

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA  
VALPARAÍSO – CHILE



“REDISEÑO DEL CUERPO DE  
RODAMIENTOS EN BOMBA CENTRÍFUGA  
DEL SISTEMA DE BOMBEO FLOTANTE  
PARA RECUPERACIÓN DE AGUAS DE  
RELAVE”

**DYLAN IGNACIO SAMUEL CORTÉS OYANEDER**

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUIA: DR. ING. FRANCO PERAZZO  
PROFESOR CORREFERENTE: MAG. ING. JAIME ESPINOZA

MARZO, 2023

## Resumen

La empresa Pinto Glavich Ingeniería y construcción (PGIC) se dedica a la fabricación y distribución de equipos y sistemas de bombeo, con un enfoque específico en minería. Dentro de esta industria, es común la recuperación de agua desde los tranques de relave, para lo cual se requieren equipos especialmente diseñados para esa tarea y entorno. Estos equipos corresponden a bombas instaladas sobre balsas.

Considerando este contexto, en el presente trabajo de título se desarrolló el diseño mecánico de una bomba vertical en disposición VS5 (Norma API-610), capaz de ser montada sobre una balsa ya determinada. Para esto, se consideró el desarrollo de 4 modelos de diferentes tamaños, con el fin de estandarizar el diseño para una gamma de rodets existentes y así, funcionar en un rango de operación ya establecido por otro equipo similar.

En primer lugar, se calcularon las cargas axiales y radiales producidas por los rodets considerandos. Estos cálculos, se realizaron en base a la norma ANSI H.I 1.3 para el diseño de bombas. Posteriormente se obtuvieron las reacciones sobre el eje en las zonas de interés y, a través de un estudio de resistencia a la fatiga, se calcularon los diámetros requeridos para el eje. Considerando las cargas y diámetros obtenidos, se seleccionaron los rodamientos correspondientes. Con el eje y los rodamientos determinados, se realizó un primer prototipo para la estructura general de la bomba.

Este proceso se desarrolló para 4 modelos de distinto tamaño, obteniendo (para cada uno) un eje resistente a la fatiga bajo las cargas consideradas, 2 rodamientos con una vida estimada superior a 40.000 [hr], y una estructura para el equipo en base a 3 columnas principales. Esta estructura, el eje y los rodamientos fueron modelados en 3D y se generaron sus planos de fabricación.

Finalmente, se realizó un análisis de costos y fabricación del equipo, obteniendo valores de fabricación aproximados de 2.000[USD] y 4.500[USD] para el modelo más pequeño y el más grande respectivamente.

## Abstract

The company Pinto Glavich Engineering and Construction (PGIC) is dedicated to the manufacturing and distribution of pumping equipment and systems, with a specific focus on mining. Within this industry, it is common to recover water from tailings ponds. For this task and environment, specially designed equipment is required. This equipment consist of pumps installed on rafts.

Considering this context, the present thesis work developed the mechanical design of a vertical pump in VS5 disposition (API-610 Standard), capable of being mounted on a predetermined raft. For this, the development of 4 models of different sizes was considered, in order to standardize the design for an existing range of impellers and thus work in a range of operation already established by another similar equipment.

Firstly, the axial and radial thrust produced by the considered impellers were calculated. These calculations were based on the ANSI H.I 1.3 standard for pump design. Subsequently, the reactions on the interest areas of the shaft were obtained, and through a fatigue strength study, the required diameters for the shaft were calculated. Considering the loads and diameters obtained, the corresponding bearings were selected. With the shaft and bearings determined, a first prototype was made for the general structure of the pump.

This process was developed for 4 models of different sizes, obtaining (for each one) a fatigue-resistant shaft under the considered loads, 2 bearings with an estimated life of over 40,000 [hr], and a structure for the equipment based on 3 main columns. This structure, shaft, and bearings were modeled in 3D and their manufacturing drawings were generated.

Finally, a cost and manufacturing analysis of the equipment was carried out, obtaining approximate manufacturing values of 2,000 [USD] and 4,500 [USD] for the smallest and largest models, respectively.

## Índice

<b>1</b>	<b>Capítulo I: Generalidades.....</b>	<b>11</b>
1.1	Introducción.....	11
1.2	Objetivos .....	12
1.2.1	Objetivo general .....	12
1.2.2	Objetivos específicos.....	12
1.3	Contexto .....	13
1.3.1	Recuperación de aguas de relave .....	13
1.3.2	PGIC ingeniería. ....	14
1.4	Formulación del problema .....	15
1.4.1	Situación actual PGIC.....	15
1.4.2	Problema a resolver .....	15
1.4.3	Consideraciones.....	16
1.4.3.1	Componentes hidráulicos .....	16
1.4.3.2	Parámetros de operación .....	16
1.4.3.3	Sistema Motriz.....	16
1.4.3.4	Sistema flotante.....	16
<b>2</b>	<b>Capítulo II: Introducción a las Bombas verticales y su uso en minería.....</b>	<b>17</b>
2.1	Bombas centrífugas .....	17
2.2	Clasificación de bombas centrífugas .....	18
2.2.1	En Voladizo (Overhung/OH) .....	18
2.2.2	Entre rodamientos (Between bearings/BB) .....	18
2.2.3	Suspendidas verticalmente (Vertically suspended/VS) .....	19
2.3	Caracterización de las bombas verticalmente suspendidas .....	20
2.3.1	Bomba VS1: .....	20
2.3.2	Bomba VS2 .....	20
2.3.3	Bomba VS3 .....	21
2.3.4	Bomba VS4 .....	21
2.3.5	Bomba VS5 .....	22
2.3.6	Bomba VS6 .....	22
2.3.7	Bomba VS7 .....	23
2.4	Uso de bombas verticales en minería .....	23

2.5	Bombas verticales flotantes para la recuperación de agua en tranques mineros.....	24
2.5.1	Modelos utilizados .....	26
2.5.2	Equipos VS5 existentes en el mercado .....	26
<b>3</b>	<b>Capítulo III: Marco teórico.....</b>	<b>28</b>
3.1	Conceptos básicos relacionados al funcionamiento de la bomba. ....	28
3.1.1	Caudal.....	28
3.1.2	Altura.....	28
3.1.3	Potencia .....	28
3.1.4	Eficiencia.....	29
3.1.5	Velocidad específica.....	29
3.1.6	Curva de operación .....	29
3.2	Cargas generadas por el funcionamiento de la bomba.....	30
3.2.1	Empuje Axial .....	30
3.2.2	Empuje Radial .....	33
3.2.3	Par de torsión .....	36
3.2.4	Ecuaciones de equilibrio y DCL .....	36
3.2.5	Diagramas de momento flector, fuerza cortante y torque .....	37
3.3	Diseño de ejes por resistencia mecánica .....	37
3.3.1	Teoría de energía de distorsión para materiales dúctiles.....	37
3.3.2	Esfuerzo de Von Mises para caso de eje.....	39
3.3.3	Determinación de diámetro de eje .....	40
3.4	Diseño de eje por resistencia a la fatiga .....	40
3.4.1	Método de esfuerzo- vida .....	41
3.4.2	Resistencia a la fatiga.....	42
3.4.3	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga .....	42
3.4.3.1	Factor de superficie $ka$ .....	43
3.4.3.2	Factor de tamaño $kb$ .....	43
3.4.3.3	Factor de carga $kc$ .....	44
3.4.3.4	Factor de temperatura $kd$ .....	44
3.4.3.5	Factor de confiabilidad $ke$ .....	44
3.4.4	Concentración de esfuerzos y sensibilidad a la muesca.....	45
3.4.5	Caracterización de esfuerzos variables. ....	47

3.4.6	Criterio de falla por fatiga - Goodman modificado .....	47
3.4.7	Combinaciones de modos de carga.....	48
3.4.8	Combinaciones de modos de carga en eje .....	50
3.4.9	Diámetro de eje a través del criterio de Goodman modificado .....	50
3.5	Selección de rodamientos .....	51
3.5.1	Vida nominal.....	51
3.5.2	Efecto carga-vida.....	51
3.5.3	Carga radial equivalente.....	53
<b>4</b>	<b>Capítulo IV: Marco metodológico .....</b>	<b>55</b>
4.1	Problema a resolver.....	55
4.2	Datos y suposiciones iniciales .....	55
4.3	Método de análisis.....	55
4.4	Método de presentación de resultados .....	57
<b>5</b>	<b>Capítulo V: Desarrollo del diseño I. Análisis de cargas y estandarización</b>	<b>58</b>
5.1	Cargas generadas .....	58
5.1.1	Obtención de datos. ....	58
5.1.2	Empuje Axial .....	59
5.1.3	Empuje Radial .....	61
5.1.4	Par de torsión .....	63
5.2	Estandarización .....	64
<b>6</b>	<b>Capítulo VI: Desarrollo del diseño II. Diseño de eje y selección de rodamientos .....</b>	<b>65</b>
6.1	Configuración del eje .....	65
6.1.1	Secciones a considerar .....	65
6.1.2	Esquema del eje.....	65
6.2	Reacciones en zonas de interés.....	66
6.2.1	Diagrama de cuerpo libre .....	66
6.2.2	Ecuaciones de equilibrio.....	67
6.3	Diagramas de fuerza cortante y momento flector.....	69
6.4	Obtención de diámetro crítico $d_d$ .....	71
6.5	Aproximación de diámetros restantes.....	74
6.6	Verificación de factor de seguridad.....	76
6.6.1	Factores que modifican el esfuerzo a la fatiga: .....	77

6.6.2	Factores de concentración de esfuerzo .....	79
6.6.3	Cálculo del factor de seguridad .....	83
6.7	Verificación de resistencia estática .....	87
6.8	Cálculo de rodamientos .....	89
6.8.1	Identificación y caracterización de los diámetros de interés.....	89
6.8.2	Carga dinámica requerida .....	89
6.9	Selección de rodamientos .....	91
6.9.1	Rodamiento superior .....	91
6.9.2	Rodamiento inferior .....	93
<b>7</b>	<b>Capítulo VII: Desarrollo del diseño III. Diseño de estructura.....</b>	<b>94</b>
7.1	Estructura general .....	94
7.2	Estructuras diseñadas .....	95
7.2.1	Columna de acople:.....	95
7.2.2	Columna cantiléver:.....	96
7.2.3	Columna distanciadora:.....	97
7.2.4	Tapas y topes de rodamientos.....	98
7.3	Ensamblaje de la estructura .....	99
7.4	Verificación de resistencia estructural.....	100
7.5	Elementos a seleccionar.....	102
7.5.1	Motor .....	102
7.5.2	Cuerpo hidráulico .....	103
7.5.3	Balsa .....	103
<b>8</b>	<b>Capítulo VII: Resumen de resultados.....</b>	<b>104</b>
8.1	Diámetros de eje .....	104
8.2	Rodamientos .....	104
8.3	Estructura .....	105
8.4	Elementos a seleccionar.....	105
<b>9</b>	<b>Capítulo IX: Análisis de fabricación y costos.....</b>	<b>106</b>
9.1	Fabricación.....	106
9.2	Opciones de fabricación .....	107
9.3	Costos de fabricación .....	107
a)	Fabricación PGIC:.....	108
b)	Fabricación externa.....	108

c) Fabricación mixta .....	108
<b>10 Capítulo X: Diseño final.....</b>	<b>110</b>
10.1 Modelo final .....	110
10.2 Características del diseño.....	111
10.3 Listado de piezas y componentes.....	114
10.4 Modelos estandarizados.....	116
<b>11 Capítulo XI: Conclusiones y comentarios finales. ....</b>	<b>118</b>
11.1 Conclusión.....	118
11.2 Oportunidades de mejora y consideraciones .....	119
<b>12 Bibliografía.....</b>	<b>121</b>
<b>13 Anexo .....</b>	<b>122</b>
13.1 Anexo 1 .....	122
13.2 Anexo 2 .....	123
13.3 Anexo 3 .....	124
13.4 Anexo 4 .....	125
13.5 Anexo 5 .....	129
13.6 Anexo 6 .....	130
13.7 Anexo 7 .....	131
13.8 Anexo 8.....	132

## Índice de figuras

Figura 2.1: Bomba OH1 .....	18
Figura 2.2: Bomba BB1 .....	18
Figura 2.3: Bomba tipo VS1 .....	19
Figura 2.4: Clasificación de bombas según norma API-610.....	19
Figura 2.5: Bomba VS1 .....	20
Figura 2.6: Bomba VS2 .....	20
Figura 2.7: Bomba VS3 .....	21
Figura 2.8: Bomba VS4 .....	21
Figura 2.9: Bomba VS5 .....	22
Figura 2.10: Bomba VS6 .....	22
Figura 2.11: Bomba VS7 .....	23
Figura 2.12: Bombas VS5 en operación (1). .....	25
Figura 2.13: Bombas VS5 en operación (2) .....	25
Figura 2.14: Bomba VOGT VS5 sobre balsa (1) .....	27
Figura 2.15: Bomba VOGT VS5 sobre balsa (2) .....	27
Figura 2.16: Bomba VOGT VS5 sobre balsa (3) .....	27
Figura 3.1: Ejemplo curva de operación .....	30
Figura 3.2: Distribución de presiones en el impulsor.....	30
Figura 3.3: Geometría del impulsor .....	32
Figura 3.4: Gráfico obtención factor $K_a$ .....	32
Figura 3.5: Variación de la Fuerza radial .....	33
Figura 3.6: Factor de empuje.....	34
Figura 3.7: Gráfico factor $K_{m2}$ .....	35
Figura 3.8: Mecanismo de falla por fatiga .....	41
Figura 3.9: Gráfico relación esfuerzo-vida. ....	41
Figura 3.10: Factores de cálculo para $K_a$ .....	43
Figura 3.11: Factor de temperatura .....	44
Figura 3.12: Factor de confiabilidad.....	45
Figura 3.13: Sensibilidad a la muesca .....	46
Figura 3.14: Sensibilidad a la muesca cortante .....	46
Figura 3.15: aproximación factores de concentración de esfuerzo.....	46
Figura 3.16: Esfuerzo sinusoidal completamente invertido .....	47
Figura 3.17: Diagrama de fatiga.....	48
Figura 3.18: Relación $F_e/VFr$ y $F_a/VFr$ .....	53
Figura 3.19: Aproximación factores X e Y.....	54
Figura 5.1: Curva de operación AM300 12x14 -16.....	58
Figura 5.2: Geometría del impulsor .....	59
Figura 6.1: Esquema del eje con secciones definidas.....	66
Figura 6.2: Diagrama de cuerpo libre.....	66
Figura 6.3: Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque .....	69
Figura 7.1: Estructura general VS5.....	94
Figura 7.2: Diseño columna de acople.....	96
Figura 7.3: Diseño columna cantiléver .....	96

Figura 7.4: Geometría interior columna cantiléver.....	97
Figura 7.5: Diseño columna distanciadora. ....	97
Figura 7.6: Tapa rodamiento superior .....	98
Figura 7.7: Tapa rodamiento inferior .....	98
Figura 7.8: Tope rodamiento inferior .....	98
Figura 7.9: Ensamblaje estructura Bomba .....	99
Figura 7.10 Ensamblaje interno bomba .....	99
Figura 7.11: Cargas simuladas. Estructura con corte seccional medio .....	100
Figura 7.12: Tensión de Von mises con las cargas aplicadas (1).....	101
Figura 7.13: Tensión de von misses con las cargas aplicadas (2) .....	101
Figura 7.14: Motor WEG W-22 P-Base .....	102
Figura 7.15: Balas 7x7_2 .....	103
Figura 8.1: Esquema de eje .....	104
Figura 10.1: Modelo final generado.....	110
Figura 10.2: Diseño columna acople.....	111
Figura 10.3: Diseño columna cantilever. ....	111
Figura 10.4: Alojamiento superior. ....	112
Figura 10.5: Alojamiento inferior. ....	112
Figura 10.6: Interior columna distanciadora. ....	113
Figura 10.7: Piezas del modelo.....	114
Figura 10.8: Listado de piezas .....	115
Figura 10.9: Envergadura modelos generados. ....	116
Figura 10.10: Modelo A completamente ensamblado. ....	117
Figura 13.1: Gráficos obtención de factores de concentración de esfuerzo. ....	122
Figura 13.2: Resultados empuje axial, radial y torque.....	123
Figura 13.3: Estandarización .....	124
Figura 13.4: Plano de fabricación eje modelo A. ....	125
Figura 13.5: Plano de fabricación columna cantiléver A.....	126
Figura 13.6: Plano de fabricación tapa rodamiento superior modelo A. ....	127
Figura 13.7: Plano de fabricación tapa rodamiento inferior, modelo A. ....	128
Figura 13.8: Listado de materiales. ....	129
Figura 13.9: Costos de fabricación.....	130
Figura 13.10: Listado de proveedores.....	131
Figura 13.11 . Cotización ejemplo 1.....	132
Figura 13.12: Cotización ejemplo 2.....	133

# 1 Capítulo I: Generalidades

## 1.1 Introducción

En minería, es común el uso de tranques para la acumulación del relave minero, en ellos se depositan los sedimentos y agua restantes del proceso de extracción de minerales. A medida que pasa el tiempo, el material depositado decanta, permitiendo que los sedimentos se vayan al fondo del tranque y se forme una laguna de aguas claras en la parte superior.

La industria minera ha visto en estas aguas una oportunidad para mejorar la eficiencia de sus procesos, por lo que es necesario encontrar la forma de recuperarlas. Existen diversos equipos de bombeo que sirven como solución a esta problemática. Una de las soluciones más comunes es recuperar estas aguas mediante bombas verticales posicionadas sobre balsas flotantes.

La empresa PGIC, dedicada al montaje y distribución de sistemas de bombeo para la industria minera, cuenta en su catálogo con equipos verticales VS4 (norma API-610) que ofrece como solución para la recuperación de aguas en tranques de relave. Sin embargo, actualmente, sus clientes han comenzado a solicitar equipos modelo VS5 (Norma API-610), los cuales no están disponibles en el catálogo PGIC ni en el de sus proveedores.

Frente a esta situación, y con el objetivo de participar en las licitaciones para estos proyectos, la empresa se ha visto en la necesidad de estimar los costos de fabricación de este modelo, sin tener un diseño base. Esto significa un alto porcentaje de incertidumbre en los costos de sus propuestas, por lo que las compañías mineras terminan inclinándose por otras empresas similares a PGIC, que sí cuentan con el modelo solicitado.

Debido a lo anterior, PGIC requiere desarrollar el diseño de los equipos modelo VS5, con el fin de poder presentar una propuesta más competitiva en los procesos de licitación y además determinar si es conveniente o no fabricar y distribuir este equipo.

## 1.2 Objetivos

La industria minera ha potenciado proyectos para el correcto uso y aprovechamiento del agua en sus procesos, un ejemplo es la recuperación de agua en tranques de relave mediante un sistema de bombeo flotante. El alto contenido de material particulado presente en el agua genera dificultades para el bombeo en este tipo de tranques. La empresa PGIC, especializada en soluciones de bombeo para tranques de relave, requiere adaptar una bomba vertical tipo VS5 (Norma API) para que pueda funcionar con diferentes tipos de rodets, los que actualmente se utilizan en bombas horizontales tipo VS4. En el presente trabajo se propone el rediseño de 4 cuerpos de rodamientos estandarizados para ser utilizados con rodets ya existentes y definidos.

### 1.2.1 Objetivo general

Rediseñar el cuerpo de rodamientos de una bomba vertical en disposición VS5 según la norma API-610 para una serie de rodets existentes, realizando un análisis de las cargas, elementos y materiales de este cuerpo (incluido el eje) para el correcto funcionamiento de la bomba.

### 1.2.2 Objetivos específicos

1. Aplicar norma ANSI/HI 1.3 para el análisis de cargas axiales y radiales.
2. Diseñar el eje de la bomba.
3. Seleccionar rodamientos considerando cargas, revoluciones de operación y temperaturas de trabajo.
4. Rediseñar la estructura del cuerpo de rodamientos en general, considerando materiales y dimensiones

## 1.3 Contexto

### 1.3.1 Recuperación de aguas de relave [1]

El proceso de obtención de cobre comienza con la obtención de la roca mineralizada extraída de la mina, la cual contiene un bajo porcentaje de cobre. Este se puede encontrar al interior de la roca como sulfuro u óxido.

Para procesar el sulfuro de cobre se lleva a cabo el proceso de concentración. Las primeras etapas de este, conocidas como chancado y molienda consisten en triturar la roca de manera de disminuir su tamaño. Posteriormente, a través de un proceso llamado flotación, se separa el cobre de la roca utilizando agua, aire y químicos.

La mezcla de los sedimentos, agua, y químicos restantes del proceso se conoce como "relave minero". Este, es depositado en sectores y lugares específicos, diseñados especialmente para contener este material ya que, dado a su naturaleza, representan un gran peligro ambiental para la zona. Es por esto, que los depósitos de relave deben cumplir reglamentos relacionados a aspectos geográficos, sociales, ambientales, económicos y de seguridad.

Un tranque minero se genera a partir de la construcción de un muro de contención, sobre el cual se deposita el material más grueso. Este material va siendo compactado a medida que es depositado, permitiendo que el muro de contención crezca con el tiempo. Entre este muro y el terreno, se genera un espacio conocido como "cubeta" en donde se depositan sedimentos más finos y con mayor contenido de agua.

A medida que pasa el tiempo, el material depositado comienza a decantar, permitiendo que los sedimentos más gruesos y densos se vayan al fondo del tranque. En la superficie del tranque se va formando una capa de agua que es conocida como "laguna de aguas claras".

La industria minera ha visto en estas aguas calaras de los tranques de relave, una oportunidad para mejorar la eficiencia de sus procesos. Es por esto que en el último tiempo ha incrementado notoriamente la cantidad de proyectos de recuperación de agua desde los tranques de relave. Una de las soluciones más comunes es recuperar estas aguas mediante bombas flotantes que se posicionan sobre la superficie de la laguna y aseguran una succión superficial de fluido, disminuyendo los riesgos de falla

debido a la succión de sedimentos de mayor tamaño que se encuentran a más profundidad.

### 1.3.2 PGIC ingeniería. [2]

PGIC es una empresa fundada en el año 1991, año en el que comenzaron a desarrollar canales profesionales y confiables enfocados en la distribución de equipos y sistemas de bombeo en todo el país. En palabras simples, PGIC ofrece soluciones relacionadas al desplazamiento de fluidos a sus clientes, las que pueden ir desde simples equipos de bombeo, hasta sistemas y estaciones con diversos equipos e instrumentos montados en ellas.

- **Misión:** Proveer de soluciones en el ámbito del manejo de fluidos, a través de equipos de bombeo, accesorios y servicios de ingeniería que permitan satisfacer en forma eficiente, segura y oportuna las necesidades de nuestros clientes.
- **Visión:** Ser el referente de la industria de equipos de bombeo en términos de confiabilidad, conveniencia y rango, basado en un servicio que supere las expectativas de los clientes.

La empresa además cuenta con dos divisiones principales:

- **División comercial:** Enfocada específicamente de aportar soluciones relacionadas al transporte de agua para los mercados agrícolas, domésticos y construcción. Posee una red de más de 400 distribuidores a lo largo del país.
- **División industrial:** Focalizada preferentemente en la industria minera y sus procesos industriales, por lo que ofrece una gran variedad de soluciones para el transporte de fluidos difíciles como pulpas, líquidos corrosivos, abrasivos, etc. Cuenta con un staff de ingenieros que permite el desarrollo de diferentes proyectos en paralelo.

PGIC ingeniería aplica los estándares internacionales ISO9001 "Sistema de gestión de calidad", ISO4001 "Sistema de gestión ambiental" e ISO45001, "Sistema de salud y seguridad en el trabajo." que forman el marco de referencia para la dirección estratégica y establecimiento de objetivos.

## 1.4 Formulación del problema

### 1.4.1 Situación actual PGIC

En el último tiempo, la división industrial de la empresa PGIC ha recibido diversas solicitudes por parte de compañías mineras para realizar proyectos relacionados a la recuperación de aguas de tranque de relave a través de un sistema de bombeo flotante VS5 (Norma API-610). Este modelo no está estandarizado ni definido por la empresa, ya que sus proveedores no cuentan con este tipo de equipos. Las bombas verticales disponibles en PGIC corresponden al modelo VS4 (Norma API-610).

Esto ha llevado a la empresa a perder varias licitaciones debido a que, al no contar con este producto en su catálogo, se realizan aproximaciones poco precisas de los costos que tendría el fabricar un equipo de esas características. Así, las propuestas de la competencia son mucho más atractivas para las compañías mineras.

### 1.4.2 Problema a resolver

Dado a la situación planteada, la empresa PGIC requiere realizar un estudio técnico-económico que le permita tener una base sólida a la hora de presentar su propuesta a los clientes y de la misma manera determinar si es conveniente o no fabricar y comercializar los equipos VS5. Esto, considerando sus capacidades logísticas y de producción.

Se requiere desarrollar el diseño mecánico para una serie de bombas verticales en disposición VS5 según la norma API-610 [3], considerando los siguientes aspectos:

- ✓ Diseño mecánico del eje.
- ✓ Selección de rodamientos.
- ✓ Diseño de cuerpo de rodamientos.
- ✓ Diseño de estructura de la bomba.
- ✓ Análisis de fabricación y costos.

El diseño debe estandarizarse para 4 tamaños, permitiendo el funcionamiento dentro del rango de operación de un equipo similar ya existente. Este equipo corresponde a la serie AM300 de la empresa fabricante de bombas American Marsh.

### 1.4.3 Consideraciones

#### 1.4.3.1 Componentes hidráulicos

Los componentes hidráulicos de estos equipos (impulsor y voluta), están definidos y corresponden a los de las bombas de la serie AM300 de la empresa American Marsh [4], proveedora de PGIC. Se consideran cerca de 70 impulsores en total.

#### 1.4.3.2 Parámetros de operación

Los parámetros considerados corresponden a los obtenidos desde las curvas de operación para los equipos de la serie AM300 de American Marsh [4].

#### 1.4.3.3 Sistema Motriz

Para el motor se consideran motores eléctricos en disposición vertical. Sus características están determinadas por el catálogo de la empresa WEG [5] y su selección está definida según la recomendación que se hace en la ficha técnica de cada equipo analizado

#### 1.4.3.4 Sistema flotante

Las balsas consideradas para este proyecto se encuentran definidas y diseñadas por PGIC.

## 2 Capítulo II: Introducción a las Bombas verticales y su uso en minería

### 2.1 Bombas centrífugas [7]

Las bombas centrífugas son equipos utilizados para transportar fluidos de un punto a otro, en contra del gradiente de presión. Para esto, transforman la energía mecánica de un impulsor en energía cinética de un fluido.

El fluido ingresa al impulsor por la zona central y gracias al movimiento y geometría de este último, es impulsado y dirigido a través de la carcasa de la bomba para posteriormente salir y ser dirigido al punto de interés a través de tuberías y/o estructuras que guían su movimiento.

Si bien existen diversos tipos de bombas centrífugas, en la mayoría de estas podemos encontrar los siguientes elementos en común que las componen y son fundamentales para su funcionamiento:

- Carcasa: Estructura que alberga al rodete.
- Succión: zona por la cual el fluido ingresa a la bomba.
- Descarga: zona por la cual el fluido sale de la bomba.
- Rodete: Elemento que entrega energía al fluido.
- Cuerpo de la bomba: Estructura en donde se encuentra el eje y descansos.
- Eje: Transmite la potencia del motor al rodete.
- Motor: Transforma energía eléctrica en energía cinética.

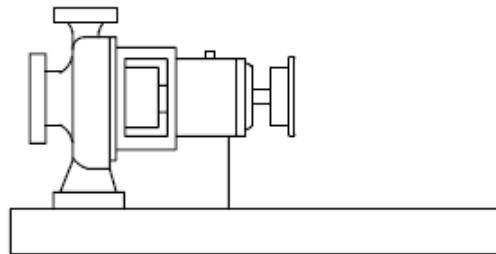
Las bombas centrífugas se pueden clasificar según su dirección de flujo, tipo de carcasa posición del eje, tipo de succión, tipo de rodete, construcción, número de etapas, entre otras características.

## 2.2 Clasificación de bombas centrífugas [3]

Según la norma API-610, las bombas centrífugas pueden clasificarse según su tipo de construcción, específicamente, en base a la posición y la manera en que se dispone el rodete. La norma divide a las bombas centrífugas en 3 grandes grupos:

### 2.2.1 En Voladizo (Overhung/OH)

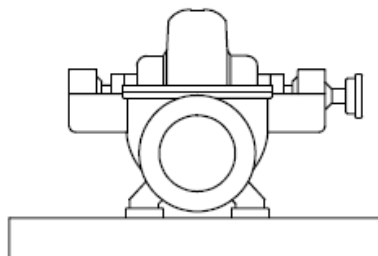
Esta categoría se refiere a aquellas bombas en las cuales el impulsor está en un extremo del eje suspendido a partir del descanso. Este tipo de bombas se puede subclasificar a su vez según el tipo de acople que tengan y su orientación (vertical u horizontal). Las bombas Overhung son las más comunes y reconocibles por su apariencia. En la figura 2.1 se observa una bomba tipo OH1.



*Figura 2.1: Bomba OH1 [3]*

### 2.2.2 Entre rodamientos (Between bearings/BB)

Las bombas "BB" corresponden a aquellas en que el rodete se encuentra montado entre dos descansos de manera horizontal. Estas pueden ser tanto de una etapa como multietapa y además clasificarse según la construcción de su carcasa, la cual está conformada por dos partes que pueden estar dispuestas en posición vertical u horizontal. En la figura 2.2 se observa una bomba tipo BB1.



*Figura 2.2: Bomba BB1 [3]*

### 2.2.3 Suspendidas verticalmente (Vertically suspended/VS)

Las bombas suspendidas verticalmente tienen el rodete y voluta suspendidos desde una columna y por lo general están montadas sobre una plataforma. La columna y los componentes hidráulicos de la bomba por lo general están sumergidos en el fluido de trabajo. En la figura 2.3 se observa una bomba tipo VS1. La figura 2.4 muestra la clasificación que realiza la norma API-610 [3].



Figura 2.3: Bomba tipo VS1 [3]

Pump type		Orientation		Type code	
Centrifugal pumps	Overhung	Flexibly coupled	Horizontal	Foot-mounted	OH1
				Centreline-supported	OH2
			Vertical in-line with bearing bracket	OH3	
		Rigidly coupled	Vertical in-line	OH4	
		Close-coupled	Vertical in-line	OH5	
			High-speed integrally geared	OH6	
	Between-bearings	1- and 2-stage	Axially split	BB1	
			Radially split	BB2	
		Multistage	Axially split	BB3	
			Radially split	Single casing	BB4
				Double casing	BB5
	Vertically suspended	Single casing	Discharge through column	Diffuser	VS1
				Volute	VS2
				Axial flow	VS3
			Separate discharge	Line shaft	VS4
Cantilever				VS5	
Double casing		Diffuser	VS6		
		Volute	VS7		

Figura 2.4: Clasificación de bombas según norma API-610 [3]

## 2.3 Caracterización de las bombas verticalmente suspendidas

Las bombas verticalmente suspendidas se caracterizan por tener una columna que separa la voluta y el rodete del cuerpo principal, el cual, por lo general, está montado sobre una plataforma en la superficie. A continuación, se presenta en detalle la subclasificación de las bombas verticalmente suspendidas (VS), de interés para el desarrollo de este estudio. En las figuras 2.5, 2.6, 2.7, 2.8, 2.9, 2.10, 2.11 se muestran los distintos tipos de estas bombas.

### 2.3.1 Bomba VS1

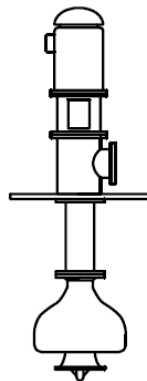
Bomba verticalmente suspendida con descarga a través de la columna principal. Presenta un diseño de carcasa tipo difusor, es decir, radialmente simétrico.



*Figura 2.5: Bomba VS1 [3]*

### 2.3.2 Bomba VS2

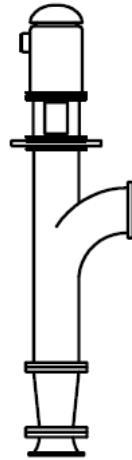
Bomba verticalmente suspendida con descarga a través de la columna principal. A diferencia del modelo VS1, presenta un diseño de carcasa tipo voluta.



*Figura 2.6: Bomba VS2 [3]*

### 2.3.3 Bomba VS3

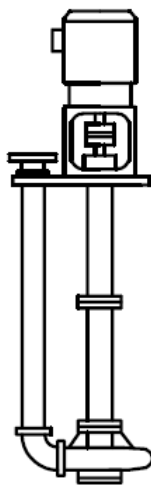
Bomba verticalmente suspendida de flujo axial. A diferencia del modelo VS1 y VS2, la descarga forma parte de la misma estructura de la columna.



*Figura 2.7: Bomba VS3 [3]*

### 2.3.4 Bomba VS4

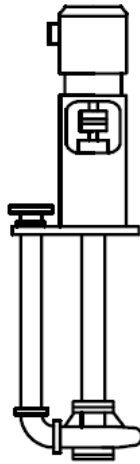
Bomba verticalmente suspendida con descarga separada de la columna principal. Posee descansos a lo largo de la columna principal que dan soporte al eje.



*Figura 2.8: Bomba VS4 [3]*

### 2.3.5 Bomba VS5

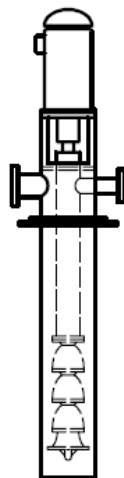
Bomba verticalmente suspendida con descarga separada de la columna principal. A diferencia del modelo VS4, esta no considera descansos a lo largo de la columna principal, por lo que su cuerpo de rodamientos es mucho más robusto.



*Figura 2.9: Bomba VS5 [3]*

### 2.3.6 Bomba VS6

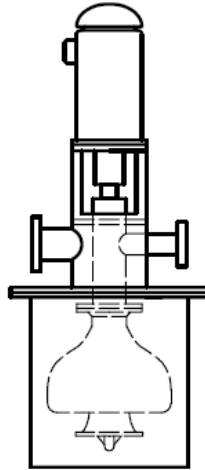
Bomba verticalmente suspendida con doble carcasa y succión por barril. Al igual que el modelo VS1, presenta carcasa tipo difusor.



*Figura 2.10: Bomba VS6 [3]*

### 2.3.7 Bomba VS7

Bomba verticalmente suspendida con doble carcasa tipo voluta y succión por barril.



*Figura 2.11: Bomba VS7 [3]*

## 2.4 Uso de bombas verticales en minería [8]

Las bombas verticales, en un comienzo, eran empleadas principalmente por la industria agrícola para la captación de aguas de pozo profundo. Sin embargo, gracias a sus ventajosas características, su uso se ha masificado en diferentes industrias.

Las bombas verticales destacan por su versatilidad, su construcción permite adaptar su estructura a diversas situaciones según los requerimientos que se tengan. Además, requieren un espacio mínimo para la operar, lo que permite al usuario ahorrar costos relacionados a obras previas a su instalación.

Las bombas verticales son sencillas de instalar, lo que reduce el riesgo de fallas por desalineamientos en las bridas de conexión u otras estructuras, aumentando así, la confiabilidad del equipo.

Estas características han hecho que el uso de las bombas verticales en minería se masifique, ya que las condiciones de operación que existen en esta industria obligan

a utilizar equipos con altas capacidades de adaptación y resistencia a ambientes adversos, en donde se trabaja con temperaturas extremas, terrenos de difícil acceso y fluidos de trabajo altamente contaminados.

De esta manera, es común ver este tipo de bombas en aplicaciones mineras como:

- Drenaje de minas subterráneas
- Drenaje de líquidos residuales
- Limpieza de piscinas
- Bombeo de agua dulce
- Bombeo PLS-ILS refino
- Captación de agua desde ríos, lagunas, embalses, etc.
- Secado de pozos
- Plantas de tratamiento de riles
- Captación de agua de mar para plantas de procesos.

## 2.5 Bombas verticales flotantes para la recuperación de agua en tranques mineros.

La capacidad de adaptación de las bombas verticales permite montarlas sobre balsas flotantes para movilizar fluido desde grandes cuerpos de agua como piscinas, embalses o lagunas. Esto, sumado al hecho de que presentan una succión cercana a la superficie, las convierte en un sistema ideal para recuperar el agua desde los tranques mineros, los cuales se caracterizan por ser cuerpos de agua en donde, a medida que aumenta la profundidad, es más probable encontrar sedimentos que signifiquen un riesgo para el funcionamiento de los equipos de bombeo.

Estos equipos, según el tipo de requerimiento, pueden ser instalados de manera individual o en grandes grupos sobre el cuerpo de agua, considerando pasillos de conexión entre cada uno de ellos para facilitar la inspección y mantención del conjunto, tal como se observa en la figura 2.12 y 2.13.

Las balsas utilizadas por lo general son construidas a través de un sistema modular de docks, que permiten un sencillo transporte. Además, también existen balsas octogonales, del tipo monolítica o bipartida.



*Figura 2.12: Bombas VS5 en operación (1). [9]*



*Figura 2.13: Bombas VS5 en operación (2) [9]*

### 2.5.1 Modelos utilizados

Los modelos más adecuados para esta aplicación son los modelos VS4 y VS5, ya que, dada su construcción, son fáciles de montar en las balsas y además permiten ajustar el largo de columna para adaptarse a las condiciones de succión requeridas.

Sin embargo, el modelo VS5 es recurrentemente solicitado por las empresas para esta aplicación, debido a que presenta una construcción mucho más robusta que otro tipo de modelos, específicamente en su cuerpo de rodamientos. Además, no cuenta con bujes centradores ni sellos mecánicos, lo que permite disminuir los riesgos de falla relacionados al ingreso de sedimentos sólidos a la bomba.

Estas características resultan ser convenientes para la aplicación, ya que, por lo general, los tranques de relave se encuentran en sectores alejados y de difícil acceso, en donde no necesariamente existe una mantención constante de los equipos, por lo que disminuir los riesgos de falla, y aumentar los periodos entre mantenciones, es una ventaja para las mineras. Es por esto que el modelo cantiléver o VS5 es altamente cotizado en la industria.

### 2.5.2 Equipos VS5 existentes en el mercado

El principal distribuidor de este tipo de equipos es la empresa VOGT, competencia directa de PGIC. Dentro del rubro del desarrollo de sistemas de bombeo, han sido pioneros en la fabricación de equipos VS5 de manufactura nacional, posicionándose con bastante ventaja dentro del mercado nacional y siendo una opción bastante utilizada dentro de la industria minera para la recuperación de agua desde tranque de relave u otros depósitos de agua.

En las figuras 2.14, 2.15 y 2.16 se muestran los equipos VS5 que comercializa la empresa VOGT. En donde se puede apreciar la variedad de opciones que presentan en cuanto al sistema de flotación.



Figura 2.14: Bomba VOGT VS5 sobre balsa (1) [9]



Figura 2.15: Bomba VOGT VS5 sobre balsa (2) [9]



Figura 2.16: Bomba VOGT VS5 sobre balsa (3) [9]

## 3 Capítulo III: Marco teórico

### 3.1 Conceptos básicos relacionados al funcionamiento de la bomba. [10]

#### 3.1.1 Caudal

Corresponde al flujo entregado por la bomba medido en volumen de líquido por unidad de tiempo. Existen varias situaciones en donde es de interés conocer el caudal de la bomba, estos puntos de interés son:

- Caudal nominal,  $Q_N$  : Caudal para el cual fue diseñada la bomba.
- Caudal óptimo,  $Q_{opt}$  : Caudal en el punto de mayor eficiencia.
- Caudal mínimo,  $Q_{min}$  : Caudal mínimo permisible.
- Caudal máximo,  $Q_{max}$  : Caudal máximo permisible.

#### 3.1.2 Altura

Corresponde al trabajo mecánico transferido por la bomba al fluido de trabajo medido en la distancia vertical que la bomba es capaz de transportar el fluido. Existen varias situaciones en donde es de interés conocer la altura desarrollada, estos puntos de interés son:

- Altura nominal,  $H_N$  : Altura para la cual fue diseñada la bomba.
- Altura óptima,  $H_{opt}$  : Altura en el punto de mayor eficiencia.
- Altura mínima,  $H_{min}$  : Altura mínima permisible.
- Altura máxima,  $H_{max}$  : Altura máxima permisible.

#### 3.1.3 Potencia

Corresponde a la energía suministrada por la bomba al fluido para aumentar su velocidad y presión. Existen varias situaciones en donde es de interés conocer la potencia hidráulica, estos puntos de interés son:

- Potencia nominal,  $P_N$  : Potencia para la cual fue diseñada la bomba.
- Potencia óptima,  $P_{opt}$  : Potencia en el punto de mayor eficiencia.
- Potencia,  $P_0$ : Potencia a caudal 0.

#### 3.1.4 Eficiencia

Relación entre la energía mecánica generada en el impulsor o el motor y la energía entregada al fluido.

- Eficiencia mecánica,  $\eta_{mec}$
- Eficiencia eléctrica,  $\eta_{elec}$

#### 3.1.5 Velocidad específica

Indicador del desempeño de la bomba en su punto de mayor eficiencia, considerando un diámetro de impulsor y velocidad dada. Se calcula a través de la ecuación (1), descrita a continuación:

$$N_s = \frac{N \cdot Q^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (1)$$

En donde:

$N_s$  = Velocidad específica [-]

$N$  = Velocidad [rpm]

$Q$  = Caudal [ $\frac{m^3}{s}$ ]

$H$  = Altura desarrollada [m]

#### 3.1.6 Curva de operación

La curva de operación de una bomba corresponde a una herramienta visual que, a través de un gráfico, representa la relación entre el caudal y la altura producida por la bomba para un impulsor y una velocidad determinada. Además, a través de la curva de operación de la bomba, también es posible determinar la eficiencia de esta y potencia.

Los fabricantes proporcionan estas curvas de operación para así ayudar a sus clientes a seleccionar la bomba necesaria a partir de las condiciones de operación.

En la figura 3.1 se puede observar un ejemplo de curva característica.

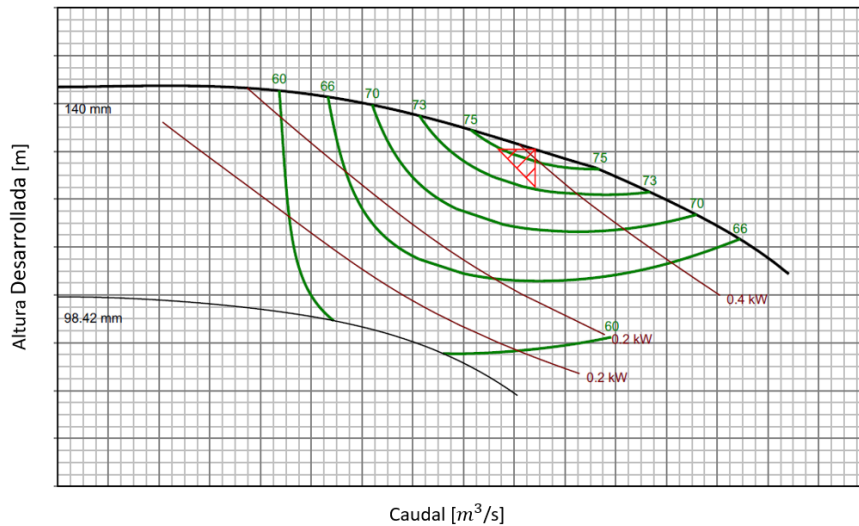


Figura 3.1: Ejemplo curva de operación [4]

## 3.2 Cargas generadas por el funcionamiento de la bomba.

### 3.2.1 Empuje Axial [11]

Debido a la diferencia de presiones entre la parte frontal y trasera del impulsor, propia del funcionamiento de una bomba, se generan fuerzas en la dirección perpendicular al impulsor. En la figura 3.2 se puede observar un esquema de la forma en que actúan estas presiones.

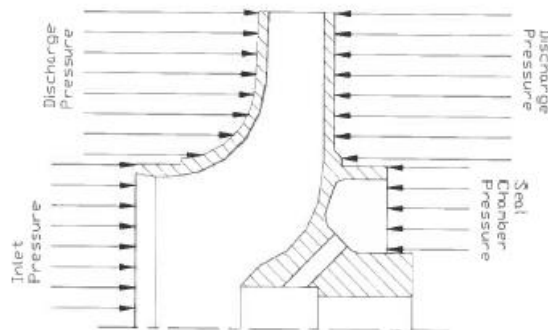


Figura 3.2: Distribución de presiones en el impulsor.[12]

La fuerza axial resultante depende de las presiones desarrolladas y de las áreas sobre las cuales estas actúan. Es por esto que la geometría del impulsor es muy importante para determinar el empuje axial producido.

Para calcular el empuje resultante en un impulsor cerrado, con anillo trasero y agujeros de balanceo, la norma ANSI HI 1.3 propone la expresión (2).

$$F_A = (\rho \cdot g \cdot H) \cdot [(\overline{K_A})_B \cdot A_B] - [(\overline{K_A})_F \cdot A_F] + 70.000 \cdot A_{B1} - 1000 \cdot P_s \cdot A_h \quad (2)$$

Donde:

$F_A$  = Empuje axial [N]

$(\overline{K_A})_B$  = Factor promedio de la altura desarrollada en cubierta trasera [-]

$(\overline{K_A})_F$  = Factor promedio de la altura desarrollada en cubierta frontal [-]

$A_B$  = Área expuesta a presión en la cubierta trasera. [m<sup>2</sup>]

$A_F$  = Área expuesta a presión en la cubierta frontal [m<sup>2</sup>]

$A_H$  = Área del eje o sello expuesta a presión atmosférica [m<sup>2</sup>]

$A_{B1}$  = Área entre el anillo trasero del impulsor y el eje [m<sup>2</sup>]

$H$  = Altura desarrollada [m]

$P_s$  = Presión de succión [kPa]

$\rho$  = Densidad [kg/m<sup>3</sup>]

$g$  = Gravedad [m/s<sup>2</sup>]

La figura 3.3 describe la geometría del impulsor, identificando la cubierta trasera ( $B$ ) y la cubierta frontal ( $F$ ).

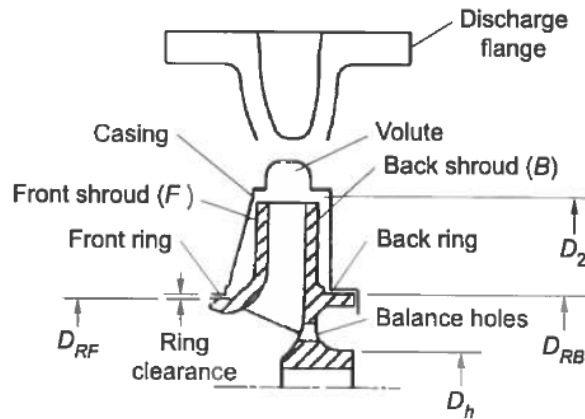


Figura 3.3: Geometría del impulsor [11]

Para el cálculo de  $(\overline{K_A})_F$  y  $(\overline{K_A})_B$ , se utilizan las ecuaciones (3) y (4):

$$(\overline{K_A})_F = \frac{(K_A)_2 + (K_A)_{RF}}{2} \quad (3)$$

$$(\overline{K_A})_B = \frac{(K_A)_2 + (K_A)_{RB}}{2} \quad (4)$$

Las constantes  $(K_A)_2$ ,  $(K_A)_{RF}$ ,  $(K_A)_{RB}$  se obtienen a través el gráfico de la figura 3.4, en función de la relación de diámetros ( $D/D_2$ ) y la velocidad específica.

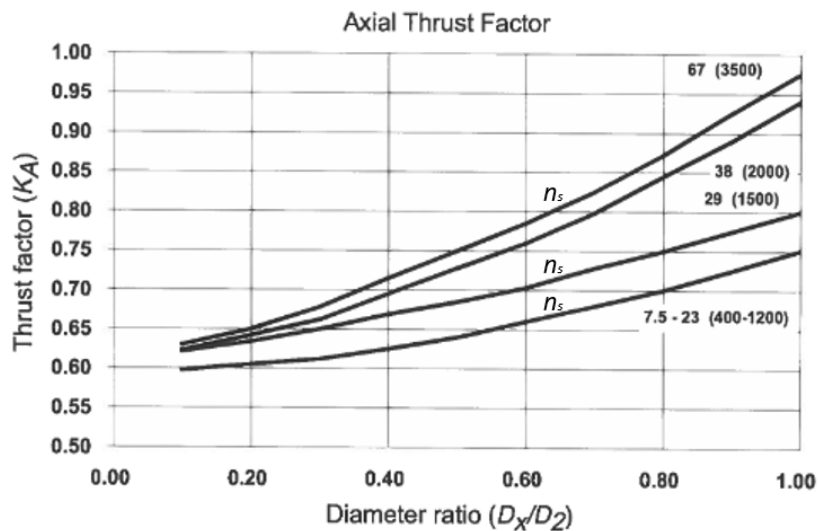


Figura 3.4: Gráfico obtención factor  $K_a$  [11]

### 3.2.2 Empuje Radial [11]

Para una bomba centrífuga operando cerca del punto de máxima eficiencia (BEP), el empuje radial es cercano a 0 [N] ya que la distribución de presiones dentro de la voluta es uniforme. Sin embargo, al operar en zonas distantes del BEP, esta distribución de presiones varía, resultando en una fuerza resultante perpendicular al eje.

Para bombas de tipo voluta simple, el mayor empuje radial se produce en la zona de "Shut off", es decir bajo condiciones de flujo cero y en dirección a la zona "corta aguas", cercano al cuello de la voluta. La dirección de este empuje varía según el porcentaje de flujo desarrollado. A medida que el flujo aumenta, esta fuerza va disminuyendo y girando respecto al eje hasta alcanzar una magnitud cercano a 0 cuando se llega al 100% del BEP. Posterior a ello aumenta nuevamente y la dirección sigue cambiando.

La figura 3.5 muestra un esquema de como varía la dirección y magnitud de la fuerza, en función del porcentaje del BEP al que esté funcionando la bomba.

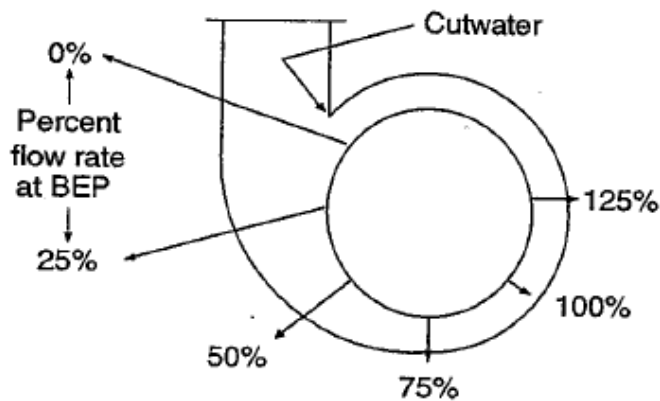


Figura 3.5: Variación de la Fuerza radial [11]

Para calcular este empuje la norma ANSI HI 1.3 propone la siguiente expresión (5):

$$F_R = K_R \cdot H \cdot \rho \cdot g \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (5)$$

Donde,

$F_R$  = Empuje radial [N]

$K_R$  = Factor de empuje [-]

$H$  = Altura desarrollada [m]

$\rho$  = Densidad del fluido [Kg/m<sup>3</sup>]

$g$  = Gravedad [m/s<sup>2</sup>]

$D_2$  = Diámetro del impulsor [m]

$b_2$  = Ancho del impulsor a la salida [m]

La constante  $K_R$  se obtiene mediante el gráfico de la figura 3.6 en función del porcentaje de flujo desarrollado y la velocidad específica.

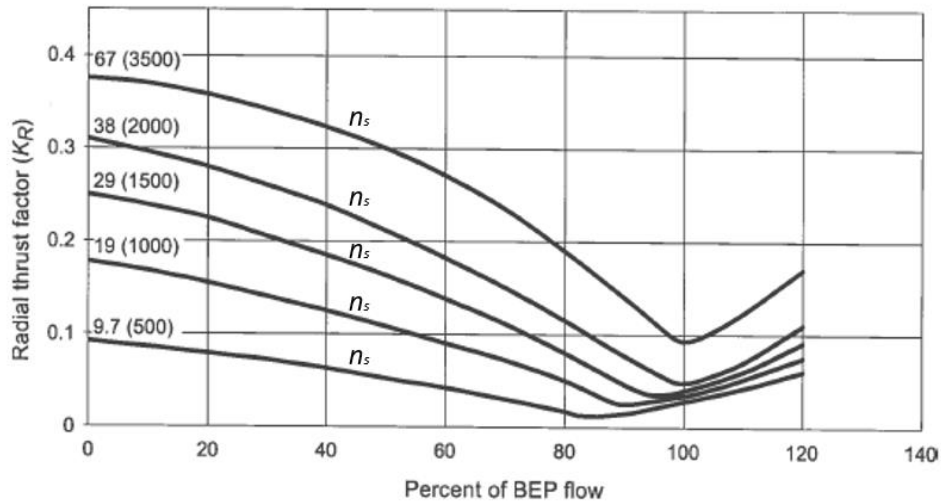


Figura 3.6: Factor de empuje.[11]

El ancho de salida ( $b_2$ ) del impulsor, puede calcularse en base un estudio de conservación de masa a la entrada y salida del impulsor [12], obteniendo la expresión (6), descrita a continuación:

$$b_2 \approx \frac{Q}{(c_{m2})(D_2 \cdot \pi - z \cdot b_u)} \quad (6)$$

En donde  $z$  corresponde al número de alabes,  $b_u$  al ancho de cada uno y  $c_{m2}$  a la velocidad perimetral en la descarga. Esta última se obtiene a través de la expresión (7):

$$c_{m2} = K_{m2} \cdot \sqrt{2gH} \quad (7)$$

En donde  $K_{m2}$  es la constante de capacidad. Obtenida a través del diagrama de la figura 3.7, en función de la velocidad específica.

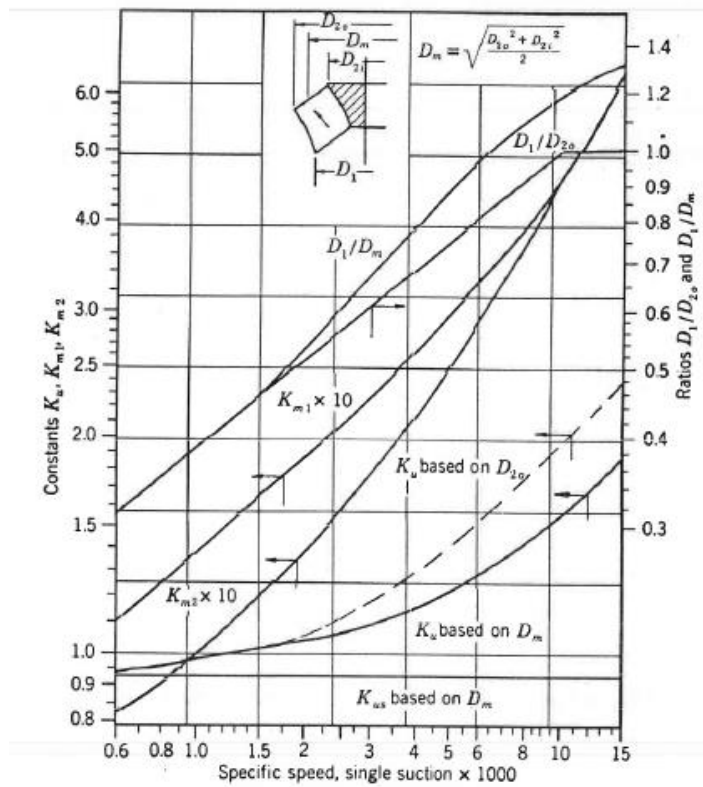


Figura 3.7: Gráfico factor  $K_{m2}$  [12]

Reemplazando (7) en (6), se obtiene la expresión (8):

$$b_2 \approx \frac{Q}{(K_{m2} \cdot \sqrt{2gH}) \cdot (D_2 \cdot \pi - z \cdot b_u)} \quad (8)$$

### 3.2.3 Par de torsión [11]

El funcionamiento del motor eléctrico genera un momento torsor en el eje, el cual debe ser considerado para calcular los esfuerzos producidos y, en consecuencia, el diámetro requerido para el eje.

Para el tipo de arreglo, en donde el motor se une directamente al eje a través de un acople, el torque producido queda definido por la siguiente expresión:

$$T = \frac{P}{\omega} [N \cdot m] \quad (9)$$

Donde,

$T$  = Par de torsión [N m]

$P$  = Máxima potencia requerida por la bomba [W]

$\omega$  = Velocidad [rad/s]

### 3.2.4 Ecuaciones de equilibrio y DCL [13]

Un sistema en equilibrio estático está expuesto a diferentes fuerzas y momentos que se anulan entre ellos. De esta manera, un sistema en equilibrio queda definido por las expresiones (10) y (11):

$$\sum \vec{F} = 0 [N] \quad (10)$$

$$\sum \vec{M} = 0 [N] \quad (11)$$

Estas expresiones son conocidas como ecuaciones de equilibrio y establecen que la sumatoria de fuerzas y momentos dentro de un sistema, es igual a cero en cualquier dirección.

Para representar un sistema en equilibrio, es común el uso de un diagrama de cuerpo libre, el cual es una representación gráfica de la situación planteada, en donde se representa esquemáticamente el objeto y las fuerzas que actúan sobre este.

El uso de los DCL sirve para simplificar el análisis de la situación y facilitar su entendimiento, ya que en él se pueden definir ejes de referencia para establecer las relaciones matemáticas correspondientes.

### 3.2.5 Diagramas de momento flector, fuerza cortante y torque [13]

Los diagramas de fuerza cortante y momento son una herramienta gráfica que permite identificar las variaciones de la fuerza de cizalle, momento flector y momento torsional dentro de un elemento estructural sometido a cargas transversales.

Para obtener estos diagramas, se recorre la estructura realizando cortes transversales de inicio a fin. En cada uno de estos puntos se realiza un estudio, utilizando las ecuaciones de equilibrio para así obtener la magnitud de la fuerza cortante, momento flector y momento torsor de cada punto.

Este análisis permite generar un gráfico para cada magnitud, los cuales ayudan a identificar con mayor facilidad, cual o cuales son los puntos dentro de la estructura que están expuestos a una mayor carga.

Es importante mencionar que para realizar este análisis es necesario contar con un diagrama de cuerpo libre que describa la situación y que permita realizar de manera correcta los cálculos a través de las ecuaciones de equilibrio.

## 3.3 Diseño de ejes por resistencia mecánica [13]

### 3.3.1 Teoría de energía de distorsión para materiales dúctiles

La teoría de energía de deformación máxima propone que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen es igual o mayor a la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la fluencia en tensión o compresión del material.

Para un caso de esfuerzo tridimensional, definido por  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$ , se tiene que la energía de deformación por unidad de volumen  $u_d$  se obtiene a través de la:

$$u_d = \frac{1 + \nu}{3E} \left( \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right) \quad (12)$$

En donde  $E$  corresponde al módulo de young y  $\nu$  el módulo de Poisson.

Para el caso de fluencia, en donde  $\sigma_1 = S_y$  (esfuerzo de fluencia) y  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$  se tiene que la energía de deformación por unidad de volumen es:

$$u_d = \frac{1 + \nu}{3E} S_y^2 \quad (13)$$

Combinando las ecuaciones (12) y (13), el criterio de falla por distorsión es:

$$\left( \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right)^{1/2} \geq S_y \quad (14)$$

El lado izquierdo de la ecuación (14) representa el estado general de esfuerzo en las 3 dimensiones. Este término es considerado como una tensión equivalente o efectiva que se denomina "Esfuerzo de Von Mises", descrito en la ecuación (15).

$$\sigma' = \left( \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right)^{1/2} \quad (15)$$

Así, es posible determinar que la fluencia para un material dúctil ocurrirá cuando el esfuerzo de Von Mises sea mayor o igual al esfuerzo de fluencia de este mismo, tal como lo indica la ecuación (16).

$$\sigma' \geq S_y \quad (16)$$

Esta ecuación puede expresarse como una ecuación de diseño, considerando un factor de diseño  $n$ , como se observa en la ecuación (17).

$$\sigma' \leq \frac{S_y}{n} \quad (17)$$

### 3.3.2 Esfuerzo de Von Mises para caso de eje

El esfuerzo de Von Mises está definido por la ecuación (15). Si se considera un caso de esfuerzo plano, y se reescriben los términos en función de los ejes x e y. El esfuerzo de Von Mises se puede escribir como:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (18)$$

Para el caso de un eje sólido, de sección redonda con diámetro  $d$ , expuesto a un torque  $T$ , una fuerza axial  $F$  y un momento flector  $M$ , se tiene que el esfuerzo de Von Mises queda definido por la ecuación (19), descrita a continuación:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (19)$$

En donde:

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} + \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \quad (20)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (21)$$

Así, reemplazando las expresiones (20) y (21) en la ecuación (19) se obtiene la ecuación (22) que presenta una manera de calcular el esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \left( \left( \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} + \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (22)$$

### 3.3.3 Determinación de diámetro de eje

Si se reemplaza la ecuación (22) en la ecuación (17), se obtiene lo siguiente:

$$S_y \geq n \left( \left( \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} + \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (23)$$

La ecuación (23) indica que para que no se produzca fluencia en el eje, el esfuerzo de Von Mises, o esfuerzo equivalente, no debe ser superior al esfuerzo de fluencia del material.

Para efectos de diseño, la ecuación (23) se puede reordenar en la ecuación (24) y así, obtener una expresión que permita calcular el diámetro requerido de eje para evitar la fluencia. De esta manera:

$$d^3 \geq \frac{32 \cdot n}{\pi \cdot S_y} \cdot \sqrt{\left( M + \frac{F \cdot d}{8} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{T}{2} \right)^2} \quad (24)$$

En donde,

$d$ = diámetro del eje

$n$ = Factor de seguridad

$S_y$ = Límite de fluencia del material

$M$ = Momento flector aplicado

$F$ = Fuerza axial aplicada

$T$ = Torque aplicado

### 3.4 Diseño de eje por resistencia a la fatiga [13]

Existen elementos mecánicos que están expuestos a condiciones en las que las cargas varían y fluctúan en el tiempo, por ejemplo, un eje. Este elemento mecánico experimenta condiciones de tensión y flexión en cada una de las revoluciones que realiza. Estas cargas son denominadas "esfuerzos variables, repetidos o alternantes".

Por lo general los elementos que están sometidos a este tipo de esfuerzos fallan debido a esfuerzos inferiores al esfuerzo ultimo de resistencia del material. Estas fallas son conocidas como "falla por fatiga". Al ser esfuerzos menores, es difícil percibir advertencias previas en el material, por lo que estas fallas se producen de manera repentina. En la figura 3.8 se muestra un ejemplo de falla por fatiga.



Figura 3.8: Mecanismo de falla por fatiga

### 3.4.1 Método de esfuerzo- vida

El método de esfuerzo-vida intenta predecir el número de ciclos de cargas necesarias para que ocurra la falla. Para establecer la resistencia a la fatiga de un material, se requiere de un alto número de ensayos. Este ensayo se realiza en la maquina rotativa de RR Moore, en la cual se somete a flexión pura una muestra y se registra el número de revoluciones hasta su falla. Los resultados de cada ensayo son graficados en un diagrama S-N (esfuerzo- número de ciclos), la cual se puede observar en la figura 3.9.

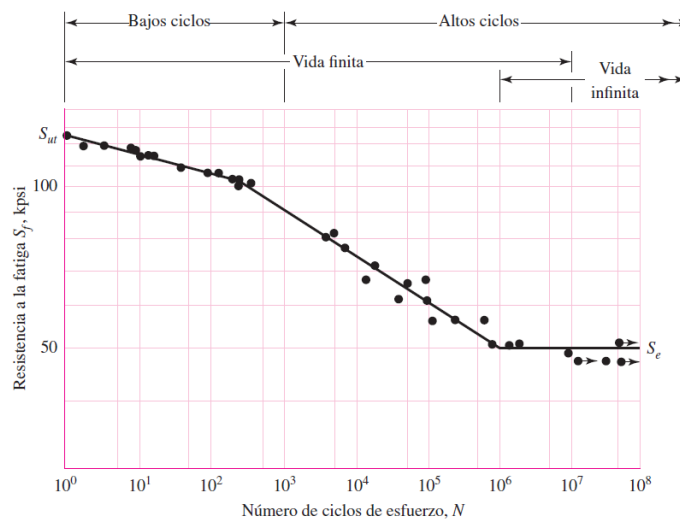


Figura 3.9: Gráfico relación esfuerzo-vida. [13]

Como se observa en la gráfica, existe un cambio brusco de dirección. Esto indica que más allá de ese punto, la falla no ocurrirá, independientemente del número de ciclos que se aplique. El esfuerzo aplicado en ese cambio en la gráfica es determinado como el límite de fatiga del material. La zona posterior a este cambio en la gráfica se denomina "región de vida infinita" que, en el caso de los aceros, se ubica a partir de algún punto entre los  $10^6$ - $10^7$  ciclos.

### 3.4.2 Resistencia a la fatiga

Gracias a la gran cantidad de datos disponibles y ensayos de fatiga realizados, es posible estimar los límites de resistencia de los materiales. A continuación, se observan los límites de resistencia a la fatiga para los aceros en función del límite último de resistencia a la tensión.

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 \cdot S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (25)$$

### 3.4.3 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

La determinación del límite de resistencia a fatiga en los ensayos está hecha en condiciones ideales y con una muestra de determinadas características geométricas, por lo que, para un elemento real, este límite se verá modificado.

Los factores comunes que influyen en la variación del límite a la fatiga son el material, tipo de manufactura, entorno y diseño. El efecto de estos factores se aprecia en la expresión (26), la que modifica el límite de resistencia a la fatiga obtenido por ensayo.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (26)$$

Donde  $k_a$  = factor de modificación de la condición superficial.

$k_b$  = factor de modificación de tamaño.

$k_c$  = factor de modificación de carga.

$k_d$  = factor de modificación de la temperatura.

$k_e$  = factor de confiabilidad.

$k_f$  = factor de modificación de efectos varios.

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la máquina en la geometría y condición de uso.

$S'_e$  = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

### 3.4.3.1 Factor de superficie $k_a$

Este factor depende del acabado superficial de la pieza y de la resistencia a la tensión. Este se calcula mediante la expresión (27):

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (27)$$

Los factores  $a$  y  $b$  se obtienen de la tabla de la figura 3.10.

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

Figura 3.10: Factores de cálculo para  $K_a$  [13]

### 3.4.3.2 Factor de tamaño $k_b$

Este factor intenta ajustar las variaciones que implica el cambio en el tamaño de la pieza respecto al tamaño de la muestra. La expresión (28) muestra la manera de calcular este factor en función del diámetro de la pieza.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 [in] \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d < 10 [in] \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 [mm] \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d < 254 [mm] \end{cases} \quad (28)$$

### 3.4.3.3 Factor de carga $k_c$

Este factor modifica el límite de fatiga del material en función del tipo de carga a la que está expuesto el elemento. La expresión (29) muestra los valores que tiene este factor dependiendo del tipo de carga aplicado.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (29)$$

### 3.4.3.4 Factor de temperatura $k_d$

Este factor modifica el límite de fatiga del material en función de la temperatura a la que operará el elemento mecánico estudiado. En la figura 3.11 se encuentra la tabla a través de la cual se obtiene este factor.

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

Figura 3.11: Factor de temperatura [13]

### 3.4.3.5 Factor de confiabilidad $k_e$

Este factor intenta contrarrestar la alta dispersión en los datos de los ensayos de fatiga. Este se obtiene a través de la tabla de la figura 3.12.

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

Figura 3.12: Factor de confiabilidad.

#### 3.4.4 Concentración de esfuerzos y sensibilidad a la muesca

Las discontinuidades presentes a lo largo del elemento, como cambios de sección, ranuras u orificios implican un aumento en la concentración de esfuerzos en las zonas cercanas a la irregularidad. Para esto se utilizan los factores de concentración de esfuerzo ( $K_t$  y  $K_{ts}$ ) en el análisis de esas zonas, los cuales se obtienen a partir de los gráficos en el anexo N°1. En condiciones de fatiga, este factor se conoce como "factor de concentración de esfuerzos a la fatiga" ( $K_f$  para flexión,  $K_{fs}$  para esfuerzos cortantes). Estos se obtienen a través de las expresiones (30) y (31):

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (30)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \quad (31)$$

En donde  $q$  es el factor de sensibilidad a la muesca del material, el cual se obtiene en función del radio de la muesca y el límite de resistencia última del material  $S_{ut}$ , a través de los gráficos de las figuras 3.13 y 3.14.

En el caso de que no se cuenten con los datos necesarios para obtener los factores  $K_t$  y  $q$ , se utilizan aproximaciones como las que se muestran en la figura 3.15

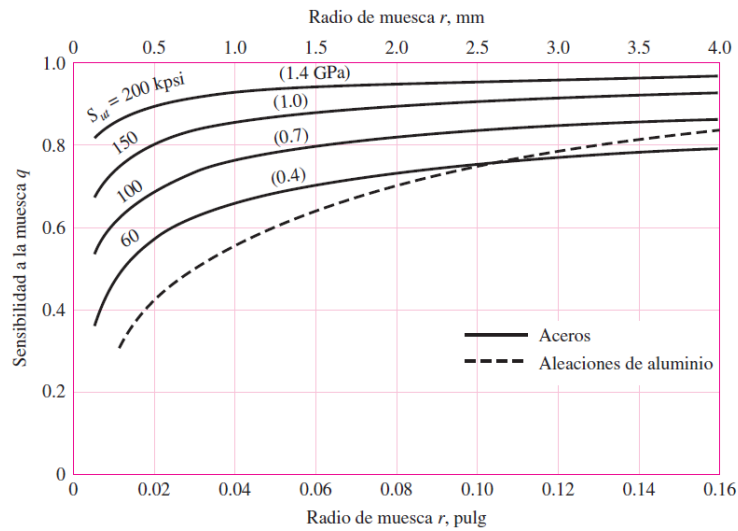


Figura 3.13: Sensibilidad a la muesca [13]

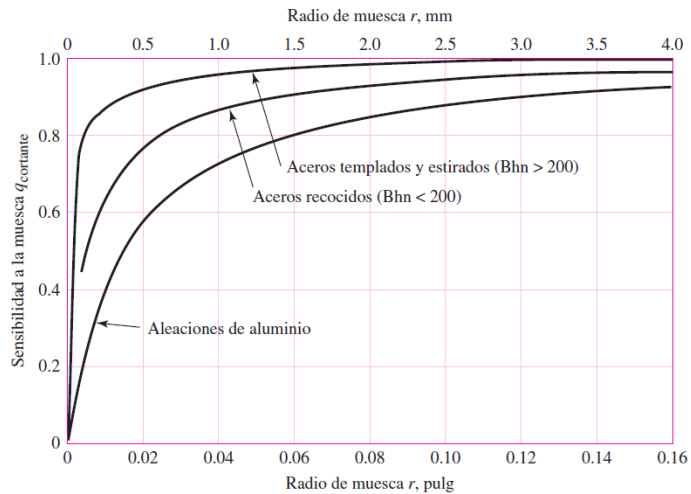


Figura 3.14: Sensibilidad a la muesca cortante [13]

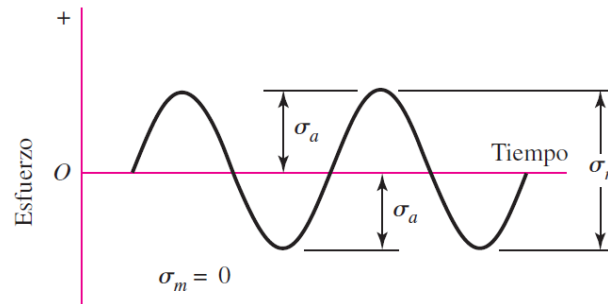
	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ( $r/d = 0.02$ )	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Figura 3.15: aproximación factores de concentración de esfuerzo. [13]

### 3.4.5 Caracterización de esfuerzos variables.

Las cargas fluctuantes aplicadas sobre elementos mecánicos rotatorios tienden a tener un patrón sinusoidal. Dependiendo de la manera en que se aplique la carga y las condiciones de operación del elemento mecánico, podemos tener distintos comportamientos. En la figura 3.16 podemos observar un gráfico que muestra el comportamiento para un esfuerzo alternante completamente invertido.



*Figura 3.16: Esfuerzo sinusoidal completamente invertido [13]*

El comportamiento sinusoidal de estos esfuerzos puede caracterizarse y describirse usando las siguientes componentes:

- $\sigma_a$ : Componente de amplitud
- $\sigma_m$ : Componente de esfuerzo medio.
- $\sigma_{\min}$ : Esfuerzo mínimo.
- $\sigma_{\max}$ : Esfuerzo máximo.
- $\sigma_r$ : Intervalo de esfuerzo.

### 3.4.6 Criterio de falla por fatiga - Goodman modificado

Existen diversos criterios que pretenden predecir el comportamiento a la falla. La figura 3.17 muestra un diagrama de fatiga, en donde se grafican diversos modelos de falla para cargas fluctuantes caracterizadas por  $\sigma_a$  y  $\sigma_m$ . En este diagrama, cada sector sobre la curva (para cada criterio), indica una zona de falla.

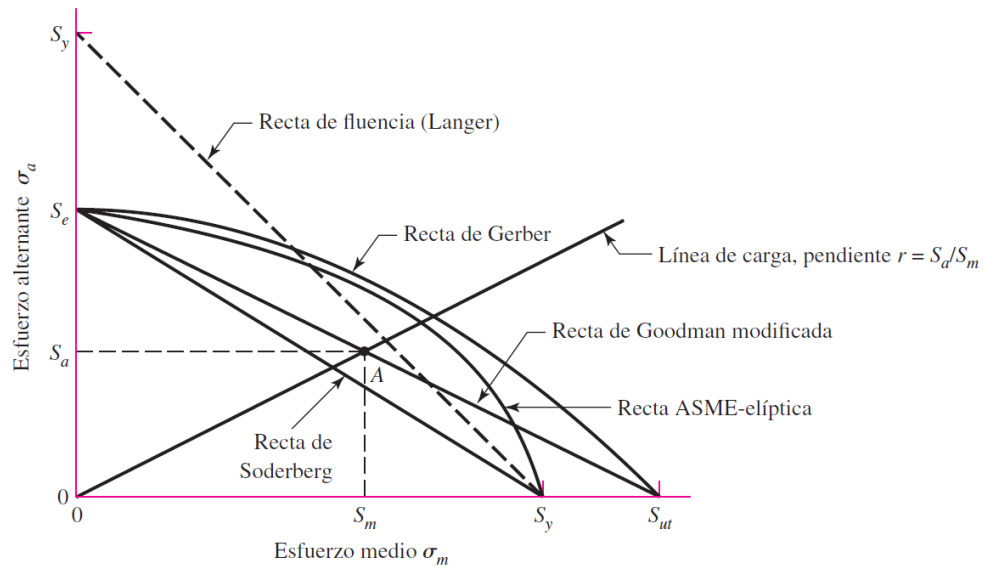


Figura 3.17: Diagrama de fatiga [13]

Uno de los criterios de falla por fatiga más utilizados es el criterio de Goodman modificado. Esto es debido a que es un criterio conservador y el modelo matemático que plantea permite un sencillo análisis al ser una recta.

Para el criterio de falla Goodman modificado, se puede considerar un factor de diseño  $n$ , tal como lo muestra la ecuación (32):

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (32)$$

En donde se relacionan las componentes de alternantes ( $\sigma_a$ ) y medias ( $\sigma_m$ ) del esfuerzo aplicado, con la resistencia a la fatiga del material ( $S_e$ ) y su límite último de resistencia a la tensión ( $S_{ut}$ ).

### 3.4.7 Combinaciones de modos de carga

Las cargas aplicadas sobre un elemento generalmente son combinaciones de diferentes modos de cargas (tensión, flexión y torsión). Además, es necesario

considerar que estas cargas pueden o no ser variables en el tiempo, por lo que hay que encontrar una forma de representar estas condiciones.

El esfuerzo de Von Mises es útil para representar el estado general de esfuerzo del elemento a analizar, incluso cuando se encuentra bajo cargas fluctuantes. De esta manera, si se tiene una situación de esfuerzos variables y de distinta naturaleza (Axial, flexión, torsión) es posible calcular un esfuerzo de Von Mises para la componente alterna de esfuerzo y uno para la componente media.

El esfuerzo de Von Mises está definido por la ecuación (19):

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}$$

Así, considerando los factores de concentración de esfuerzos, las componentes alternas ( $\sigma'_a$ ) y media ( $\sigma'_m$ ) del esfuerzo de Von Mises quedan definidas por las ecuaciones (33) y (34):

$$\sigma'_a = \left\{ \left[ (K_f)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión} + (K_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3[(K_{fs})_{torsión} (\tau_a)_{torsión}]^2 \right\}^{1/2} \quad (33)$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[ (K_f)_{flexión} (\sigma_m)_{flexión} + (K_f)_{axial} (\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3[(K_{fs})_{torsión} (\tau_m)_{torsión}]^2 \right\}^{1/2} \quad (34)$$

En donde,

- $\sigma'_a$ : Componente alterna del esfuerzo de Von Mises
- $\sigma'_m$ : Componente media del esfuerzo de Von Mises
- $(\sigma_a)_i$ : Componente alterna del esfuerzo normal  $i$
- $(\sigma_m)_i$ : Componente media del esfuerzo normal  $i$ .
- $\tau_a$ : Componente alterna del esfuerzo cortante.
- $\tau_m$ : Componente media del esfuerzo cortante.
- $K_f$ : Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga por flexión.
- $K_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga cortante.

De esta manera, se obtiene un esfuerzo equivalente para cada componente del esfuerzo variable al que está expuesto el elemento mecánico.

### 3.4.8 Combinaciones de modos de carga en eje

Si se considera que el elemento mecánico a estudiar es un eje giratorio de sección redonda y macizo, se tiene que el esfuerzo axial y la torsión son constantes, mientras que el esfuerzo flector es completamente reversible.

Así, simplificando las ecuaciones (33) y (34) para las componentes alternas y medias del esfuerzo de Von Mises, se obtienen las ecuaciones (35) y (36):

$$\sigma'_a = (K_f)_{flexión} (\sigma_a)_{flexión} \quad (35)$$

$$\sigma'_m = \left\{ [(K_f)_{axial} (\sigma_m)_{axial}]^2 + 3 [(K_{fs})_{torsión} (\tau_m)_{torsión}]^2 \right\}^{1/2} \quad (36)$$

Expandiendo (35) y (36), se obtiene:

$$\sigma'_a = (K_f)_{flexión} \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad (37)$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[ (K_f)_{axial} \frac{4F_m}{\pi d^2} \right]^2 + 3 \left[ (K_{fs})_{torsión} \frac{16T_m}{\pi d^3} \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (38)$$

En donde  $F_m$  corresponde a la fuerza axial media,  $M_a$ , al momento flector alterno,  $T_m$  al par torsor medio y  $d$  al diámetro de la pieza.

### 3.4.9 Diámetro de eje a través del criterio de Goodman modificado

Reemplazando las componentes del esfuerzo de Von Mises definidas por las ecuaciones (37) y (38), en el criterio de Goodman definido por la ecuación (32), es posible obtener la ecuación (39), útil para el diseño de ejes.

$$\frac{1}{n} = \frac{4}{\pi d^2} \left\{ \frac{1}{S_{ut}} \left[ (K_f)_{axial} \cdot F_m \right]^2 + \frac{48}{d^2} \left[ (K_{fs})_{torsión} \cdot T_m \right]^2 \right\}^{1/2} + \frac{8}{d \cdot S_e} \left[ (K_f)_{flexión} \cdot M_a \right] \quad (39)$$

Acomodando los términos, es posible obtener la ecuación (40) y calcular el diámetro ( $d$ ) de eje requerido para soportar los esfuerzos existentes, considerando un material y factor de seguridad dado ( $n$ ).

$$d^2 = \frac{4n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_{ut}} \left[ (K_{f_{axial}} \cdot F_m)^2 + \frac{48}{d^2} (K_{f_{torsión}} \cdot T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{8}{d \cdot S_e} [K_{f_{flexión}} \cdot M_a] \right\} \quad (40)$$

## 3.5 Selección de rodamientos [13]

### 3.5.1 Vida nominal

Para realizar una correcta selección de los rodamientos a utilizar, es necesario conocer el término "vida del cojinete" que guarda relación con el número de revoluciones del anillo interior de este hasta que se presenta la primera falla tangible de fatiga o también con el número de horas de uso a una velocidad determinada hasta que se advierte la primera evidencia de falla por fatiga.

La ABMA (American Bearing Manufacturers association) define el termino "vida nominal" como el número de revoluciones (u horas a una velocidad determinada) que 90% de un grupo de cojinete alcanza o excede, antes de que ocurra la falla por fatiga. Esta definición que asume una confiabilidad del 90%, es denominada como  $L_{10}$ .

### 3.5.2 Efecto carga-vida

En las pruebas que se realizan a los rodamientos, se estudia la relación entre la vida ( $N^\circ$  de horas) y la carga aplicada. A través de estos estudios, se llega a la relación (41) descrita a continuación:

$$FL^a = cte. \quad (41)$$

En donde:

$F$  =Carga aplicada [KN]

$L$ = Vida [ciclos]

$$a = \begin{cases} 3 & \text{Para cojinetes de bolas} \\ \frac{10}{3} & \text{Para cojinetes de rodillos} \end{cases}$$

A partir de esta relación, se puede escribir:

$$F_1 \cdot L_1^{1/a} = F_2 \cdot L_2^{1/a} \quad (42)$$

Los fabricantes de rodamientos definen la vida  $L_{10}$  como la vida nominal asociada a una carga  $C_{10}$ , que es la carga característica por catálogo para cada rodamiento. De esta manera, la ecuación (42) se puede reescribir como la ecuación (43) descrita a continuación:

$$C_{10} \cdot L_{10}^{1/a} = F_D \cdot L_D^{1/a} \quad (43)$$

En donde  $F_D$  y  $L_D$  son la carga y vida deseadas respectivamente. Así,

$$C_{10} = F_D \cdot \left( \frac{L_D}{L_{10}} \right)^{1/a} \quad (44)$$

Para algunos fabricantes,  $L_{10} = 10^6$  ciclos. Además, es posible escribir  $L_D$  en términos de horas. Así, se obtiene la ecuación (45) descrita a continuación:

$$C_{10} = F_D \cdot \left( \frac{(L_{D,h} \cdot N_D \cdot 60)}{10^6} \right)^{1/a} \quad (45)$$

Con esta ecuación es posible calcular la carga por catálogo necesaria para soportar la carga deseada  $F_D$ , durante  $L_{D,h}$  horas a  $N_D$  revoluciones por minuto.

### 3.5.3 Carga radial equivalente

En la ecuación (45), la fuerza deseada  $F_D$ , por lo general corresponde a la carga radial aplicada sobre el rodamiento,  $F_e$ . Esta carga corresponde la carga radial equivalente que logra igualar los efectos de las cargas axiales y radiales  $F_a$  y  $F_r$ , reales aplicadas sobre el rodamiento, las cuales pueden ser en diferentes direcciones y magnitudes.

Se define un factor de rotación  $V$  tal que  $V=1$  cuando el anillo interior gira o  $V=1.2$  cuando el anillo exterior del rodamiento es el que gira. Así, se define 2 grupos adimensionales;  $F_e/VF_r$  y  $F_a/VF_r$  que al graficarlos, generan el diagrama de la figura 3.18. En él, se forman 2 secciones de rectas, en donde la abscisa  $e$  corresponde a la intersección de estas.

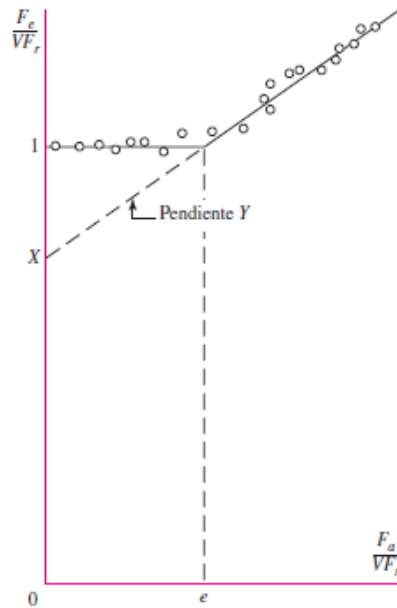


Figura 3.18: Relación  $F_e/VF_r$  y  $F_a/VF_r$  [13]

La función resultante se define a través de la ecuación (46):

$$F_e = X_i \cdot V \cdot F_r + Y_i \cdot F_a \quad (46)$$

En donde  $i=1$  cuando  $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$  y por otro lado  $i=2$  cuando  $\frac{F_a}{VF_r} > e$ . Los factores  $X_1, X_2, Y_1, Y_2$  se pueden obtener desde la tabla de la figura 3.19.

Los factores de carga  $X_i$  e  $Y_i$  dependen directamente de las características geométricas del rodamiento. Sin embargo, es posible aproximarlos a través de la relación entre la carga axial aplicada  $F_a$  y la clasificación de catálogo para carga estática del rodamiento  $C_0$  usando la misma tabla de la figura 3.19.

$F_a/C_0$	$e$	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		$X_1$	$Y_1$	$X_2$	$Y_2$
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

\*Utilice 0.014 si  $F_a/C_0 < 0.014$ .

Figura 3.19: Aproximación factores X e Y [13]

A la hora de seleccionar un rodamiento, por lo general se selecciona una relación  $F_a/C_0$  aproximada para obtener los factores X e Y. Con estos, se calcula la carga radial equivalente  $F_e$  a través de la ecuación (46) y la carga característica  $C_{10}$  por medio de la ecuación (45). Con estos valores se selecciona un rodamiento desde un catálogo de fabricante y se corrobora la relación  $F_a/C_0$  en un proceso iterativo.

## 4 Capítulo IV: Marco metodológico

### 4.1 Problema a resolver

Se requiere realizar el diseño estandarizado para una serie de equipos de bombeo en disposición VS5 según la norma API-610, los cuales deben ser montados en balsas sobre tranques mineros para la recuperación de aguas.

El diseño debe considerar el cálculo del eje, selección de rodamientos y diseño de la estructura de la bomba.

### 4.2 Datos y suposiciones iniciales

La principal fuente de información y el punto inicial para realizar el desarrollo de este diseño fueron las curvas de operación y fichas técnicas de las bombas de la serie AM300 de la empresa American Marsh [4]. Esto, debido a que PGIC pretende considerar los mismos impulsores y cuerpos hidráulicos de estos equipos para el modelo a diseñar.

Debido a lo anterior, se asume que los modelos a diseñar tendrán condiciones de operación similares a los de los equipos AM300. De esta manera, a través de las curvas de operación y fichas técnicas de cada bomba, se obtuvo la velocidad de operación, caudal, altura máxima, BEP, diámetro del impulsor, potencia y motor utilizado en cada equipo.

Así, como punto inicial se tienen alrededor de 70 casos de estudio, que representan diferentes condiciones de operación para el modelo a diseñar.

### 4.3 Método de análisis

#### **Etapas 1:**

A través de las fichas técnicas y curvas de operación de las bombas de la serie AM300, se obtuvo una base de datos con más de 70 casos a analizar. A partir de

estos datos se calcularon las cargas generadas (empuje axial, radial y torque), y en base a estos resultados, se realizó una caracterización y estandarización del total de casos. De esta manera se tienen 4 grupos, cada uno representado por el caso más crítico. Para cada uno, se diseñó un eje, se seleccionaron los rodamientos y se diseñó la estructura del equipo.

### **Etapas 2:**

Se realizó una aproximación de la geometría del eje y considerando y los resultados obtenidos de empujes y torque, se generó un diagrama de cuerpo libre DCL, el cual se utilizó para plantear las ecuaciones de equilibrio y calcular las reacciones en las zonas de los rodamientos.

Con esta información, se generaron los diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque, a través de los cuales se pudo caracterizar cada zona de interés e identificar la zona crítica del eje.

### **Etapas 3:**

Utilizando el criterio de Ed- Goodman, se calculó el diámetro crítico. Posterior a ello, se aproximaron los diámetros restantes a partir de relaciones recomendadas por la literatura para los cambios de sección.

Se corroboraron los factores de seguridad para cada sección considerando los diámetros obtenidos y recalculando los factores de concentración de esfuerzo.

De esta manera se obtuvieron los diámetros para cada sección de cada uno de los 4 ejes considerados.

### **Etapas 4:**

Considerando las cargas existentes en las zonas de interés y sus diámetros, se calcularon las cargas dinámicas requeridas y se seleccionaron los rodamientos en base al catálogo de rodamientos SKF para cada uno de los 4 modelos.

**Etapa 5:**

Ya con los ejes y rodamientos definidos para cada grupo, se modeló la estructura de la bomba para los 4 modelos. Se consideró el diseño de las 3 columnas principales y se sometió a un estudio de resistencia estática a estas para determinar si eran capaces de soportar los pesos de los elementos montados.

**Etapa 6:**

En base a los modelos diseñados, se realizó un listado de materiales y procesos de fabricación necesarios para cada uno. Este listado fue cotizado en diferentes empresas proveedoras nacionales.

#### 4.4 Método de presentación de resultados

Dada la gran cantidad de datos a analizar y procesar, para una mejor comprensión del procedimiento desarrollado, se muestran los resultados solo para uno de los 70 casos estudiados. A través de este caso se explica el cálculo de las cargas aplicadas sobre el eje, para luego, en base a estos resultados, explicar el modo de estandarización utilizado para el total de casos. Posterior a ello se continua con el desarrollo del diseño considerando el mismo caso.

Una vez expuesto el desarrollo completo, se presentarán los resultados para los 4 modelos.

## 5 Capítulo V: Desarrollo del diseño I. Análisis de cargas y estandarización

### 5.1 Cargas generadas

#### 5.1.1 Obtención de datos.

A partir del análisis de las curvas de operación y la ficha técnicas del modelo 12x14-16 perteneciente a la serie AM300 (figura 5.1), se obtuvieron los siguientes datos:

- Velocidad= 1460 [rpm]
- Caudal= 1415.6 [m<sup>3</sup>/hr]
- Altura en BEP= 44.73 [m]
- Altura en zona de shut off= 55.02 [m]
- Diámetro del impulsor= 0.413[m]
- Potencia en BEP= 210 [kW]
- Potencia máxima= 220 [kW]
- Potencia recomendada= 225 [kW] / 300[HP]

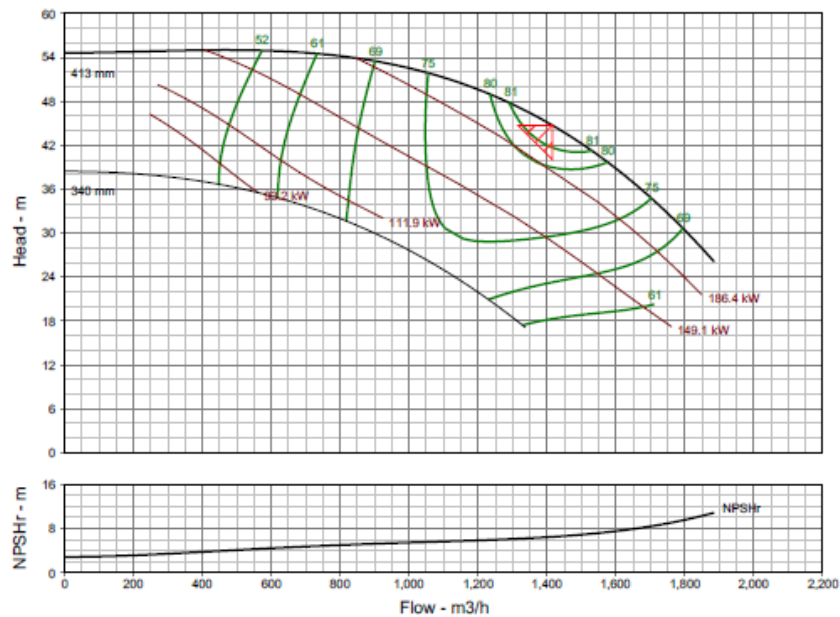


Figura 5.1: Curva de operación AM300 12x14 -16. [4]

### 5.1.2 Empuje Axial

Para obtener el empuje Axial se utilizó la ecuación (2),

$$F_A = (\rho \cdot g \cdot H) \cdot [[(\overline{K_A})_B \cdot A_B] - [(\overline{K_A})_F \cdot A_F]] + 70.000 \cdot A_{B1} - 1000 \cdot P_s \cdot A_h$$

- i) En primer lugar, es necesario obtener las características geométricas del impulsor (figura 5.2) para así calcular las áreas de exposición.

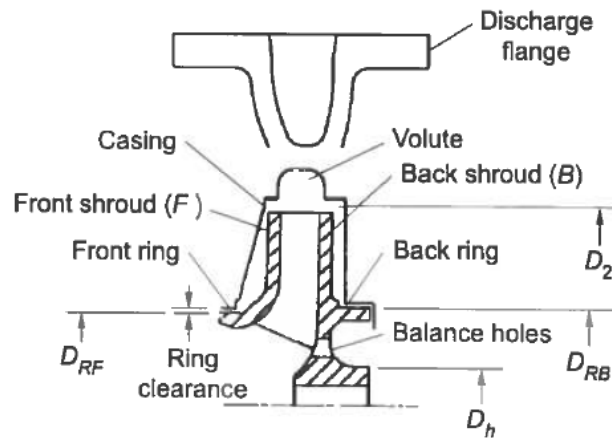


Figura 5.2: Geometría del impulsor [11]

- $D_2 = 0.413$  [m]
- $D_{RF} = 0.207$  [m]
- $D_{RB} = 0.207$  [m]
- $D_h = 0.083$  [m]

- ii) Para la obtención de las constantes K, es necesario conocer la velocidad específica (ecuación (1)) del equipo en las condiciones estudiadas, además de las relaciones entre los diámetros característicos del impulsor.

Velocidad específica:

- $N_s = N \frac{Q^{0.5}}{H_{s0}} = 1460 \frac{(1415.6/3600)^{0.5}}{(44.73)^{0.75}} \approx 53[-]$

Relaciones de diámetros:

- $D_2/D_2 = 1$
- $D_{RF}/D_2 = 0.5$
- $D_{RB}/D_2 = 0.5$
- $D_H/D_2 = 0.2$

iii) Así, a través del gráfico de la figura 3.4, se pueden obtener las constantes

$K_A$ :

- $(K_A)_2 = 0.944 [-]$
- $(K_A)_{RF} = 0.731 [-]$
- $(K_A)_{RB} = 0.731 [-]$
- $(K_A)_H = 0.644 [-]$

iv) Con las constantes  $K_A$  calculadas, se pueden obtener, mediante las ecuaciones (3) y (4), las constantes  $(\overline{K_A})_F$  y  $(\overline{K_A})_B$  :

- $(\overline{K_A})_F = \frac{(K_A)_2 + (K_A)_{RF}}{2} = \frac{0.944 + 0.731}{2} = 0.837$
- $(\overline{K_A})_B = \frac{(K_A)_2 + (K_A)_{RB}}{2} = \frac{0.944 + 0.731}{2} = 0.837$

v) Las áreas sobre las que actúan las presiones:

$$A_F = \frac{\pi(D_2^2 - D_{RF}^2)}{4} = 0.1 [m^2]$$

$$A_B = \frac{\pi(D_2^2 - D_{RB}^2)}{4} = 0.1 [m^2]$$

$$A_H = \frac{\pi(D_H^2)}{4} = 0.0054 [m^2]$$

$$A_{B1} = \frac{\pi(D_{RB}^2 - D_H^2)}{4} = 0.028 [m^2]$$

vi) Así, reemplazando en (2):

$$F_A = (\rho \cdot g \cdot H) \cdot [(\overline{K_B} \cdot A_B) - (\overline{K_F} \cdot A_F)] + 70.000 \cdot A_{B1} - 1000 \cdot P_s \cdot A_h$$

$$F_A = (9.81 \cdot 998 \cdot 55.02) \cdot [(0.837 \cdot 0.1) - (0.837 \cdot 0.1)]$$

$$+70.000 \cdot 0.028 - 1000 \cdot 0 \cdot 0.0054$$

$$F_A = 1960 \text{ [N]}$$

### 5.1.3 Empuje Radial

Para obtener el empuje Radial se utilizó la ecuación (5)

$$F_R = K_R \cdot H \cdot \rho \cdot g \cdot D_2 \cdot b_2$$

i) Se tiene:

- $H = 55.02 \text{ [m]}$
- $\rho = 998 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
- $g = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$
- $D_2 = 0.413 \text{ [m]}$

ii) El factor de empuje  $K_R$  es obtenido a través del gráfico de la figura 3.6, en función de la velocidad específica  $N_s$  y el porcentaje de flujo desarrollado.

- Velocidad específica,  $N_s \approx 53 \text{ [-]}$
- Porcentaje de flujo desarrollado: = 0% (caso más crítico, ver figura 3.6)

Así,

- $K_R = 0.35 \text{ [-]}$

iii) El ancho de salida del impulsor se obtiene a través de la ecuación (8)

$$b_2 \approx \frac{Q}{(K_{m2} \cdot \sqrt{2gH}) \cdot (D_2 \cdot \pi - z \cdot b_u)}$$

Se tiene:

- $Q = 1415.6 [\text{m}^3/\text{h}]$
- $H = 55.02 [\text{m}]$
- $D_2 = 0.413 [\text{m}]$
- $z = 6 [-]$
- $b_u = 0.005 [\text{m}]$

De la figura 3.7 , se obtiene:

$$K_{m2} = 0.235$$

Así,

$$b_2 \approx 0.04 [\text{m}]$$

iv) Con estos datos ya se puede obtener el empuje radial,

$$F_R = K_R \cdot H \cdot \rho \cdot g \cdot D_2 \cdot b_2$$

$$F_R = 0.35 \cdot 55.02 \cdot 998 \cdot 9.81 \cdot 0.413 \cdot 0.04$$

$$F_R = 3114 [\text{N}]$$

#### 5.1.4 Par de torsión

- i) La potencia utilizada será la máxima producida por el motor

$$P = 224 \text{ [kW]}$$

- ii) Para obtener la velocidad angular,

$$\omega = \frac{N \cdot \pi}{30}$$

$$\omega = \frac{1460 \cdot \pi}{30} = 153 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

- iii) Así, a partir de la ecuación (9), se tiene:

$$T = \frac{P}{\omega} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$T = \frac{224 \cdot 1000}{153}$$

$$\mathbf{T = 1465 \text{ [N} \cdot \text{m]}}$$

Estos cálculos fueron replicados para cada uno de los 70 casos iniciales por medio de un archivo Excel. El anexo N°2 muestra una tabla con los resultados de empuje axial, empuje radial y torque para cada uno.

## 5.2 Estandarización

Tras realizar el procedimiento mostrado en la sección anterior para cada caso, a través de un archivo Excel, se dividió el total de 70 casos en 4 grupos. La manera de realizar esta agrupación fue la siguiente:

- i) Se ordenaron todos los casos en función de la potencia de los motores considerados, en la tabla 1 se observa la clasificación realizada.

*Tabla 1: Agrupación en función de potencias de motor*

Grupo	Potencia mínima [HP]	Potencia máxima [HP]
A	200	400
B	50	125
C	10	40
D	0.5	7.5

- ii) Dentro de cada grupo se identificó el caso con mayor de empuje radial. De esta manera, se tiene 1 caso que representa la situación más crítica dentro de cada grupo. Así, los grupos quedaron definidos según la tabla 2:

*Tabla 2: Caracterización grupos de estandarización*

Grupo	Velocidad [rpm]	Empuje radial [N]	Empuje axial [N]	Torque [Nm]
A	1460	3114	1960	1465
B	1460	995	1941	610
C	1460	600	811	146
D	1460	109	524	37

Estos cuatro grupos estandarizados fueron los utilizados para realizar el cálculo de cada modelo. Los datos y resultados de la sección anterior corresponden al caso característico para el grupo A. De la misma manera, a partir de este punto se mostrará el desarrollo del diseño con los datos de este caso.

En el anexo N°3 se encuentra la tabla con el total de casos y la categorización realizada.

## 6 Capítulo VI: Desarrollo del diseño II. Diseño de eje y selección de rodamientos

### 6.1 Configuración del eje

El eje contempla 4 elementos que serán montados sobre este. Estos corresponden al impulsor, rodamientos y acople con el motor.

Para un modelo VS5, se consideran dos rodamientos por sobre la mitad superior del eje, zona desde la cual este se encontrará en voladizo, sin bujes centradores entre el cuerpo de rodamientos mencionado y el impulsor de la bomba.

Tanto en la zona del impulsor, como en la de acople, se considerarán chaveteros que permitan la unión del eje con estos elementos.

La longitud para utilizar será similar a la longitud de los ejes pertenecientes a los modelos VS4, los cuales aseguran la sumergencia mínima necesaria para evitar la cavitación.

#### 6.1.1 Secciones a considerar

Para este diseño se consideraron 7 secciones diferentes. Cuatro para cada elemento a montar sobre el eje, una para separar los rodamientos y dos para hacer la transición desde el rodamiento inferior hasta el impulsor.

#### 6.1.2 Esquema del eje

De esta manera, se tiene un eje de 1,2 [m] de largo, con 7 diámetros principales a calcular. Las longitudes de cada sección son definidas tomando en cuenta ejes de equipos similares disponibles en PGIC. Para un mejor entendimiento del procedimiento, se presentará el eje en posición horizontal, tal como lo muestra la figura 6.1.

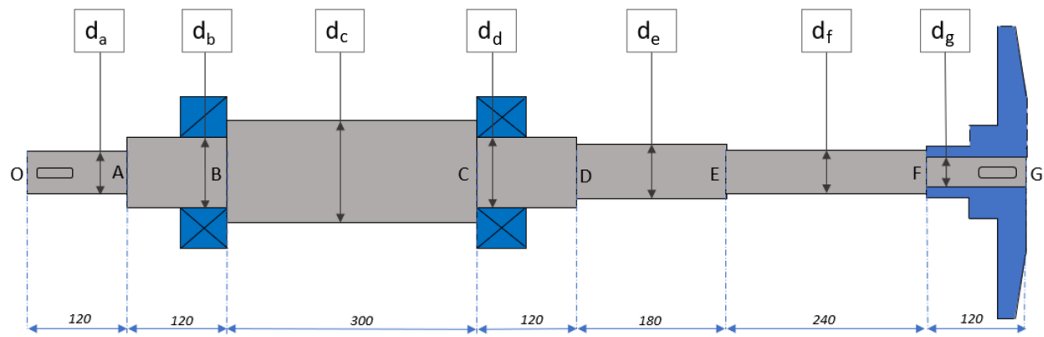


Figura 6.1: Esquema del eje con secciones definidas

## 6.2 Reacciones en zonas de interés

A partir de este punto se realizará el análisis y los cálculos en base al grupo de estandarización A, el cual queda definido por:

$$F_A = 1960 [N] \quad F_R = 3114 [N] \quad T = 1465 [N \cdot m] \quad N = 1460 [rpm]$$

### 6.2.1 Diagrama de cuerpo libre

A continuación, en la figura 6.2, se presenta el Diagrama de cuerpo libre que representa la situación a analizar. Al no contar con las dimensiones de los rodamientos a utilizar, se considera el caso más crítico, en donde las fuerzas son aplicadas directamente en el cambio de sección.

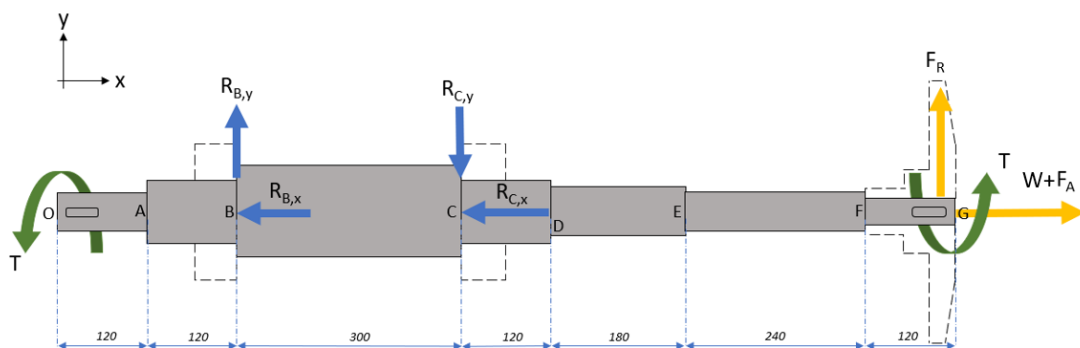


Figura 6.2: Diagrama de cuerpo libre

En donde:

- $R_{B,x}$  = Reacción en el punto B, en dirección x
- $R_{B,y}$  = Reacción en el punto B, en dirección y
- $R_{C,x}$  = Reacción en el punto C, en dirección x
- $R_{C,y}$  = Reacción en el punto C, en dirección y
- T = Par torsor.
- $F_R$  = Empuje radial.
- $F_A$  = Empuje axial.
- W = Peso de los componentes (impulsor+ eje).

### 6.2.2 Ecuaciones de equilibrio

- i) Se plantean las ecuaciones de equilibrio estático (10) y (11) en base al DCL para obtener las reacciones y momentos flectores en los puntos B y C.

$$\sum F_x = 0 \quad \rightarrow \quad F_A + W - R_{B,x} - R_{C,x} = 0 \quad (47)$$

$$\sum F_y = 0 \quad \rightarrow \quad F_R + R_{B,y} - R_{C,y} = 0 \quad (48)$$

$$\sum M_B = 0 \quad \rightarrow \quad L_{BG} \cdot F_R - L_{BC} \cdot R_{C,y} = 0 \quad (49)$$

$$\sum M_C = 0 \quad \rightarrow \quad L_{CG} \cdot F_R - L_{BC} \cdot R_{B,y} = 0 \quad (50)$$

- ii) Si se considera que el rodamiento superior absorberá la carga axial, se tiene que  $R_{C,x} = 0$  [N]. Así, acomodando las expresiones (47), (48), (49), (50), se obtiene:

$$R_{B,x} = F_A + W$$

$$F_R = R_{C,y} - R_{B,y}$$

$$R_{C,y} = \frac{L_{BG} \cdot F_R}{L_{BC}} = \frac{960 \cdot F_R}{300} = 3.2 * F_R$$

$$R_{B,y} = \frac{L_{CG} \cdot F_R}{L_{BC}} = \frac{660 \cdot F_R}{300} = 2.2 * F_R$$

- iii) Para este caso se asume  $W=100$  [N] para el rodete y el eje. Resolviendo y reemplazando los valores conocidos, se obtiene que las reacciones son:

$$R_{C,y} = 9965 \text{ [N]}$$

$$R_{C,x} = 0 \text{ [N]}$$

$$R_{B,y} = 6851 \text{ [N]}$$

$$R_{B,x} = 2060 \text{ [N]}$$

### 6.3 Diagramas de fuerza cortante y momento flector

Con los valores de las reacciones en los puntos de interés, se determinaron los diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque. En la figura 6.3 se pueden observar cada uno de los diagramas identificados por V (Fuerza cortante), M (momento flector) y T (par de torsión).

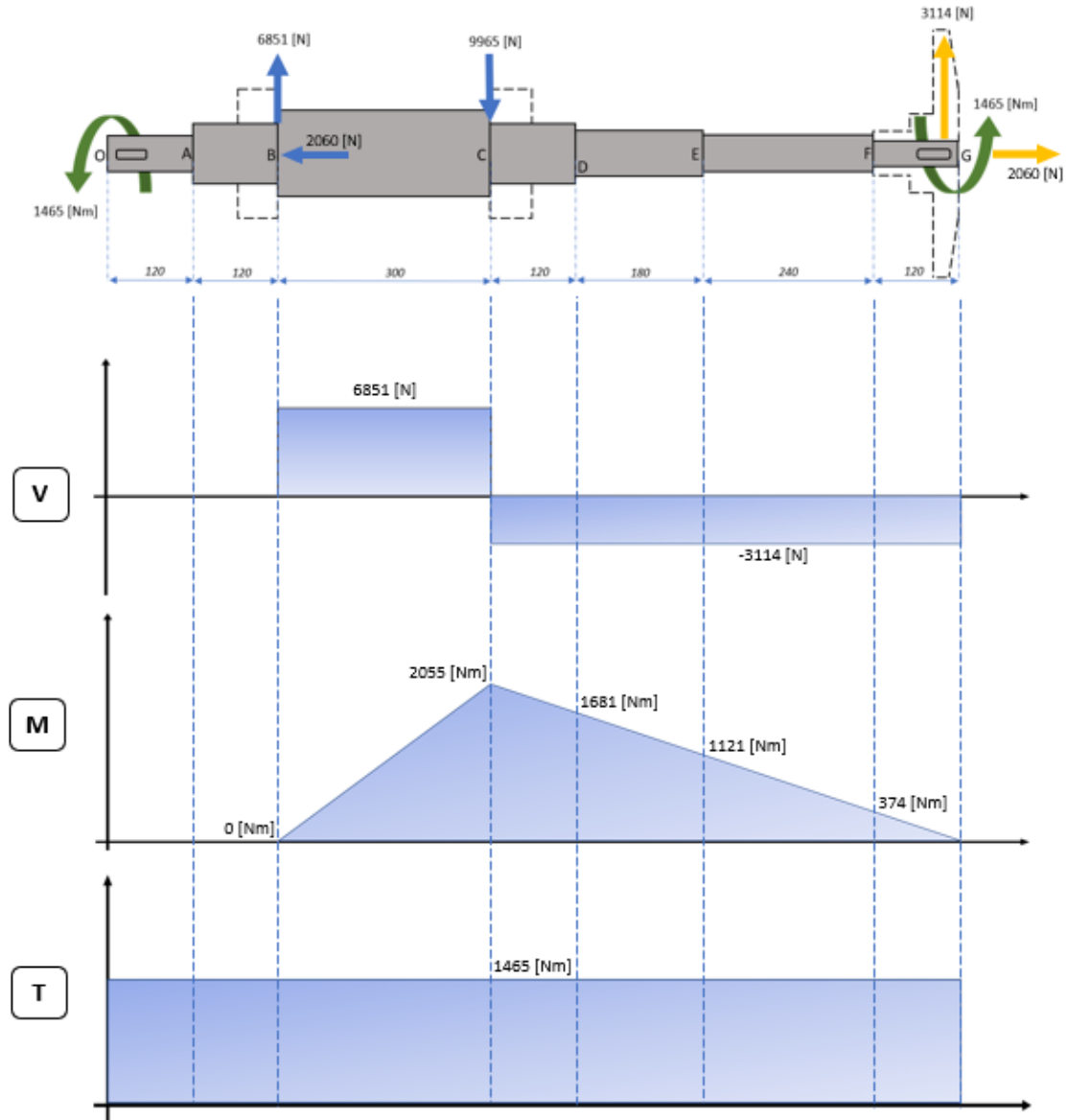


Figura 6.3: Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque

A través de estos diagramas, es posible caracterizar cada una de las secciones en función del momento flector y torsor. A continuación, se muestra una lista con el detalle para cada punto, en donde, además, se especifica la Fuerza axial.

Punto A:

$$M = 0 [N \cdot m] \quad T = 1465 [N \cdot m] \quad F_{axial} = 0 [N]$$

Punto B

$$M = 0 [N \cdot m] \quad T = 1465 [N \cdot m] \quad F_{axial} = 2060 [N]$$

Punto C

$$M = 2055 [N \cdot m] \quad T = 1465 [N \cdot m] \quad F_{axial} = 2060 [N]$$

Punto D

$$M = 1681 [N \cdot m] \quad T = 1465 [N \cdot m] \quad F_{axial} = 2060 [N]$$

Punto E

$$M = 1121 [N \cdot m] \quad T = 1465 [N \cdot m] \quad F_{axial} = 2060 [N]$$

Punto F

$$M = 374 [N \cdot m] \quad T = 1465 [N \cdot m] \quad F_{axial} = 2060 [N]$$

A partir de este análisis se determina que el punto crítico del eje corresponde al punto C, y el diámetro crítico a  $d_d$ .

## 6.4 Obtención de diámetro crítico $d_d$

Para el cálculo del diámetro en el punto crítico, se utiliza el criterio de ED- goodman y la ecuación (40) obtenida.

$$d^2 = \frac{4n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_{ut}} \left[ (K_{f_{axial}} \cdot F)^2 + \frac{48}{d^2} (K_{f_{torsión}} \cdot T)^2 \right]^{1/2} + \frac{8}{d \cdot S_e} [K_{f_{flexión}} \cdot M] \right\}$$

Como se puede apreciar, la ecuación no es sencilla de resolver, por lo que se utilizó un software para determinar el diámetro.

### i) Factor de seguridad

Considerando las condiciones de operación, y recomendaciones en la literatura, se establece un factor de seguridad mínimo de 1.8 [-].

### ii) Propiedades del material

Para este análisis se considerará un acero AISI 316, ya que, debido a las características de uso del equipo, es el material más utilizado. Este posee una resistencia a la tensión  $S_{ut}$  de 510 [MPa] y una resistencia a la fluencia  $S_e$  de 255 [MPa].

### iii) Límite de resistencia a la fatiga rotatorio (ecuación (25))

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 510 = 255 \text{ [MPa]}$$

### iv) Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

- Factor de superficie ( $k_a$ )

Según la ecuación (27):

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Para un eje maquinado  $a = 4.51$  y  $b = -0.265$  (ver tabla 3.10).

$$K_a = 4.51 \cdot 510^{(-0.265)}$$

$$K_a = 0.86$$

- Factor de tamaño ( $k_b$ )

Dado a que no se cuenta con diámetro de referencia, se realiza la siguiente aproximación:

$$K_b = 0.85$$

- Factor de carga ( $k_c$ )

Para un eje sometido a cargas combinadas por flexión y torsión:

$$k_c = 1$$

- Factor de temperatura ( $k_d$ )

El rango de operación para el eje ronda los 20[°C] - 50 [°C]. Según la figura 3.11:

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad ( $k_e$ )

Para una confiabilidad del 99.99%, según la figura 3.12, se tiene:

$$k_e = 0.702$$

De esta manera, utilizando la ecuación (26) se tiene:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e$$

$$S_e = (0.86) \cdot (0.85) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0.702) \cdot (255)$$

$$S_e = 124.7 \text{ [MPa]}$$

**v) Factores de concentración de esfuerzo en fatiga**

Para obtener los factores de concentración de esfuerzo  $K_t$  y  $K_{ts}$ , es necesario tener diámetros de referencia para calcular las relaciones de hombros y factores de sensibilidad a la muesca.

Al no contar con estos diámetros iniciales, se decide utilizar las recomendaciones disponibles en la literatura para realizar la primera iteración y asumir  $K_t = K_f$  y  $K_{ts} = K_{fs}$

Así, según la tabla de la figura 3.15, se tiene que:

$$K_{f_{axial}} \approx 1.9 \qquad K_{f_{flexión}} \approx 1.7 \qquad K_{fs_{torsión}} \approx 1.5$$

**vi) Cálculo diámetro  $d_d$**

Para calcular  $d_d$  se consideran las características del punto C

$$M_C = 2055 [N] \qquad T_C = 1465 [N \cdot m] \qquad F_C = 2060 [N]$$

Y los factores de concentración de esfuerzo a la fatiga:

$$K_{f_{axial}} \approx 1.9 \qquad K_{f_{flexión}} \approx 1.7 \qquad K_{fs_{torsión}} \approx 1.5$$

Se calcula el diámetro teórico  $d_d$  a partir de la ecuación (40) con un factor de diseño de 1,8 [-]:

$$d^2 = \frac{4n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_{ut}} \left[ (K_{f_{axial}} \cdot F_a)^2 + \frac{48}{d^2} (K_{fs_{torsión}} \cdot T)^2 \right]^{1/2} + \frac{8}{d \cdot S_e} [K_{f_{flexión}} \cdot M] \right\}$$

$$d_d = 86.36 [mm]$$

Con el fin de obtener dimensiones de acuerdo a diámetros estándares, se aproxima el resultado:

$$d_d = 90 [mm]$$

## 6.5 Aproximación de diámetros restantes

Los diámetros restantes se aproximarán en primera instancia, considerando relaciones de hombro recomendadas por la literatura y analizando ejes similares.

De esta manera:

- **Diámetro  $d_c$**

Considerando:

$$\frac{d_c}{d_d} = 1.2 \rightarrow \frac{d_c}{90} = 1.2 \rightarrow d_c = 1.2 \cdot 90$$

$$d_c = 108 \text{ [mm]}$$

- **Diámetro  $d_b$**

Considerando:

$$\frac{d_c}{d_b} = 1.5 \rightarrow \frac{108}{d_b} = 1.4 \rightarrow d_b = \frac{108}{1.4}$$

$$d_b = 72 \text{ [mm]}$$

Aproximando a un diámetro estándar:

$$d_b = 75 \text{ [mm]}$$

- **Diámetro  $d_a$**

Considerando:

$$\frac{d_b}{d_a} = 1.2 \rightarrow \frac{75}{d_a} = 1.2 \rightarrow d_a = \frac{75}{1.4}$$

$$d_a = 62.5 \text{ [mm]}$$

Aproximando a un diámetro estándar:

$$d_a = 65 \text{ [mm]}$$

- **Diámetro  $d_e$**

Considerando:

$$\frac{d_d}{d_e} = 1.1 \rightarrow \frac{90}{d_e} = 1.1 \rightarrow d_e = \frac{90}{1.1}$$

$$d_e = 81.8 [mm]$$

Aproximando a un diámetro estándar:

$$d_e = 82 [mm]$$

- **Diámetro  $d_f$**

Considerando:

$$\frac{d_e}{d_f} = 1.1 \rightarrow \frac{82}{d_f} = 1.1 \rightarrow d_f = \frac{82}{1.1}$$

$$d_f = 74.5 [mm]$$

Aproximando a un diámetro estándar:

$$d_f = 75 [mm]$$

- **Diámetro  $d_g$**

Considerando:

$$\frac{d_f}{d_g} = 1.2 \rightarrow \frac{75}{d_g} = 1.2 \rightarrow d_g = \frac{75}{1.2}$$

$$d_g = 62.5 [mm]$$

Aproximando a un diámetro estándar:

$$d_g = 65 [mm]$$

De esta manera se obtienen las siguientes dimensiones preliminares, las cuales se indican en la figura 6.4.

$$d_a = 65 \text{ [mm]}$$

$$d_b = 75 \text{ [mm]}$$

$$d_c = 108 \text{ [mm]}$$

$$d_d = 90 \text{ [mm]}$$

$$d_e = 82 \text{ [mm]}$$

$$d_f = 75 \text{ [mm]}$$

$$d_g = 65 \text{ [mm]}$$

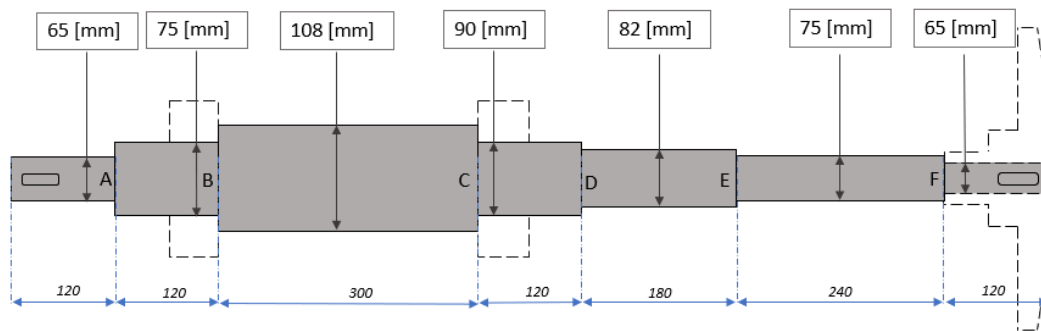


Figura 6.4: Esquema del eje, diámetros aproximados.

## 6.6 Verificación de factor de seguridad

Se procede a calcular el factor de seguridad obtenido en cada sección del eje a partir de los diámetros de referencia calculados. Para ello, se utiliza el criterio de ED-Goodman, a través del cual se obtiene la ecuación (39) para la estimación del factor de seguridad:

$$\frac{1}{n} = \frac{4}{\pi d^2} \left\{ \frac{1}{S_{ut}} \left[ (K_{f_{axial}} \cdot F_a)^2 + \frac{48}{d^2} (K_{f_{torsión}} \cdot T)^2 \right]^{1/2} + \frac{8}{d \cdot S_e} [K_{f_{flexión}} \cdot M] \right\}$$

Para este cálculo se considera un material AISI 316, acero inoxidable con una resistencia a la tensión  $S_{ut}$  de 510 [MPa] y una resistencia a la fluencia  $S_e$  de 255 [MPa]. A partir de esto y las características geométricas del eje, se calculan los factores de corrección para el esfuerzo a la fluencia en fatiga  $k_a, k_b, k_c, k_d, k_e$ .

Con los diámetros de obtenidos, es posible obtener factores de concentración de esfuerzo ( $K_{f_{axial}}, K_{f_{torsión}}, K_{f_{flexión}}$ ) para cada punto. Para esto se utilizan las ecuaciones (30) y (31).

Para determinar los factores de sensibilidad de muesca “ $q$ ” y “ $q_c$ ” se utilizarán los gráficos de las figuras 3.13 y 3.14 considerando radios de muescas determinados.

Los factores “ $K_t$ ” y “ $K_{ts}$ ” se obtienen en base a las relaciones entre los diámetros a partir de los gráficos en el anexo 1.

De esta manera, se obtienen los factores de concentración de esfuerzo en fatiga para cada punto de interés.

Con los factores de concentración de esfuerzo y las características respecto a momento, torque y fuerza axial en cada punto, es posible obtener los factores de seguridad en las zonas determinadas.

#### 6.6.1 Factores que modifican el esfuerzo a la fatiga:

- Factor de superficie ( $k_a$ )  
Según la ecuación (27),

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Para un eje maquinado  $a= 4.51$  y  $b= -0.265$ . (ver tabla 3.10)

$$K_a = 4.51 \cdot 510^{(-0.265)}$$

$$\mathbf{K_a = 0.86}$$

- Factor de tamaño ( $k_b$ )

Para facilitar el cálculo en cada sección, se expresa la constante  $K_b$  en función del diámetro. Así, según la ecuación (28).

$$K_b = \begin{cases} 1.24d^{-0.107} & \text{si } 2.79 \leq d \leq 51 \text{ [mm]} \\ 1.51d^{-0.157} & \text{si } 51 < d < 254 \text{ [mm]} \end{cases}$$

$$K_b = 1.51d^{-0.157}$$

- Factor de carga ( $k_c$ )

Para un eje sometido a cargas combinadas por flexión y torsión, según la ecuación (29):

$$k_c = 1$$

- Factor de temperatura ( $k_d$ )

El rango de operación para el eje ronda los 20[°C] - 50 [°C]. Según la tabla de la figura 3.11,

$$k_d \approx 1$$

- Factor de confiabilidad ( $k_e$ )

Para una confiabilidad del 99.99%, según la figura 3.12, se tiene:

$$k_e = 0.702$$

De esta manera, a través de la ecuación (26) se tiene:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e$$

$$S_e = (0.86) \cdot (1.51 \cdot d^{-0.157}) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0.702) \cdot (255)$$

$$S_e = 232.5 \cdot d^{-0.157} \text{ [MPa]}$$

Punto A

$$d_a = 65 [mm] \rightarrow S_e = 120.7 [MPa]$$

Punto B

$$d_b = 75 [mm] \rightarrow S_e = 118.5 [MPa]$$

Punto C

$$d_d = 90 [mm] \rightarrow S_e = 114.7 [MPa]$$

Punto D

$$d_e = 82 [mm] \rightarrow S_e = 116.4 [MPa]$$

Punto E

$$d_f = 75 [mm] \rightarrow S_e = 118.5 [MPa]$$

Punto F

$$d_g = 65 [mm] \rightarrow S_e = 120.7 [MPa]$$

6.6.2 Factores de concentración de esfuerzo

**Punto A :**

Se considera un chavetero en el diámetro  $d_a$ , por lo que los factores de concentración de esfuerzo utilizados corresponden a los recomendados según la tabla de la figura 3.15.

$$\begin{aligned} K_{t_{axial}} &= 2.2 \\ K_{t_{flexión}} &= 2.2 \\ K_{t_{torsión}} &= 3.0 \end{aligned}$$

Se determinan los valores de sensibilidad a la muesca “ $q$ ” y “ $q_c$ ” a través de las figuras 3.13 y 3.14 y considerando una relación  $r/d= 0.02$  en el cuñero, se tiene:

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{ut} = 510 [MPa] \\ r = 1.3 [mm] \end{array} \right\} \rightarrow \begin{array}{l} q = 0.74 \\ q_c = 0.96 \end{array}$$

Se calculan los factores de esfuerzo a la fatiga a través de las ecuaciones (30) y (31):

$$\begin{aligned}
 K_{f_{axial}} &= 1 + q(K_{t_{axial}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{axial}} = 1 + 0.74(2.2 - 1) \\
 K_{f_{flexión}} &= 1 + q(K_{t_{flexión}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{flexión}} = 1 + 0.74(2.2 - 1) \\
 K_{f_{storsión}} &= 1 + q_c(K_{t_{storsión}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{storsión}} = 1 + 0.96(3.0 - 1) \\
 \\
 \mathbf{K_{f_{axial}} = 1.88} \quad \quad \mathbf{K_{f_{flexión}} = 1.88} \quad \quad \mathbf{K_{f_{storsión}} = 2.92}
 \end{aligned}$$

**Punto B:**

Se determinan los valores de  $K_{t_{axial}}$ ,  $K_{t_{storsión}}$ ,  $K_{t_{flexión}}$  (Anexo 1):

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{D}{d} = \frac{108}{75} \approx 1.4 \\
 \frac{r}{d} = 0.1
 \end{aligned} \right\} \rightarrow \begin{aligned}
 K_{t_{axial}} &= 1.80 \\
 K_{t_{flexión}} &= 1.65 \\
 K_{t_{storsión}} &= 1.40
 \end{aligned}$$

Determinando los valores de sensibilidad a la muesca “q” y “q<sub>c</sub>” a través de las figuras 3.13 y 3.14 y considerando una relación r/d= 0.1 :

$$\left. \begin{aligned}
 \{S_{ut} = 510 \text{ [MPa]}\} \\
 \{r = 7.5 \text{ [mm]}\}
 \end{aligned} \right\} \rightarrow \begin{aligned}
 q &= 0.83 \\
 q_c &= 0.97
 \end{aligned}$$

Se calculan los factores de esfuerzo a la fatiga a través de las ecuaciones (30) y (31):

$$\begin{aligned}
 K_{f_{axial}} &= 1 + q(K_{t_{axial}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{axial}} = 1 + 0.83(1.8 - 1) \\
 K_{f_{flexión}} &= 1 + q(K_{t_{flexión}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{flexión}} = 1 + 0.83(1.65 - 1) \\
 K_{f_{storsión}} &= 1 + q_c(K_{t_{storsión}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{storsión}} = 1 + 0.97(1.40 - 1) \\
 \\
 \mathbf{K_{f_{axial}} = 1.66} \quad \quad \mathbf{K_{f_{flexión}} = 1.54} \quad \quad \mathbf{K_{f_{storsión}} = 1.39}
 \end{aligned}$$

### Punto C:

Se determinan los valores de  $K_{t_{axial}}$ ,  $K_{t_{torsión}}$ ,  $K_{t_{flexión}}$  (Anexo 1):

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{D}{d} = \frac{108}{90} \approx 1.2 \\ r \\ \frac{r}{d} = 0.1 \end{array} \right\} \rightarrow \begin{array}{l} K_{t_{axial}} = 1.72 \\ K_{t_{flexión}} = 1.62 \\ K_{t_{torsión}} = 1.34 \end{array}$$

Determinando los valores de sensibilidad a la muesca “q” y “q<sub>c</sub>” a través de las figuras 3.13 y 3.14 y considerando una relación r/d= 0.1 :

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{ut} = 510 \text{ [MPa]} \\ r = 9 \text{ [mm]} \end{array} \right\} \rightarrow \begin{array}{l} q = 0.83 \\ q_c = 0.97 \end{array}$$

Se calculan los factores de esfuerzo a la fatiga a través de las ecuaciones (30) y (31):

$$K_{f_{axial}} = 1 + q(K_{t_{axial}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{axial}} = 1 + 0.83(1.72 - 1)$$

$$K_{f_{flexión}} = 1 + q(K_{t_{flexión}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{flexión}} = 1 + 0.83(1.62 - 1)$$

$$K_{f_{torsión}} = 1 + q_c(K_{t_{torsión}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{torsión}} = 1 + 0.97(1.34 - 1)$$

$$K_{f_{axial}} = 1.59 \quad K_{f_{flexión}} = 1.51 \quad K_{f_{torsión}} = 1.33$$

### Punto D:

Se determinan los valores de  $K_{t_{axial}}$ ,  $K_{t_{torsión}}$ ,  $K_{t_{flexión}}$  (Anexo 1):

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{D}{d} = \frac{90}{82} \approx 1.1 \\ r \\ \frac{r}{d} = 0.1 \end{array} \right\} \rightarrow \begin{array}{l} K_{t_{axial}} = 1.57 \\ K_{t_{flexión}} = 1.58 \\ K_{t_{torsión}} = 1.16 \end{array}$$

Determinando los valores de sensibilidad a la muesca “q” y “q<sub>c</sub>” a través de las figuras 3.13 y 3.14 y considerando una relación r/d= 0.1 :

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{ut} = 510 \text{ [MPa]} \\ r = 8.2 \text{ [mm]} \end{array} \right\} \rightarrow \begin{array}{l} q = 0.83 \\ q_c = 0.97 \end{array}$$

Se calculan los factores de esfuerzo a la fatiga a través de las ecuaciones (30) y (31):

$$\begin{aligned}
 K_{f_{axial}} &= 1 + q(K_{t_{axial}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{axial}} = 1 + 0.83(1.57 - 1) \\
 K_{f_{flexión}} &= 1 + q_c(K_{t_{flexión}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{flexión}} = 1 + 0.97(1.16 - 1) \\
 K_{f_{s_{torsión}}} &= 1 + q_c(K_{t_{s_{torsión}}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{s_{torsión}}} = 1 + 0.97(1.16 - 1)
 \end{aligned}$$

$$\mathbf{K_{f_{axial}} = 1.47} \qquad \mathbf{K_{f_{flexión}} = 1.48} \qquad \mathbf{K_{f_{s_{torsión}}} = 1.15}$$

**Punto E:**

Se determinan los valores de  $K_{t_{axial}}$ ,  $K_{t_{s_{torsión}}}$ ,  $K_{t_{flexión}}$  (Anexo 1):

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{D}{d} = \frac{82}{75} \approx 1.1 \\ r \\ \frac{r}{d} = 0.1 \end{array} \right\} \rightarrow \begin{array}{l} K_{t_{axial}} = 1.57 \\ K_{t_{flexión}} = 1.58 \\ K_{t_{s_{torsión}}} = 1.16 \end{array}$$

Determinando los valores de sensibilidad a la muesca “q” y “q<sub>c</sub>” a través de las figuras 3.13 y 3.14 y considerando una relación r/d= 0.1 :

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{ut} = 510 \text{ [MPa]} \\ r = 7.5 \text{ [mm]} \end{array} \right\} \rightarrow \begin{array}{l} q = 0.83 \\ q_c = 0.97 \end{array}$$

Se calculan los factores de esfuerzo a la fatiga a través de las ecuaciones (30) y (31):

$$\begin{aligned}
 K_{f_{axial}} &= 1 + q(K_{t_{axial}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{axial}} = 1 + 0.83(1.57 - 1) \\
 K_{f_{flexión}} &= 1 + q_c(K_{t_{flexión}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{flexión}} = 1 + 0.97(1.16 - 1) \\
 K_{f_{s_{torsión}}} &= 1 + q_c(K_{t_{s_{torsión}}} - 1) \quad \rightarrow \quad K_{f_{s_{torsión}}} = 1 + 0.97(1.16 - 1)
 \end{aligned}$$

$$\mathbf{K_{f_{axial}} = 1.47} \qquad \mathbf{K_{f_{flexión}} = 1.48} \qquad \mathbf{K_{f_{s_{torsión}}} = 1.15}$$

## Punto F

Para el Punto G se considera un chavetero en el diámetro  $d_g$ , por lo que los factores de concentración de esfuerzo utilizados corresponden a los recomendados según la tabla de la figura 3.15.

Se considera un chavetero en el diámetro  $d_1$ , por lo que los factores de concentración de esfuerzo utilizados corresponden a los recomendados según la tabla de la figura 3.15.

$$\begin{aligned}K_{t_{axial}} &= 2.2 \\K_{t_{flexión}} &= 2.2 \\K_{t_{torsión}} &= 3.0\end{aligned}$$

Determinando los valores de sensibilidad a la muesca “ $q$ ” y “ $q_c$ ” a través de las figuras 3.13 y 3.14 y considerando una relación  $r/d= 0.02$  :

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{ut} = 510 \text{ [MPa]} \\ r = 1.3 \text{ [mm]} \end{array} \right\} \rightarrow \begin{array}{l} q = 0.74 \\ q_c = 0.96 \end{array}$$

Se calculan los factores de esfuerzo a la fatiga a través de las ecuaciones (30) y (31):

$$\begin{aligned}K_{f_{axial}} &= 1 + q(K_{t_{axial}} - 1) && \rightarrow && K_{f_{axial}} = 1 + 0.74(2.2 - 1) \\K_{f_{flexión}} &= 1 + q(K_{t_{flexión}} - 1) && \rightarrow && K_{f_{flexión}} = 1 + 0.74(2.2 - 1) \\K_{f_{torsión}} &= 1 + q_c(K_{t_{torsión}} - 1) && \rightarrow && K_{f_{torsión}} = 1 + 0.96(3.0 - 1)\end{aligned}$$

$$\mathbf{K_{f_{axial}} = 1.88} \qquad \mathbf{K_{f_{flexión}} = 1.88} \qquad \mathbf{K_{f_{torsión}} = 2.92}$$

### 6.6.3 Cálculo del factor de seguridad

A través de la ecuación (39) indicada a continuación, se calculan los factores de seguridad obtenidos para cada punto:

$$\frac{1}{n} = \frac{4}{\pi d^2} \left\{ \frac{1}{S_{ut}} \left[ (K_{f_{axial}} \cdot F)^2 + \frac{48}{d^2} (K_{f_{torsión}} \cdot T)^2 \right]^{1/2} + \frac{8}{d \cdot S_e} [K_{f_{flexión}} \cdot M] \right\}$$

Se calculan los factores de seguridad obtenidos para cada punto:

**Punto A:**

Considerando:

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{d_a = 65[mm]} \\ S_e = 120.7 [MPa] \\ M_A = 0 [Nm] \\ T_A = 1465 [Nm] \\ F_A = 0 [N] \\ K_{f\text{ axial}} = 1.88 [-] \\ K_{f\text{ flexión}} = 1.88 [-] \\ K_{f\text{ torsión}} = 2.92 [-] \end{array} \right\} \rightarrow n_A = 3.7$$

**Punto B:**

Considerando:

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{d_b = 75 [mm]} \\ S_e = 118.5 [MPa] \\ M_B = 0 [Nm] \\ T_B = 1465 [Nm] \\ F_B = 2060 [N] \\ K_{f\text{ axial}} = 1.66 [-] \\ K_{f\text{ flexión}} = 1.54 [-] \\ K_{f\text{ torsión}} = 1.39 [-] \end{array} \right\} \rightarrow n_B = 12.0$$

**Punto C:**

Considerando:

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{d_c = 90 [mm]} \\ S_e = 114.7 [MPa] \\ M_C = 2054 [Nm] \\ T_C = 1465 [Nm] \\ F_C = 2060 [N] \\ K_{f\text{ axial}} = 1.59 [-] \\ K_{f\text{ flexión}} = 1.51 [-] \\ K_{f\text{ torsión}} = 1.33 [-] \end{array} \right\} \rightarrow n_C = 2.4$$

**Punto D:**

Considerando:

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{d_e = 82 [mm]} \\ S_e = 116.4 [MPa] \\ M_D = 1680 [Nm] \\ T_D = 1465 [Nm] \\ F_D = 2060 [N] \\ K_{f\text{ axial}} = 1.47 [-] \\ K_{f\text{ flexión}} = 1.48 [-] \\ K_{f\text{ torsión}} = 1.16 [-] \end{array} \right\} \rightarrow n_D = 2.2$$

**Punto E:**

Considerando:

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{d_f = 75 [mm]} \\ S_e = 118.5 [MPa] \\ M_E = 1120 [Nm] \\ T_E = 1465 [Nm] \\ F_E = 2060 [N] \\ K_{f\text{ axial}} = 1.47 [-] \\ K_{f\text{ flexión}} = 1.48 [-] \\ K_{f\text{ torsión}} = 1.16 [-] \end{array} \right\} \rightarrow n_E = 2.5$$

**Punto F:**

Considerando:

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{d_g = 65 [mm]} \\ S_e = 120.7 [MPa] \\ M_F = 373 [Nm] \\ T_F = 1465 [Nm] \\ F_F = 2060 [N] \\ K_{f\text{ axial}} = 1.88 [-] \\ K_{f\text{ flexión}} = 1.88 [-] \\ K_{f\text{ torsión}} = 2.92 [-] \end{array} \right\} \rightarrow n_F = 2.0$$

De esta manera, se confirma que los diámetros calculados cumplen con el requerimiento de factor de seguridad. Si bien, en algunos puntos este es muy alto, esto se debe a que el eje, además de cumplir con las condiciones de resistencia de materiales, también debe cumplir con condiciones de geometría y montaje.

Así, los diámetros requeridos para que el eje cumpla con un factor de seguridad mínimo de 1,8[-] en cada punto y además, cumpla con las características geométricas propuestas son:

$$d_a = 65 \text{ [mm]} \quad d_b = 75 \text{ [mm]} \quad d_c = 108 \text{ [mm]} \quad d_d = 90 \text{ [mm]}$$

$$d_e = 82 \text{ [mm]} \quad d_f = 75 \text{ [mm]} \quad d_g = 65 \text{ [mm]}$$

## 6.7 Verificación de resistencia estática

A través de la herramienta de simulación por método de análisis de elementos finitos del software AutoDesk Inventor, se realizó un estudio estático del comportamiento del eje frente a las fuerzas generadas y torques aplicados.

Como se puede observar en la figura 6.5 se obtuvo esfuerzos de Von Mises máximos de 48.7 [MPa] en las secciones de diámetro menor, cercano a los extremos del eje. En la figura 6.6 se aprecia el comportamiento de los esfuerzos a lo largo del eje. La figura 6.7 muestra los factores de seguridad estáticos obtenidos, los cuales corroboran la robustez del diseño.

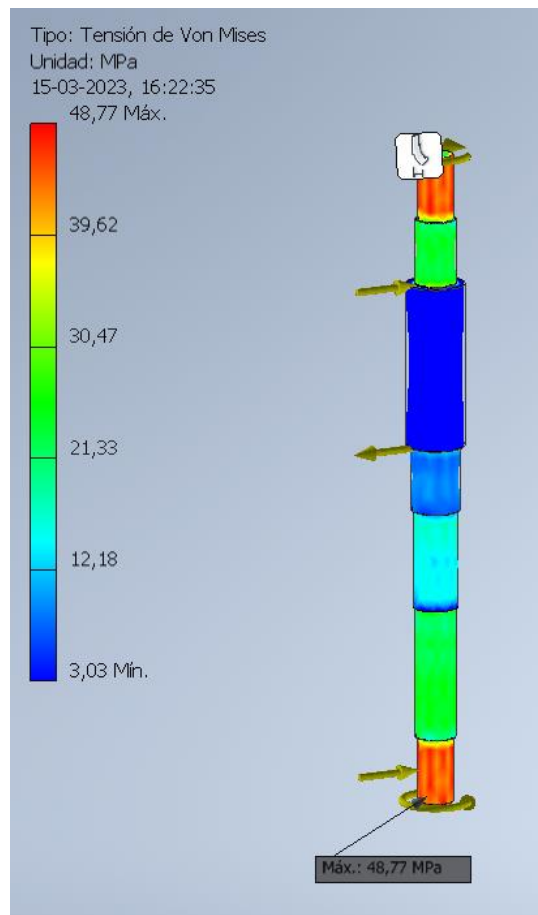


Figura 6.5: Esfuerzos generados en el eje.

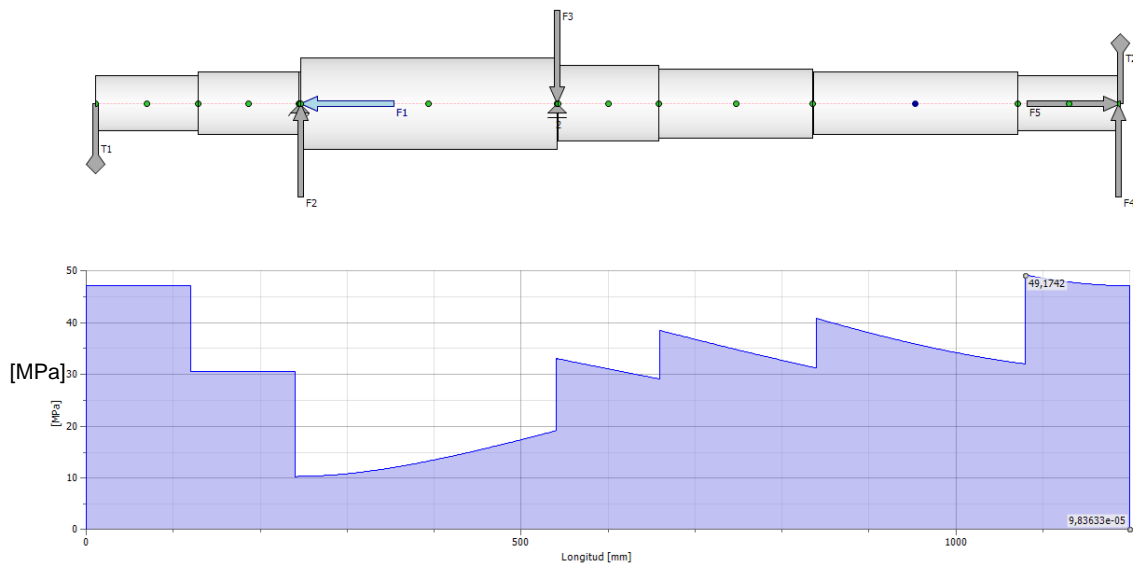


Figura 6.6: Esfuerzo de Von Mises a lo largo del eje

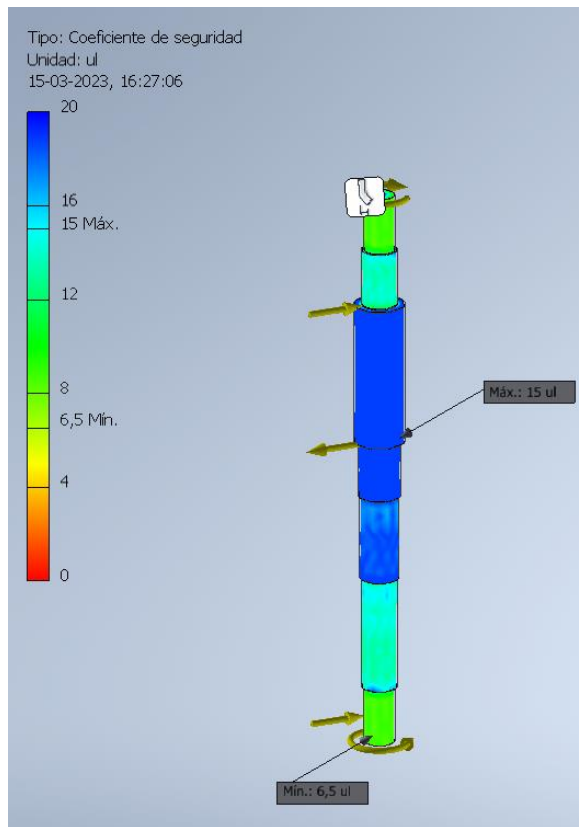


Figura 6.7: Factor de seguridad en el eje

## 6.8 Cálculo de rodamientos

### 6.8.1 Identificación y caracterización de los diámetros de interés

Los diámetros sobre los cuales se posicionarán los rodamientos corresponden a los diámetros  $d_b$  y  $d_c$ . En la siguiente tabla podemos observar sus características principales y las condiciones bajo las cuales operan.

Diámetro  $d_b$

- $d = 75$  [mm]
- $L = 120$  [mm]
- $F_r = 6851$  [N]
- $F_a = 1960$  [N]

Diámetro  $d_c$

- $d = 90$  [mm]
- $L = 120$  [mm]
- $F_r = 9965$  [N]
- $F_a = 0$  [N]

De la suposición inicial, en donde se determinó que el rodamiento superior absorberá la carga axial, se definen los tipos de rodamientos a utilizar. En el diámetro  $d_b$  se ubicará un rodamiento de bolas, capaz de absorber cargas en ambas direcciones. Por el otro lado, en el diámetro  $d_c$  se ubicará un rodamiento de rodillos cilíndricos ya que se asume que absorbe cargas radiales.

### 6.8.2 Carga dinámica requerida

La carga dinámica requerida se puede obtener a través de la ecuación (45)

$$C = F_e * \sqrt[3]{\frac{L_{10} * 60 * N}{10^6}} \quad [KN]$$

- **Vida nominal**

La empresa PGIC decide determinar un total de 40.000[hr] de funcionamiento para el equipo, lo que equivale a cerca de 4.5 años de operación. De esta manera:

$$L_{10} = 40.000 [h]$$

- **Carga radial equivalente  $F_e$**

Rodamiento superior

La carga radial equivalente se calcula a través de la ecuación (46),

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Dado que es un diseño inicial, no se cuenta con las características geométricas de los rodamientos, por lo que los factores X e Y se toman de la figura 3.19, considerando un  $\frac{F_a}{C_0} = 0.07$ . Así,

$$X = 0.56 \qquad Y = 1.63$$

Considerando que el anillo que gira es el anillo interno del rodamiento,  $V=1$ . De esta manera:

$$F_e = 0.56 \cdot 1 \cdot 6851 + 1.63 \cdot 1960$$

$$F_e = 7045 [N]$$

$$F_e = 7.04 [kN]$$

Rodamiento inferior

Al estar presente solo una carga radial, la carga radial equivalente corresponde a este mismo valor.

$$F_e = F_r$$

$$F_e = 9965 [N]$$

$$F_e = 9.96 [kN]$$

Con estos datos y la ecuación (45), se calculan las cargas dinámicas requeridas para cada caso:

Diámetro  $d_b$  : Rodamiento de bolas

$$C = F_e \cdot \left( \frac{(L_{h,D} \cdot n_D \cdot 60)}{10^6} \right)^{1/a} \quad [KN]$$

$$C = 7.59 \cdot \left( \frac{(40000 \cdot 1460 \cdot 60)}{10^6} \right)^{1/3} \quad [KN]$$

$$C \approx 107 \quad [KN]$$

Diámetro  $d_c$  : Rodamiento de rodillo

$$C = F_e \cdot \left( \frac{(L_{h,D} \cdot n_D \cdot 60)}{10^6} \right)^{1/a} \quad [KN]$$

$$C = 9.96 \cdot \left( \frac{(40000 \cdot 1460 \cdot 60)}{10^6} \right)^{3/10} \quad [KN]$$

$$C \approx 115 \quad [KN]$$

De esta manera, se obtienen las cargas dinámicas características para cada rodamiento que serán utilizadas para buscar el rodamiento óptimo dentro de los catálogos disponibles.

## 6.9 Selección de rodamientos

A partir de la herramienta de selección de rodamientos de la empresa SKF, se realiza la selección de los 2 rodamientos requeridos:

### 6.9.1 Rodamiento superior

<i>Tipo: Rodamiento de bolas</i>	} Rodamiento seleccionado: 6315
<i>Diámetro: 75 [mm]</i>	
<i>Carga: 107 [KN]</i>	

Características:

- Denominación: 6315
- Diámetro interno: 75 [mm]
- Diámetro externo: 160 [mm]
- Altura: 37 [mm]
- $C_{10}$ : 119 [KN]
- $C_0$ : 76.5 [KN]

Verificación de factores de carga:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1.97}{76.5} = 0.026$$

A partir de la figura 3.19, para  $\frac{F_a}{C_0} = 0.026$ ,

$$X = 0.56 \qquad Y = 1.99$$

La fuerza radial equivalente:

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_e = 0.56 \cdot 1 \cdot 6850 + 1.99 \cdot 1960$$

$$F_e = 7.75 \text{ [KN]}$$

Calculando la carga dinámica:

$$C = F_e \cdot \left( \frac{(L_{h,D} \cdot n_D \cdot 60)}{10^6} \right)^{1/a} \text{ [KN]}$$

$$C = 7.75 \cdot \left( \frac{(40000 \cdot 1460 \cdot 60)}{10^6} \right)^{1/3} \text{ [KN]}$$

$$C \approx 117.8 \text{ [KN]}$$

De esta manera, se confirma la correcta selección del rodamiento 6315, ya que

$C_{10} > C$ .

### 6.9.2 Rodamiento inferior

<i>Tipo: Rod. Rodillo cilindrico</i>	}	Rodamiento seleccionado: NU 218 ECP
<i>Diámetro: 90 [mm]</i>		
<i>Carga: 115 [KN]</i>		

Características:

- Denominación: NU 218
- Diámetro interno: 90 [mm]
- Diámetro externo: 160 [mm]
- Altura: 30 [mm]
- $C_{10}$ : 208 [KN]
- $C_0$ : 220 [KN]

Dado que el rodamiento corresponde a uno de rodillo cilíndrico, la fuerza equivalente es igual a la fuerza radial, por lo cual no es necesario recalcular la carga dinámica para confirmar la selección.

De esta manera, para el grupo A se seleccionan los rodamientos NU 218 y 6315 de la marca SKF, sin embargo, es importante mencionar que el cálculo de rodamientos debe ser revisado a detalle dependiendo de las condiciones de operación a las que se vaya a someter el equipo.

## 7 Capítulo VII: Desarrollo del diseño III. Diseño de estructura

### 7.1 Estructura general

El modelo VS5 posee una estructura casi idéntica a la estructura de la bomba VS4. El cuerpo de la bomba está compuesto por 5 elementos principales posicionados de forma vertical, tal como lo indica la figura 7.1.

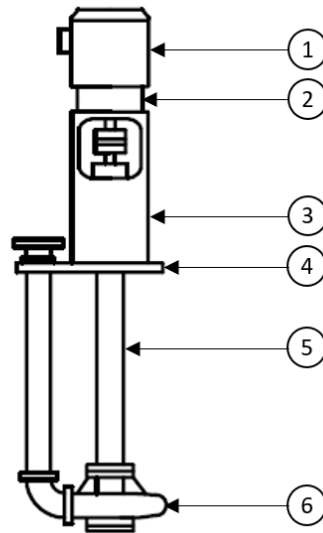


Figura 7.1: Estructura general VS5

En la parte superior se encuentra el motor (1), encargado de generar la potencia para el funcionamiento de la bomba. Este está soportado por la columna de acople (2) la cual en su interior alberga al machón de acoplamiento que transmite la potencia al eje de la bomba.

En la zona central de la bomba se ubica la columna cantiléver (3), la cual alberga a los rodamientos y está montada sobre la placa base (4) que es la que le da soporte a la bomba y permite montarla en la balsa.

En la zona inferior se encuentra la columna distanciadora (5) que une la estructura superior al cuerpo hidráulico de la bomba (6).

Para este diseño, se considera el diseño de las estructuras relacionadas a las columnas de acople, cantiléver y distanciadora. el motor, cuerpo hidráulico y la balsa son elementos ya existentes sujetos a selección.

## 7.2 Estructuras diseñadas

Considerando la estructura general de una bomba VS5, y basándose en equipos de similares características disponibles en el mercado, se diseñaron las estructuras principales de la bomba.

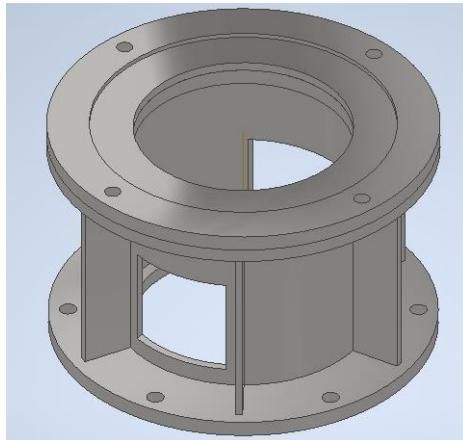
Las tres columnas principales tienen una estructura similar. Tanto la columna de acople, cantiléver y distanciadora disponen de un cuerpo principal, flange superior, flange inferior y atiesadores. Estos elementos son ensamblados mediante soldadura y pernos de sujeción.

Los elementos que conforman cada columna, y otros elementos diseñados como las tapas de los rodamientos fueron modelados mediante el software Autodesk Inventor, se modelaron en 3D estas estructuras y se generaron los planos de fabricación de cada una. En el anexo N°4 se encuentran los planos de fabricación para algunos de los elementos correspondientes al modelo A.

A continuación, se presentan y caracterizan las estructuras diseñadas:

### 7.2.1 Columna de acople:

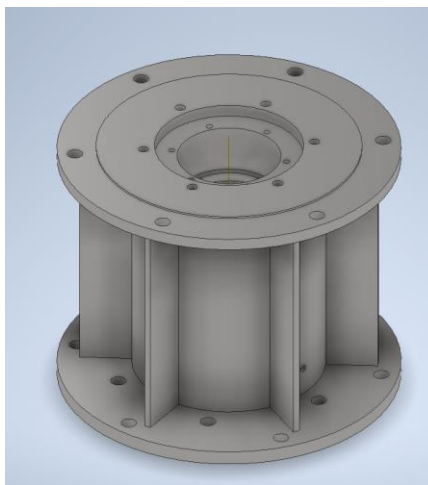
- Soporte estructural del motor.
- Permite el distanciamiento necesario entre el motor y el eje para la instalación del acople.
- Presenta dos aberturas para permitir la inspección de eje, lubricación del rodamiento y ventilación, tal como se aprecia en la figura 7.2.



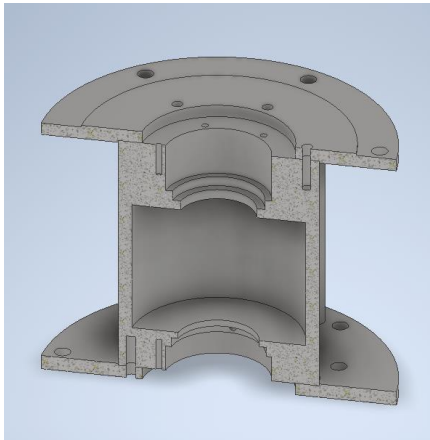
*Figura 7.2: Diseño columna de acople*

### 7.2.2 Columna cantiléver:

- Los rodamientos son alojados al interior de cavidades pertenecientes a la estructura misma de la columna, otorgando mayor robustez y disminución de la probabilidad de falla por desalineamiento.
- Presenta tapas que sirven como fijación del anillo exterior de los rodamientos y permiten generar el espacio para el lubricante.
- Presenta graseras para ambos rodamientos. Una sobre la tapa del rodamiento inferior y la segunda por fuera del cuerpo de la estructura para el rodamiento inferior. En las figuras 7.3 y 7.4 se aprecia la estructura externa e interna.



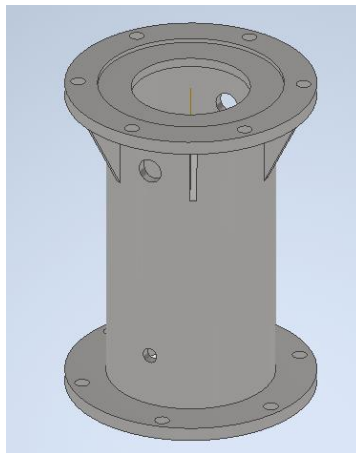
*Figura 7.3: Diseño columna cantiléver*



*Figura 7.4: Geometría interior columna cantiléver*

### 7.2.3 Columna distanciadora:

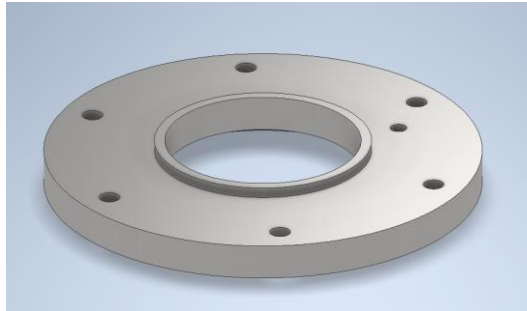
- Conecta la estructura superior de la bomba a la parte hidráulica en donde se encuentra el impulsor y la voluta.
- Cuerpo de la columna asegura sumergencia mínima.
- Carece de bujes centradores, permitiendo que el eje esté completamente suspendido desde la columna cantilever.
- Presenta aberturas que permiten evacuar el agua en caso de que esta haga ingreso a la columna, tal como se aprecia en la figura 7.5.
- En su interior se encuentran los deflectores de agua que impiden que esta, en caso de ingresar, llegue a zonas superiores.



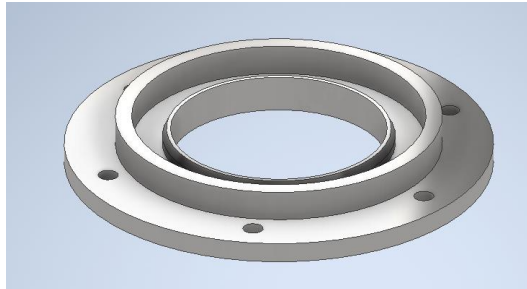
*Figura 7.5: Diseño columna distanciadora.*

#### 7.2.4 Tapas y topes de rodamientos

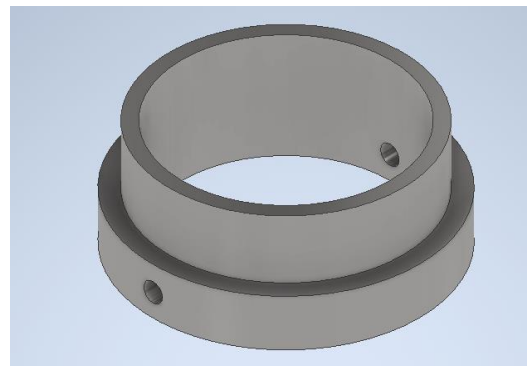
- Las tapas fijan el anillo interior del rodamiento superior e inferior y se ensamblan a la columna cantilever por medio de pernos de fijación. En la figura 7.6 y 7.7 se aprecia la geometría de estas tapas.
- Los topes, indicados en la figura 7.8, fijan el anillo interior del rodamiento, los cuales son fijados al eje a través de prisioneros.



*Figura 7.6: Tapa rodamiento superior*



*Figura 7.7: Tapa rodamiento inferior*

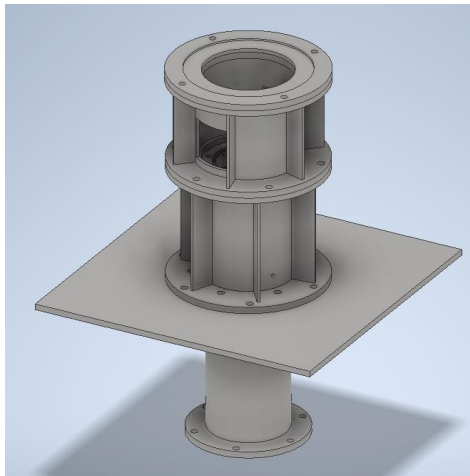


*Figura 7.8: Tope rodamiento inferior*

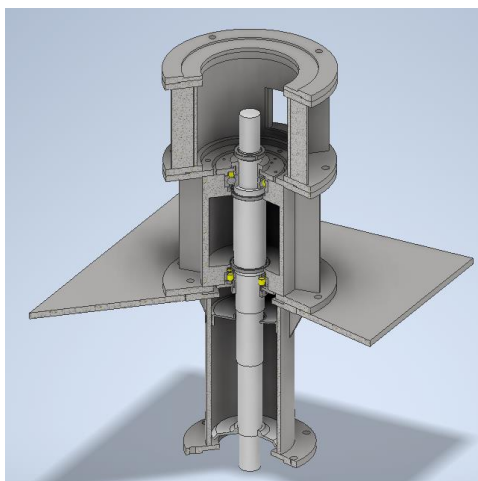
### 7.3 Ensamblaje de la estructura

Las 3 columnas se ensamblan una sobre otra y el conjunto se monta sobre la placa base, la cual tiene como propósito permitir el montaje sobre la balsa flotante. La unión de cada elemento se realiza mediante a pernos de sujeción, los que serán modelados en el diseño final.

Los elementos restantes, motor, cuerpo hidráulico y balsa, no son objeto de diseño en este estudio, por lo cual serán especificados en la sección 6.5 para posteriormente presentar el modelo completo. En las figuras 7.9 y 7.10 se observa el montaje de cada elemento diseñado en este desarrollo.



*Figura 7.9: Ensamblaje estructura Bomba*



*Figura 7.10: Ensamblaje interno bomba*

## 7.4 Verificación de resistencia estructural

Con el fin de comprobar la resistencia de la estructura diseñada frente a las cargas existentes, se realizó un estudio de resistencia estática a través de la herramienta de análisis de elementos finitos del software Autodesk Inventor, en donde se simularon las siguientes cargas (ver figura 7.11):

### Carga 1:

- Nombre: Carga motor.
- Propósito: Representa el peso del motor sobre la estructura.
- Ubicación: Sobre la columna de acople.
- Magnitud: 30 [kN] → 3 [ton] (mayor a cualquier motor utilizable)

### Carga 2:

- Nombre: Carga empuje axial.
- Propósito: Representa la carga generada por el empuje axial sobre el asiento del rodamiento superior, el cual este encargado de absorber dicha carga.
- Ubicación: Sobre la columna de acople.
- Magnitud: 3 [kN] (Mayor a cualquier empuje axial estudiado)

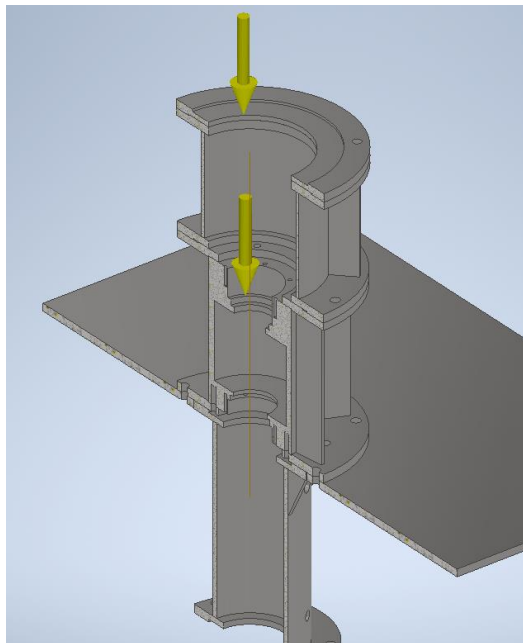


Figura 7.11: Cargas simuladas. Estructura con corte seccional medio

Se obtienen los resultados mostrados en las figura 7.12 y 7.13. Aquí se muestran los esfuerzos generados en la estructura a través del esfuerzo de Von Mises, representados por una escala de colores.

Se puede observar que las cargas aplicadas generan las mayores tensiones en las zonas de los atiesadores de la estructura, sin embargo, estos esfuerzos no superan las 8 [MPa], lo cual es mucho menor a 250 [MPa] que corresponden al límite de fluencia del acero estructural.

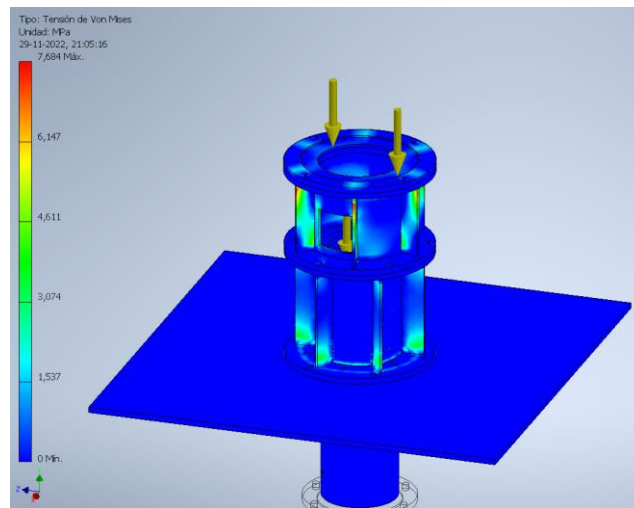


Figura 7.12: Tensión de Von mises con las cargas aplicadas (1)

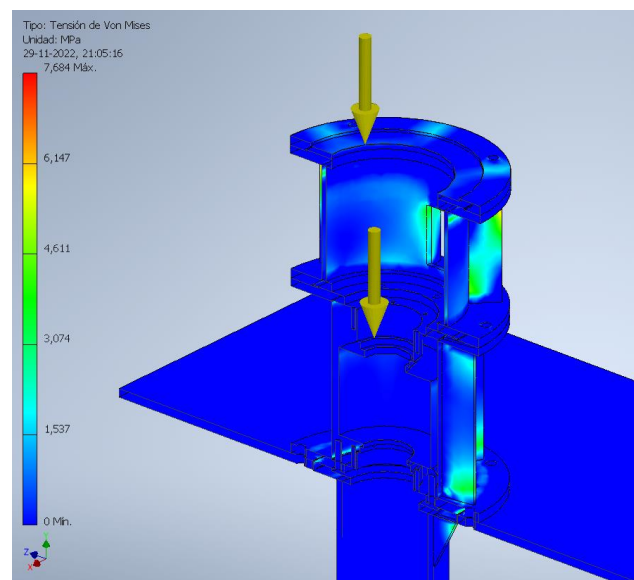


Figura 7.13: Tensión de von misses con las cargas aplicadas (2)

## 7.5 Elementos a seleccionar

Los componentes descritos a continuación no son objeto de diseño, ya que son elementos ya diseñados que requieren ser seleccionados en base a los requerimientos de cada proyecto a evaluar.

### 7.5.1 Motor

Los motores considerados para este diseño corresponden a los motores de la empresa WEG. Específicamente los modelos WEG W-22 P-Base, los cuales son diseñados específicamente para ser utilizados verticalmente.

En base al catálogo de motores de WEG se analizaron las dimensiones y se registraron los pesos de los posibles motores a utilizar, de manera de asegurar que la estructura diseñada sea congruente en cuanto a tamaño y resistencia.

La figura 7.15 muestra un motor de este tipo.



*Figura 7.14: Motor WEG W-22 P-Base*

Para el cuerpo A en específico, los motores considerados, son para los casos desde los 200 [HP] hasta los 400 [HP] dependiendo del requerimiento.

### 7.5.2 Cuerpo hidráulico

Como se mencionó al comienzo de este estudio, los impulsores y volutas serán seleccionadas, dependiendo del requerimiento, a partir del catálogo de la empresa American Marsh.

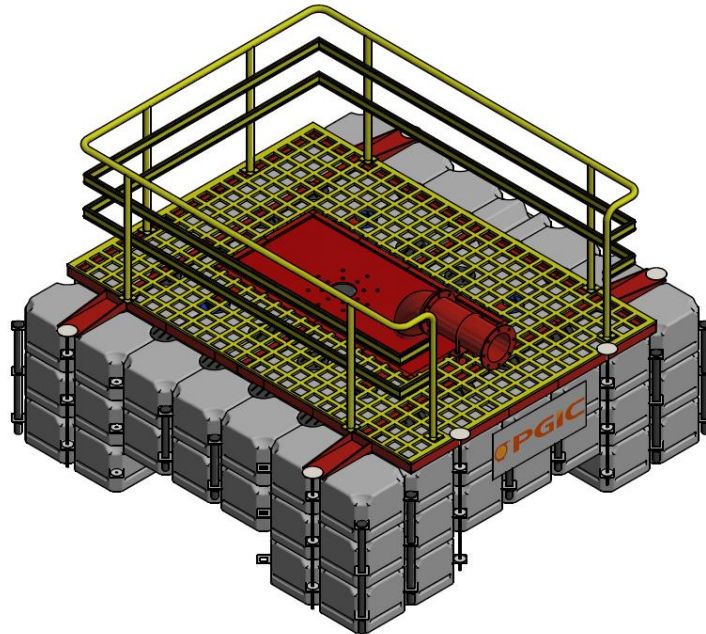
Para este diseño, se consideró un impulsor y voluta de referencia, los cuales fueron modelados junto con la estructura diseñada en el software Autodesk Inventor.

### 7.5.3 Balsa

La bomba debe ser instalada sobre una balsa que le permita operar sobre la superficie de algún cuerpo de agua determinado.

PGIC, realizó el cálculo y diseño de estas balsas a partir del estudio de los empujes generados por los mismos impulsores analizados en este trabajo. De esta manera, mediante un estudio de flotabilidad y estabilidad, se determinaron diferentes arreglos de docks para que cada bomba opere de manera estable sobre la superficie del agua.

Para el cuerpo A en específico se seleccionó una balsa con arreglo 7x7\_2.



*Figura 7.15: Balas 7x7\_2*

## 8 Capítulo VII: Resumen de resultados

El procedimiento llevado a cabo en las secciones 5 y 6 y 7 fue realizado de la misma manera para cada uno de los 4 modelos considerados en la estandarización. De esta manera se obtuvieron los resultados que se muestran a continuación:

### 8.1 Diámetros de eje

En la tabla 3, se pueden observar la totalidad de diámetros calculados para cada uno de los 4 modelos generados. En la figura 8.1 se indica la denominación de los diámetros.

Tabla 3: Resumen diámetros de ejes [mm]

Modelo	$d_a$	$d_b$	$d_c$	$d_d$	$d_e$	$d_f$	$d_g$
A	65	75	108	90	82	75	65
B	45	55	72	60	55	50	45
C	35	45	60	50	45	40	35
D	20	25	36	30	25	23	25

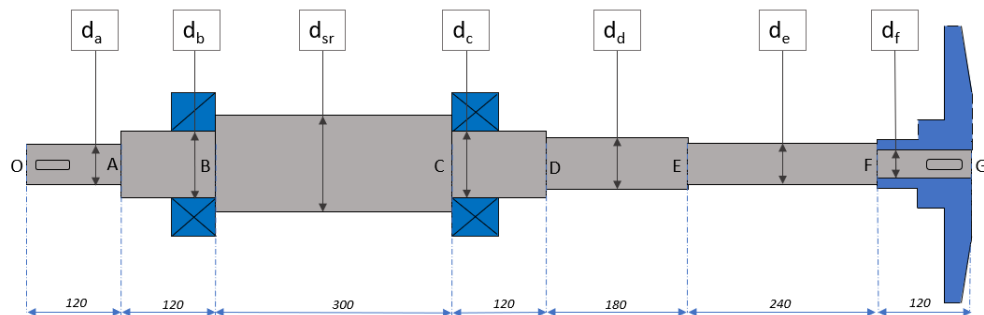


Figura 8.1: Esquema de eje

### 8.2 Rodamientos

En la tabla 4 se detallan los rodamientos seleccionados para los modelos generados.

*Tabla 4: Resumen rodamientos seleccionados*

Modelo	Rodamiento superior	Rodamiento inferior
A	6315	NU 218
B	6311	NU 1012
C*	6209	6210
D*	6305	6206

(\*) En los cuerpos C y D se utilizan 2 rodamientos de bolas, dado a las bajas cargas radiales existentes.

### 8.3 Estructura

Las estructuras diseñadas para los modelos B, C y D son similares a la generada para el modelo A mostrado en la sección 7, teniendo la misma geometría, pero variando su tamaño.

Los planos constructivos y modelos 3D generados, fueron entregados a la empresa PGIC para ser utilizados en futuros estudios.

### 8.4 Elementos a seleccionar

En la tabla 5 se detallan los motores y balsas a utilizar en cada uno de los modelos generados.

*Tabla 5: Resumen elementos a seleccionar*

Modelo	Rango Potencia Motor [HP]	Balsa	Voluta e impulsor
A	200 – 400	7x7-2	Selección PGIC
B	50 – 125	5x5-2	Selección PGIC
C	10 – 40	5x5-1	Selección PGIC
D	0.5 – 7.5	4x4-1	Selección PGIC

## 9 Capítulo IX: Análisis de fabricación y costos

### 9.1 Fabricación

En la tabla 6, se especifican los materiales considerados para la fabricación de cada componente diseñado y los procesos necesarios para fabricarlos. Estos materiales fueron seleccionados considerando dimensiones necesarias y formatos disponibles en el mercado. En el anexo N°5 se encuentra el listado de materiales completo.

Es importante mencionar que el análisis de fabricación y costos no considera los elementos a seleccionar que ya están determinados (Motor, balsa, cuerpo hidráulico)

*Tabla 6: Materiales y procesos de fabricación.*

Componente	Materiales	Proceso
Eje	Macizo acero inoxidable AISI 316	Mecanizado
Columna de acople	Cuerpo: cañería ASTM A53	Dimensionado y mecanizado
	Tapas: Flanges modificado acero A36	Mecanizado
	Atiesadores: Planchas acero A36	Dimensionado
Columna cantiléver	Cuerpo: Fundición en acero.	Fundición
	Tapas: Flanges modificado acero A36	Mecanizado
	Atiesadores: Planchas acero A36	Dimensionado
Columna distanciadora	Cuerpo: cañería ASTM A53	Dimensionado y mecanizado
	Tapas: Flanges modificado acero A36	Mecanizado
	Atiesadores: Planchas acero A36	Dimensionado
Tapas rodamientos	Macizo de acero al carbono	Mecanizado
Deflectores de agua	Acero inoxidable	Mecanizado
Placa base	Plancha acero al carbono ASTM A 36	Dimensionado

## 9.2 Opciones de fabricación

PGIC cuenta con un taller de manufactura, el cual tiene la capacidad para fabricar las piezas requeridas. Sin embargo, el taller PGIC normalmente esta a diario recibiendo y desarrollando otros proyectos, por lo que no es posible ni conveniente realizar el proceso de fabricación y montaje completamente en las dependencias de la empresa. ES por esto que es prudente pensar en empresas externas que puedan ayudar con el desarrollo del total o algunas de las piezas a fabricar.

Considerando lo anterior, a continuación se describen 3 opciones de fabricación las cuales:

- **Fabricación PGIC:** Esta opción considera una fabricación 100% al interior de la empresa, realizando el mecanizado y dimensionamiento del total de los componentes en el taller de manufactura PGIC.
- **Fabricación externa:** Esta opción considera una fabricación 100% externa, fuera del taller PGIC.
- **Fabricación mixta:** Esta opción considera una fabricación híbrida, con procesos al interior del taller PGIC y fuera, en empresas externas.

## 9.3 Costos de fabricación

En base a un proceso de cotización de materiales y procesos de fabricación, se realizó una aproximación del costo que tendría cada una de las 3 opciones descritas en la sección 9.2. Además, con apoyo del equipo de producción PGIC, se realizó un cálculo aproximado de las HH necesarias en taller PGIC para cada opción, considerando fabricación de piezas y montaje de los equipos.

A continuación, se presenta el resumen de costos para cada opción y para cada modelo generado. El detalle y listado de precios, se encuentra en el anexo N°7.

a) Fabricación PGIC:

La tabla 7 muestra el costo total de la fabricación, considerando la compra de materiales, proceso de fabricación y montaje dentro de PGIC (con un costo de \$10.000 / HH).

*Tabla 7: Resumen costos fabricación PGIC*

Fabricación PGIC			
Modelo	Costos materiales	Costo total HH (HH)	Total
A	\$ 2.600.000	\$ 980.000 (98)	\$ 3.580.000
B	\$ 1.700.000	\$ 880.000 (88)	\$ 2.580.000
C	\$ 850.000	\$ 680.000 (68)	\$ 1.530.000
D	\$ 800.000	\$ 630.000 (63)	\$ 1.430.000

b) Fabricación externa

En la tabla 8, se muestran los costos considerando una fabricación completamente externa a PGIC y montaje dentro de esta (con un costo de \$10.000 / HH).

*Tabla 8: Resumen costos fabricación externa*

Fabricación externa			
Modelo	Costos fabricación	Costo total HH (HH)	Total
A	\$ 4.660.000	\$ 340.000 (34)	\$ 5.000.000
B	\$ 3.210.000	\$ 290.000 (29)	\$ 3.500.000
C	\$ 1.960.000	\$ 240.000 (24)	\$ 2.200.000
D	\$ 1.700.000	\$ 200.000 (20)	\$ 1.900.000

c) Fabricación mixta

En la tabla 9, se muestran los costos considerando procesos externos, sumado a la fabricación en PGIC del eje y las tapas de los rodamientos (con un costo de \$10.000 / HH).

*Tabla 9: Resumen costos fabricación mixta*

Fabricación mixta			
Modelo	Costos materiales/fabricación	Costo total HH (HH)	Total
A	\$ 3.720.000	\$ 580.000 (58)	\$ 4.300.000
B	\$ 2.050.000	\$ 550.000 (55)	\$ 2.600.000
C	\$ 1.560.000	\$ 240.000 (49)	\$ 1.800.000
D	\$ 1.130.000	\$ 470.000 (47)	\$ 1.600.000

El listado de proveedores contactados y los contactos correspondientes se encuentran en el anexo N°8, mientras que en el anexo N°9 se pueden observar algunas de las cotizaciones recibidas.

## 10 Capítulo X: Diseño final

### 10.1 Modelo final

Finalizado el proceso de diseño y cálculo de eje, rodamientos y estructura principal de la bomba, se procede a generar un modelo 3D de lo que sería el equipo completo desarrollado, contemplando los elementos diseñados en este estudio y los elementos sujetos a selección por PGIC, utilizando un motor y cuerpo hidráulico de referencia. El modelo se puede apreciar en la figura 10.1.

#### Características del equipo:

- Bomba centrífuga vertical de aspiración axial y descarga radial.
- Considera 4 tamaños estandarizados para un total de más de 70 casos analizados.
- Disposición VS5 (cantiléver) con eje en voladizo, sin bujes de apoyo.
- Compuesto por 3 columnas principales.
- Permite su montaje en balsas para operar sobre cuerpos de agua.
- Autocebada debido a las condiciones en las que opera.
- Aspiración cercana a superficie, evitando succión de sólidos en zonas profundas.

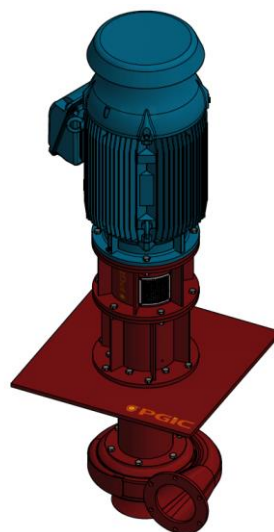
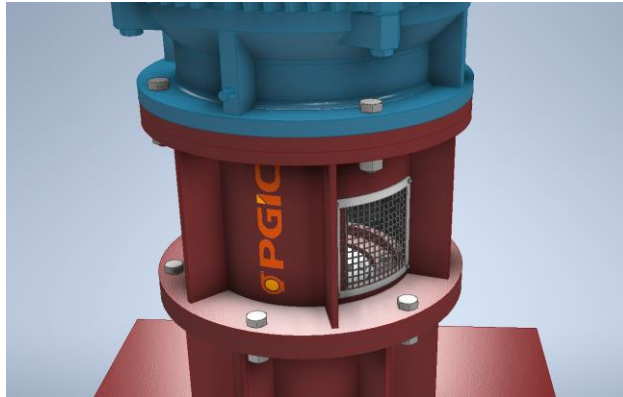


Figura 10.1: Modelo final generado.

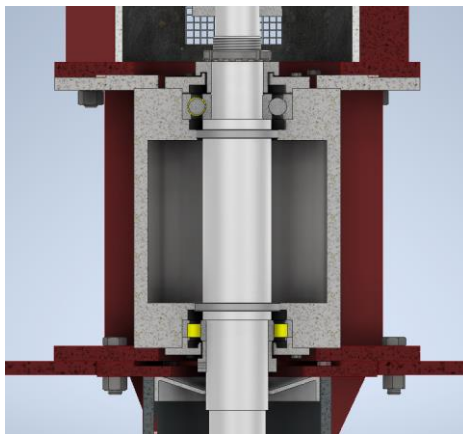
## 10.2 Características del diseño.

En la parte superior se encuentra el motor modelo WEG-W22, con flange tipo P, soportado por la columna de acople, la cual presenta 2 aberturas para permitir la inspección del eje, lubricación del rodamiento y ventilación de la zona. Cada una de las aberturas es protegida con rejillas fácilmente removibles que impiden el ingreso de agentes externos que puedan afectar el funcionamiento del equipo (ver figura 10.2).



*Figura 10.2: Diseño columna acople.*

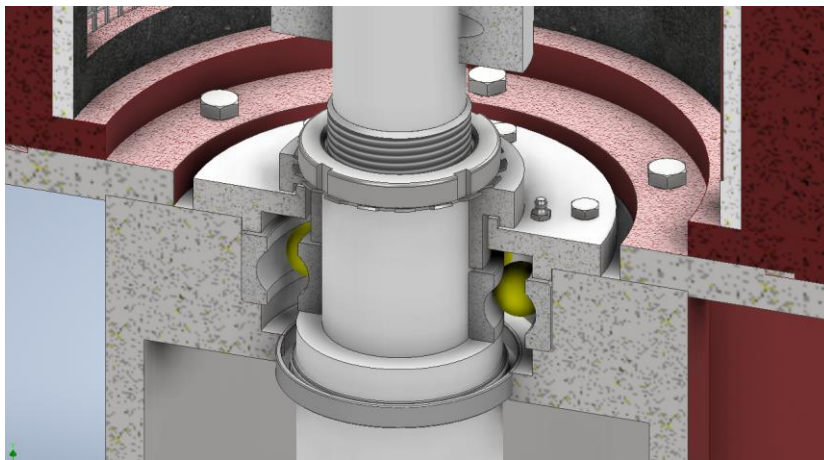
En la zona central de la bomba se ubica la columna cantiléver, la cual alberga a los rodamientos en cavidades pertenecientes a la estructura misma de la columna, otorgando mayor robustez y disminuyendo la probabilidad de falla por desalineamiento de componentes. En la figura 10.3 se aprecia el interior de esta estructura.



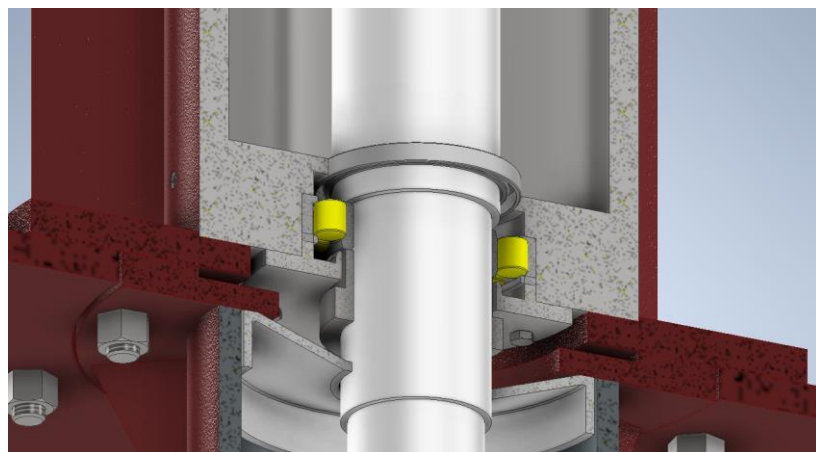
*Figura 10.3: Diseño columna cantilever.*

Tal como se aprecia en las figuras 10.4 y 10.5, la fijación de los rodamientos se realiza mediante tapas que fijan el anillo exterior de estos y topes o camisas adosadas al eje que fijan el anillo interior, permitiendo el juego según sea requerido. El eje, por otro lado, se fija axialmente mediante una tuerca de empuje por sobre la camisa de fijación del rodamiento superior.

El equipo presenta graseras de fácil acceso para ambos rodamientos, permitiendo una correcta lubricación de ellos. Además, mediante anillos de retención, se evita la filtración del lubricante a otras zonas del equipo.



*Figura 10.4: Alojamiento superior.*



*Figura 10.5: Alojamiento inferior.*

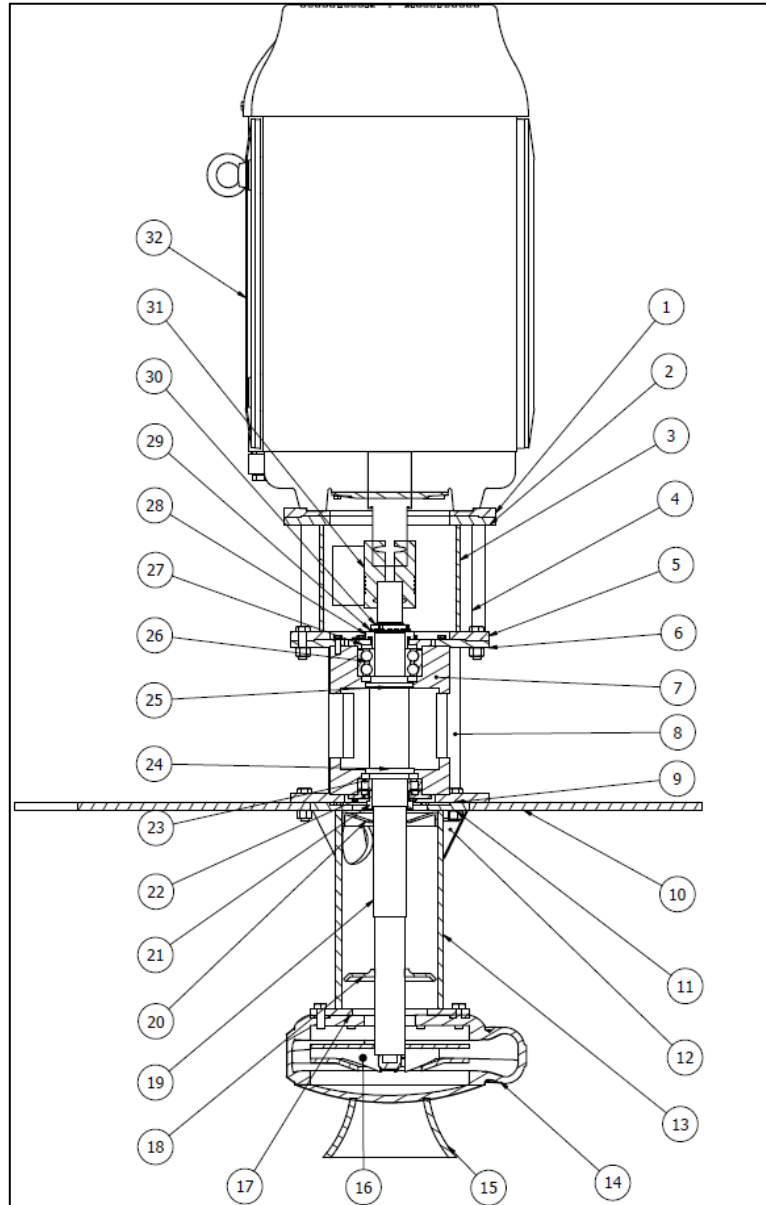
La base inferior de la columna cantiléver se monta sobre la placa base y a su vez, permite el montaje de la columna distanciadora (figura 10.6). Esta columna carece de bujes centradores en su interior, por lo que el eje está completamente suspendido desde la columna cantiléver. Cuenta con 2 deflectores de agua en su interior que cumplen la función de impedir la filtración de agua a zonas superiores.



*Figura 10.6: Interior columna distanciadora.*

### 10.3 Listado de piezas y componentes

Las figuras 10.7 y 10.8 muestra la totalidad de piezas y componentes considerados en el diseño.



*Figura 10.7: Piezas del modelo*

Elementos	
Nº	Elemento
1	Flange motor
2	Tapa superior columna acople
3	Cuerpo columna acople
4	Atiezador columna acople
5	Tapa inferior columna acople
6	Tapa superior columna cantilever
7	Cuerpo columna cantilever
8	Atiezador Columna cantilever
9	Tapa inferior columna cantilever
10	Base
11	Tapa columna distanciadora
12	Atiezador columna distanciadora
13	Cuerpo columna distanciadora
14	Voluta
15	Campana
16	Impulsor
17	Flange voluta
18	Difusor 1
19	Eje
20	Difusor 2
21	Camisa retención rodamiento inferior
22	Tapa rodamiento inferior
23	Rodamiento inferior
24	Anillo de retencion
25	Anillo de retencion
26	Rodamiento superior
27	Tapa rodamiento superior
28	Camisa retención rodamiento superior
29	Arandela
30	Tuerca de fijación
31	Machón de acople
32	Motor

*Figura 10.8: Listado de piezas*

## 10.4 Modelos estandarizados

Para cada grupo estandarizado, se generó el mismo diseño descrito en las páginas anteriores. Cada uno de estos posee los mismos componentes y geometrías en sus piezas que el resto pero en tamaños diferentes, asegurando la resistencia mecánica de los materiales frente a las fuerzas, torques aplicados y el peso de cada componente.

La figura 10.9 presenta un esquema en donde se puede apreciar la embergadura de cada uno de los cuerpos generados. La tabla 10 detalla las masas de cada uno. Es importante mencionar que estas masas son aproximadas ya que no consideran el peso exacto de los componentes hidráulicos a utilizar (impulsor y voluta) y además consideran el motor de mayor peso designado para cada grupo.

La figura 10.10 muestra un modelo 3D con el ensamblaje final, considerando todos los componentes.

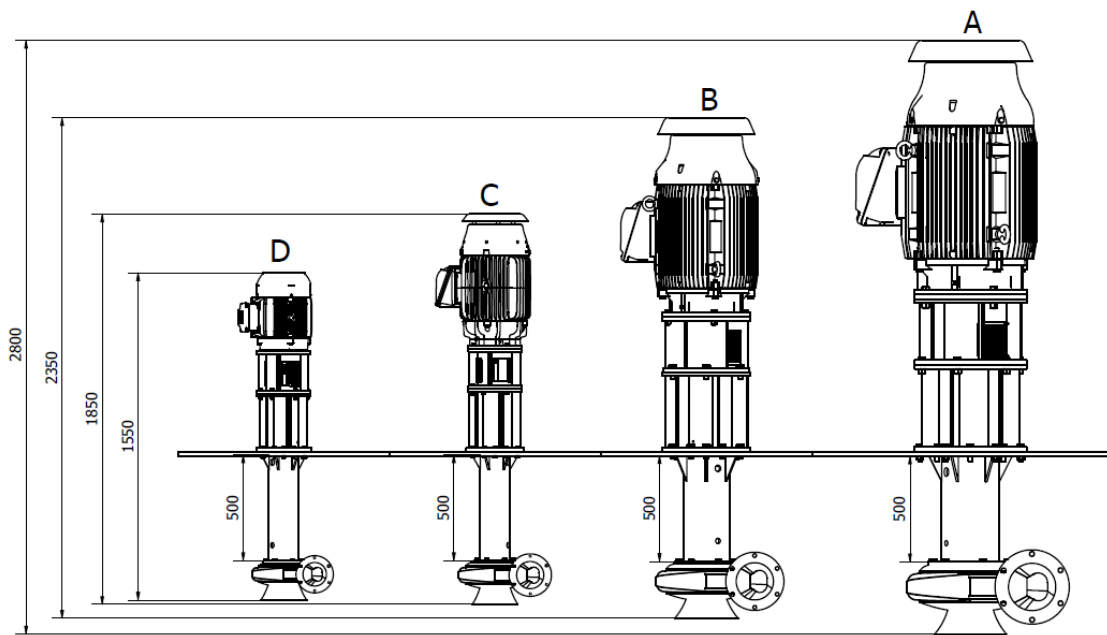


Figura 10.8: Embergadura modelos generados.

Tabla 10: Resumen masas totales, sin considerar cuerpo hidráulico.

Modelo	Masa estructura [Kg]	Masa motor [Kg]	Masa total app [Kg]
A	900	1600	2500
B	500	1000	1500
C	300	400	700
D	250	100	350

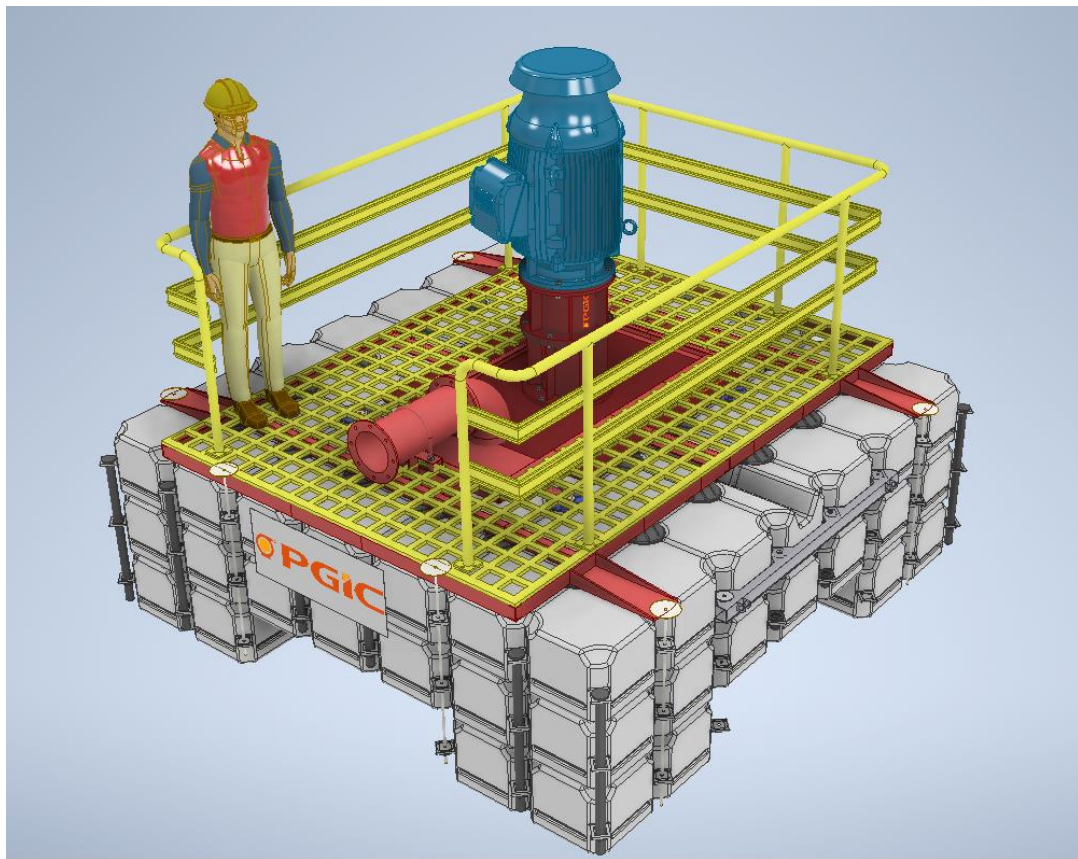


Figura 10.10: Modelo A completamente ensamblado.

## 11 Capítulo XI: Conclusiones y comentarios finales.

### 11.1 Conclusión

Por medio de un proceso de diseño iterativo, se logró converger a un modelo con 4 tamaños estandarizados, que cumple con las características solicitadas por la empresa PGIC. Posee una disposición VS5 según la norma API-610, que, gracias a un cuerpo de rodamientos robusto, permite la instalación de su eje en voladizo, sin la necesidad de instalar bujes de apoyo dentro de las columnas.

Para cumplir con lo anterior, tanto el diseño del eje, como el de la estructura, aseguran una resistencia con un amplio factor de diseño, acorde al contexto en donde el equipo pretende ser utilizado, considerando las cargas a las que el equipo puede estar expuesto debido a su funcionamiento.

Las características consideradas en el diseño de la estructura permiten que el uso del equipo sea ventajoso para la industria minera, asegurando una sencilla instalación, gran accesibilidad a sus componentes para su inspección, mantención sencilla, factores de seguridad amplios y reducción de los riesgos de falla por contaminación al prescindir de sellos mecánicos. Su sistema de succión cercano a la superficie permite también disminuir los riesgos de falla producto del ingreso de sólidos indeseados.

El diseño de este equipo está documentado en una serie de modelos 3D y planos constructivos que indican las consideraciones necesarias para su fabricación, indicando los criterios de tolerancias dimensionales y geométricas necesarios para asegurar el correcto montaje e instalación de los rodamientos a utilizar.

Mediante proceso de cotización de materiales y procesos, fue posible realizar aproximaciones del valor total para la fabricación del equipo considerando una producción 100% nacional. Así, se pudo observar que la manera más conveniente de fabricación es mediante la combinación de procesos dentro de PGIC y en empresas externas. Esto con el fin de disminuir los costos al máximo, sin comprometer la capacidad del taller PGIC, ni las características del equipo. Considerando esto, el

valor de fabricación para el modelo más grande y el más pequeño ronda los 4.500 [USD] y 2.000[USD] respectivamente, sin considerar la fabricación de la balsa ni el costo del motor.

Considerando lo anterior, se concluye que el equipo diseñado cumple con los factores propuestos de resistencia, funcionalidad, montaje y fabricación bajo las normas y consideraciones que propone el diseño mecánico, permitiendo ser un punto de referencia sólido para PGIC a la hora de evaluar y estimar costos para la producción de este tipo de equipos.

Este estudio puede ser considerado como una referencia para el desarrollo del diseño de ejes y cálculo de empujes generados por el funcionamiento de una bomba.

## 11.2 Oportunidades de mejora y consideraciones

El diseño generado sirve como una aproximación teórica al equipo final deseado y una referencia para PGIC de lo que significa la fabricación propia de este equipo. Con los resultados obtenidos PGIC será capaz de aproximar y realizar estimaciones razonables de los costos y logística que requiere para la fabricación. La realización de un prototipo en base a este estudio servirá a la empresa para llevar a cabo estudios más precisos que permitan mejorar el diseño mismo. A continuación, se enlista una serie de aspectos que podrían significar una mejora en el diseño.

1. Obtención de las cargas reales generadas.

El estudio realizado se basó en el análisis de las cargas generadas en otro equipo. Si bien, los elementos hidráulicos y su disposición son similar a la del equipo diseñado, es importante medir experimentalmente los empujes generados por el futuro prototipo para corroborar la magnitudes de estas fuerzas y mejorar el diseño.

2. Revisión de selección de rodamientos.

La selección de rodamientos es un aspecto crítico a la hora de asegurar el buen funcionamiento del equipo, por lo que se recomienda realizar una nueva revisión de la selección de estos una vez determinadas las condiciones de operación definitivas.

3. Optimización de la estructura y diseño.

El modelo generado, específicamente la estructura de este, se basa en otros equipos similares disponibles en el mercado, por lo que, al someter al equipo en las condiciones reales de operación, se podrían observar nuevas necesidades u aspectos no considerados en este estudio que pueden significar una mejora en el uso del equipo.

4. Estudio con variación de materiales.

Dependiendo de las necesidades del cliente, es posible que este solicite o requiera otros materiales en la construcción del equipo, ya sea en la estructura, eje, impulsor u otros elementos. Es por esto que sería útil generar un abanico de posibles materiales de fabricación para ofrecer al cliente.

5. Nuevo estudio de flotabilidad y estabilidad.

El estudio anterior realizado para determinar las balsas y su construcción fue realizado considerando empujes axiales y pesos aproximados para el equipo. El presente estudio aporta con valores más exactos para aquellas magnitudes, permitiendo un análisis de estabilidad y flotación más preciso.

6. Ampliación del estudio a otros tipos de impulsores.

El presente estudio considera la utilización de impulsores del tipo cerrado, pero dependiendo del requerimiento, podría ser necesario utilizar otro tipo de impulsor, con una geometría distinta que signifique modificar el procedimiento del cálculo de empuje axial.

7. Cotización con proveedores internacionales.

El proceso de cotización realizado fue considerando solamente proveedores nacionales para los materiales requeridos, por lo que la cotización con proveedores extranjeros podría cambiar los valores de referencia obtenidos, representando una mejor oportunidad de compra para PGIC.

## 12 Bibliografía

- [1] Consejo Minero. (09 de 03 de 2017). *Proceso de relave minero*. Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=L7CPAFRnH9s&t=108s>
- [2] PGIC ingeniería. (s.f.). Recuperado el 30 de 08 de 2022, de <https://www.pgic.cl/quienes-somos/>
- [3] American Petroleum Institute (API),. (2004). *Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries*.
- [4] American marsh pumps. (s.f.). Obtenido de [https://wilo.com/amp/en\\_us/Products/Browse-All-Products/Close-Flex-Coupled-Inline-End-Suction/](https://wilo.com/amp/en_us/Products/Browse-All-Products/Close-Flex-Coupled-Inline-End-Suction/)
- [5] WEG. (s.f.). *Catálogo comercial, mercado latino-americano*.
- [6], P. (2021). *Documentación interna*.
- [7] Seguas. (s.f.). *Seguas*. Obtenido de <https://www.seguas.com/bombas-centrifugas-instalaciones-hidraulicas/>
- [8] Bombas ideal. (28 de 09 de 2021). *Bombas ideal*. Obtenido de <https://www.bombasideal.com/ventajas-en-el-diseno-de-las-bombas-verticales-frente-a-las-horizontales/>
- [9] VOGT S.A. (s.f.). Obtenido de <https://www.vogt.cl/serie-vcb/>
- [10] Espinoza, J. (2021). *Bombas y compresores ICM-323*.
- [11] Hydraulic institute. (2013). *ANSI/HI 1.3 /Rotodynamic centrifugal pumps for design and application*.
- [12] Stepanoff, A. (s.f.). *Centrifugal and Axial flow pumps. Theory, design and application*.
- [13] Nisbett, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mc Graw Hill.
- [14] Karassik, I. J. (1989). *Centrifugal pump clinic*.

# 13 Anexo

## 13.1 Anexo 1

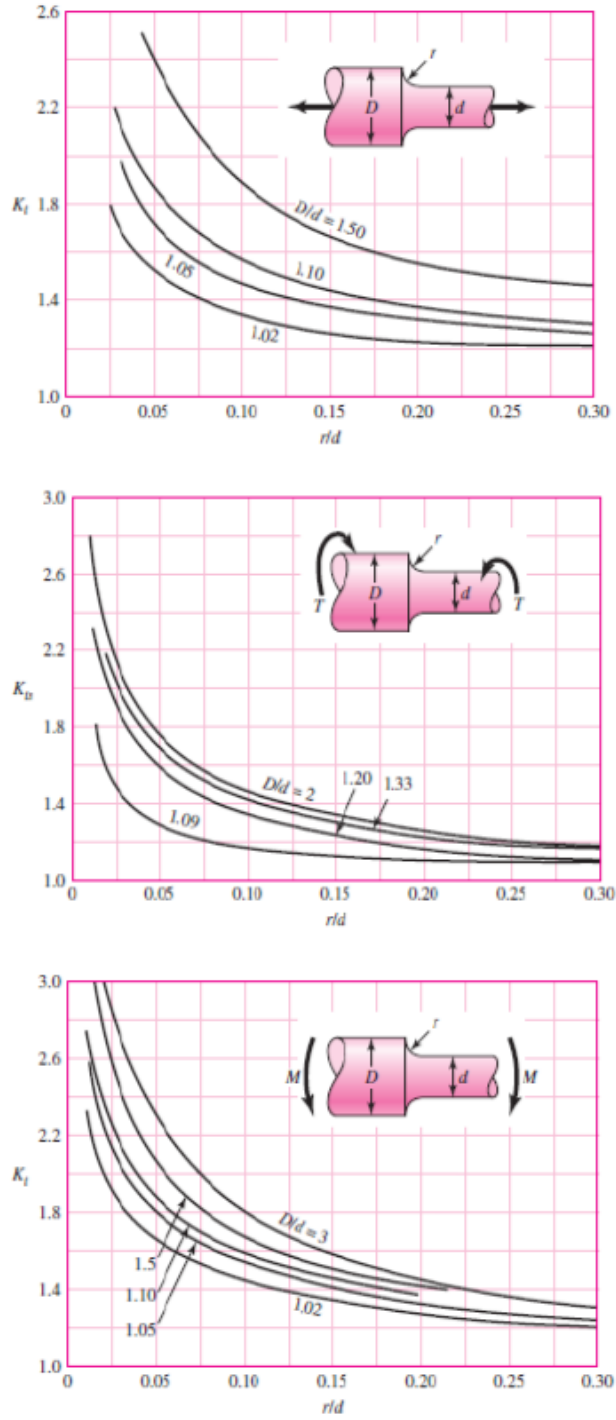


Figura 13.1: Gráficos obtención de factores de concentración de esfuerzo.

## 13.2 Anexo 2

EQUIPO			Empuje Axial	Empuje radial	Torque
SERIE	RPM	MODELO	FA BR	FR for	M <sub>m_rec</sub> [Nm]
_AM300	_1460	1.5x2.5-5 REF	226	14.6	3.7
_AM300	_1460	1.5x2.5-7 REF	354	16.9	4.9
_AM300	_1460	1.5x2.5-8 REF	524	18.3	9.7
_AM300	_1460	1.5x2.5-10 REF	805	26.9	24.4
_AM300	_1460	1.5x2.5-13 REF	1257	14.3	36.6
_AM300	_1460	1.25x2-5 REF	226	6.2	2.4
_AM300	_1460	1.25x2-7 REF	354	8.2	3.7
_AM300	_1460	1.25x2-8 REF	539	10.2	7.3
_AM300	_1460	1.25x2-10 REF	805	13.4	14.7
_AM300	_1460	2.5x3-5 REF	226	36.7	7.3
_AM300	_1460	2.5x3-7 REF	354	59.2	14.7
_AM300	_1460	2.5x3-8 REF	524	77.3	24.4
_AM300	_1460	2.5x3-10 REF	805	91.1	48.8
_AM300	_1460	2.5x3-13 REF	1257	107.3	97.5
_AM300	_1460	2x2.5-5 REF	226	25.9	7.3
_AM300	_1460	2x2.5-7 REF	354	33.6	9.7
_AM300	_1460	2x2.5-8 REF	529	35.3	14.7
_AM300	_1460	2x2.5-10 REF	805	44.2	36.6
_AM300	_1460	2x2.5-13 REF	1235	73.0	73.2
_AM300	_1460	3x4-7 REF	354	89.8	24.4
_AM300	_1460	3x4-8 REF	524	107.3	36.6
_AM300	_1460	3x4-10 REF	805	131.2	73.2
_AM300	_1460	3x4-13 REF	1257	186.1	121.9
_AM300	_1460	3x4-16 REF	1903	207.6	195.1
_AM300	_1460	4x5-8 REF	539	171.8	48.8
_AM300	_1460	4x5-10 REF	805	227.4	90.3
_AM300	_1460	4x5-13 REF	1257	227.1	146.3
_AM300	_1460	4x5-16 REF	1941	267.6	292.6
_AM300	_1460	5x6-8 REF	539	236.9	73.2
_AM300	_1460	5x6-10 REF	805	344.8	121.9
_AM300	_1460	5x6-13 REF	1257	335.9	195.1
_AM300	_1460	5x6-16 REF	1941	547.0	365.8
_AM300	_1460	6x8-8 REF	554	419.9	146.3
_AM300	_1460	6x8-10 REF	805	508.3	243.9
_AM300	_1460	6x8-13 REF	1257	670.5	365.8
_AM300	_1460	6x8-16 REF	1941	994.5	609.7
_AM300	_1460	6x8-20 REF	2863	1375.0	1216.6
_AM300	_1460	8x10-10 REF	811	600.4	146.3
_AM300	_1460	8x10-13 REF	1190	993.4	365.8
_AM300	_1460	8x10-16 REF	1903	1620.2	974.6
_AM300	_1460	8x10-20 REF	2863	1326.0	1465.1
_AM300	_1460	10x12-16 REF	1847	1846.9	1216.6
_AM300	_1460	10x12-20 REF	2863	2365.5	1949.1
_AM300	_1460	12x14-16 REF	1960	3114.0	1465.0
_AM300	_2915	1.5x2.5-5 REF	226	58.3	12.2
_AM300	_2915	1.5x2.5-7 REF	354	67.3	24.4
_AM300	_2915	1.5x2.5-8 REF	524	73.0	36.7
_AM300	_2915	1.5x2.5-10 REF	805	107.4	73.3
_AM300	_2915	1.5x2.5-13 REF	1257	57.1	122.2
_AM300	_2915	1.25x2-5 REF	226	24.5	12.2
_AM300	_2915	1.25x2-7 REF	354	32.5	18.3
_AM300	_2915	1.25x2-8 REF	539	40.8	24.4
_AM300	_2915	1.25x2-10 REF	805	53.6	61.1
_AM300	_2915	2.5x3-5 REF	226	146.4	36.7
_AM300	_2915	2.5x3-7 REF	354	236.2	61.1
_AM300	_2915	2.5x3-8 REF	524	308.1	97.7
_AM300	_2915	2.5x3-10 REF	805	363.2	183.2
_AM300	_2915	2.5x3-13 REF	1257	427.6	305.3
_AM300	_2915	2x2.5-5 REF	226	103.4	24.4
_AM300	_2915	2x2.5-7 REF	354	133.8	36.7
_AM300	_2915	2x2.5-8 REF	529	140.9	61.1
_AM300	_2915	2x2.5-10 REF	805	176.3	122.2
_AM300	_2915	2x2.5-13 REF	1235	291.1	244.3
_AM300	_2915	3x4-7 REF	354	358.2	97.7
_AM300	_2915	3x4-8 REF	524	427.8	146.6
_AM300	_2915	3x4-10 REF	805	522.9	244.3
_AM300	_2915	3x4-13 REF	1257	742.1	488.1
_AM300	_2915	4x5-8 REF	539	684.8	244.3
_AM300	_2915	4x5-10 REF	687	909.1	488.1
_AM300	_2915	5x6-13 REF	1257	1339.1	733.8

Figura 13.2: Resultados empuje axial, radial y torque

### 13.3 Anexo 3

Serie	Modelo	Velocidad [rpm]	Empuje axial [N]	Empuje radial [N]	Torque [Nm]	Potencia motor [HP]	Grupo
AM300	1.25x2-5 REF	1460	226	6	2	0.5	D
	1.25x2-7 REF	1460	354	8	4	0.75	
	1.25x2-8 REF	1460	539	10	7	1.5	
	1.25x2-10 REF	1460	805	13	15	3.0	
	1.5x2.5-13 REF	1460	1257	14	37	7.5	
	1.5x2.5-5 REF	1460	226	15	4	0.75	
	1.5x2.5-7 REF	1460	354	17	5	1.0	
	1.5x2.5-8 REF	1460	524	18	10	2.0	
	1.25x2-5 REF	2915	226	25	12	5.0	
	2x2.5-5 REF	1460	226	26	7	1.5	
	1.5x2.5-10 REF	1460	805	27	24	5.0	
	1.25x2-7 REF	2915	354	33	18	7.5	
	2x2.5-7 REF	1460	354	34	10	2.0	
	2x2.5-8 REF	1460	529	35	15	3.0	
	2.5x3-5 REF	1460	226	37	7	1.5	
	2x2.5-10 REF	1460	805	44	37	7.5	
	1.5x2.5-5 REF	2915	226	58	12	5.0	
	2.5x3-7 REF	1460	354	59	15	3.0	
	2.5x3-8 REF	1460	524	77	24	5.0	
	3x4-7 REF	1460	354	90	24	5.0	
	3x4-8 REF	1460	524	107	37	7.5	
	1.25x2-8 REF	2915	539	41	24	10.0	
	1.25x2-10 REF	2915	805	54	61	25.0	
	1.5x2.5-7 REF	2915	354	67	24	10.0	
	1.5x2.5-8 REF	2915	524	73	37	15.0	
	2x2.5-13 REF	1460	1235	73	73	15.0	
	2.5x3-10 REF	1460	805	91	49	10.0	
	2x2.5-5 REF	2915	226	103	24	10.0	
	2.5x3-13 REF	1460	1257	107	98	20.0	
	1.5x2.5-10 REF	2915	805	107	73	30.0	
	3x4-10 REF	1460	805	131	73	15.0	
	2x2.5-7 REF	2915	354	134	37	15.0	
	2x2.5-8 REF	2915	529	141	61	25.0	
	2.5x3-5 REF	2915	226	146	37	15.0	
	4x5-8 REF	1460	539	172	49	10.0	
	3x4-13 REF	1460	1257	186	122	25.0	
	3x4-16 REF	1460	1903	208	195	40.0	
	4x5-13 REF	1460	1257	227	146	30.0	
	4x5-10 REF	1460	805	227	90	20.0	
	2.5x3-7 REF	2915	354	236	61	25.0	
	5x6-8 REF	1460	539	237	73	15.0	
	2.5x3-8 REF	2915	524	308	98	40.0	
5x6-13 REF	1460	1257	336	195	40.0		
5x6-10 REF	1460	805	345	122	25.0		
3x4-7 REF	2915	354	358	98	40.0		
6x8-8 REF	1460	554	420	146	30.0		
8x10-10 REF	1460	811	600	146	30.0		
1.5x2.5-13 REF	2915	1257	57	122	50.0		
2x2.5-10 REF	2915	805	176	122	50.0		
4x5-16 REF	1460	1941	268	293	60.0		
2x2.5-13 REF	2915	1235	291	244	100.0		
2.5x3-10 REF	2915	805	363	183	75.0		
2.5x3-13 REF	2915	1257	428	305	125.0		
3x4-8 REF	2915	524	428	147	60.0		
6x8-10 REF	1460	805	508	244	50.0		
3x4-10 REF	2915	805	523	244	100.0		
5x6-16 REF	1460	1941	547	366	75.0		
6x8-13 REF	1460	1257	670	366	75.0		
4x5-8 REF	2915	539	685	244	100.0		
8x10-13 REF	1460	1190	993	366	75.0		
6x8-16 REF	1460	1941	994	610	125.0		
3x4-13 REF	2915	1257	742	488	200.0		
4x5-10 REF	2915	687	909	488	200.0		
8x10-20 REF	1460	2863	1326	1465	300.0		
5x6-13 REF	2915	1257	1339	734	300.0		
6x8-20 REF	1460	2863	1375	1217	250.0		
8x10-16 REF	1460	1903	1620	975	200.0		
10x12-16 REF	1460	1847	1847	1217	250.0		
10x12-20 REF	1460	2863	2365	1949	400.0		
12x14-16 REF	1460	1969	3112	1465	300.0		
						A	

Figura 13.3: Estandarización

### 13.4 Anexo 4

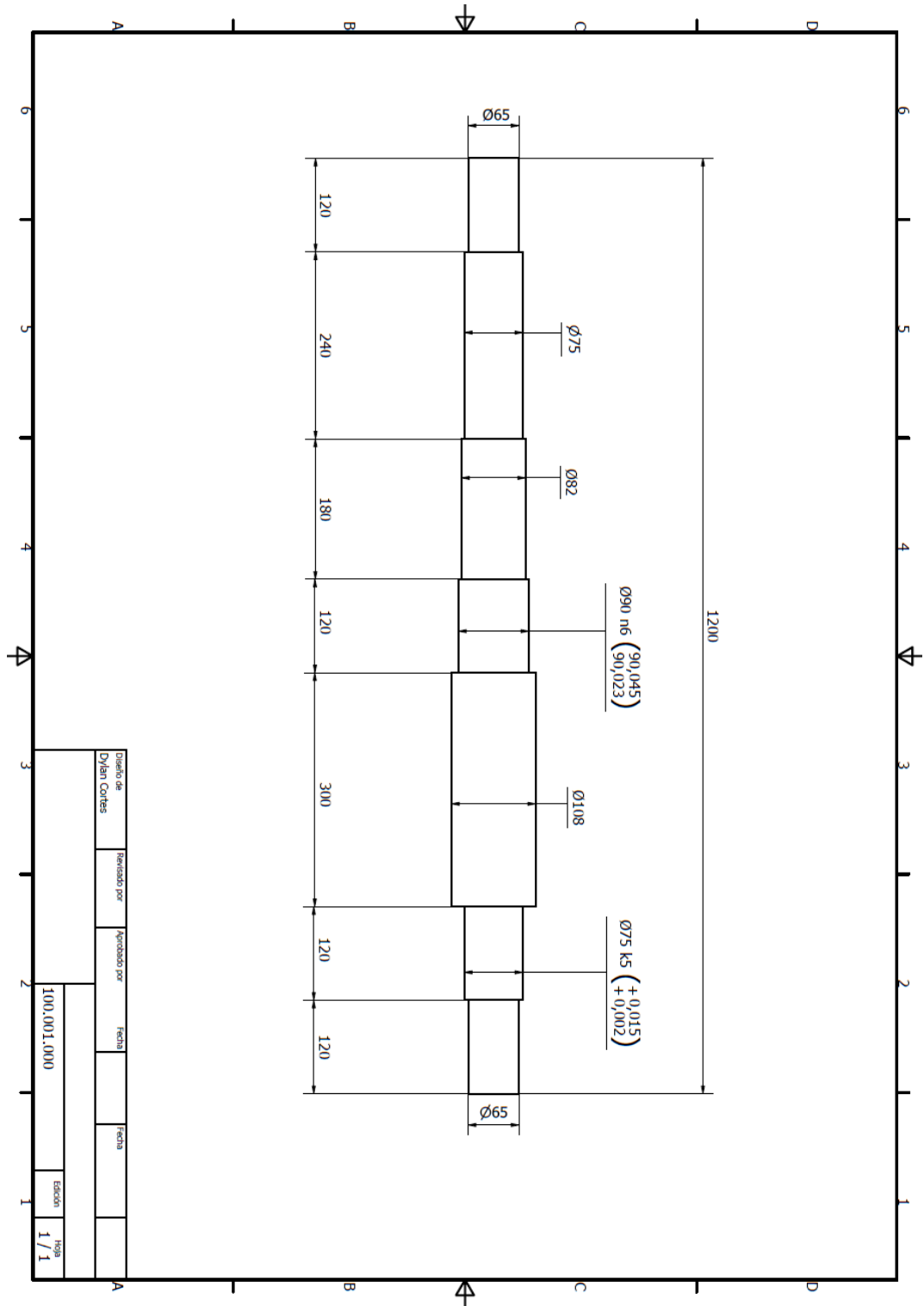


Figura 13.4: Plano de fabricación eje modelo A.

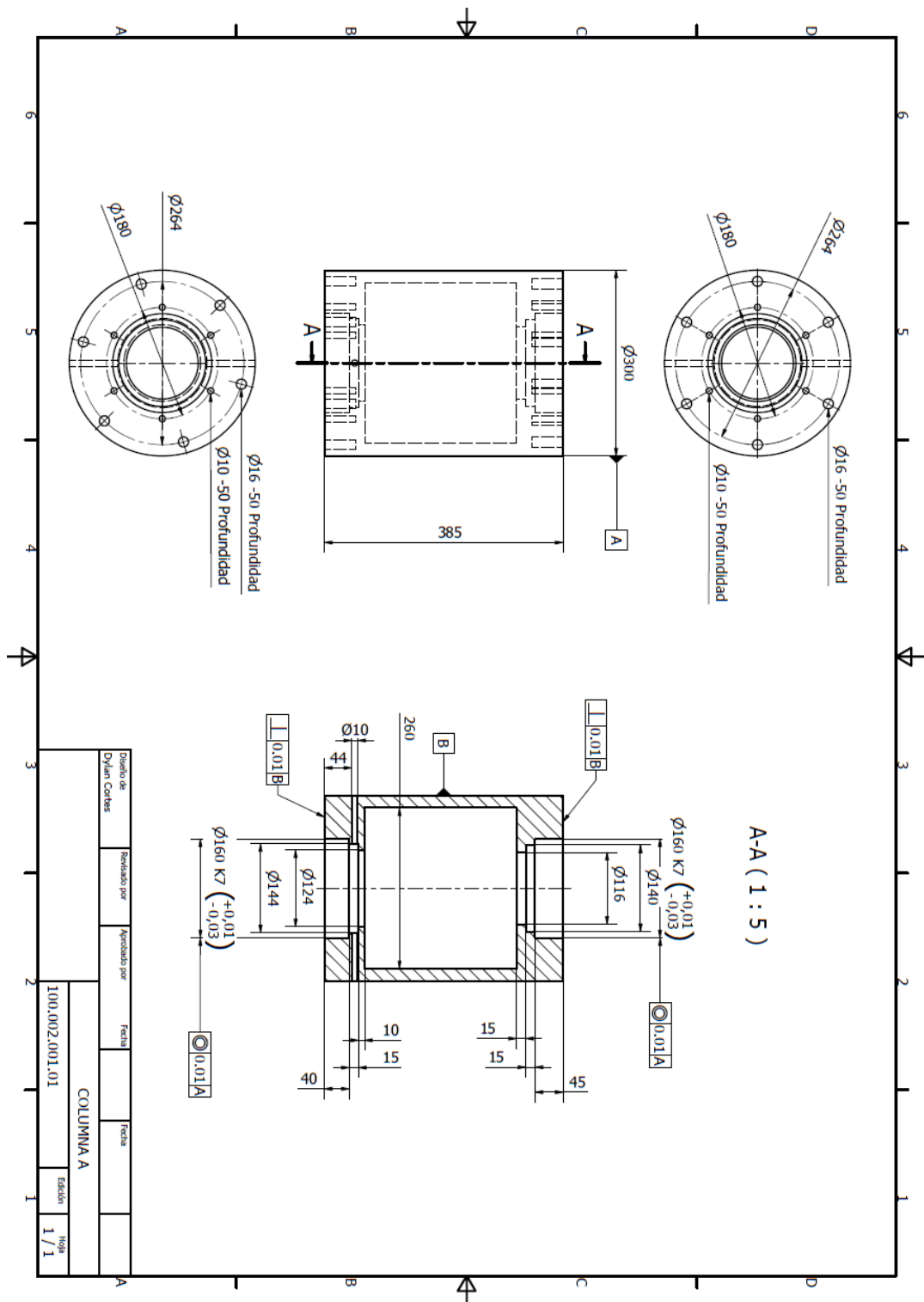


Figura 13.5: Plano de fabricación columna cantiléver A.

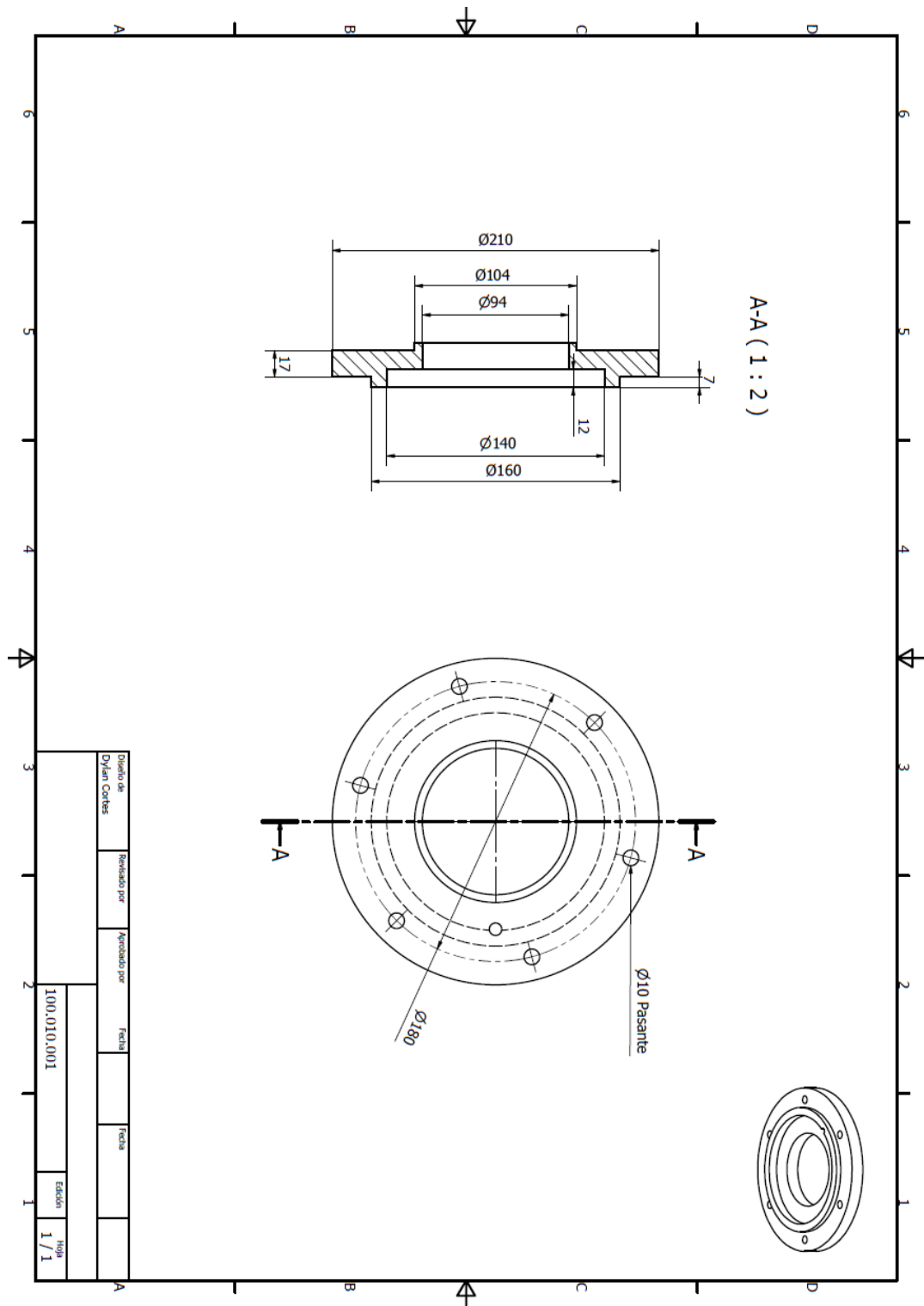


Figura 13.6: Plano de fabricación tapa rodamiento superior modelo A.

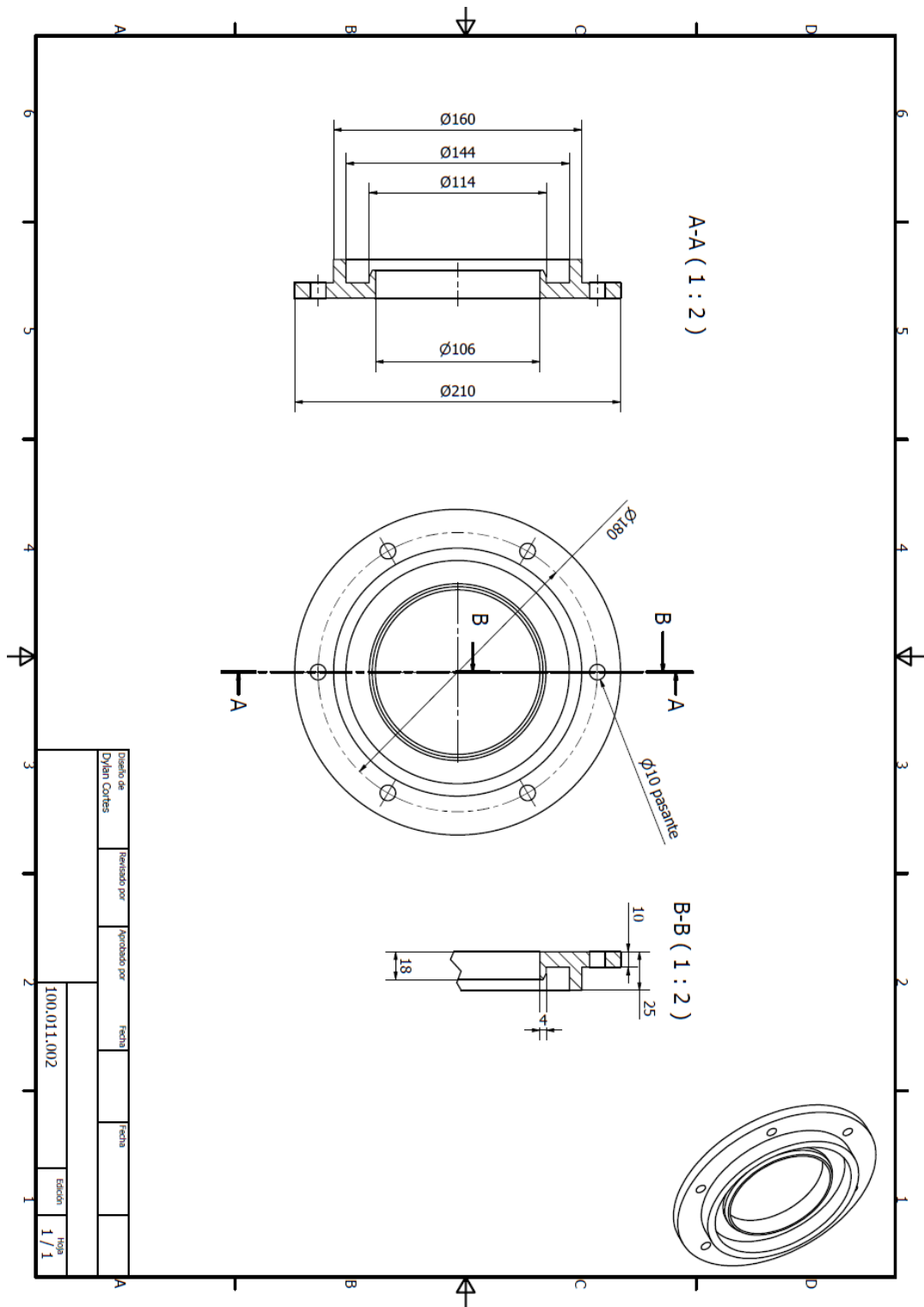


Figura 13.7: Plano de fabricación tapa rodamiento inferior, modelo A.



13.6 Anexo 6

LISTA DE COSTOS FABRICACION												
EMPRESA												
ITEM	PARTES	PROCESO	CUERPO	CARNERO	DIESEL	6000/Kg	\$10000/Kg	TECHNOPOL	FUND. LAS ROSAS	FUND. REVECCO	MBD /	PGIC / HH
	Rodamientos		A								\$ 400,000	
	MONTAJE		A									
EIE	EIE	MECANIZADO	A	\$ 780,000	\$ 900,000	\$ 750,000	\$ 1,125,000					\$ 300,000
COLUMNA CANTILEVER	CUERPO	MECANIZADO/fundici/A	A	\$ 1,500,000	\$ 1,520,000	\$ 1,200,000	\$ 2,000,000		\$ 558,000	\$ 465,000		\$ 640,872
	TAPA	MECANIZADO	A	\$ 600,000	\$ 503,500	\$ 318,000	\$ 530,000		\$ 335,000			\$ 149,000
	TAPA	MECANIZADO	A	\$ 600,000	\$ 503,500	\$ 318,000	\$ 530,000		\$ 396,700			\$ 149,000
	TAPA	MECANIZADO	A	\$ 250,000	\$ 199,500	\$ 126,000	\$ 210,000					\$ 62,002
	TAPA	MECANIZADO	A	\$ 250,000	\$ 199,500	\$ 126,000	\$ 210,000					\$ 62,002
	CAMISA	MECANIZADO	A	\$ 120,000	\$ 114,000	\$ 66,000	\$ 110,000					\$ 48,226
	CAMISA	MECANIZADO	A	\$ 120,000	\$ 114,000	\$ 66,000	\$ 110,000					\$ 49,813
	Cuerpo	A	A		\$ -	\$ -	\$ -					\$ 51,734
COLUMNA ACOPILE	Tapa	MECANIZADO	A	\$ 570,000	\$ 489,250	\$ 309,000	\$ 515,000		\$ 276,700			\$ 149,000
	Tapa	MECANIZADO	A	\$ 570,000	\$ 503,500	\$ 318,000	\$ 530,000		\$ 276,700			\$ 149,000
	Deflectores	CORTE	A								\$ 35,100	\$ 35,394
	Cuerpo	A	A									\$ 72,352
COLUMNA DISTANCIADO RA	Tapa	MECANIZADO	A	\$ 480,000	\$ 380,000	\$ 240,000	\$ 400,000		\$ 200,000			\$ 128,500
	Tapa	MECANIZADO	A	\$ 480,000	\$ 380,000	\$ 240,000	\$ 400,000		\$ 200,000			\$ 128,500
	Deflectores	CORTE	A								\$ 19,380	\$ 22,953
	Placa base	CORTE	A								\$ 309,350	\$ 291,500


Figura 13.9: Costos de fabricación.

## 13.7 Anexo 7

MATERIAL/ SEVICIO	PROVEEDOR	NOMBRE	CORREO	TELEFONO
Macizos	Aceros Bravo	Mayerlin Perdomo	mperdomo@acerosbravo.cl	442350290
	Aceros Otero	Lila Givovich	<a href="mailto:lgivovich@acerosotero.cl">lgivovich@acerosotero.cl</a>	56979990250
	Ferrum	Manuel Muñoz	ventas3@ferrumaceros.cl	56222665000
Cañerías	Multiaceros	Irmari Olivero	iolivero@multiaceros.cl	56224983360
	Caceres Hermanos	Linda Veltri	<a href="mailto:ventaweb@cacereshermanos.cl">ventaweb@cacereshermanos.cl</a>	56223532200
	Fimax	Maria Rivero	Secretaria@fimaxsa.cl	56227722020
Planchas	Multiaceros	Irmari Olivero	iolivero@multiaceros.cl	56224983360
	Otero	Lila Givovich	<a href="mailto:lgivovich@acerosotero.cl">lgivovich@acerosotero.cl</a>	56979990250
Flanges modificados	Technopol	Luis Pereira	lpereira@technopol.cl	56948195475
Rodamientos	Rossier	Matias Vera	mvera@rossier.cl	56944751735
	Rodacenter	Mathius Escudero	mescudero@rodacenter.cl	56991003998
Fundicion	Fundicion Las Rosas	Manlio Quezada	<a href="mailto:mquezada@fundicionlasrosas.cl">mquezada@fundicionlasrosas.cl</a>	56225871900
	Fundicion Revecco	Patricia Revecco	prevecco@fundicionrevecco.cl	56999039377
	Fundición ferrocast	Christian Hernández	chernandez@ferrocast.cl	56991392374
Mecanizado	Maestranza carnero	Ricardo Carnero	Ricardo.carnero@carnerospa.cl	56978992511
	Maestranza Diesel	Leonardo Fredes	lfredes@md.cl	56994194570
Planchas dimensionadas	maestranza MBD	Eduardo Bustos	eduardo.bustos@maestranza.cl	56976493339
Moldes para fundicion	Laboratorio LEITAT	Gabriel Urzúa	gurzua@leitat.cl	56950102422

Figura 13.10: Listado de proveedores

## 13.8 Anexo 8

	<b>Aceros Bravo Ltda.</b> Av. Eduardo Frei Montalva 2451 Independencia, Stgo. Chile 76.070.083-5 Fono 442350290 <a href="http://www.acerosbravo.cl">www.acerosbravo.cl</a>	<b>N° de Cotiz.: 74889</b> Estado: Pendiente Fecha: 11/05/2022 Atendido por:
---	---	---

### Cotización

Nombre:	ACEROS BRAVO LIMITADA	R.U.T.:	76070083
Dirección:	Panamericana 2451		
Comuna:	Independencia		
Ciudad:	Santiago		
Cond. Comerciales:	Contado	Contacto:	Ventas
Teléfono:	442350290	Vendedor Asignado:	Oficina

Codigo	Cantidad	U. Med.	Descripción	Precio	Valor Total
03020101-101.60	74.	Kgs	Ac. Inox. 316L Red. 4 1 tr x 1100 mm	6,700	495,800
03020101-076.20	37.	Kgs	Ac. Inox. 316L Red. 3 1 tr x 1000 mm	6,700	247,900
03020101-063.50	26.	Kgs	Ac. Inox. 316L Red. 2.1/2 1 tr x 1000 mm	6,700	174,200
03010101-101.60	74.	Kgs	Ac. Inox. 304L Red. 4 1 tr x 1100 mm	5,200	384,800
03010101-076.20 N	37.	Kgs	Ac. Inox. 304 Red. 3 1 tr x 1000 mm	5,200	192,400
03010101-063.50 N	26.	Kgs	Ac. Inox. 304 Red. 2.1/2 1 tr x 1000 mm	5,200	135,200
03010101-050.80 N	17.	Kgs	Ac. Inox. 304 Red. 2 1 tr x 1000 mm	5,200	88,400
03010101-038.10 N	9.5	Kgs	Ac. Inox. 304 Red. 1.1/2 1 tr x 1000 mm	5,200	49,400
01030101-088.90	56.5	Kgs	Ac. 1045 Lam. Red. 3.1/2 1 tr x 1100 mm	1,700	96,050
01030101-063.50	26.	Kgs	Ac. 1045 Lam. Red. 2.1/2 1 tr x 1000 mm	1,700	44,200
01030101-050.80	17.	Kgs	Ac. 1045 Lam. Red. 2 1 tr x 1000 mm	1,700	28,900
01030101-038.10 N	9.	Kgs	Ac. 1045 Lam. Red. 1.1/2 1 tr x 1000 mm	1,700	15,300

OBSERVACIONES:

- Condiciones Comerciales
- Cotización Válida por 5 Días Hábiles
- Valores y Kilos Solo Aproximados
- Stock Disponible Salvo Previa Venta

Sub Total	1,952,550
Descuento 1	0
SubTotal	1,952,550
Iva	370,985
Total	2,323,535

Figura 13.11 . Cotización ejemplo 1.



INVERSIONES TECHNOLIMITADA  
 IMPORTACIÓN Y COMERCIALIZACIÓN DE ACCESORIOS  
 PARA TUBERIAS DE HDPE  
 Panamericana sur km 32 lote 4 Los Guindos - Buin  
 Fono: 232355001 - eMail: ventas@technopol.cl  
 WWW.TECHNOPOL.CL

**RUT: 76.123.758-6**  
**COTIZACIÓN**  
**Nº 5.412**

miércoles, 4 de mayo de 2022

SEÑORES : PINTO GLAVICH INGENIERIA Y CONSTRUCCION S A	CONTACTO : Dylan Cortes
R.U.T. : 78.110.500-2	Email :
DIRECCIÓN : Tranquilo #272, ciudad de los valles	FORMA DE PAGO : Contado
COMUNA : Pudahuel	VALIDEZ : 10 días
CIUDAD : Santiago	

Comentarios Junto con saludar, tengo el agrado de cotizar a ud. lo siguiente:

ITEM	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	DESCUENTO	TOTAL LINEA	ENTREGA
1	FDINPN100110	FLANGE RESP. AC. CARBONO DIN PN10 110MM	1,0	\$ 19.900,00	0,00	\$ 19.900,00	En Stock
2	FDINPN100160	FLANGE RESP. AC. CARBONO DIN PN10 160MM	1,0	\$ 25.900,00	0,00	\$ 25.900,00	En Stock
3	FDINPN100200	FLANGE RESP. AC. CARBONO DIN PN10 200MM	1,0	\$ 35.900,00	0,00	\$ 35.900,00	En Stock
4	FDINPN100250	FLANGE RESP. AC. CARBONO DIN PN10 250MM	1,0	\$ 45.900,00	0,00	\$ 45.900,00	En Stock
						Neto	\$ 127.600,00
						IVA	\$ 24.244,00
						Total	\$ 151.844,00

Los plazos de entrega ofertados quedan sujetos a confirmación al momento de aceptar su Orden de Compra.  
 Materiales puestos en bodegas Technopol

Le saluda cordialmente

\_\_\_\_\_

Luis Pereira

Figura 13.12: Cotización ejemplo 2.

