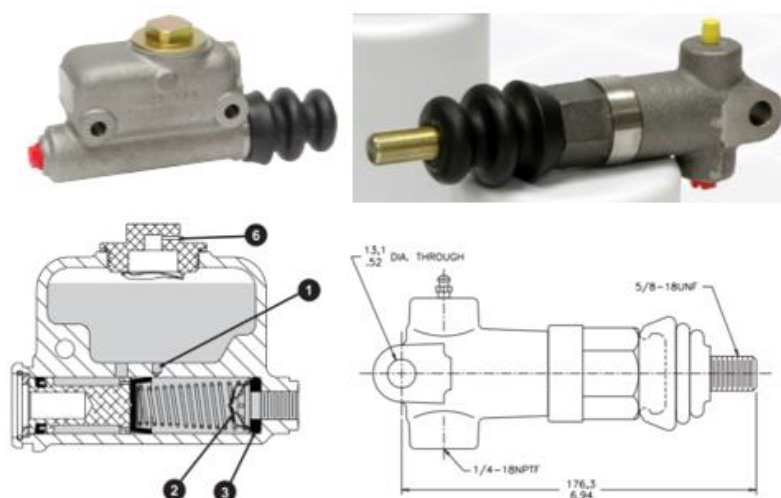


Figura 61: Bomba hidráulica y cilindro actuador tipo para este tipo de aplicación.

Nota: Bomba hidráulica a la izquierda (MICO Inc., 2017), cilindro esclavo o actuador a la derecha (MICO Inc., 2014), con esquema general de cada uno de estos, las distancias señaladas en milímetros y pulgadas (ubicadas las primeras por sobre de las segundas).

El sistema interno de la bomba es un tanto más complejo que el del actuador, al tener incorporado una válvula y un acumulador, la válvula residual impide el retorno de fluido una vez que el vástago ha sido presionado y que la presión ejercida ha bajado, manteniendo bloqueado el retorno del fluido, es por ello que suele ser suprimida en ciertas aplicaciones

como es este caso, mientras que el acumulador incorporado, conectado al aire, ayuda a regular las diferencias de presión que surgen al haber un vaciado de la bomba durante su accionamiento al ésta.

En términos de fuerzas y presiones involucradas en este subsistema, el cilindro esclavo deberá aplicar una fuerza unos 2800[N], considerando una estructura de soporte de este cilindro a 360 milímetros de la primera brida y a 485 milímetros del fondo del bote, la estructura auxiliar que soportara el cilindro actuador debe considerar la forma del casco así como las adaptaciones que se le han hecho al mismo para instalar el sistema propulsivo, es por ello que solo se sugieren las cotas del punto sobre el cual pivoteara el actuador con el fin de ejercer la fuerza de mejor manera y que la carrera del vástago sea aprovechada de la mejor manera. Con dicha fuerza y considerando que el diámetro del pistón tanto de la bomba como del cilindro esclavo fuese de una pulgada, la presión transmitida será de 5.53 [MPa] (55.3 [bar]), por debajo de los 103 [bar] permisible para cilindros más frágiles que los pensados para esta aplicación.

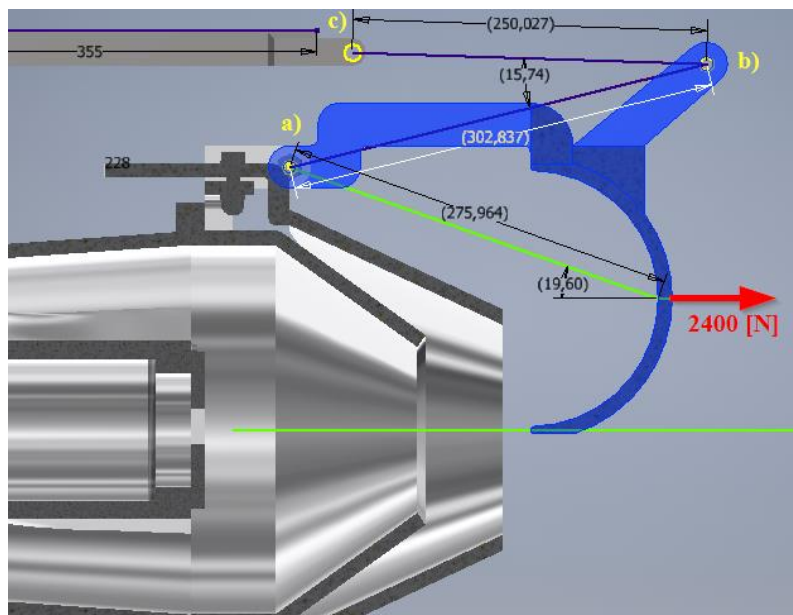


Figura 62: Diagrama de disposición de la estructura de apoyo para el cilindro esclavo.

Nota: Imagen obtenida del diseño previo en el software Inventor Professional 2018, se referencian las fuerzas actuantes y sus posiciones respecto de *a*), como el punto de pivote del scoop (elemento azul), *b*), lugar donde conecta el vástago del cilindro actuador con el scoop y *c*), como el eje donde el mismo cilindro actuador estará situado en una estructura auxiliar. Todas las dimensiones en milímetros.

Dado que la bomba tiene un pistón de igual diámetro, la fuerza que deberá ser ejercida para accionar el deflector debe ser los mismos 2800 newtons, la cual puede ser reducida si es accionada mediante pedal con una relación de largos de 6, relación de largos típica de pedales y que puede ser mejor comprendida a partir de la **Figura 63** (las relaciones típicas de pedal son de 4.1 a 4.5, con relaciones máximas de alrededor de 6 dependiendo del fabricante). Con esto la fuerza que deberá ser ejercida por el pie del conductor deberá ser de unos 470 newtons, que se encuentran dentro del rango de fuerza aplicable por un pie en un pedal que va entre los 300 y 550 [N] según el trabajo de **Ramos (2013)**, esto ultimo confirma la decisión de utilizar un pedal ya que el nivel de fuerza que debería ser aplicada con una palanca haria que el largo de ésta fuese excesivo con tal de poder ser desplazada en forma manual.

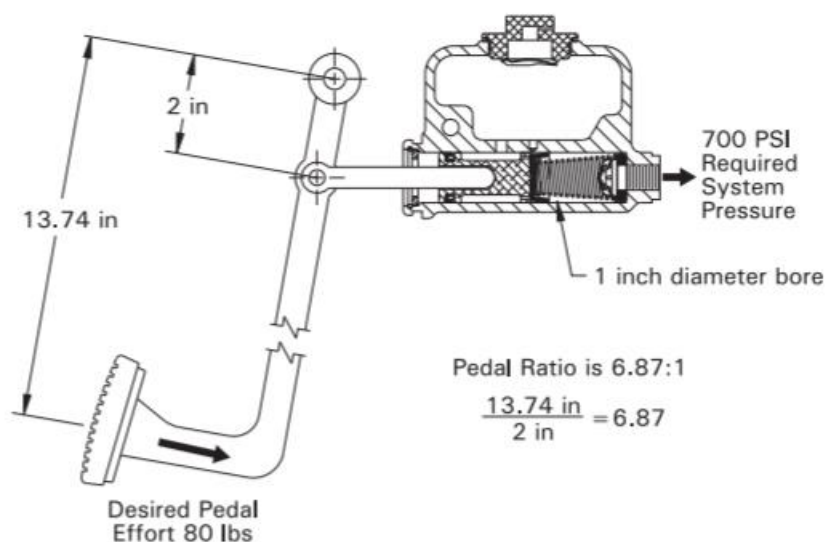


Figura 63: Ejemplo del cálculo de la relación de largo de pedal.
Fuente: (MICO Inc., 2017, pág. 10).

Conclusiones

El trabajo planteado es la culminación de meses de trabajo, de ensayo y error, el cual culmina con el diseño final y planos del sistema propulsivo waterjet que permitirá impulsar y manejar un bote recreacional, este fue el objetivo y eje central de este trabajo donde cada pequeño avance y aprendizaje fue en pos de este.

Para lograrlo fue necesario en primera instancia realizar un estudio bibliográfico para conocer el desarrollo de este tipo de propulsión, así como comprender la teoría hidráulica que hay detrás, este entendimiento permitió comprender como el variar distintos parámetros dentro del diseño permitirían cubrir las necesidades puntuales del caso de una mejor manera.

Una vez que ya se tuvo la configuración base que tendría el módulo propulsivo se analizaron los elementos mecánicos vitales para el correcto funcionamiento del conjunto aplicando distintas teorías de modos de falla y considerando aquellos casos más críticos.

Ya acercándose al final del trabajo se seleccionaron los componentes y se realizaron algunas incorporaciones adicionales al diseño base para configurar el sistema de gobierno que debiese ser instalado para manejar los componentes directrices del módulo y bote.

Para llevar a cabo todos los objetivos y superar todos los pequeños inconvenientes que surgieron en este diseño fue necesario recordar y refrescar aprendizajes adquiridos durante los años de formación como ingeniero civil mecánico, así como en algunos casos fue necesario también ir más allá y adquirir nuevos conocimientos aplicables a este trabajo. En el trabajo realizado la principal problemática fue que se debió contemplar múltiples variables para poder llegar al diseño último, esto por la generación de un boceto compuesto de múltiples elementos y componentes seleccionados que hacen que exista una inevitable interdependencia de unos con otros, lo que hace que el diseño de un componente puntual deba contemplar la configuración de elementos vecinos, las tolerancias permisibles o incluso factores no tan evidentes a simple vista como la incidencia que puede tener el peso de los elementos en el diseño de otro. Todo esto hace que la labor de diseño sea mucho más laboriosa de lo que puede parecer en un principio, a esto se le agregó que fue necesario barajar distintas posibilidades respecto a ciertos parámetros y componentes, las cuales podían ser descartadas o confirmadas solo una vez que eran aplicadas al diseño.

Si bien hubo complejidades inevitables durante el proceso de diseñado, estas también generan un aprendizaje constante, que permiten que el diseño a lo largo del tiempo se haga fluido, permitiendo visualizar inconvenientes no contemplados a primera vista y haciendo que el resultado final sea mucho más detallado, abarcando consideraciones más específicas que podrán facilitar la implementación final del trabajo hecho.

Para el diseño si bien es necesaria la autocrítica y el proceso de aprendizaje, es fundamental la guía facilitada por ingenieros que comparten su conocimiento y experiencia, para guiar y mejorar este trabajo, además de motivar el constante aprendizaje sin necesariamente dar solución a los problemas que surgieron, sino más bien dando una orientación o permitiendo ver el problema desde un foco distintos sobre cómo proceder en el caso.

Si bien el resultado alcanzado, garantiza cumplir todos los requerimientos propuestos por el caso original aún quedan muchas aristas que pueden ser estudiadas en post de este trabajo, como utilizar un método distinto para la selección de la configuración de la geometría del módulo la cual fue realizada en base a lograr un menor requerimiento de potencia por parte del sistema propulsivo. De igual forma un análisis puntual sobre el desempeño de ciertos componentes como el rotor, estator o scoop, pueden ayudar a optimizar estos componentes y a la vez el conjunto. Y por último durante el desarrollo de este trabajo también fue planteado por los ingenieros consultados la realización de mejoras al sistema de base, revisando la opción de hacer cavitación el módulo para verificar si es posible lograr mejores desempeños o aprovechar la propia velocidad del bote para una posible canalización de aire que complemente la propulsión. Todos estos puntos y muchos otros son una excelente oportunidad de estudio, que pueden complementar y mejorar el trabajo realizado hasta estas conclusiones.

Referencias

- Alamarin-Jet Oy. (2006). <https://alamarinjet.com>. Obtenido de https://alamarinjet.com/wp-content/uploads/2019/10/Installation-manual-AJ-160-180-185-230-Ver.-1.4_low.pdf
- Allison, J. (1993). Marine Waterjet Propulsion. *SNAME*, 275-335.
- AW Chesterton Company. (Octubre de 2012). <http://www.chesterton.cl>. Obtenido de http://www.chesterton.cl/ficha/ES73972_PackingCat.pdf
- Azevedo, J. (1998). *Manual de Hidraulica*. Sao Paulo: Edgard Blücher Ltda.
- Bainbridge. (2017). BD1 Steering & controls. *Mechanical & Hydraulic steering, Manual & electronic controls - control cables*. Southampton, Hampshire, UK.
- Bohl, W. (1991). *Strömungsmaschinen 2 Berechnung und Konstruktion*. Würzburg: Vogel.
- Budynas and Nisbett, R. (2011). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. New York: Mcgraw-Hill/Interamericana.
- Castoldi Company. (s.f.). <https://www.castoldijet.it>. Obtenido de <https://www.castoldijet.it>: <https://www.castoldijet.it/about-us/history/>
- Cengel y Cimbala. (2006). *Mecanica de Fluidos Fundamentos y Aplicación*. Mexica D.F.: MC Gra-Hill Interamericana.
- Compañía general de aceros S.A. (noviembre de 2006). Aceros Inoxidables austeníticos. *Aceros Inoxidables austeníticos*. Bogotá, Colombia.
- Eslamdoost, A. (2014). *The Hydrodynamics of Waterjet/Hull Interaction*. Gothenburg, Sweden: Department of Shipping and Marine Technology Chalmers University of Technology.
- García, A. F. (2010). *Prensa hidráulica*. Obtenido de Prensa hidráulica: <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/fluidos/estatica/prensa/prensa.htm>
- Gerr, D. (2001). *Propeller handbook*. Camden, Maine EEUU: International marine.

- Ghadimi, Shademani and Fard, P. (2013). "Performance Assessment of the Waterjet Propulsion System through a Combined Analytical and Numerical Approach.". *International Journal of Physics* 1(2), 22-27.
- Ghassemi and Kohansal. (2010). Hydrodynamic Analysis of Non-Planing and Planing Hulls by BEM. *Scientia Iranica*, 17, 41-52.
- Hamiltonjet. (2019). *WATERJET HISTORY*. Obtenido de WATERJET HISTORY: <https://www.hamiltonjet.com/global/waterjet-history>
- i Roig, J. (2015). *Estimación y comparación de la resistencia al avance de embarcaciones rápidas con formas de pantoque redondeado mediante diferentes métodos numéricos*. Cartagena, España.
- Iñesta i Solà, V. (2014). *Estudio del sistema propulsivo waterjet*. Barcelona: Universidad Politècnica de Catalunya.
- Kim, H. (1964). *Hydrodynamic Aspects of Internal Pump Jet Propulsion*. Ann Arbor: University of Michigan.
- MICO Inc. (24 de Septiembre de 2014). *Hydraulic Slave Cylinders and Wheel Cylinders*. Obtenido de Hydraulic Slave Cylinders and Wheel Cylinders: https://www.mico.com/sites/default/files/document-pdfs/80100001Hydraulic%20Slave%20Wheel%20Cylinders_0.pdf
- MICO Inc. (4 de Abril de 2017). *Hydraulic Master Cylinders*. Obtenido de Hydraulic Master Cylinders: <https://www.mico.com/sites/default/files/document-pdfs/84001001Hydraulic%20Master%20Cylinders.pdf>
- Molchanov, B. (2018). *Benchmark Testing of Spray Deflection Technologies for High-Speed Planing Craft*. STOCKHOLM, SWEDEN.
- Organización Internacional de Normalización. (2020). *Fasteners - Mechanical properties of corrosion-resistant stainless steel fasteners (ISO 3506-1:2020)*. Obtenido de <https://www.iso.org/standard/70045.html>
- Pilkey and Pilkey, W. (1997). *Peterson's stress concentration factors*. New York: Wiley-Interscience Publication.

- PYI inc. (2020). *PSS SHAFT SEALS*. Obtenido de PSS SHAFT SEALS:
<http://www.shaftseal.com>
- Quispe, P. R. (2017). 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, Ecuador.
- Ramos, L. P. (2013). Diseño del sistema de frenado para un. Sevilla, Sevilla, España: Dep. Ingeniería mecánica y de fabricación Escuela Técnica Superior de Ingeniería Universidad de Sevilla.
- Ríos, R. (2010). *ANÁLISIS NUMÉRICO DEL TRIMADO DINÁMICO EN UN CASCO DE SEMI-PLANEADO*. Valdivia, Chile.
- SKF. (2015). <https://www.skf.com>. Obtenido de <https://www.skf.com>:
https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-bearings_tcm_201-121486.pdf#cid-121486
- SKF. (2018). *SKF Couplings*. Obtenido de SKF Couplings:
<https://www.skfptp.com/Publications/DownloadFile?document=Downloads%2FCatalogues%2FSKF%20Couplings.pdf>
- Stepanoff, A. J. (1957). *Centrifugal and Axial flow pumps, theory, desing, and application* . ASME.
- Uflex. (2016). Uflex 16 . *Driving the future of boating*. Sarasota, Florida, USA.
- van Manen, van Oossanen and Vorus, J. (1988). *Principles of Naval Architecture Second Revision*. The society of naval architects & marine engineers.
- Yanmar. (2019). www.yanmar.com. Obtenido de www.yanmar.com:
<https://www.yanmar.com/marine/product/engines/4jh4-te/>
- Zamora y Viedma. (2016). *Máquinas Hidráulicas*. Cartagena, España: Universidad Politécnica de Cartagena.

Anexos

Tabla 17: Planilla resumen de la selección del diámetro de entrada y salida del sistema diseñado.

	Diámetro ducto de entrada de impulsor [m]	Caudal [m ³ /s]	Velocidad chorro de salida [m/s]	Diámetro tobera [m]	Diámetro Especifico Diagrama de Cordier	Rotor [m]	Estator [m]	Altura de bombeo [m]	Pot. hidráulica [W]
Configuraciones consideradas para un motor diesel	0,170	0,333	19,027	0,149	1,400	0,259	0,297	11,417	37229
	0,165	0,313	19,296	0,144	1,400	0,248	0,285	11,894	36534
	0,160	0,295	19,590	0,138	1,500	0,254	0,292	12,685	36640
	0,155	0,277	19,913	0,133	1,500	0,242	0,279	13,282	36003
	0,150	0,259	20,269	0,128	1,600	0,246	0,283	14,196	36039
Empuje [N]	0,145	0,242	20,663	0,122	1,600	0,234	0,267	14,962	35494
	0,140	0,226	21,100	0,117	1,600	0,222	0,260	15,813	34970
1450 [N]	0,135	0,210	21,586	0,111	1,700	0,224	0,257	17,039	35038
	0,130	0,195	22,129	0,106	1,800	0,224	0,257	18,389	35063
Configuraciones consideradas para un motor a gasolina	0,120	0,166	22,519	0,097	1,200	0,136	0,157	17,846	28995
	0,115	0,152	23,217	0,091	1,300	0,138	0,159	19,573	29206
	0,110	0,139	24,013	0,086	1,400	0,139	0,160	21,618	29513
	0,105	0,127	24,925	0,081	1,500	0,138	0,160	24,026	29887
Empuje [N]	0,100	0,115	25,977	0,075	1,600	0,136	0,158	26,881	30329
	0,095	0,104	27,200	0,070	1,700	0,134	0,154	30,305	30858
1350 [N]	0,090	0,093	28,632	0,064	1,800	0,130	0,150	34,471	31503
	0,085	0,083	30,324	0,059	1,900	0,125	0,144	39,627	32303

Nota: En tono rosado se señalan las opciones relativas al uso de un motor diesel, en celeste las opciones relativas al uso de un motor a gasolina y en verde la opción finalmente escogida, acorde a criterios ya mencionados.

Tabla 18: Peso y centro de masa del bote en función del peso y distribución de los distintos elementos para el bote propulsado por un motor a gasolina.

Cálculo de Pesos y Centro de Gravedad.							
Nota: Todos los pesos estan medidos desde la seccion cero y de la línea base ("zero pt." En la imagen al costado).							
	Denominación 1	Cant.	Largo	Ancho	m2	Esp.	Kgs/m
				Alto			Kgs/m³
Pos.	ESTRUCTURA		m	mm		mm	Kgs
	Side plata	2			1,157	6	2700
	Bilge plate	2			0,146	6	2700
	Upper side	2			0,362	6	2700
	Jetski base plate	2			0,165	10	2700
	Bottom plate	2			1,518	10	2700
	Transom plate	2			0,117	12	2700
	Upper transom plate	2			0,15	6	2700
	Maindeck aft	2			0,663	6	2700
	Maindeck forward	2			0,619	6	2700
	Upper transom plate side	2			0,058	6	2700
	Extreme transom plate	2			0,035	6	2700
	Inner transom platform	2			0,152	6	2700
	Inner transom vertical	2			0,09	6	2700
	Transom horizontal platform	2			0,21	6	2700
	Side plate aft extreme	2			0,065	6	2700
	Inner long vert closer PI	2			0,05	6	2700
	Bilge plate aft extreme	2			0,02	6	2700
	Lower closer plate	2			0,013	6	2700
	Mamparo	1			0,806	6	2700
	PLANTA PROPULSORA						
	Motor Principal V158TIH	1					95
	Waterjet	1					60
	MISCELANEOS						
	Porcentaje Adicional por Otros, 15% aprox. (Asientos, tablero, dirección)						50,00
	TOTAL LIGHTSHIP						439,32
		LCG	1,053	Respecto Sección 0			Verificado
		TCG	0	Respecto de la LC			Estimado
		VCG	0,319	Respecto de la LB			Calculado
	Deadweight	Un.	Cant.	P.E.			
	Tripulantes	2	1				80
	Combustible	0,75	45	0,9443			35,41
	Estanque	1	0	0			20,00
							215,41
		LCG	1,291	Respecto Sección 0			
		TCG	0	Respecto de la LC			
		VCG	0,496	Respecto de la LB			
	TOTALES FULL LOAD						
	Lightship						439,32
	Deadweight						215,41
							655
	PESO	633		NIVEL DE HUNDIMIENTO			
	LCG	1,132		0,32 [m]			
	TCG	0,000					
	VCG	0,377					

Tabla 19: Peso y centro de masa del bote en función del peso y distribución de los distintos elementos para el bote propulsado por un motor diesel.

Cálculo de Pesos y Centro de Gravedad.								
Nota: Todos los pesos estan medidos desde la seccion cero y de la línea base ("zero pt." En la imagen al costado).								
	Denominación 1	Cant.	Largo	Ancho	m2	Esp.	Kgs/m	Kgs.
				Alto			Kgs/m³	
Pos.	ESTRUCTURA		m	mm		mm	Kgs	
	Side plata	2			1,157	6	2700	37,49
	Bilge plate	2			0,146	6	2700	4,73
	Upper side	2			0,362	6	2700	11,73
	Jetski base plate	2			0,165	10	2700	8,91
	Bottom plate	2			1,518	10	2700	81,97
	Transom plate	2			0,117	12	2700	7,58
	Upper transom plate	2			0,15	6	2700	4,86
	Maindeck aft	2			0,663	6	2700	21,48
	Maindeck forward	2			0,619	6	2700	20,06
	Upper transom plate side	2			0,058	6	2700	1,88
	Extreme transom plate	2			0,035	6	2700	1,13
	Inner transom platform	2			0,152	6	2700	4,92
	Inner transom vertical	2			0,09	6	2700	2,92
	Transom horizontal platform	2			0,21	6	2700	6,80
	Side plate aft extreme	2			0,065	6	2700	2,11
	Inner long vert closer PI	2			0,05	6	2700	1,62
	Bilge plate aft extreme	2			0,02	6	2700	0,65
	Lower closer plate	2			0,013	6	2700	0,42
	Mamparo	1			0,806	6	2700	13,06
	SUPERESTRUCTURA							
	CASETA							
	Motor Principal V158TIH	1					207	207,00
	Waterjet	1					90	90,00
	EQUIPOS DE PESCA							
	Porcentaje Adicional por Otros, 10% aprox. (Asientos, tablero, dirección)							50,00
	TOTAL LIGHTSHIP							581,32
		LCG	0,985	Respecto Sección 0				Verificado
		TCG	0	Respecto de la LC				Estimado
		VCG	0,364	Respecto de la LB				Calculado
	Deadweight	Un.	Cant.	P.E.				
	Tripulantes	1	2				80	160,00
	Combustible	0,75	50	0,9443				35,41
	Estanque	1	0	0				20,00
								215,41
		LCG	1,5	Respecto Sección 0				
		TCG	0	Respecto de la LC				
		VCG	0,507	Respecto de la LB				
	TOTALES FULL LOAD							
	Lightship							581,32
	Deadweight							215,41
								797
	PESO	797		NIVEL DE HUNDIMEINTO				
	LCG	1,127		0,37 [m]				
	TCG	0,000						
	VCG	0.404						

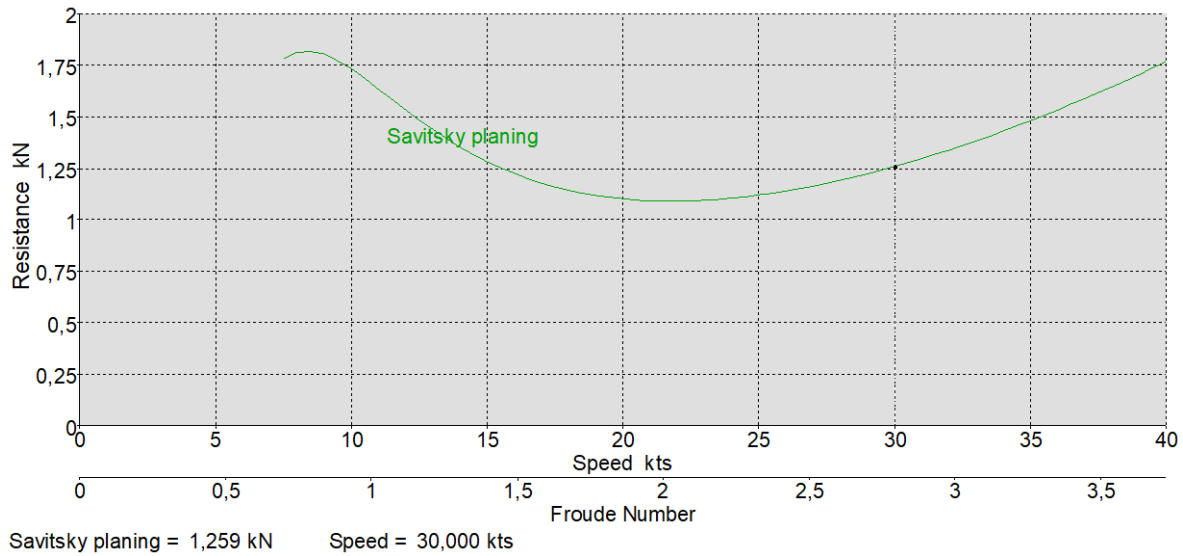
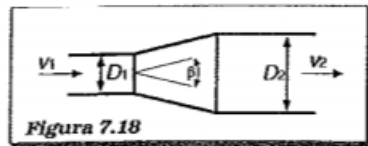


Figura 64: Resistencia en función de la velocidad para el bote con motor a gasolina.

Nota: Imagen obtenida de la herramienta computacional Hullspeed versión 9.25.



β	5°	10°	20°	40°	60°	80°	120°
K	0,13	0,17	0,42	0,90	1,10	1,08	1,05

Figura 65: Coeficientes de pérdidas para una expansión gradual de una tubería.

Nota: Imagen sacada del trabajo de **Azevedo (1998)** con la pérdida de altura calculada en base a la diferencia de los cuadrados de velocidad previa y posterior a la expansión.

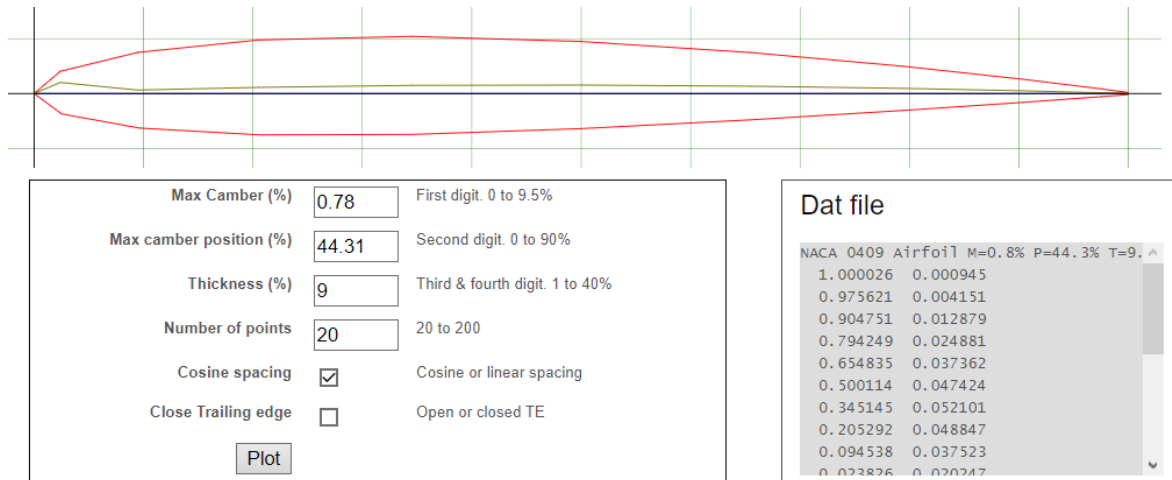


Figura 66: Captura del sitio usado para generar los perfiles del álabe en D_m .

Nota: El generador además de proporciona los puntos para definir posteriormente el perfil en el diámetro medio del álabe, D_m . Link <http://airfoiltools.com/airfoil/naca4digit>.

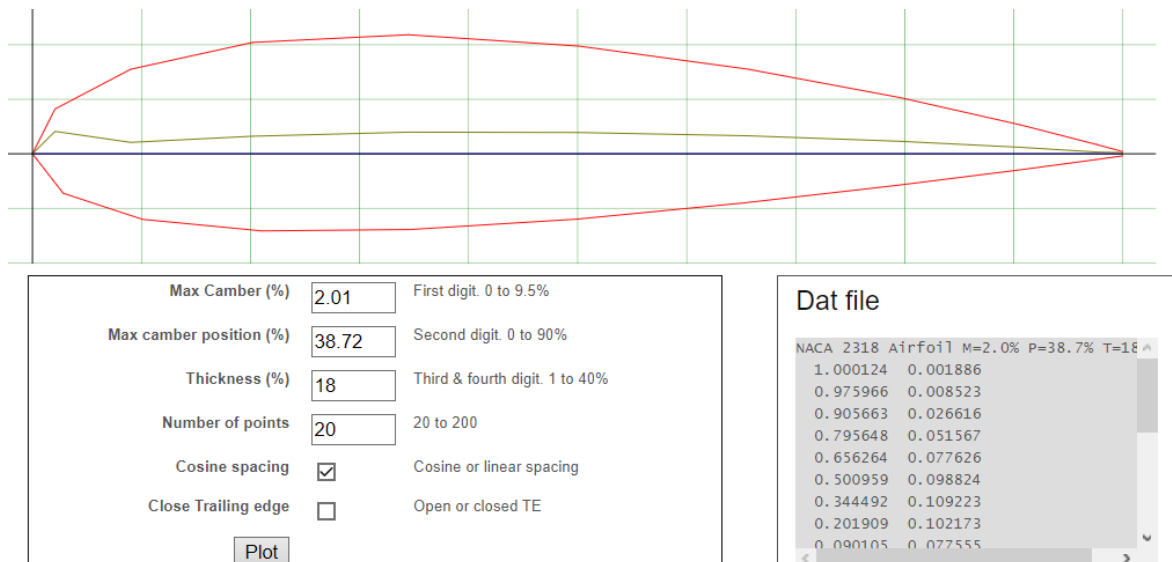


Figura 67: Captura del sitio usado para generar los perfiles del álabe en D_h .

Nota: El generador además de proporciona los puntos para definir posteriormente el perfil en el cubo del álabe, D_h . Link <http://airfoiltools.com/airfoil/naca4digit>.

Tabla 20: Coeficientes para el cálculo del factor de superficie k_a relativo al cálculo de límite de resistencia a la fatiga.

Esmerilado	1.34	1.58	−0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	−0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	−0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	−0.995

Fuente: (Budynas and Nisbett, 2011).

Tabla 21: Distintas resistencias mecánicas de pernos métricos.

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	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	

Fuente: (Budynas and Nisbett, 2011, pág. 420).

Tabla 22: Resistencia a la fatiga de algunos pernos.

Grado o clase	Intervalo de tamaños	Resistencia a la fatiga
SAE 5	$\frac{1}{4}$ -1 pulg	18.6 kpsi
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	16.3 kpsi
SAE 7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	20.6 kpsi
SAE 8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	23.2 kpsi
ISO 8.8	M16-M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6-M16	140 MPa
ISO 10.9	M5-M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6-M36	190 MPa

Fuente: (Budynas and Nisbett, 2011, pág. 430).

Tabla 23: Valores para n_c para distintos cojinetes.

Valores orientativos para el factor η_c para distintos niveles de contaminación		
Condiciones	Factor η_c ¹⁾ para rodamientos con diámetro medio $d_m < 100$ mm $d_m \geq 100$ mm	
Limpieza extrema • tamaño de las partículas aproximadamente igual al espesor de la película de lubricante • condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza • aceite lubricante con filtración muy fina • condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal • aceite lubricante con filtración fina • condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera • condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica • condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste e ingreso de partículas desde el exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación severa • condiciones típicas: altos niveles de contaminación debido a desgaste excesivo o sellos ineficaces • disposición de los rodamientos con sellos ineficaces o dañados	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy severa • condiciones típicas: niveles de contaminación tan graves que los valores de n_c están fuera de escala, lo que reduce significativamente la vida útil del rodamiento	0	0

¹⁾ La escala para η_c se refiere solo a contaminantes sólidos típicos. No se incluyen contaminantes como el agua u otros fluidos perjudiciales para la vida del rodamiento. Debido al fuerte desgaste abrasivo en entornos altamente contaminados ($\eta_c = 0$), la vida útil de un rodamiento puede ser significativamente inferior a la vida nominal.

Fuente: (SKF, 2015, pág. 74).

Tabla 24: Viscosidades de distintos lubricantes en función de su temperatura.

Clasificación de viscosidad de acuerdo con la norma ISO 3448			
Grado de viscosidad	Viscosidad cinemática límite a 40 °C		
	media	mín.	máx.
mm ² /s			
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

Fuente: (SKF, 2015, pág. 71).

4JH4-TE Torque curve

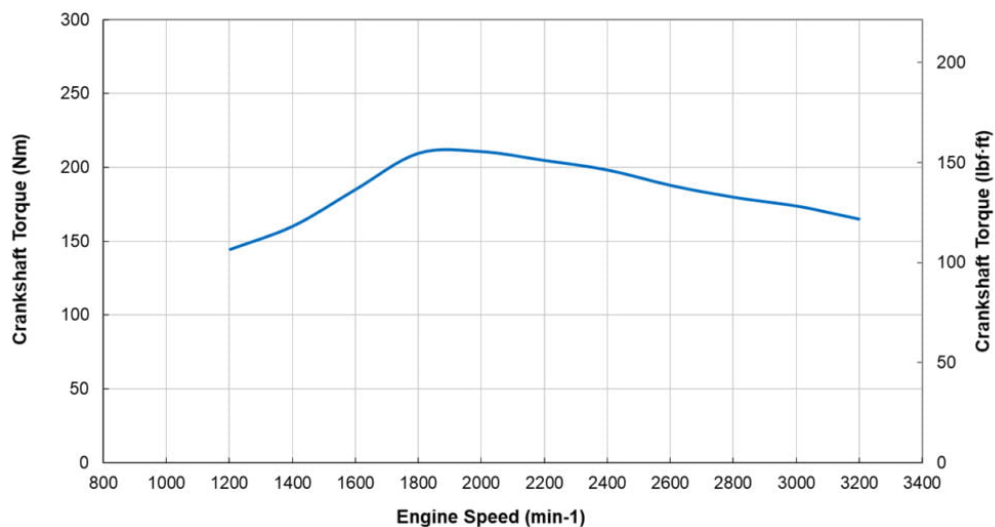


Figura 68: Torque en función de las rpm del motor diésel seleccionado.

Fuente: (Yanmar, 2019).

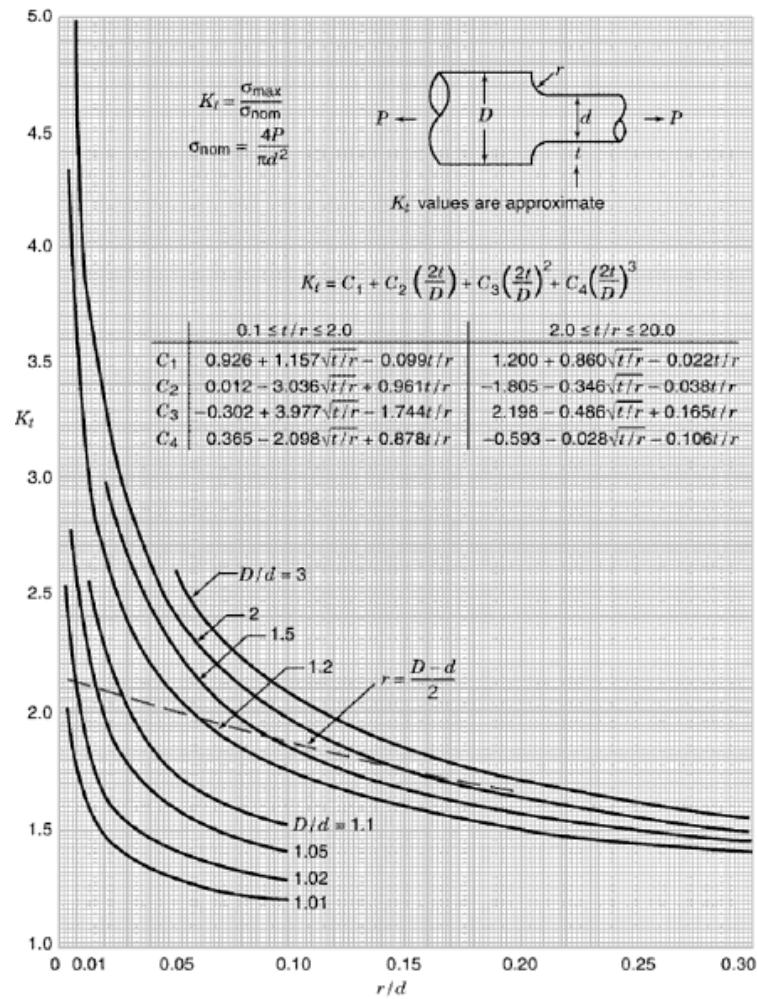


Figura 69: Coeficiente de concentración de esfuerzos en el escalonamiento de un eje sometido a tracción.

Fuente (Pilkey and Pilkey, 1997, pág. 157).

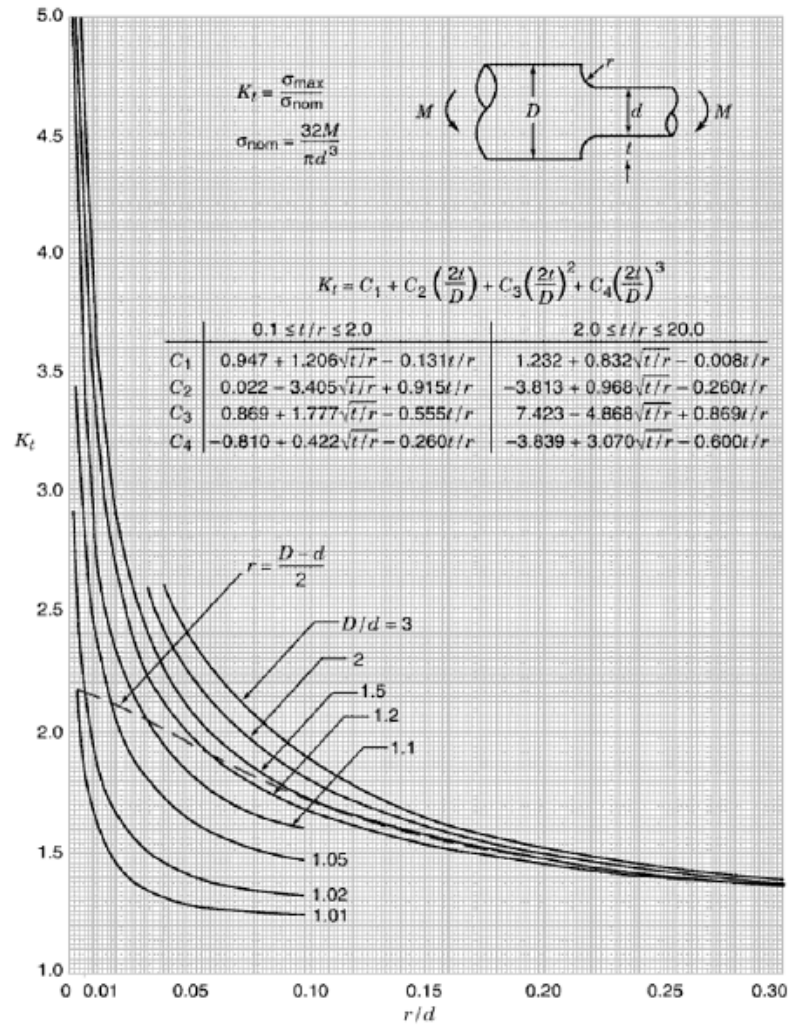


Figura 70: Coeficiente de concentración de esfuerzos en el escalonamiento de un eje sometido a flexión.

Fuente: (Pilkey and Pilkey, 1997, pág. 165).

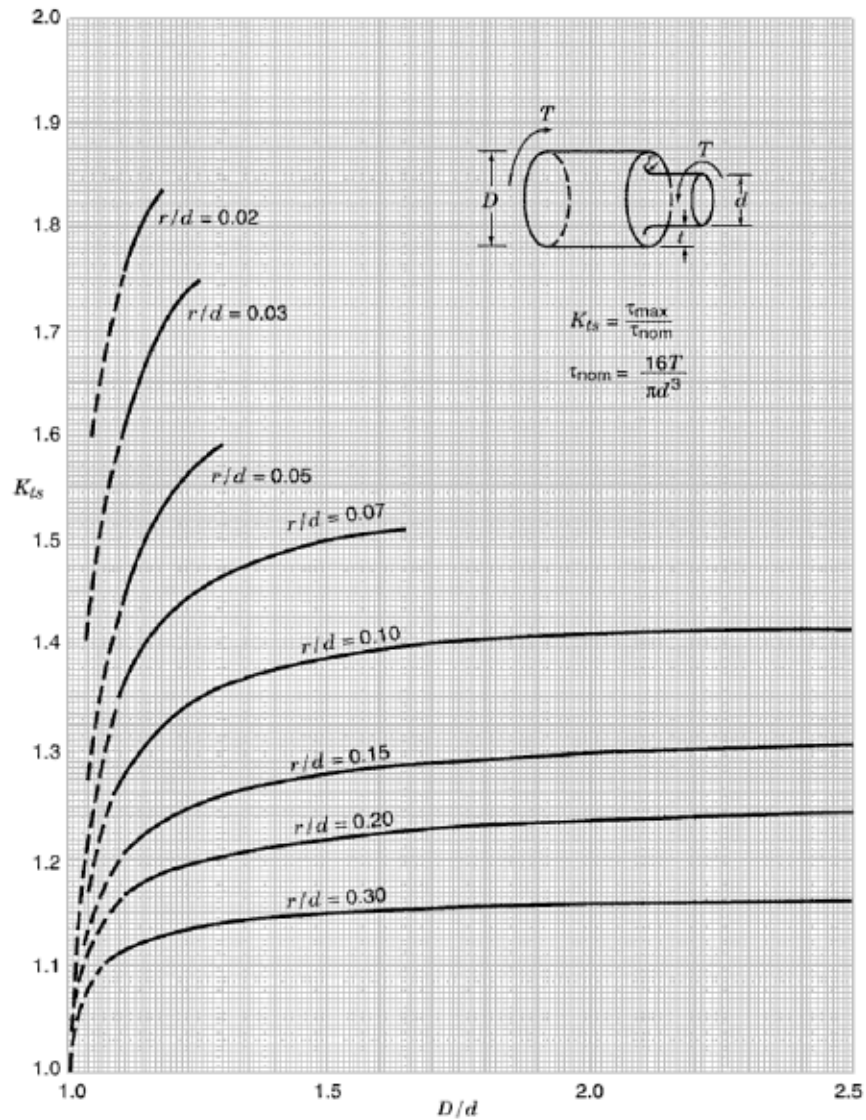


Figura 71: Coeficiente de concentración de esfuerzos en el escalonamiento de un eje sometido a torsión.

Fuente (Pilkey and Pilkey, 1997, pág. 168).

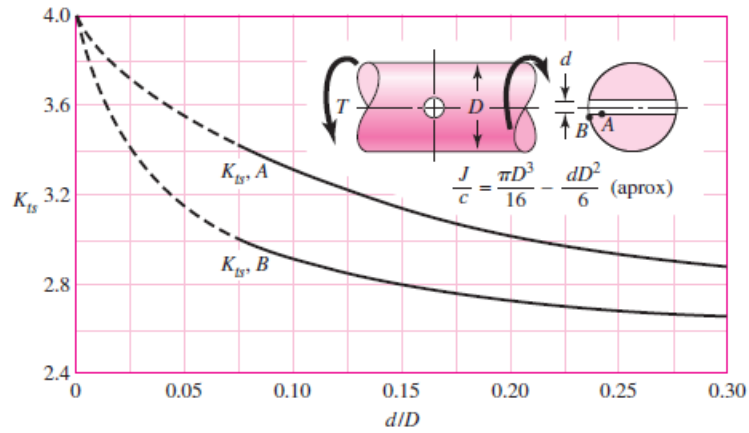


Figura 72: Factores de concentración de esfuerzos para eje en torsión con agujero transversal.

Fuente: (Budynas and Nisbett, 2011, pág. 1009).

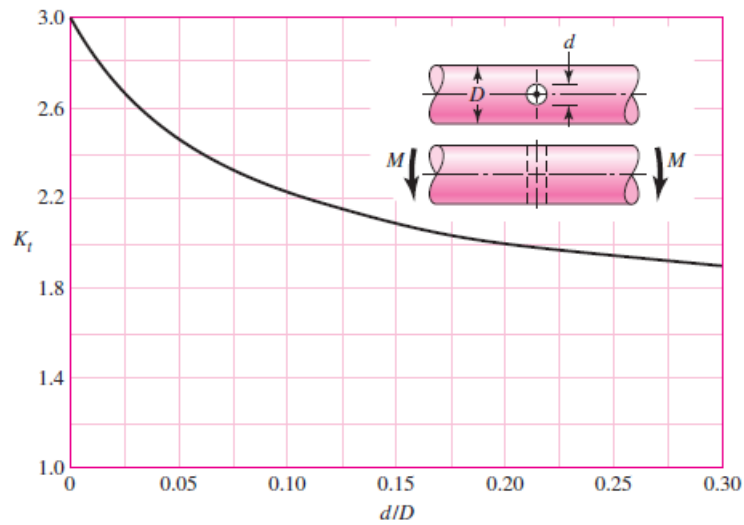


Figura 73: Factores de concentración de esfuerzos para eje en flexión con agujero transversal.

Fuente: (Budynas and Nisbett, 2011, pág. 1009).

Tabla 25: Diámetros y áreas de roscas métricas.

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
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

Fuente: (Budynas and Nisbett, 2011, pág. 398).

Tabla 26: Dimensiones de arandelas métricas.

Tamaño de la arandela*	DI mínimo	DE máximo	Espesor máximo	Tamaño de la arandela*	DI mínimo	DE máximo	Espesor máximo
1.6 N	1.95	4.00	0.70	10 N	10.85	20.00	2.30
1.6 R	1.95	5.00	0.70	10 R	10.85	28.00	2.80
1.6 W	1.95	6.00	0.90	10 W	10.85	39.00	3.50
2 N	2.50	5.00	0.90	12 N	13.30	25.40	2.80
2 R	2.50	6.00	0.90	12 R	13.30	34.00	3.50
2 W	2.50	8.00	0.90	12 W	13.30	44.00	3.50
2.5 N	3.00	6.00	0.90	14 N	15.25	28.00	2.80
2.5 R	3.00	8.00	0.90	14 R	15.25	39.00	3.50
2.5 W	3.00	10.00	1.20	14 W	15.25	50.00	4.00
3 N	3.50	7.00	0.90	16 N	17.25	32.00	3.50
3 R	3.50	10.00	1.20	16 R	17.25	44.00	4.00
3 W	3.50	12.00	1.40	16 W	17.25	56.00	4.60
3.5 N	4.00	9.00	1.20	20 N	21.80	39.00	4.00
3.5 R	4.00	10.00	1.40	20 R	21.80	50.00	4.60
3.5 W	4.00	15.00	1.75	20 W	21.80	66.00	5.10
4 N	4.70	10.00	1.20	24 N	25.60	44.00	4.60
4 R	4.70	12.00	1.40	24 R	25.60	56.00	5.10
4 W	4.70	16.00	2.30	24 W	25.60	72.00	5.60
5 N	5.50	11.00	1.40	30 N	32.40	56.00	5.10
5 R	5.50	15.00	1.75	30 R	32.40	72.00	5.60
5 W	5.50	20.00	2.30	30 W	32.40	90.00	6.40
6 N	6.65	13.00	1.75	36 N	38.30	66.00	5.60
6 R	6.65	18.80	1.75	36 R	38.30	90.00	6.40
6 W	6.65	25.40	2.30	36 W	38.30	110.00	8.50
8 N	8.90	18.80	2.30				
8 R	8.90	25.40	2.30				
8 W	8.90	32.00	2.80				

Nota: Dimensiones en milímetro (N=angosta, R=regular, W=ancha), (Budynas and Nisbett, 2011, pág. 1037).

Tabla 27: Propiedades mecánicas de algunos aluminios.

Número de la Aluminum Association	Temple	Fluencia, S_y , MPa (kpsi)	Resistencia		Elongación en 2 pulg, %	Dureza Brinell, H_B
			A la tensión, S_u , MPa (kpsi)	A la fatiga, S_f , MPa (kpsi)		
Forjado:						
2017	O	70 (10)	179 (26)	90 (13)	22	45
2024	O	76 (11)	186 (27)	90 (13)	22	47
	T3	345 (50)	482 (70)	138 (20)	16	120
3003	H12	117 (17)	131 (19)	55 (8)	20	35
	H16	165 (24)	179 (26)	65 (9.5)	14	47
3004	H34	186 (27)	234 (34)	103 (15)	12	63
	H38	234 (34)	276 (40)	110 (16)	6	77
5052	H32	186 (27)	234 (34)	117 (17)	18	62
	H36	234 (34)	269 (39)	124 (18)	10	74
Fundido:						
319.0*	T6	165 (24)	248 (36)	69 (10)	2.0	80
333.0†	T5	172 (25)	234 (34)	83 (12)	1.0	100
	T6	207 (30)	289 (42)	103 (15)	1.5	105
335.0*	T6	172 (25)	241 (35)	62 (9)	3.0	80
	T7	248 (36)	262 (38)	62 (9)	0.5	85

Fuente: (Budynas and Nisbett, 2011, pág. 1027).

ISOMÉTRICO ENSAMBLE WATERJET
1 : 5

LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	PLANO Nº
1	1	Ducto entrada	Fundición de aluminio	WJ-002
2	1	Eje	Ac. inox AISI 304	WJ-003
3	1	Rotor	Ac. inox AISI 304	WJ-004
4	2	AS 1421 - M12 x 60 Punta de cono embutido	Tornillos métricos ISO sin cabeza con hueco hexagonal ac. inox.	
5	1	Estator	Fundición de aluminio	WJ-005
6	1	Tobera	Fundición de aluminio	WJ-006
7	1	Tobera Movil	Fundición de aluminio	WJ-007
8	1	Deflector	Fundición de aluminio	WJ-008
9	4	Cojinete plastico 10mm		
10	2	STN 02 1111 - M10 x 38	Tornillo hexagonal ac. inox.	
11	4	ANSI B18.16.3M - Property Class 5 and 10 - Metric M10 x 1.5 Tipo de metal	Tuerca hexagonal autofrenada - Métrico de acero inox. - Clases 70	
12	4	ASME B18.21.2M - 10	Arandela de presión ac. inox.	
13	2	STN 02 1111 - M10 x 40	Tornillo hexagonal con saliente ac. inox. Clase 70	
14	1	Tapa cojinete principal	Fundición de aluminio	WJ-009
15	1	Rodamientos de rodillos cónico, una hilera: precisión SKF	JIS B 1534 SKF (A) - SKF 32008/38 X/Q	
16	1	Rodamientos de bolas	BS 292 Pieza 1 - 61804 - 20 x 32 x 7	
17	1	Tapa cojinete secundario1	Fundición de aluminio	WJ-010
18	1	Tapa cojinete secundario2	Fundición de aluminio	WJ-011
19	1	STN 02 1131 - B M5 x 12	Tornillos de cabeza cilíndrica ranurada ac. inox.	
20	5	ASME B18.21.1 - Nº12	Arandela de presión normal ac. inox.	
21	1	Rejilla de hierba		WJ-012
22	2	Tornillo avellanado - M5x0,8 x 20	Tornillo para maquinaria de cabeza plana avellanada con hueco cruciforme - Tipo I - Métrico	
23	16	ASME B18.21.2M - 5	Arandelas de seguridad (Serie métrica) Arandelas de presión normales	
24	12	ANSI B18.16.3M - Property Class 5 and 10 - Metric M5 x 0.8 Tipo de metal	Tuerca hexagonal autofrenada - Métrico de acero - Clases de propiedad 5,9 y 10	
25	1	Planilla de montaje	Acero inoxidable	WJ-013
26	6	ANSI B18.2.3.5M - M5 x 0,8 x 30	Perno hex. acero inox. Clase 70	
27	2	AS 1110 - M5 x 30	Pernos y tornillos métricos ISO de precisión de cabeza hexagonal, acero inox. Clase 70	
28	4	Arandela 5	Arandela de seguridad de diente externo - Tipo A, acero inox.	
29	2	AS 1110 - M5 x 40	Pernos y tornillos métricos ISO de precisión de cabeza hexagonal, ac. inox.	
30	1	ISO 3601-1 - C 0600 G	Junta tórica standar DI 53.64 DE 58.88	
31	2	ANSI B18.2.3.5M - M5 x 0,8 x 16	Perno hex. acero inox. Clase 70	

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



REVISIONES

Nº	DESCRIPCIÓN	DIB.	REV.	APRO.	FECHA
0	PRIMERA VERSIÓN				
1					
2					
3					

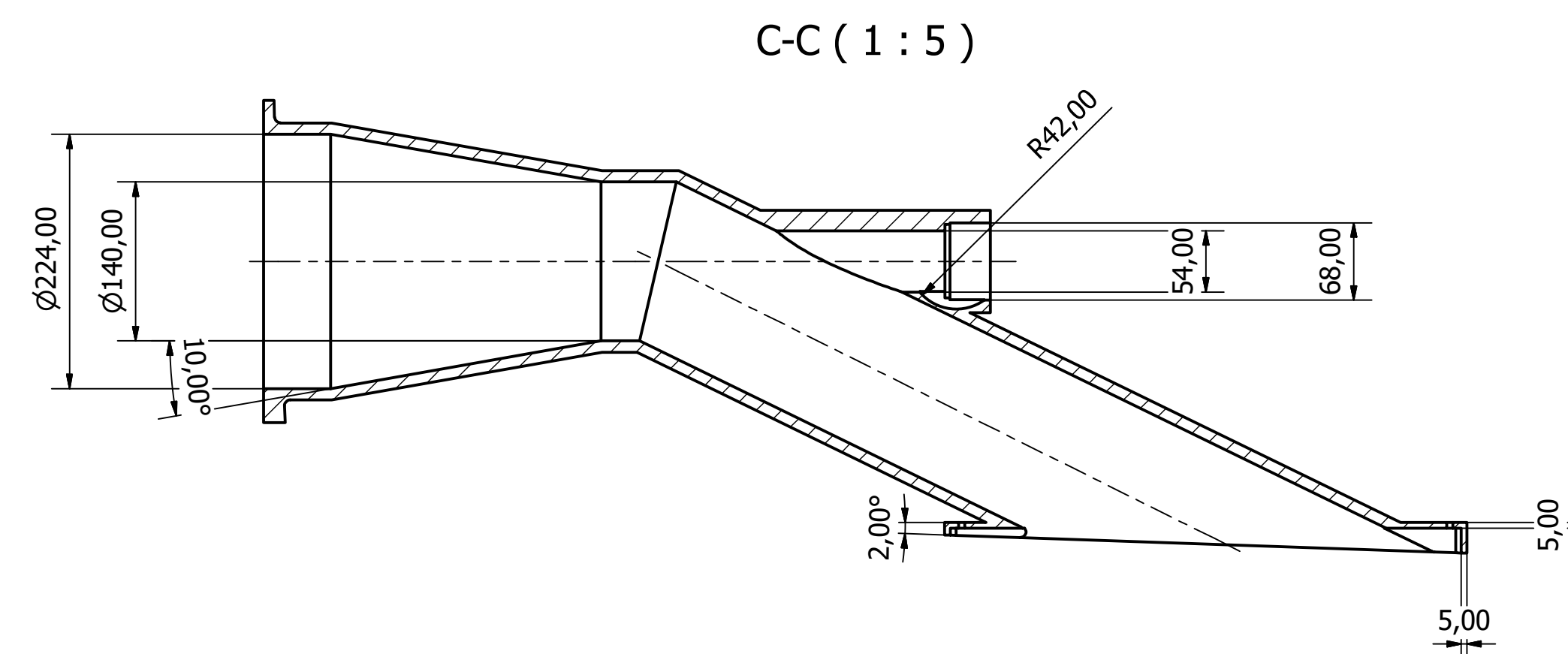
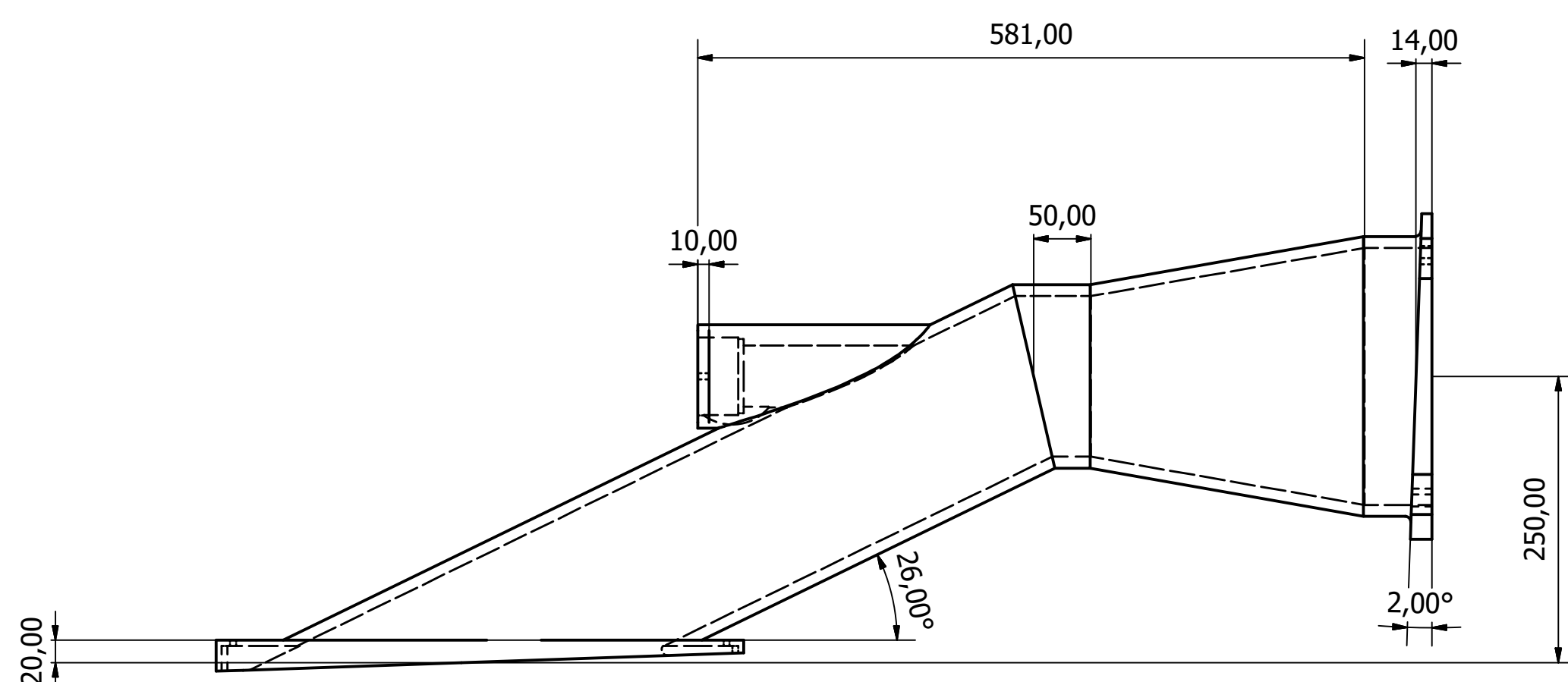
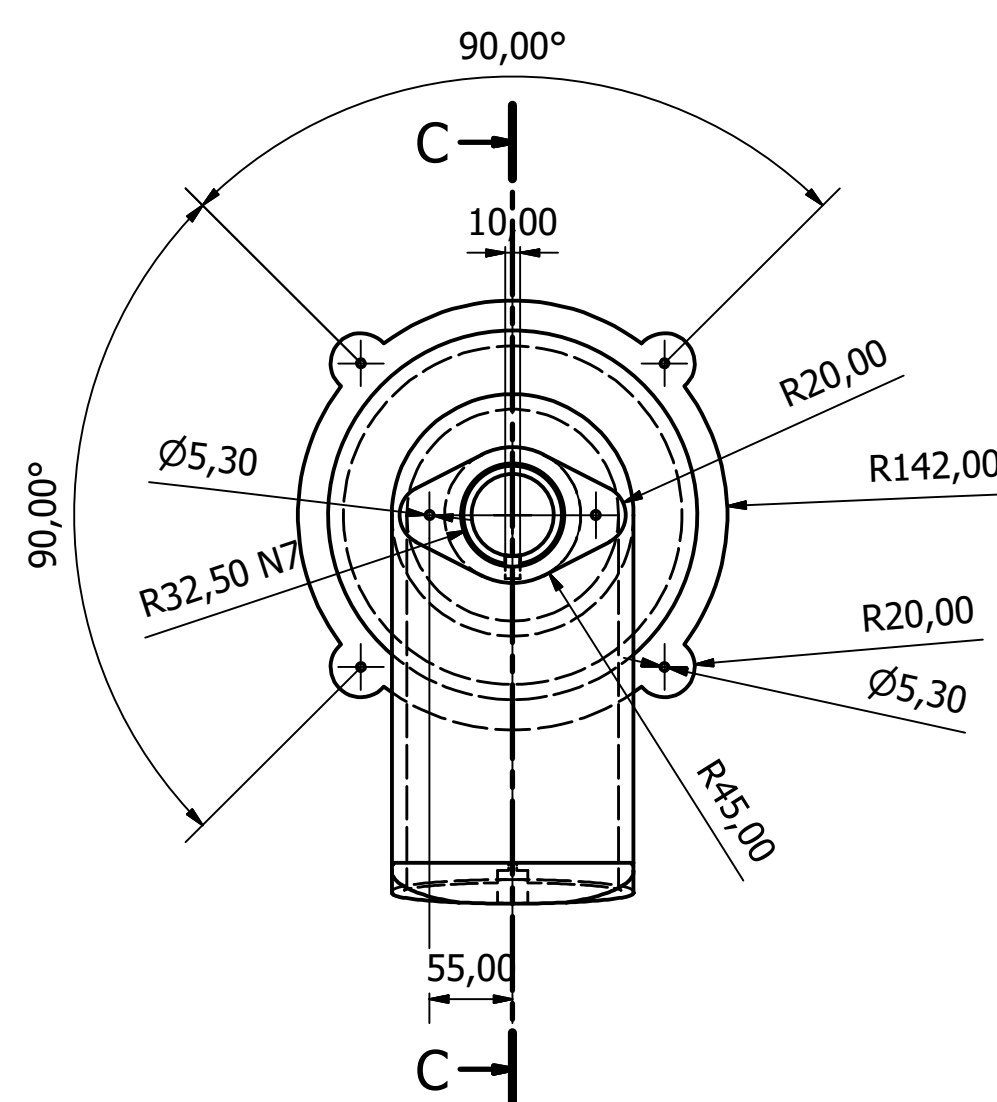
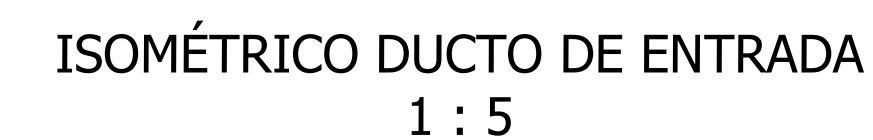
ELABORADO	FECHA
REVISADO	FECHA
APROBADO	FECHA

SOLICITADO POR:

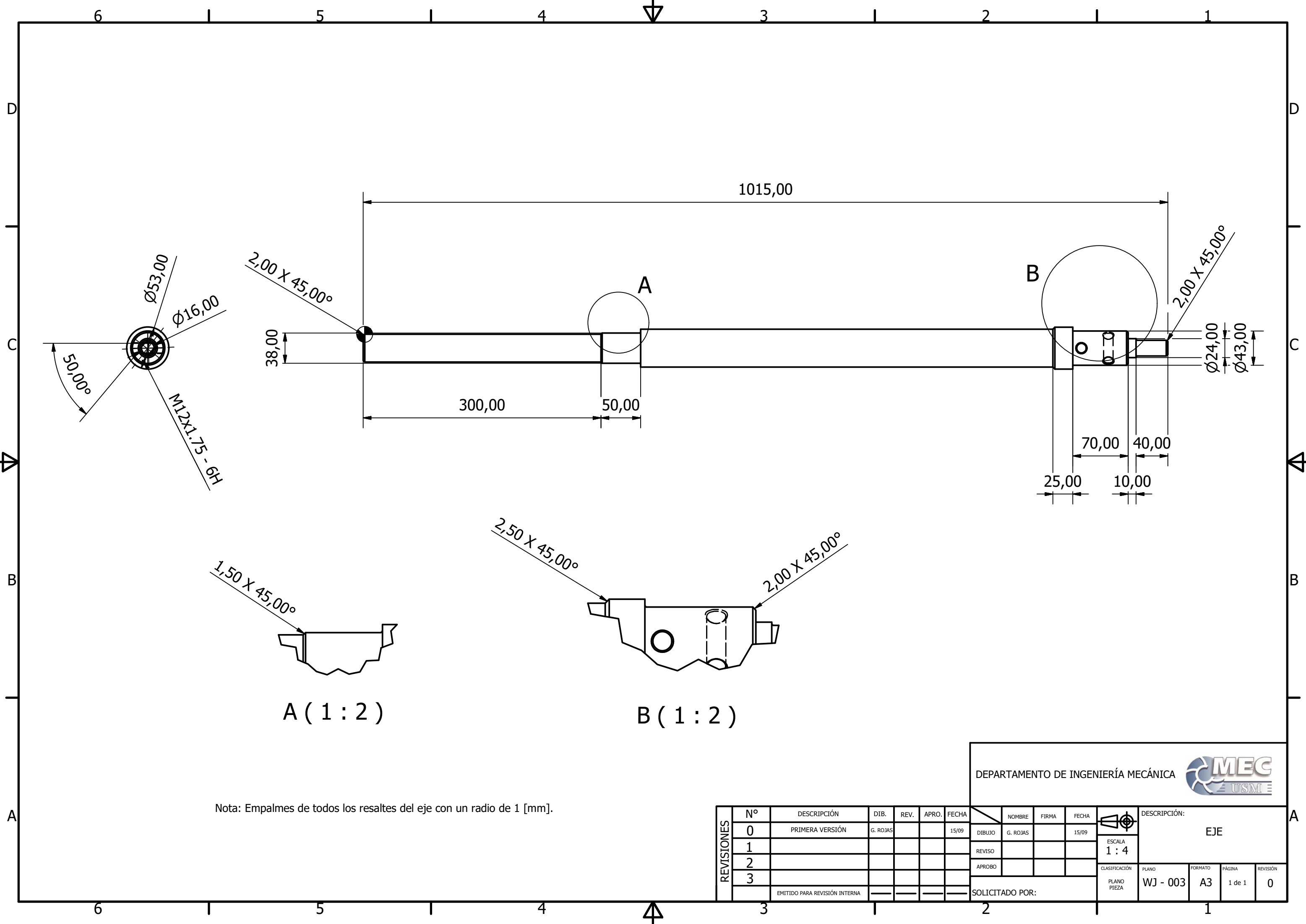
EXPLOSIONADO

MÓDULO WATERJET

CLASIFICACIÓN	PLANO	FORMATO	PÁGINA	REVISIÓN
WJ - 001	A1	1 de 1	0	

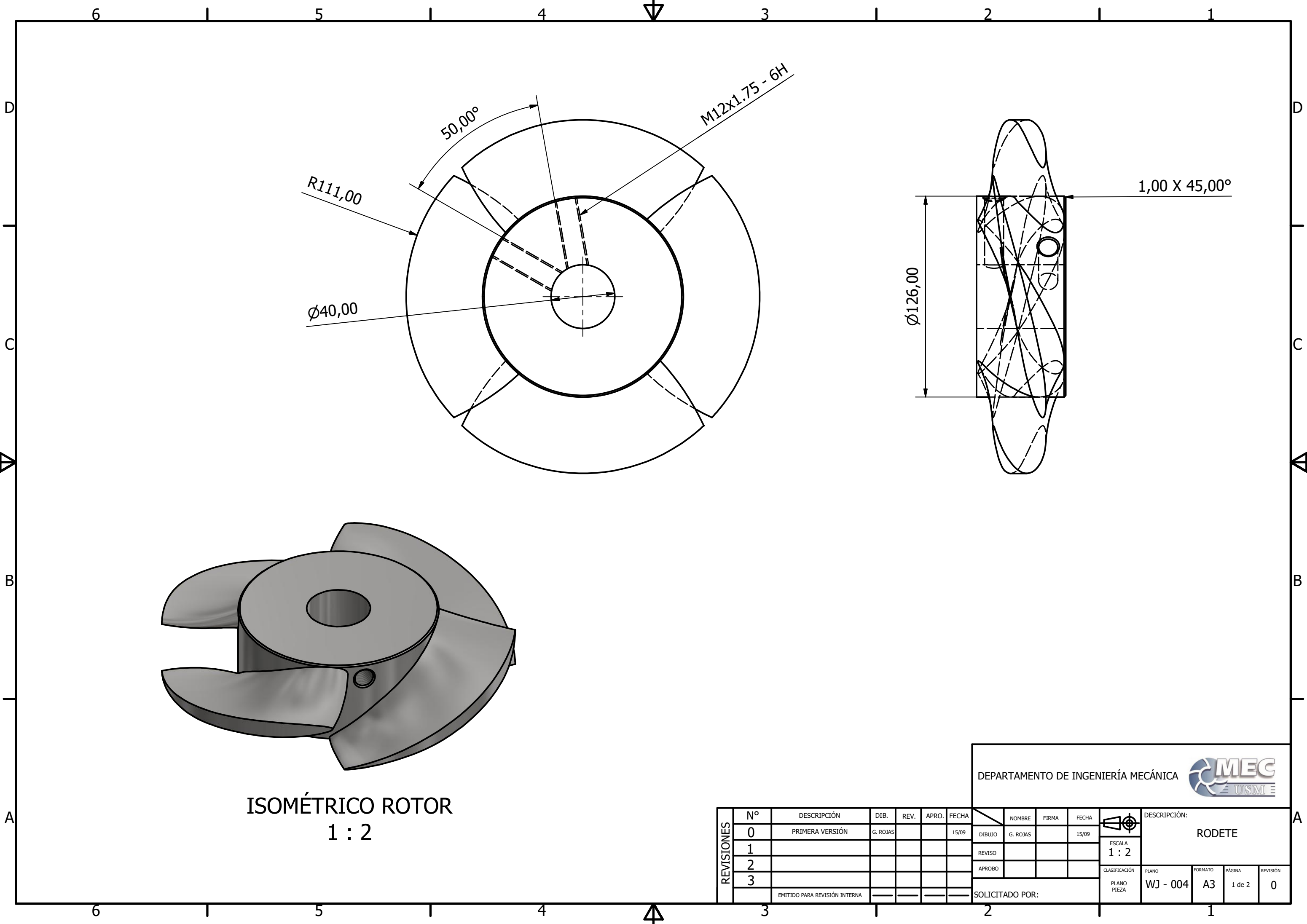


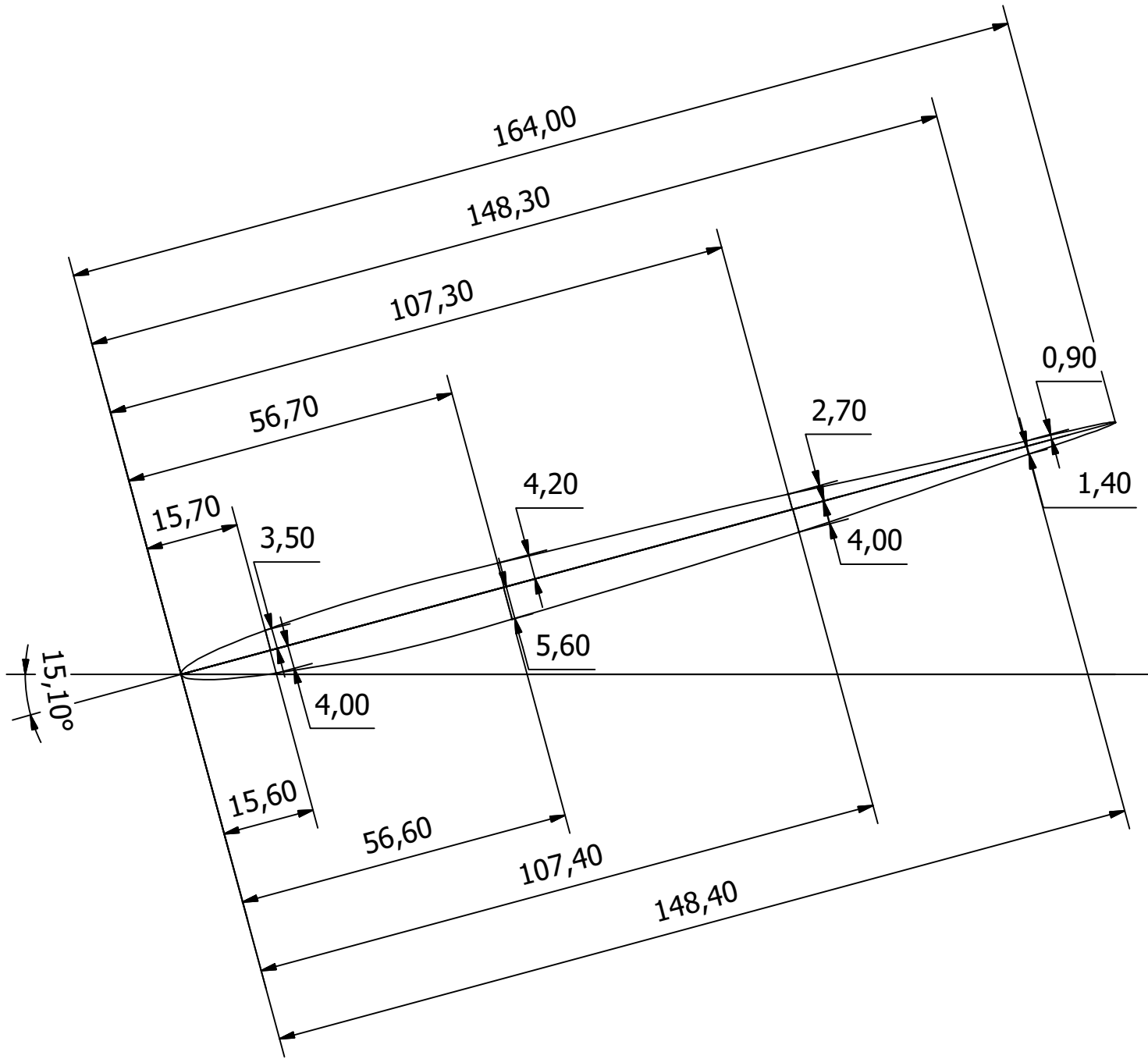
							DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA										
																	
REVISIONES	N°	DESCRIPCIÓN	DIB.	REV.	APROB.	FECHA		NOMBRE	FIRMA	FECHA	DESCRIPCION:						
	0	PRIMERA VERSIÓN	G. RODAS			15/09	DISEÑO	G. RODAS		15/09	DUCTO DE ENTRADA						
	1						REVISÓ										
	2																
	3						APROBO										
	(ENTREGA PARA REVISIÓN INTERNA)						SOLICITADO POR:										
												ESCALA 1 : 5					
							PLANO PIEZA					PLANO	WJ - 002	TORNADO	A1	PÁGINA 1 de 1	REVISOR 0



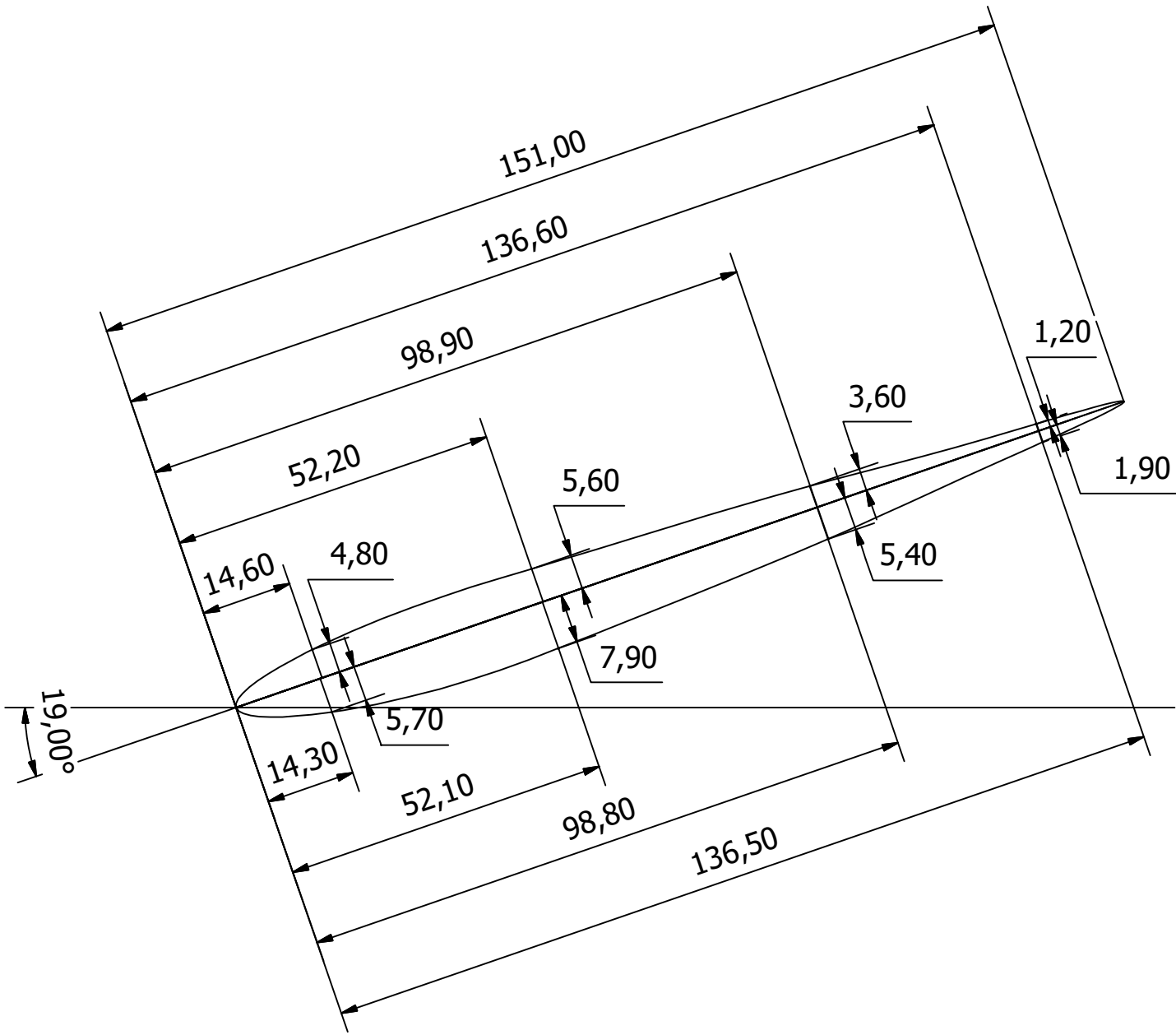
Nota: Empalmes de todos los resaltes del eje con un radio de 1 [mm].

REVISIONES	Nº	DESCRIPCIÓN	DIB.	REV.	APRO.	FECHA	DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA				MEC USM				
	0	PRIMERA VERSIÓN	G. ROJAS			15/09	DIBUJO	G. ROJAS		15/09	DESCRIPCIÓN: EJE				
	1						REVISO								
	2						APROBO				ESCALA 1 : 4				
	3						SOLICITADO POR:				CLASIFICACIÓN	PLANO	FORMATO	PÁGINA	REVISIÓN
		EMITIDO PARA REVISIÓN INTERNA									PLANO PIEZA	WJ - 003	A3	1 de 1	0

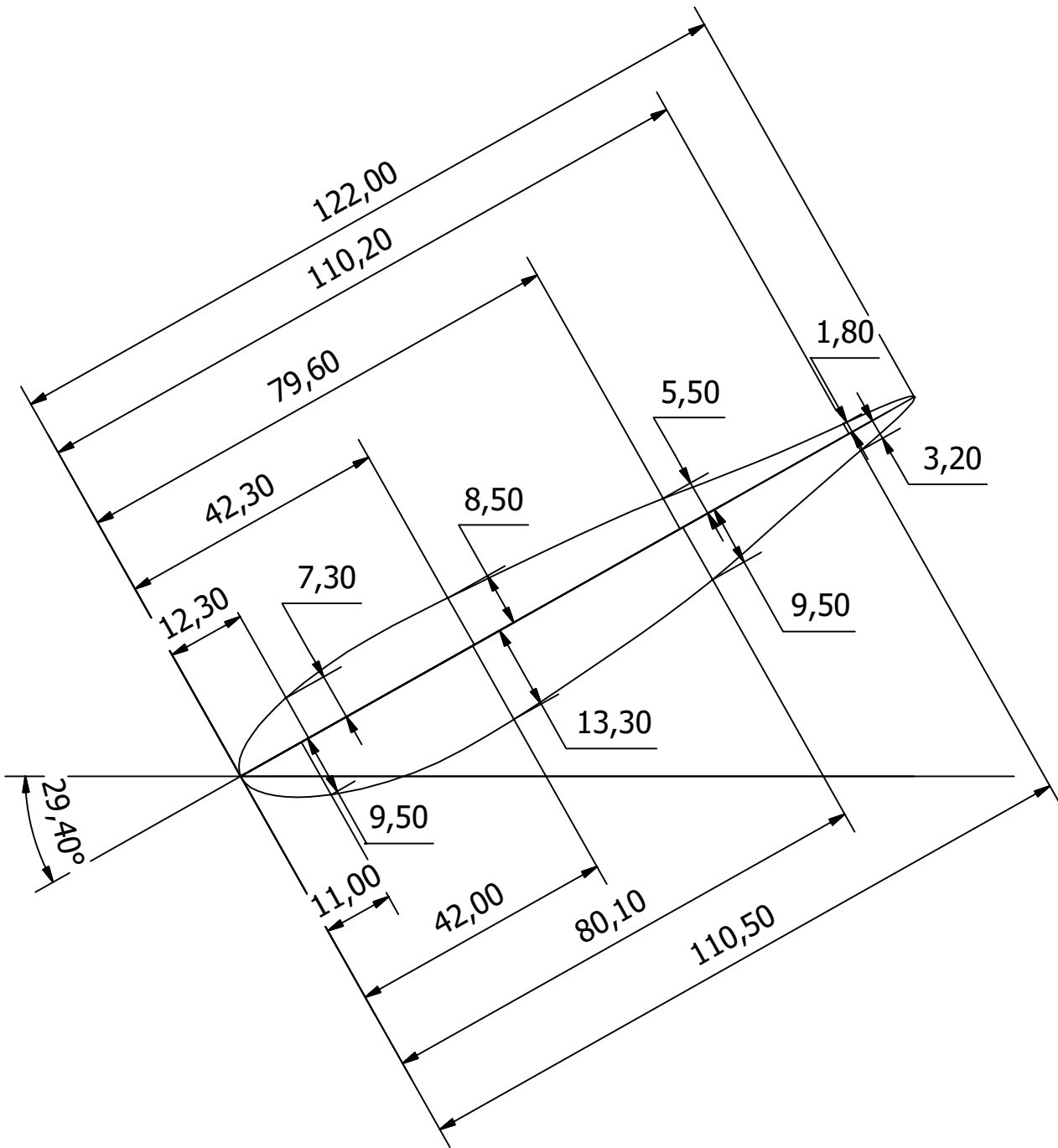




Álabe desarrollado en el diámetro de la periferia.



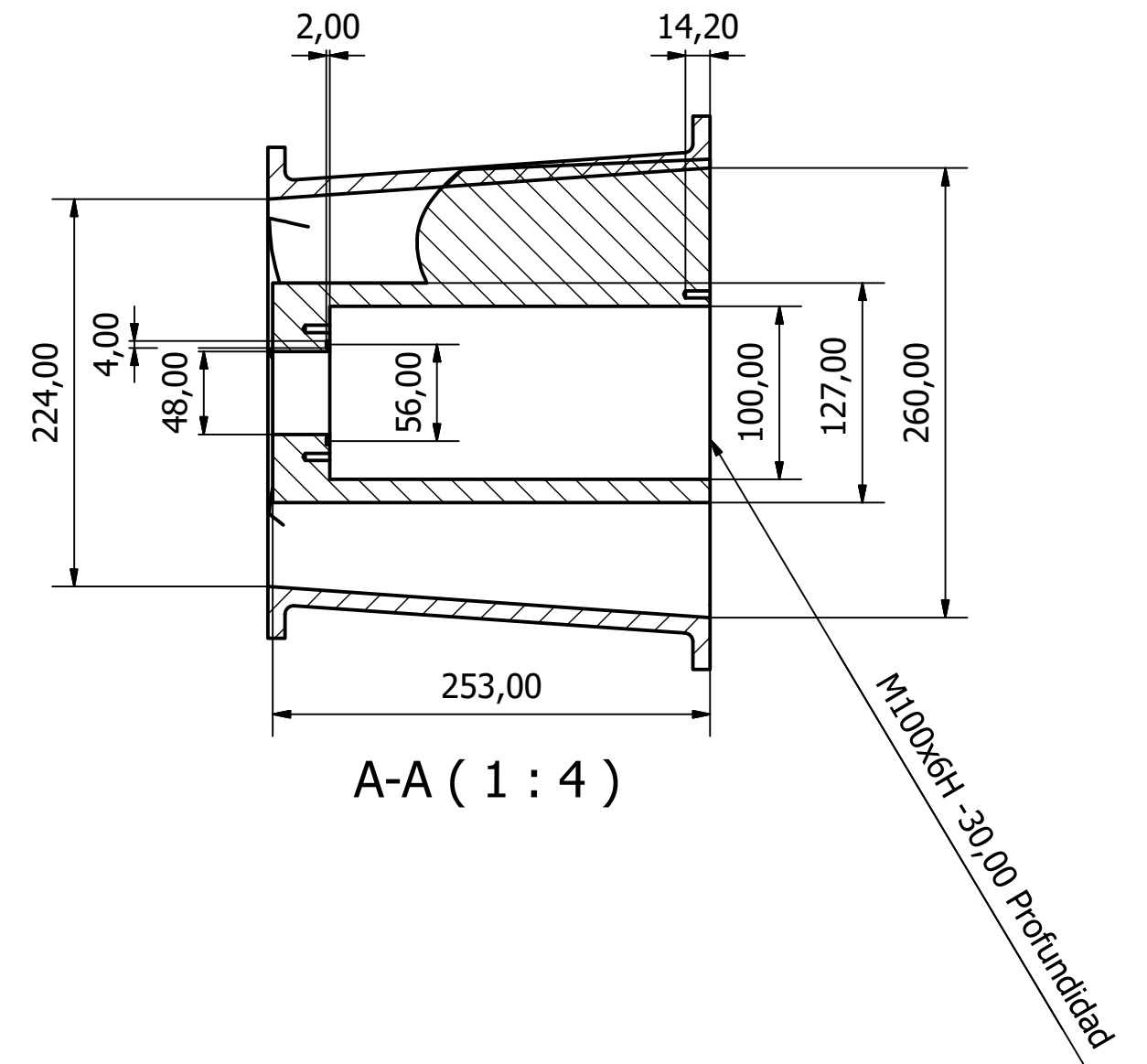
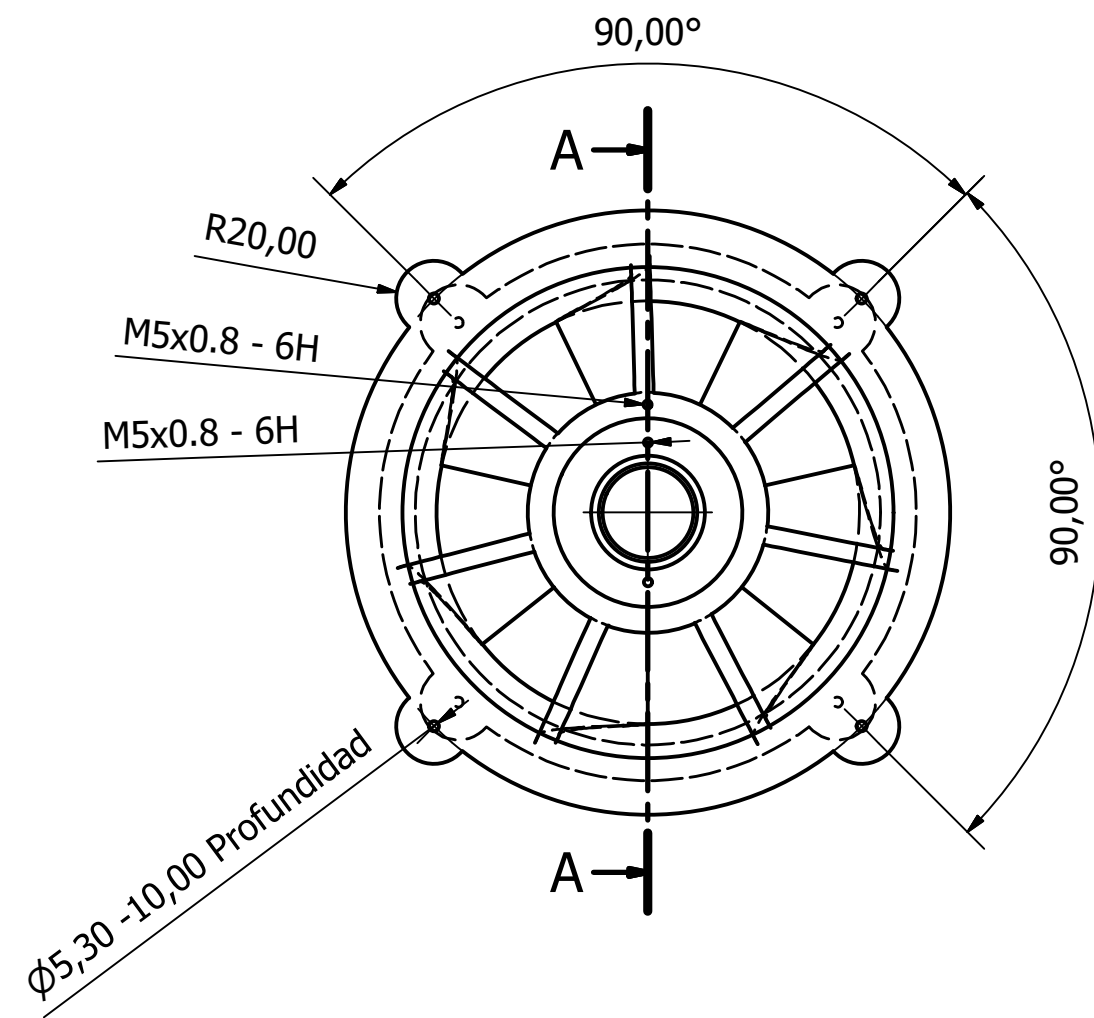
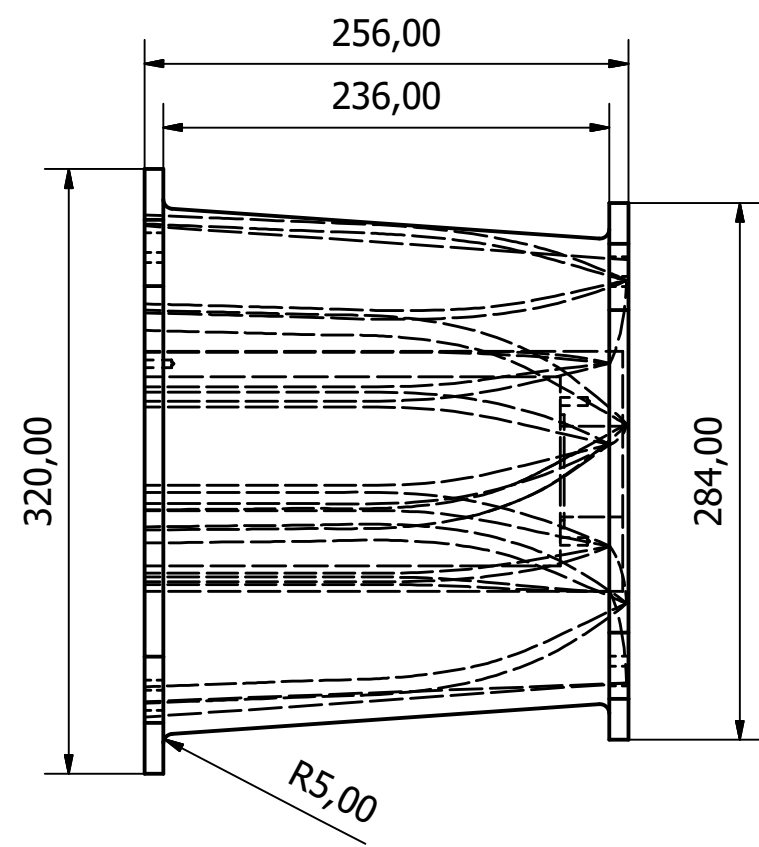
Álabe desarrollado en el diámetro medio.



Álabe desarrollado en el diámetro del cubo o núcleo.

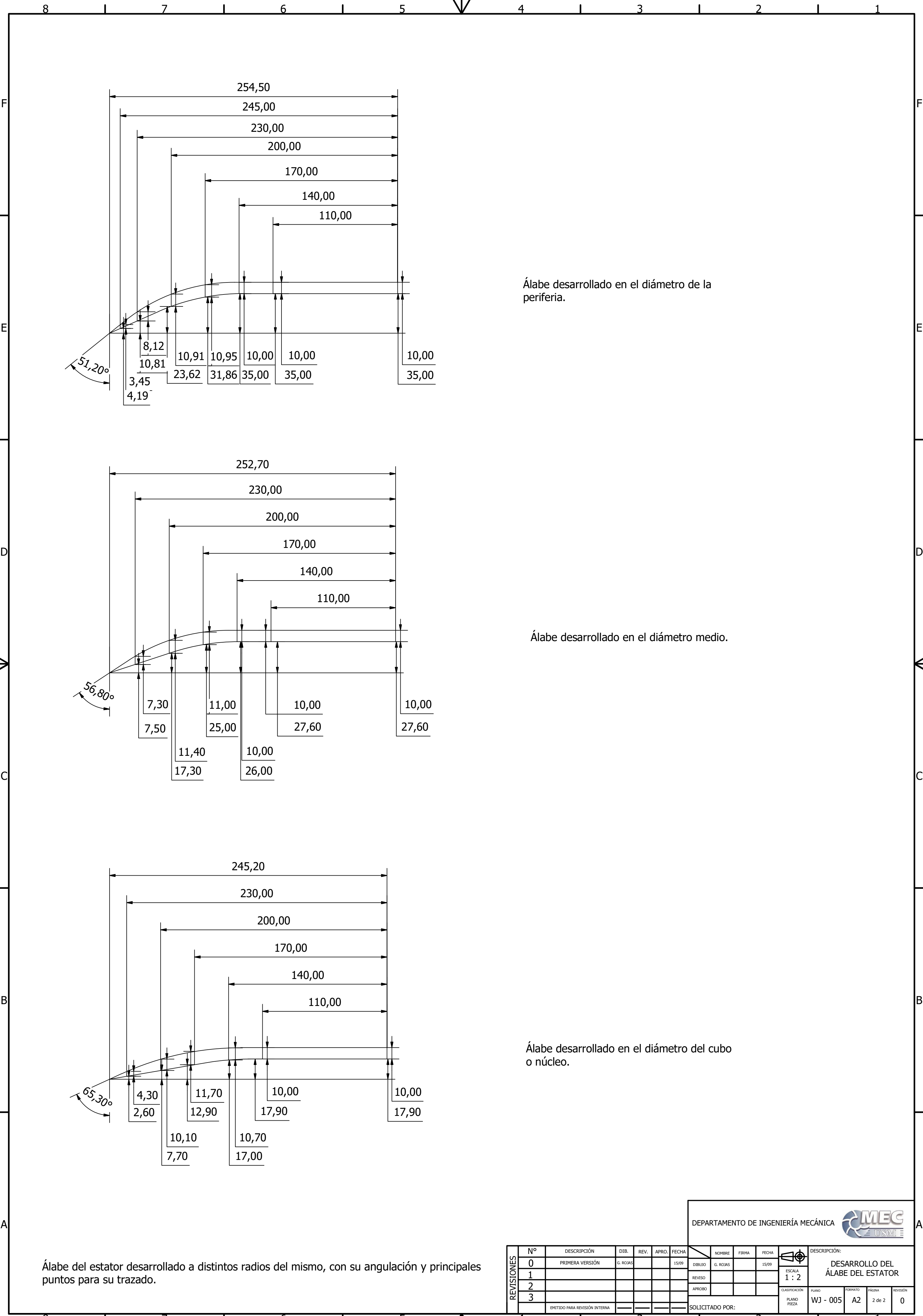
Álabe del rotor desarrollado a distintos radios del mismo, con su angulación y principales puntos para su trazado.

REVISIONES	Nº	DESCRIPCIÓN	DIB.	REV.	APRO.	FECHA	DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA				MEC USME			
	0	PRIMERA VERSIÓN	G. ROJAS			15/09	DIBUJO	G. ROJAS		15/09	DESCRIPCIÓN:			
	1						REVISO				ESCALA			
	2						APROBO				1 : 1			
	3						SOLICITADO POR:				CLASIFICACIÓN			
EMITIDO PARA REVISIÓN INTERNA							PLANOS				PIEZA			
							WJ - 004				A2			
							2 de 2				0			



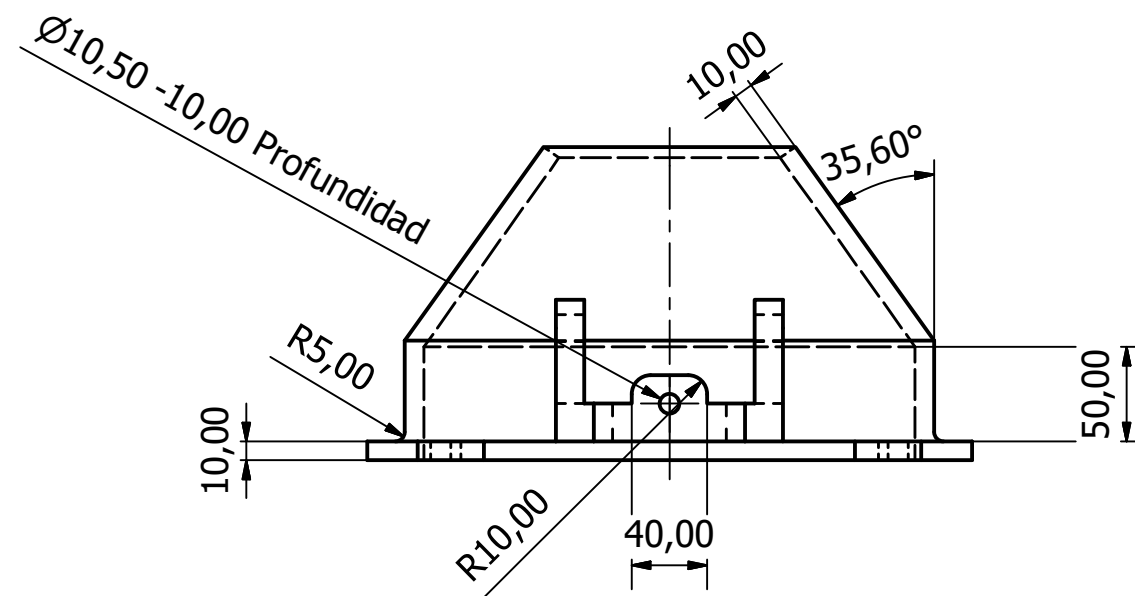
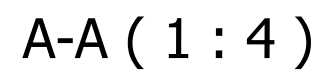
ISOMÉTRICO ESTATOR
1 : 4

REVISIONES	N°	DESCRIPCIÓN	DIB.	REV.	APRO.	FECHA	DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA				MEC USME			
	0	PRIMERA VERSIÓN	G. ROJAS			15/09	DIBUJO	G. ROJAS		15/09	ESTATOR			
	1						REVISO				ESCALA 1 : 4			
	2						APROBO				CLASIFICACIÓN			
	3						SOLICITADO POR:				PLANO PIEZA			
EMITIDO PARA REVISIÓN INTERNA							PLAN				WJ - 005			
											A2			
											1 de 2			
											0			

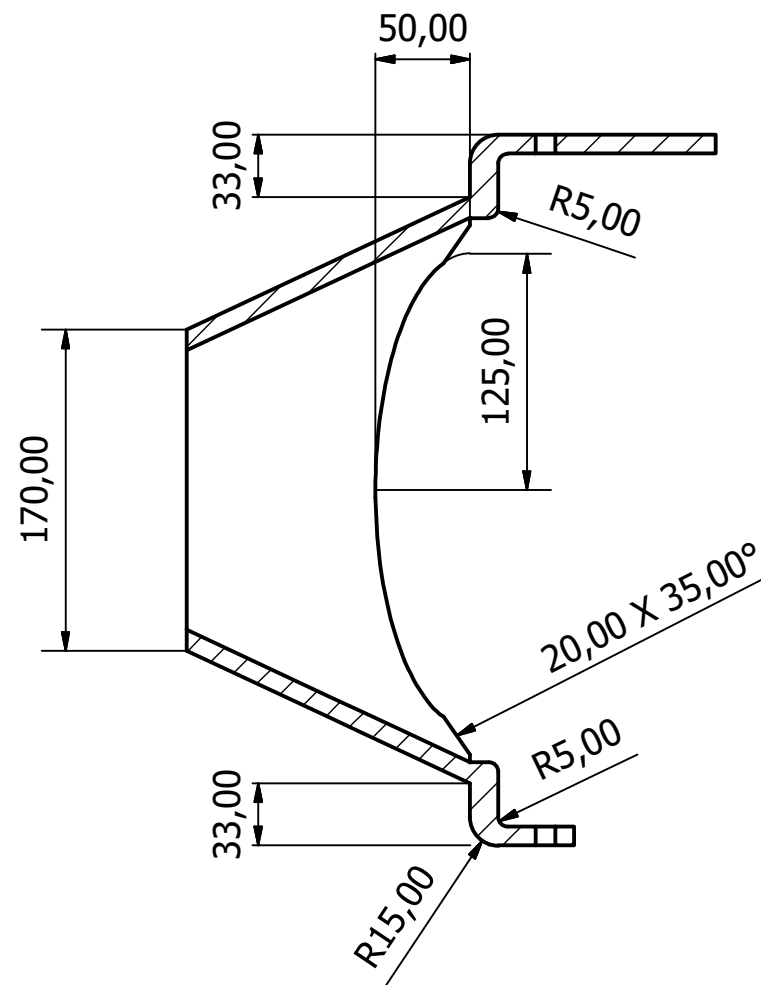
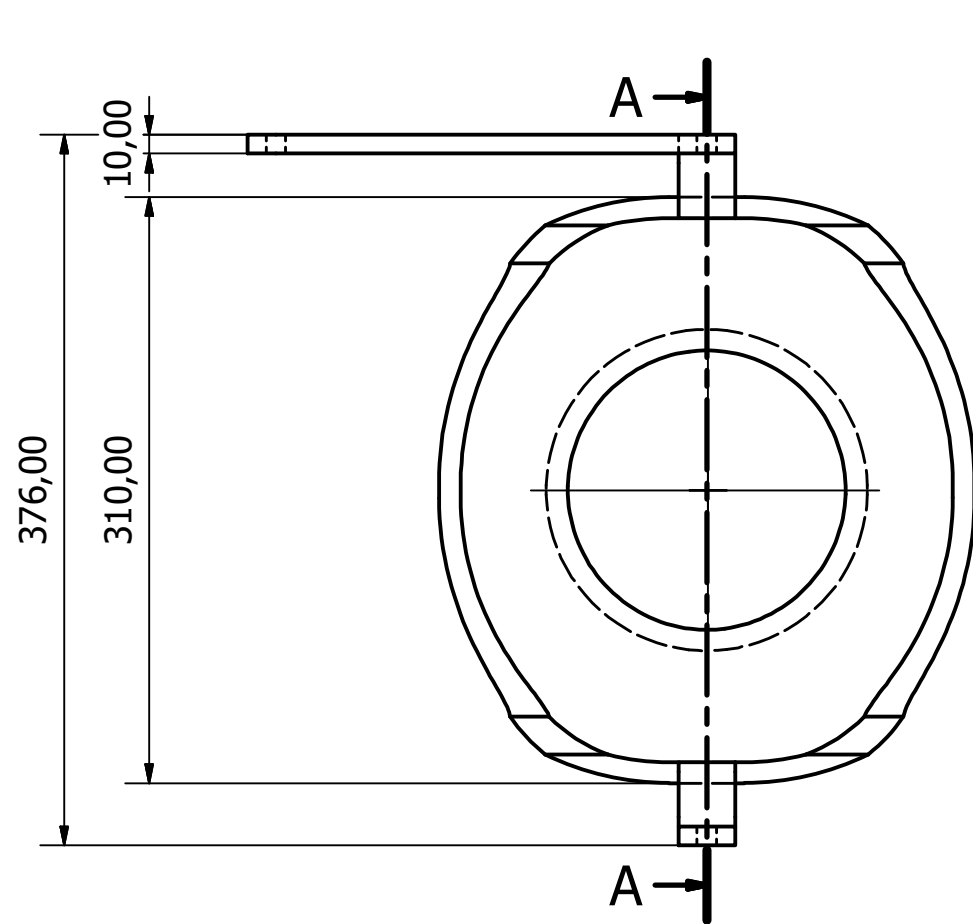


Álabe del estator desarrollado a distintos radios del mismo, con su angulación y principales puntos para su trazado.

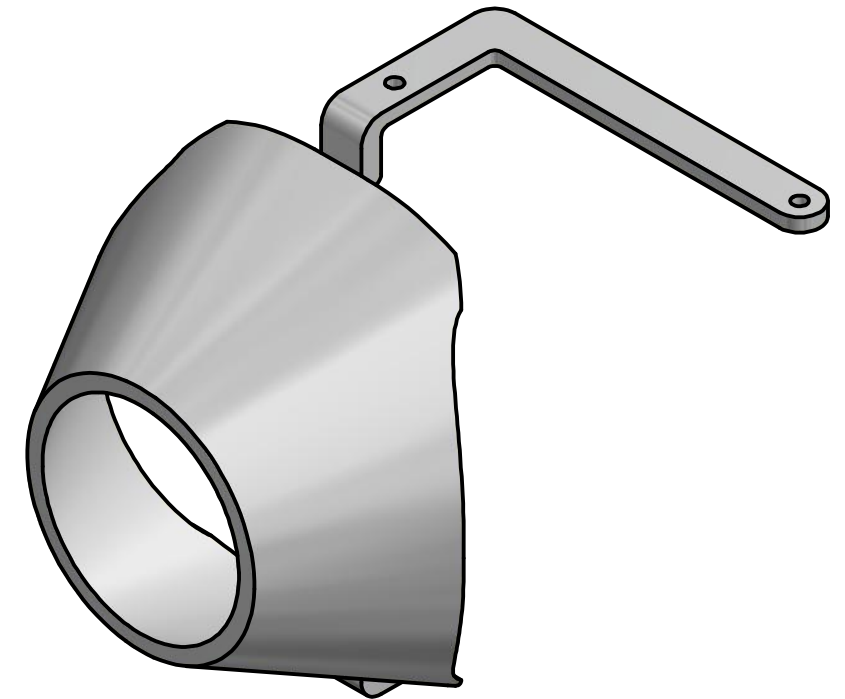
REVISIONES	Nº	DESCRIPCIÓN	DIB.	REV.	APRO.	FECHA						DESCRIPCIÓN:				
	0	PRIMERA VERSIÓN	G. ROJAS			15/09	DIBUJO	G. ROJAS		15/09		DESARROLLO DEL ÁLABE DEL ESTATOR				
	1						REVISO				ESCALA 1 : 2					
	2						APROBO									
	3						SOLICITADO POR:									
			EMITIDO PARA REVISIÓN INTERNA									PLANO PIEZA	WJ - 005	A2	2 de 2	0



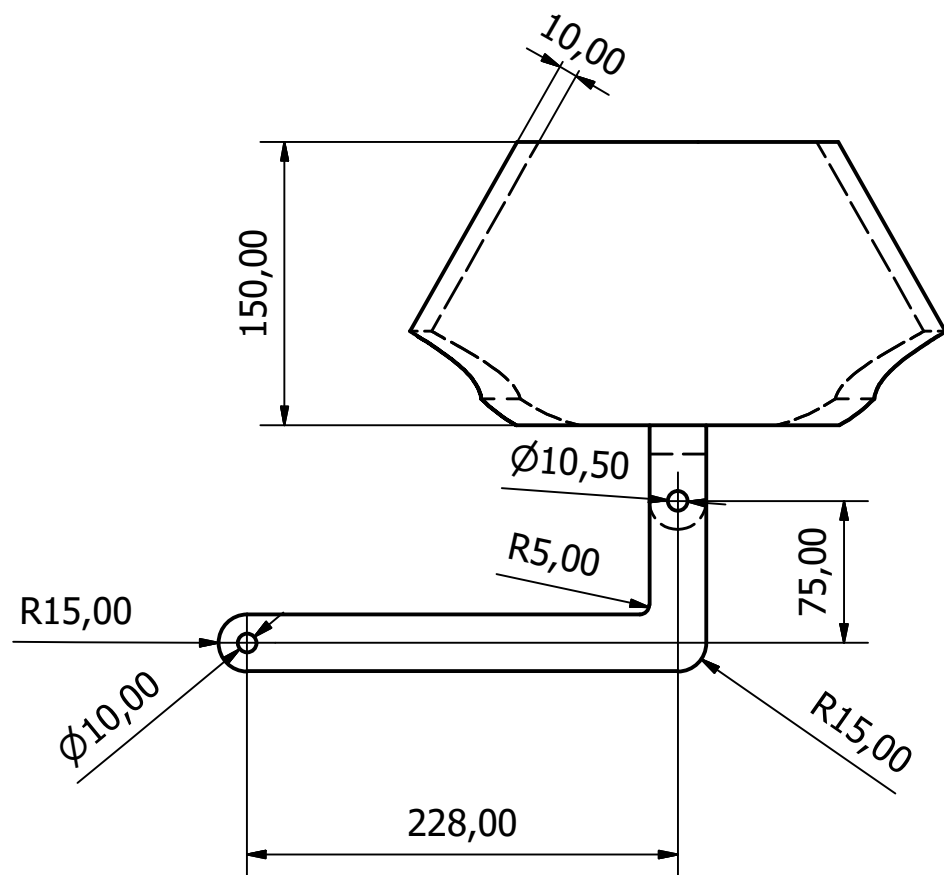
REVISIONES	Nº	DESCRIPCIÓN	DIB.	REV.	APRO.	FECHA		DESCRIPCIÓN:							
	0	PRIMERA VERSIÓN	G. ROJAS			15/09	DIBUJO	G. ROJAS		15/09	TOBERA				
	1						REVISO								
	2						APROBO								
	3										CLASIFICACIÓN	PLANO	FORMATO	PÁGINA	REVISIÓN
		EMITIDO PARA REVISIÓN INTERNA	—	—	—	—	SOLICITADO POR:			PLANO PIEZA	WJ - 006	A3	1 de 1	0	



A-A (1 : 4)



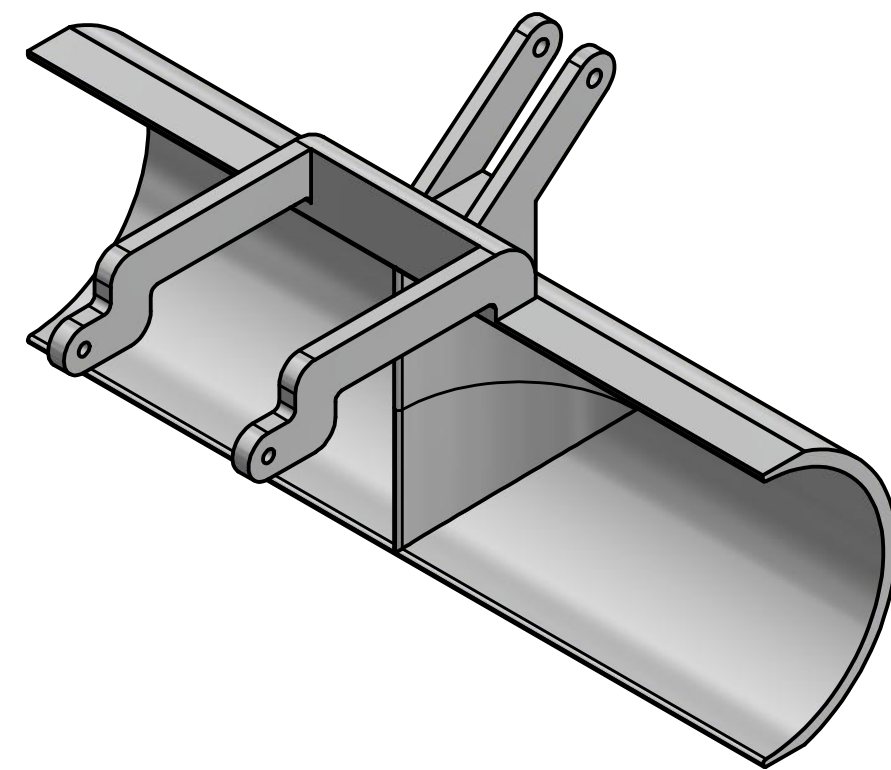
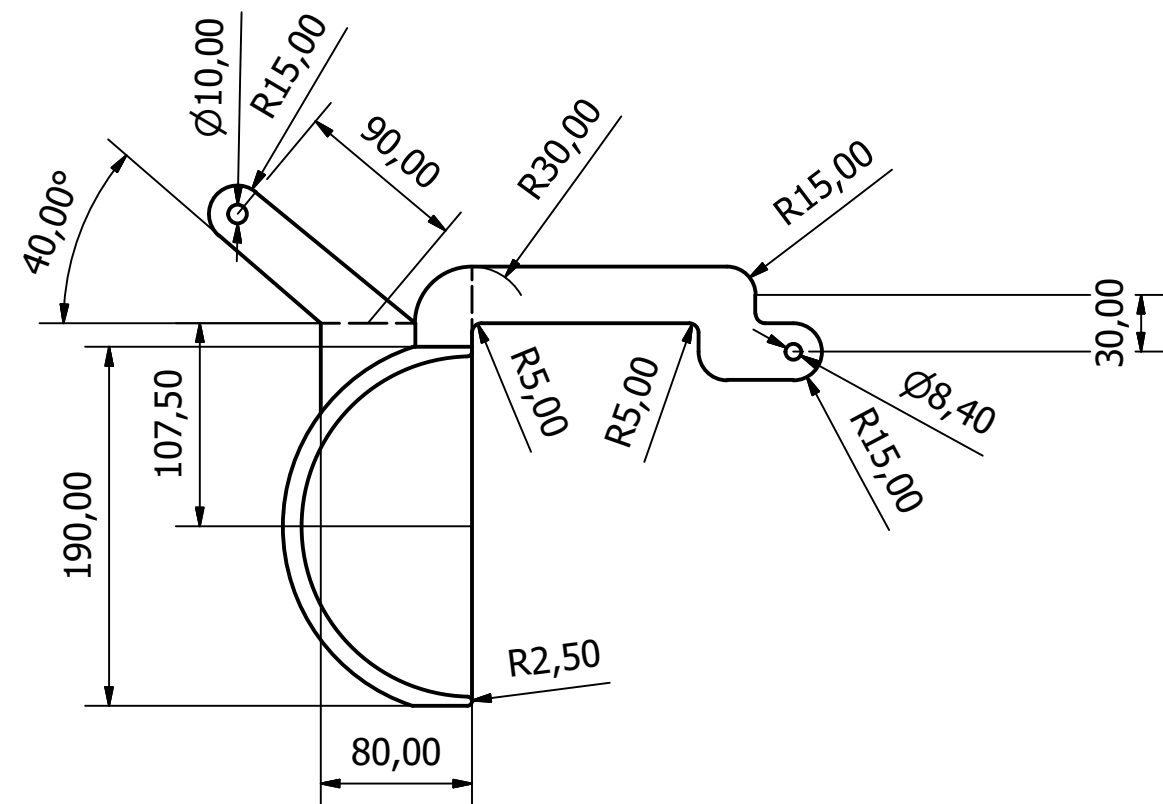
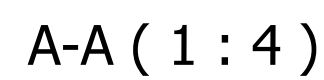
ISOMÉTRICO TOBERA MÓVIL
1 : 4



DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

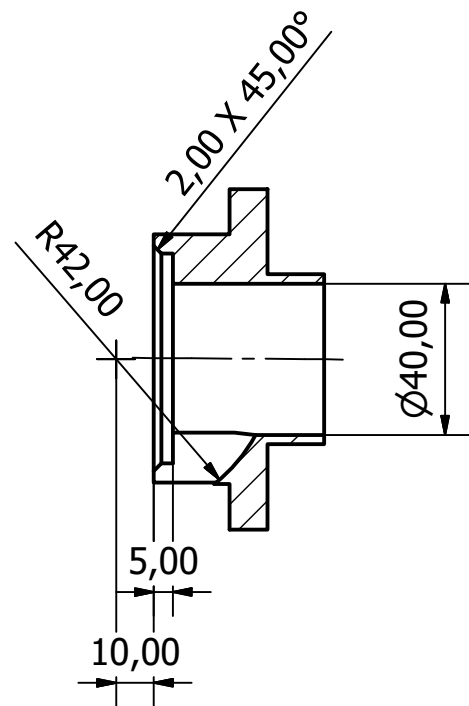
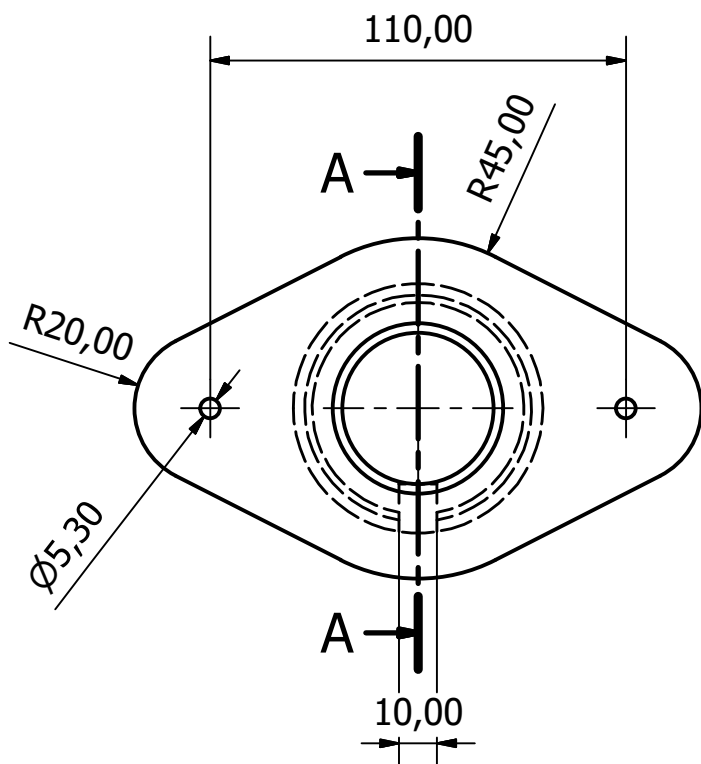


REVISIONES	Nº	DESCRIPCIÓN	DIB.	REV.	APRO.	FECHA		NOMBRE	FIRMA	FECHA		DESCRIPCIÓN:					
	0	PRIMERA VERSIÓN	G. ROJAS			29/06	DIBUJO	G. ROJAS		29/06		TOBERA MÓVIL					
	1						REVISO				ESCALA 1 : 4	CLASIFICACIÓN PLANO PIEZA	PLANO	WJ - 007	FORMATO A3	PÁGINA 1 de 1	REVISIÓN 0
	2						APROBO										
	3																
		EMITIDO PARA REVISIÓN INTERNA	—	—	—	—	SOLICITADO POR:										

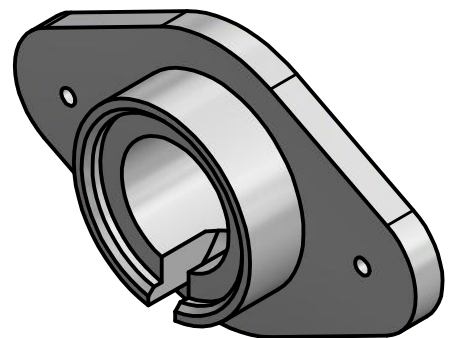
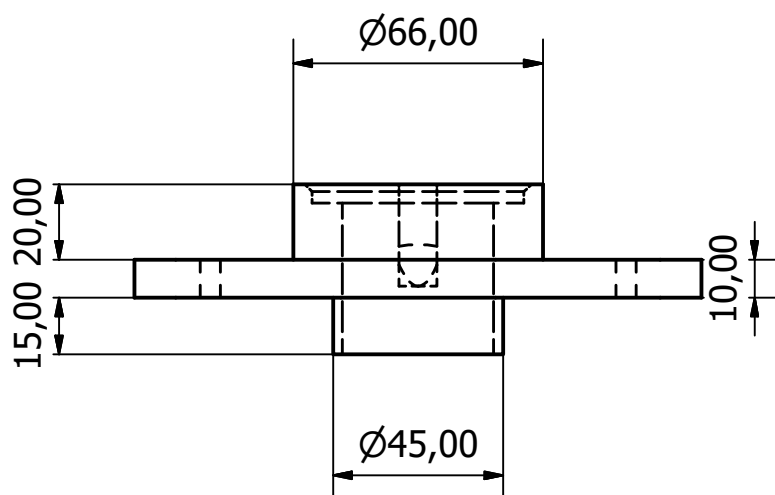


ISOMÉTRICO DEFLECTOR
1 : 4

								DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA 											
REVISIONES	N°	DESCRIPCIÓN	DIB.	REV.	APRO.	FECHA		NOMBRE	FIRMA	FECHA		DESCRIPCIÓN:							
	0	PRIMERA VERSIÓN	G. ROJAS			29/06		DIBUJO	G. ROJAS	29/06		DEFLECTOR							
	1							REVISO			ESCALA 1 : 4								
	2							APROBO			CLASIFICACIÓN					PLANO	FORMATO	PÁGINA	REVISIÓN
	3										PLANO PIEZA					WJ - 008	A2	1 de 1	0
		EMITIDO PARA REVISIÓN INTERNA						SOLICITADO POR:											



A-A (1 : 2)

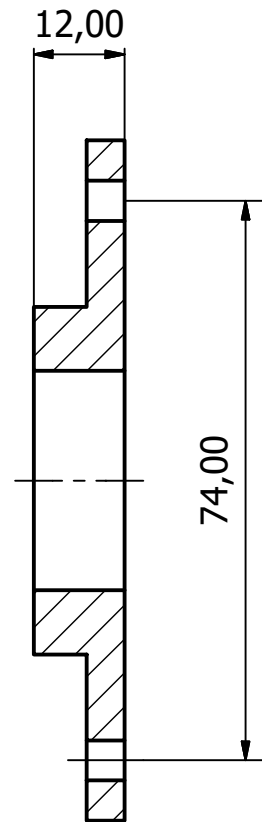
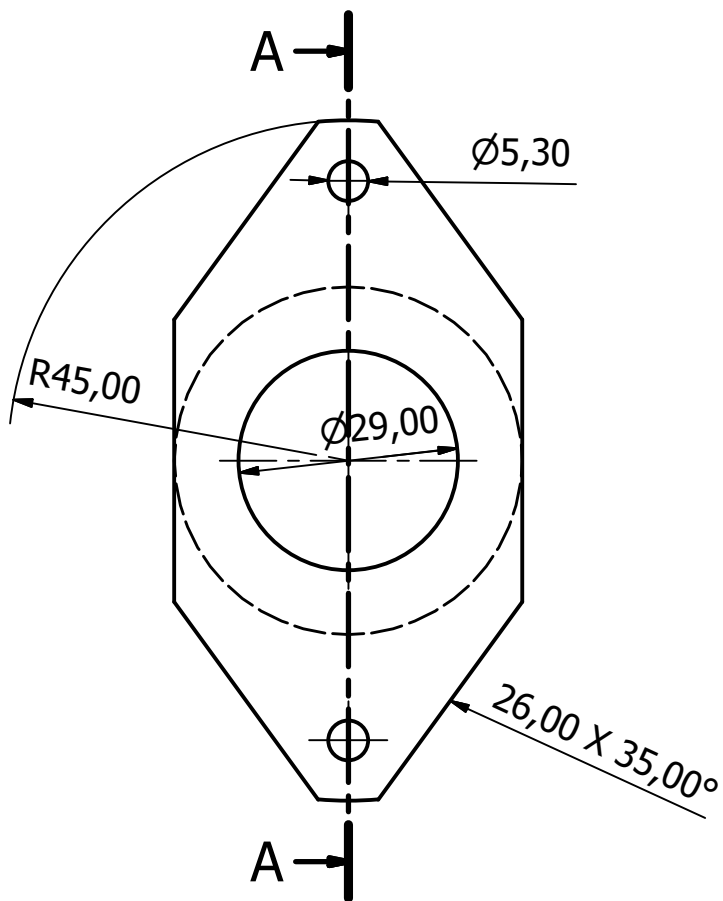


ISOMÉTRICO TAPA COJINETE
PRINCIPAL
1 : 2

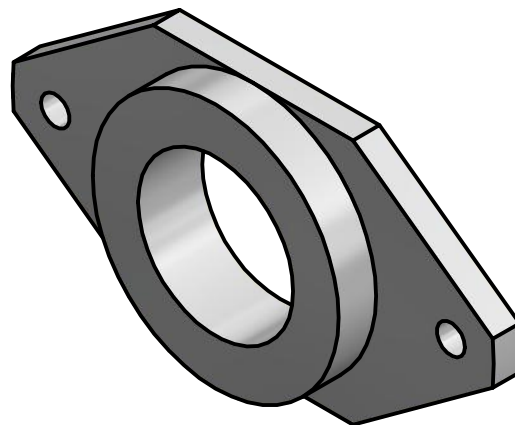
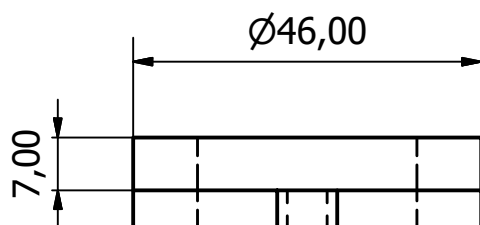
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



REVISIONES	Nº	DESCRIPCIÓN	DIB.	REV.	APRO.	FECHA	NOMBRE	FIRMA	FECHA	DESCRIPCIÓN:
	0	PRIMERA VERSIÓN	G. ROJAS			29/06	DIBUJO	G. ROJAS	29/06	
	1						REVISO			
	2						APROBO			ESCALA 1 : 2 CLASIFICACIÓN PLANO PIEZA
	3									
	EMITIDO PARA REVISIÓN INTERNA						SOLICITADO POR:			PLANO WJ - 009 FORMATO A4 PÁGINA 1 de 1 REVISIÓN 0



A-A (1 : 1)



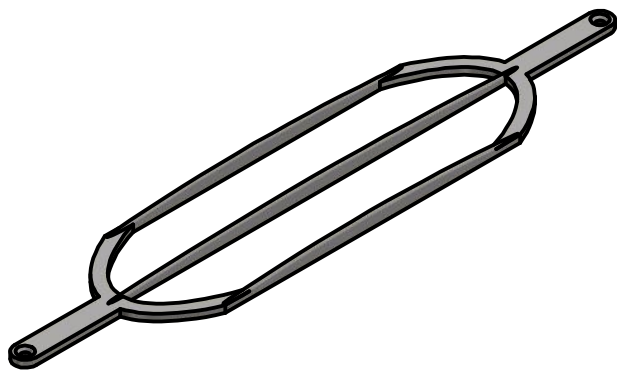
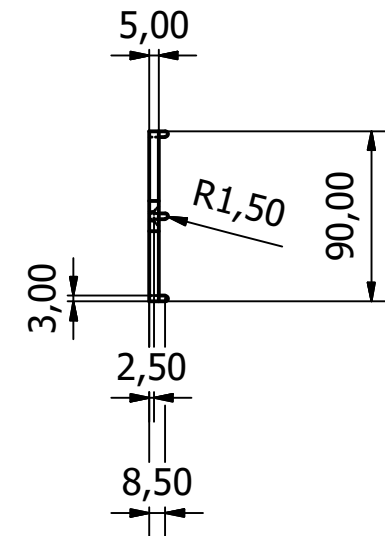
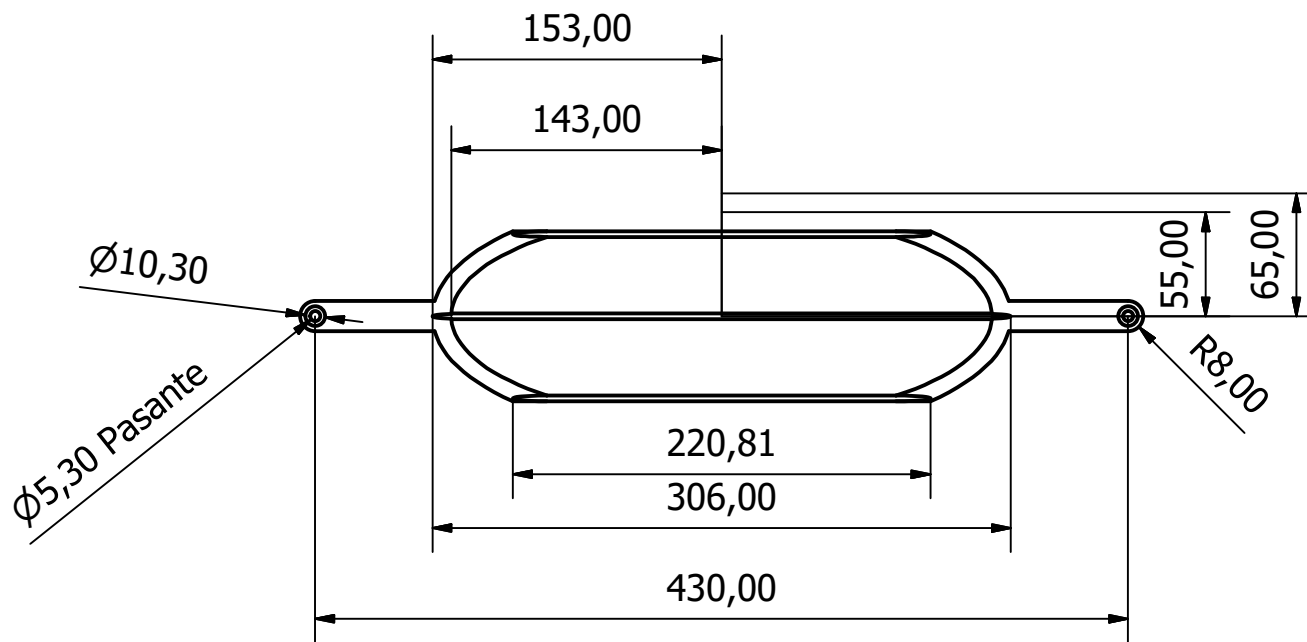
ISOMÉTRICO TAPA PRINCIPAL COJINETE
SECUNDARIO

1 : 1

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



REVISIONES	Nº	DESCRIPCIÓN	DIB.	REV.	APRO.	FECHA		NOMBRE	FIRMA	FECHA	DESCRIPCIÓN: TAPA PRIMERA COJINETE SECUNDARIO
	0	PRIMERA VERSIÓN	G. ROJAS			29/06		DIBUJO	G. ROJAS	29/06	
	1							REVISO			
	2							APROBO			ESCALA 1 : 1 CLASIFICACIÓN PLANO PIEZA
	3										
		EMITIDO PARA REVISIÓN INTERNA						SOLICITADO POR:			
											PLANO WJ - 010
											FORMATO A4
											PÁGINA 1 de 1
											REVISIÓN 0

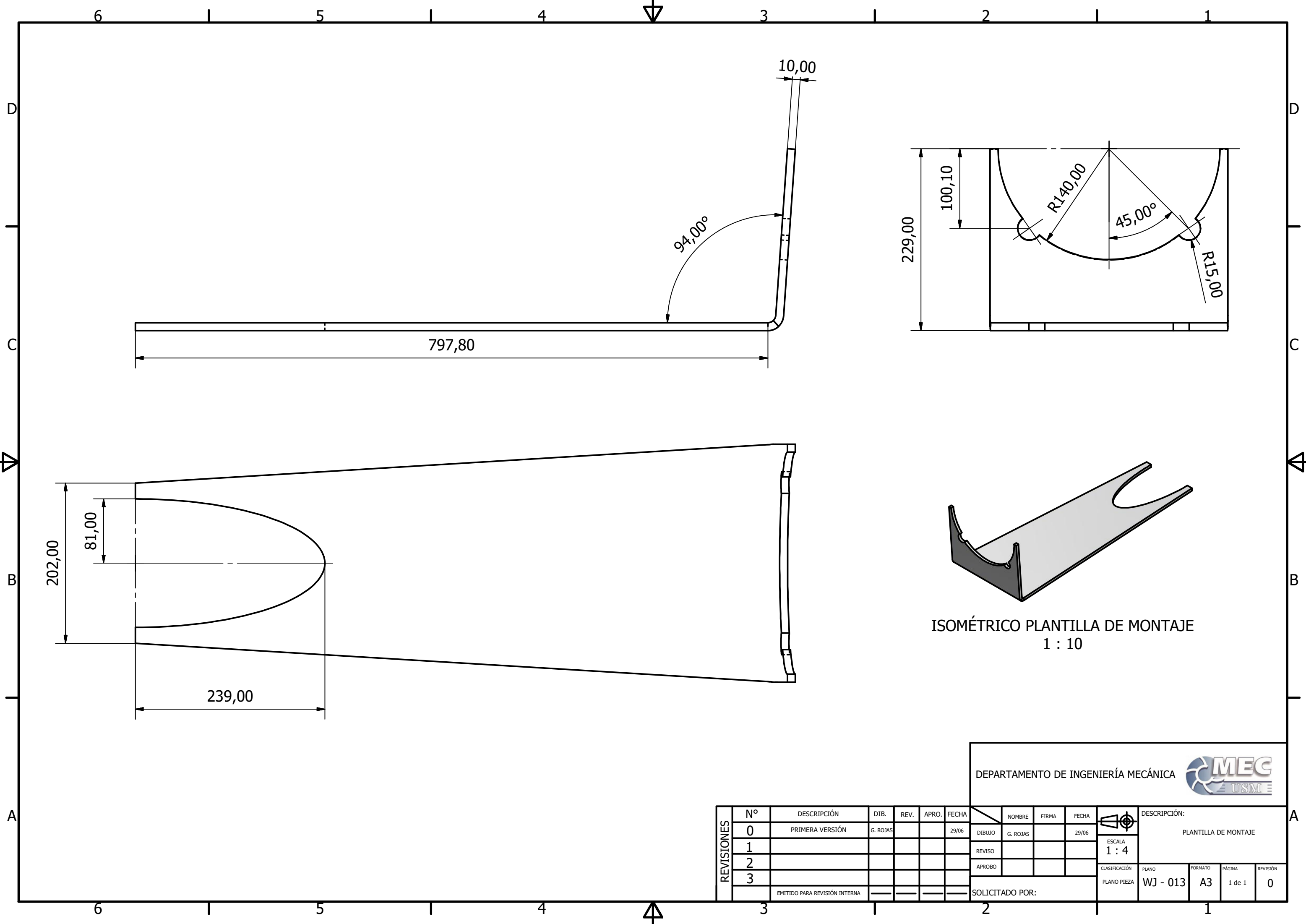


ISOMÉTRICO REJILLA DE HIERBA
1 : 2

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



REVISIONES	Nº	DESCRIPCIÓN	DIB.	REV.	APRO.	FECHA		NOMBRE	FIRMA	FECHA	 ESCALA 1 : 2	DESCRIPCIÓN:			
	0	PRIMERA VERSIÓN	G. ROJAS			29/06	DIBUJO	G. ROJAS		29/06		REJILLA DE HIERBA			
	1						REVISO								
	2						APROBO				CLASIFICACIÓN	PLANO	FORMATO	PÁGINA	REVISIÓN
	3						SOLICITADO POR:				PLANO PIEZA	WJ - 012	A4	1 de 1	0



ISOMÉTRICO PLANTILLA DE MONTAJE
1 : 10

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



REVISIONES	Nº	DESCRIPCIÓN	DIB.	REV.	APRO.	FECHA		NOMBRE	FIRMA	FECHA		DESCRIPCIÓN:			
	0	PRIMERA VERSIÓN	G. ROJAS			29/06	DIBUJO	G. ROJAS		29/06		PLANTILLA DE MONTAJE			
	1						REVISO				ESCALA				
	2										1 : 4				
	3						APROBO				CLASIFICACIÓN	PLANO	FORMATO	PÁGINA	REVISIÓN
		EMITIDO PARA REVISIÓN INTERNA	—	—	—	—	SOLICITADO POR:				PLANO PIEZA	WJ - 013	A3	1 de 1	0