

UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



**Rediseño del eje propulsivo de una embarcación pesquera artesanal
aplicando normativa ABS Naval y criterio de resistencia contra la fatiga**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

AUTOR

Manuel Alejandro Gutierrez Bances

ASESOR

Elmer Rolando Polo Briceño

<https://orcid.org/0000-0002-5831-8818>

Chiclayo, 2022

**Rediseño del eje propulsivo de una embarcación pesquera
artesanal aplicando normativa ABS Naval y criterio de
resistencia contra la fatiga**

PRESENTADA POR

Manuel Alejandro Gutierrez Bances

A la Facultad de Ingeniería de la
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo
para optar el título de

INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

APROBADA POR

Jony Villalobos Cabrera
PRESIDENTE

Lucio Antonio Llontop Mendoza
SECRETARIO

Elmer Rolando Polo Briceño
VOCAL

Agradecimientos

En primer lugar, agradezco a Dios, porque día a día en su misericordia permite que mi persona pueda cumplir sus metas que se propuesto construir un mejor futuro personal y un nuevo futuro en la sociedad.

Agradezco a mis padres porque han sido artífices del soporte económico y emocional en los momentos de mayores dudas en el camino de mi formación profesional.

A mis hermanas, porque ellas también han sido parte del soporte para que pueda continuar y mantenerme en el camino del crecimiento como persona y como profesional.

29.- TESIS MANUEL ALEJANDRO GUTIERREZ BANCES.

INFORME DE ORIGINALIDAD



FUENTES PRIMARIAS

1	Submitted to Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo Trabajo del estudiante	17%
2	www.dspace.espol.edu.ec Fuente de Internet	1%
3	tesis.usat.edu.pe Fuente de Internet	1%
4	Submitted to Universidad Cesar Vallejo Trabajo del estudiante	1%
5	dokumen.pub Fuente de Internet	1%
6	es.wikipedia.org Fuente de Internet	<1%
7	hdl.handle.net Fuente de Internet	<1%
8	www.scribd.com Fuente de Internet	<1%
9	Submitted to Universidad de Cádiz Trabajo del estudiante	

Índice

Resumen	10
Abstract	11
I. Introducción	12
1.1. Situación problemática.....	13
1.2. Problema	13
1.3. objetivo general	13
1.4. objetivos específicos	14
II. Marco Teórico	15
2.1. Antecedentes de los métodos de propulsión	15
2.2. Definición de Propulsión.....	16
2.3. Clasificación de los métodos propulsivos	16
2.3.1. método de propulsión de vela.....	16
2.3.2. Método de propulsión a vapor.....	17
2.3.3. Método de propulsión mecánica.....	17
2.3.4. Método de propulsión eléctrica	18
2.3.5. Método de propulsión por chorro de agua	19
2.4. Sistema de propulsión mecánica.....	19
2.4.1. Motor Diesel.....	19
2.4.2. Línea de ejes.....	20
2.4.3. Rodamientos o soportes	20
2.4.4. Hélice	21
2.5. Antecedentes de fallas en sistemas de propulsión de embarcaciones pesqueras...	22
2.5.1. eje cortado de tajo.....	22
2.5.2. problema de sobreesfuerzos	23
2.5.3. Rotura en la unión con la brida.....	23
2.6. Requerimientos del diseño	24
2.6.1. Medidas de potencia	24
2.6.2. Estela.....	25
2.6.3. Velocidad de avance del propulsor (VA)	25
2.6.4. Torque.....	26
2.6.5. Empuje del propulsor.....	27

2.7.	descripción cargas sobre la línea de ejes.....	27
2.7.1.	Fuerza Axial	27
2.7.2.	Flexión	28
2.7.3.	Torsión	28
2.8.	estudio de combinaciones de cargas	29
2.9.	Análisis de fatiga:	29
III.	Metodología.....	33
3.1.	Descripción de la Norma ABS naval.....	33
3.2.	Descripción para la selección de material y dimensiones en el diseño de ejes	34
3.3.	Dimensionamiento de eje intermedio	35
3.4.	Dimensionamiento de eje de cola	37
3.5.	Separación entre rodamientos de ejes	39
3.6.	Descripción del sistema propulsivo	39
3.7.	Diagrama de flujo del proceso:.....	40
3.8.	Diagrama de causa efecto.....	41
IV.	Resultados	42
4.1.	Esquema metodológico de rediseño del eje propulsivo	42
4.2.	Fallas en el sistema propulsivo	43
4.3.	Cálculo de parámetros.....	44
4.3.1.	Cálculo de Torque.....	44
4.3.2.	Cálculo de Empuje del Propulsor	45
4.4.	Diseño de la línea de eje bajo normativa ABS:	46
4.4.1.	Cálculo y Dimensionamiento del eje intermedio	46
4.4.2.	Cálculo de Diámetro del eje de cola	47
4.5.	Dimensionamiento de Chavetero.....	48
4.6.	Cálculo de esfuerzos	49
4.7.	Fatiga.....	53
4.8.	Resultados de eje propuesto	59
4.9.	Análisis por simulación del eje propulsivo de la embarcación pesquera mediante solidworks.....	60
4.9.1.	Descripción del eje de propulsión en estudio	60
4.9.2.	Análisis Estático	63
4.9.3.	Análisis de fatiga	68

4.9.4 Estudio de resultados	72
V. Conclusiones	73
VI. Recomendaciones	74
VII. Bibliografía	75
VIII. Anexos	76

Lista de tablas

Tabla 1. Factores de diseño K y Ck para eje intermedio.	35
Tabla 2 Máximos valores U de resistencia del material a usar.	36
Tabla 3 Constantes C1 y C2	36
Tabla 4 Factor K y Ck para el diseño de eje de cola.....	37
Tabla 5 Máximos valores U de resistencia del material a usar	38
Tabla 6 Constantes C1 y C2. Fuente.....	38
Tabla 7 Características de la embarcación y del sistema propulsivo.....	40
Tabla 8 Fallas y causas.....	43
Tabla 9 Datos para determinar diámetro de eje intermedio.	46
Tabla 10 Datos para determinar el diámetro de eje de cola.	47
Tabla 11 Reacciones de apoyos.....	52
Tabla 13 Parámetros de análisis de fatiga.	68
Tabla 14 Resultados de la tensión máxima de Von Mises.	72
Tabla 15 Resultados de factor de seguridad contra la fatiga.	72

Lista de Figuras

Figura 1 Método de propulsión a vela	16
Figura 2 Método de propulsión a vapor	17
Figura 3 Método de propulsión mecánica	18
Figura 4 Método de propulsión eléctrica	18
Figura 5 Motor Diesel	19
Figura 6 Línea de ejes	20
Figura 7 Apoyo para eje propulsivo.....	21

Figura 8 Propulsor	21
Figura 9 Eje cortado de tajo	22
Figura 10 Deformaciones del eje Propulsivo	22
Figura 11 Muecas sobre eje propulsivo	23
Figura 12 Rotura de la unión con la brida	24
Figura 13 Grafica de criterio de Soderberg	30
Figura 14 Grafica de criterio de Goodman	31
Figura 15 Grafica del criterio de Gerber	31
Figura 16 Gráfica SN del elemento	32
Figura 17 Dimensiones de chavetero	48
Figura 18 Distancia entre apoyos	50
Figura 19 Reacciones de apoyos	51
Figura 20 Diagrama de esfuerzos cortantes	52
Figura 21 Diagrama de momento flector	53
Figura 22 Esfuerzos fluctuantes	54
Figura 23 Curva de Gerber-Langer	59
Figura 24 Capa carburizada de espesor 0,14344 mm	61
Figura 25 Diseño de eje base con acero AISI 1030	61
Figura 26 Ensamblado de capa carburizada y eje base	62
Figura 27 Línea de eje de embarcación	62
Figura 28 Propiedades mecánicas de material AISI 1030 carburizado	63
Figura 29 Cargas y sujeciones	64
Figura 30 sujeción por Rodamientos	65
Figura 31 Distribución de rodamientos	65
Figura 32 Esfuerzos de Von Mises	66
Figura 33 Deformaciones unitarias	67
Figura 34 Factor de seguridad estático	67
Figura 35 Factor de seguridad contra la fatiga	69
Figura 36 Indicador de biaxialidad	70
Figura 37 Curva S-N	71

Lista de anexos

Anexo 1 Curva para determinar velocidad de embarcación V	76
Anexo 2 Curva de coeficiente de estela w	77
Anexo 3 Propiedades Mecánicas de Aceros.....	78
Anexo 4 Dimensiones de Chaveteros y Chavetas.....	79
Anexo 5 Factores de concentración de esfuerzos kt y kts	80
Anexo 6 fracción de resistencia a la fatiga.....	80
Anexo 7 Plano eje de cola.....	81
Anexo 8 Plano de eje intermedio.....	82
Anexo 9 Plano de Brida.....	83
Anexo 10 Plano de ensamblado de línea de ejes.....	84

Resumen

Uno de los elementos más importante en el esquema de propulsión de una embarcación pesquera artesanal, es sin duda la línea de ejes, la cual tiene como función principal entregar potencia hacia la hélice, para que esta pueda entregar a su vez el empuje suficiente a la embarcación. Por cuanto una falla en la línea de ejes por condiciones de cargas que se desarrollan sobre la misma, producen varadas en altamar de la embarcación, y por lo tanto pérdida del producto extraído del mar.

La tesis siguiente presenta el rediseño del eje de una embarcación pesquera artesanal.

Para el rediseño del eje se hará uso de la normativa ABS naval para el dimensionamiento del diámetro de los ejes de cola e intermedio, selección del material, los cuales son parámetros fundamentales para determinar para la obtención del factor de seguridad contra la fatiga que se requiere para la aprobación de la línea de ejes. Dado que sin la aplicación de estas reglas de diseño se produce el fallo del elemento en estudio porque los distintos esfuerzos que se desarrollan inducen a la reducción de la funcionalidad del eje propulsivo. Utilizando el software SOLIDWORKS se realizarán los análisis estáticos y de fatiga para corroborar si el material seleccionado cumple con los criterios señalados por la normativa ABS.

Palabras Claves: Embarcación pesquera artesanal, Rediseño de sistema propulsivo, Análisis de fatiga.

Abstract

One of the most important elements in the propulsion scheme of an artisanal fishing vessel is undoubtedly the shaft line, whose main function is to deliver power to the propeller, so that it can in turn deliver sufficient thrust to the vessel. A failure in the shaft line due to load conditions that develop on it, produce stranding of the vessel on the high seas, and therefore loss of the product extracted from the sea.

The following thesis presents the redesign of the shaft of an artisanal fishing vessel. For the redesign of the shaft, use will be made of the ABS naval regulations for the sizing of the diameter of the tail and intermediate shafts, selection of the material, which are fundamental parameters to obtain the safety factor against fatigue required for the approval of the shaft line. Since without the application of these design rules the failure of the element under study occurs because the various stresses that develop induce a reduction in the functionality of the propulsive shaft. Using SOLIDWORKS software, static and fatigue analyses will be performed to corroborate if the selected material meets the criteria indicated by the ABS standards.

Keywords: Artisanal fishing vessel, Propulsion system redesign, Fatigue analysis.

I. Introducción

El trabajo de investigación que se desarrolla en ésta tesis, da pie al interés de analizar de manera teórica y práctica sobre el diseño del sistema propulsivo para embarcaciones pesqueras aplicando normativa naval.

Este tema está vinculado con el diseño de la línea de ejes de propulsión de una embarcación pesquera, el cual es uno de los mayores parámetros a los que se deben prestar atención las empresas de construcción de embarcaciones. Dado que estas instalaciones debido a sus elementos que lo conforman necesitan de un diseño y un análisis especialmente riguroso.

Por intermedio de esta tesis buscamos esquematizar un procedimiento de análisis en el diseño de la línea de ejes de propulsión para una embarcación pesquera, mediante el uso de normativa ABS naval la cual nos indica los criterios que se deben aplicar en el momento de construir la línea de eje de propulsión. Donde citaremos los siguientes puntos en los cuales se centra la normativa ABS para el diseño, de los cuales son: selección del material, dimensionamiento del diámetro del eje intermedio y eje de cola, y validar el factor de seguridad contra la fatiga del elemento.

Adicionalmente en el diseño de la línea de ejes propulsivo se aplicará el análisis del elemento mediante simulación usando el software SOLIDWORK para determinar si ha sido correctamente seleccionado el material para la elaboración de la línea de ejes propulsivos.

1.1. Situación problemática

Lo extraído de la fuente nos menciona que la embarcación se encuentra sometida a altos gradientes de esfuerzos a lo largo de la línea de ejes. Por lo tanto, los parámetros a tener en cuenta en el diseño son los esfuerzos y su distribución de éstos sobre el elemento propulsivo, así como la frecuencia natural del sistema de propulsión [1]. todo elemento no importando su geometría, que se encuentra sometido a cargas cíclicas repetidas está expuesta fallas por fatiga.

Estos tipos de embarcaciones al ser hecha en astilleros sin preparación en diseño de ejes de propulsión incurren en el error de seleccionar el material y dimensionar el diámetro del eje a criterios de experiencia en construcciones realizadas anteriormente ignorando los criterios de análisis mecánicos a los cuales el eje debe ser sometido. Por lo tanto, el eje en estudio carece de los análisis mecánicos que acrediten su óptimo funcionamiento, al ser el eje realizado de manera empírica incurre en las fallas mecánicas por lo tanto el mantenimiento se hace continuo en este tipo de embarcaciones de los cuales se realizan por fallas de deflexión y desgaste de la línea de ejes, y dañar los cojinetes de los rodamientos.

1.2. Problema

¿el material y dimensionamiento del diámetro otorgado a la línea de ejes en su diseño original, cumple con los requerimientos establecidos por la normativa ABS?

1.3. objetivo general

- Rediseñar el eje de propulsión de la embarcación aplicando normativa ABS naval y criterio de resistencia contra la fatiga.

1.4. objetivos específicos

- Analizar los factores de carga que actúan sobre la línea de ejes de una embarcación.
- Seleccionar y aplicar el material, determinar el diámetro, y determinar la separación entre los apoyos para el eje de propulsión bajo normativa ABS naval.
- Determinar el factor de seguridad contra la fatiga que se requiere para el óptimo funcionamiento de la línea de ejes.
- Aplicar la herramienta SOLIDWORKS para contrastar los resultados obtenidos analíticamente para el rediseño propuesto.

II. Marco Teórico

2.1. Antecedentes de los métodos de propulsión

En los primeros pasos de la humanidad el medio que el hombre utilizaba como medio de transporte marino eran troncos ahuecados o cualquier otro tipo de material no sumergible de su entorno, donde utilizaban como medio de impulso sus brazos que con el tiempo pasaron a utilizar remos.

Tiempo más adelante y tras la evolución del ingenio y el uso de distintos materiales flotantes empezaron a crear distintos tipos embarcaciones.

Dando paso a las primeras civilizaciones que consiguieron surcar por alta mar a remo y vela es donde aparecieron los fenicios y egipcios. Por otro lado, las primeras embarcaciones llamados triremos de tres hileras de remos, las cuales fueron necesarias para los distintos imperios pues eran herramientas para destacaciones bélicas, en donde su elemento de propulsión era el viento, el cuál lograron aprovechar a través del uso de velas como medio de captación del mismo.

Este sistema de navegación prevaleció durante siglos hasta que John Finch en 1787 creó un barco accionado que, por medio de vapor y una o dos ruedas de paletas impulsaba dicha embarcación, no fue hasta el año de 1804 donde John Stevens estableció los principios fundamentales en la propulsión de los buques de vapor en los cuales introdujo el uso de una hélice en lugar de la rueda de paletas de madera.

Al comienzo del siglo XX tiempo en el cual el hombre conoció la necesidad de mejorar los diseños y la eficiencia en los sistemas de propulsión, por esa necesidad fue donde se ensayó y probó novedosos diseños y medios alternativos de energía, entre los cuales el que más predominio obtuvo y continúa predominando es el motor diésel. Durante el siglo XX se produjo también el uso de nuevas maquinarias como lo son las turbinas a gas, la energía nuclear, las cuales brindan una mayor autonomía, velocidad y maniobrabilidad a los buques actuales. [2]

2.2. Definición de Propulsión

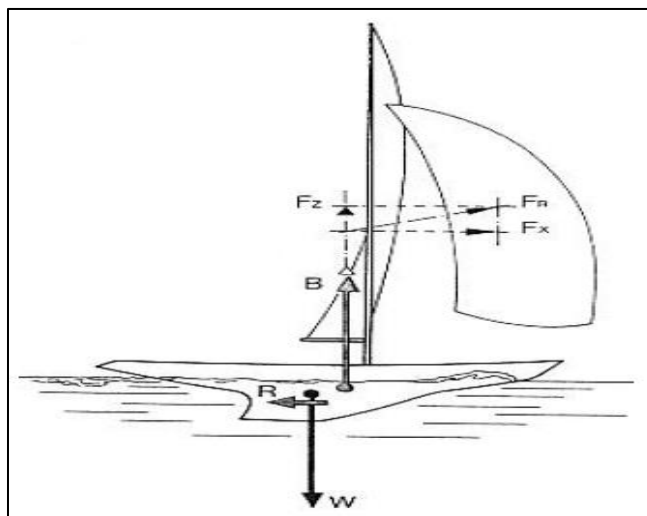
Toda embarcación tiende a desplazarse sobre la superficie del agua. dicho desplazamiento de la embarcación se realiza por medio de componentes propulsivos como ruedas de paletas o hélices. Estos elementos transfieren el movimiento en la dirección opuesta a la que se desea que la embarcación se desplazada. Para ello se debe desarrollar una fuerza de reacción contra el elemento de la velocidad impartida. Esta fuerza es llamada empuje, la cual transmite a la embarcación y hace que se mueva sobre la superficie del agua. [3]

2.3. Clasificación de los métodos propulsivos

2.3.1. método de propulsión de vela

La vela como sistema de propulsión se caracteriza, porque este utiliza la acción del viento; el cual al ejercer su fuerza sobre la vela genera un desplazamiento de la embarcación como lo explica en la siguiente imagen [3].

Figura 1 Método de propulsión a vela

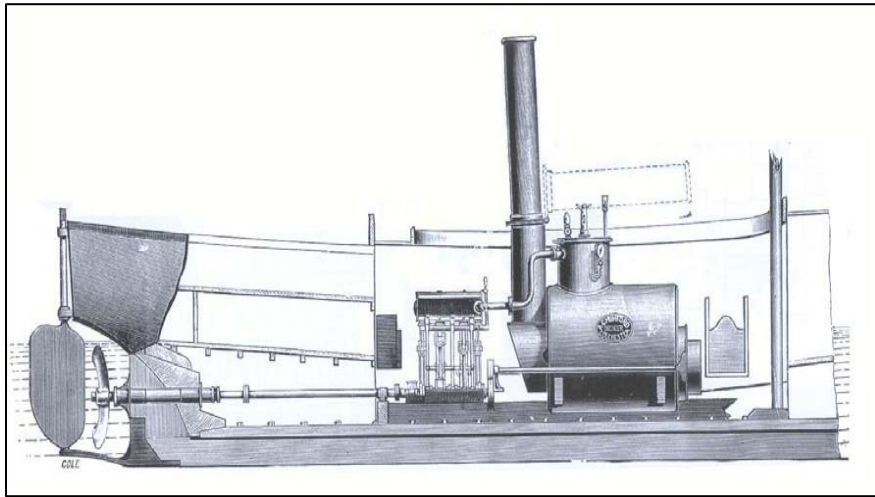


Fuente: internet

2.3.2. Método de propulsión a vapor

Este sistema de propulsión utiliza como fuente generadora de movimiento la fuerza motriz del vapor de agua. Al inicio las embarcaciones su movimiento era generado por ruedas que se ubicaban a los laterales de la embarcación. Pero debido a su baja eficiencia fueron reemplazados por máquinas de vapor. [3]

Figura 2 Método de propulsión a vapor

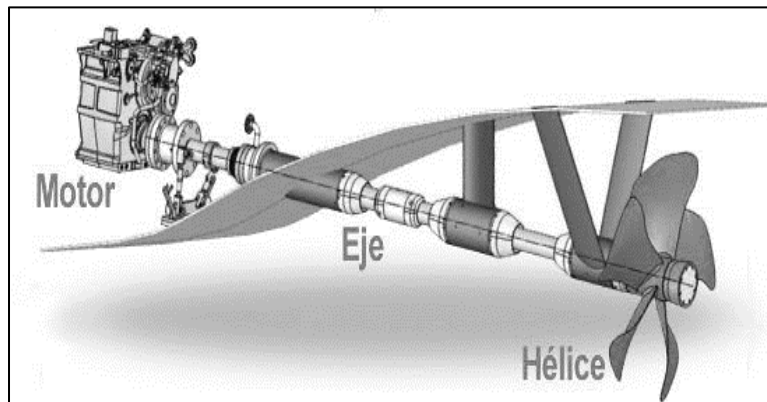


Fuente: internet

2.3.3. Método de propulsión mecánica

La propulsión mecánica convierte de la energía química del elemento combustible en energía mecánica o trabajo útil. En este proceso, la combustión se desarrolla en el interior de un cilindro, el cual sucede por la carrera de un pistón dentro del cilindro, que es desplazado cada vez que ocurre la explosión. Es decir, la mezcla formada por los gases de la combustión crea un movimiento rectilíneo alternativo que luego es transformado en movimiento rotacional en el eje por medio de un elemento denominado cigüeñal. [3]

Figura 3 Método de propulsión mecánica

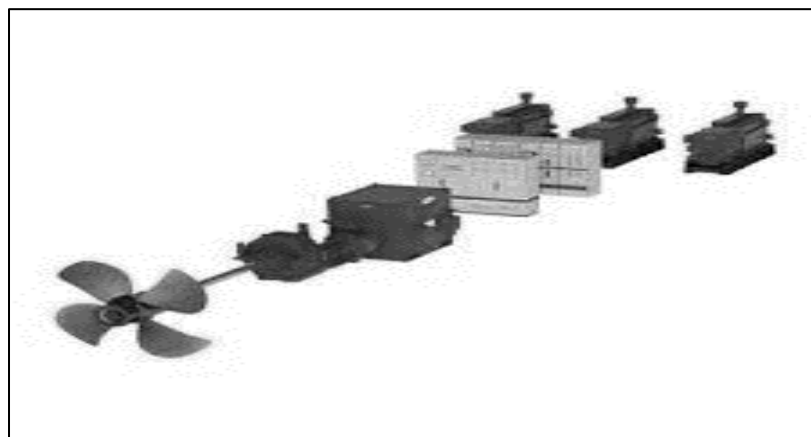


Fuente: internet

2.3.4. Método de propulsión eléctrica

La propulsión eléctrica es un método empleando generadores eléctricos o baterías donde se almacena energía eléctrica que para posteriormente hacer funcionar su propulsor, este método de propulsión está caracterizado por su bajo nivel de ruido y vibraciones, bajo consumo de combustible, y una despreciable contaminación al ambiente y una mayor flexibilidad de instalación. [3]

Figura 4 Método de propulsión eléctrica



Fuente: internet.

2.3.5. Método de propulsión por chorro de agua

En este sistema la propulsión se genera cuando al expeler agua a alta velocidad por una tobera se desarrolla la fuerza de empuje. [3]

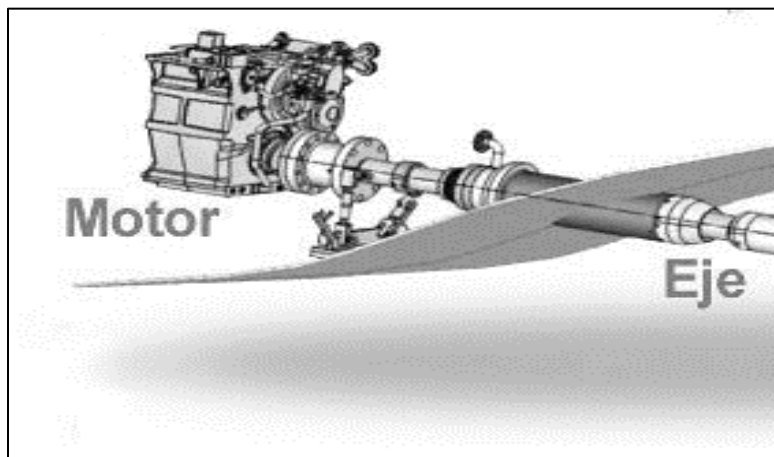
2.4. Sistema de propulsión mecánica

2.4.1. Motor Diesel

Es la fuente generadora principal de energía para el desarrollo del movimiento. El motor de combustión interna es el elemento motriz de mayor uso, el cual opera quemando combustible en su interior, el cual mueve el pistón y transforma la energía calorífica en energía mecánica.

El trabajo mecánico producido por estas máquinas es lo que provoca la propulsión del barco. [3]

Figura 5 Motor Diesel



Fuente: Internet.

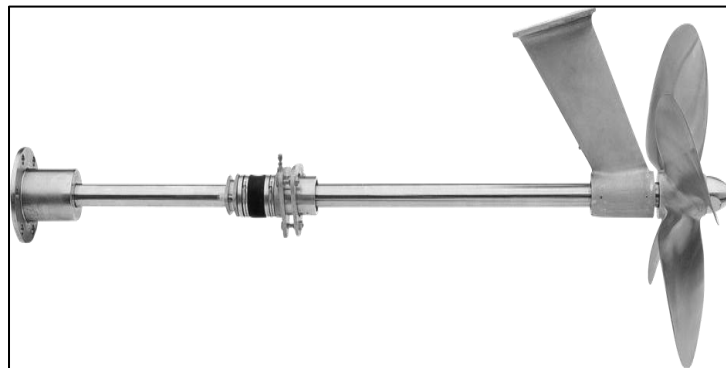
2.4.2. Línea de ejes

Elemento capaz de transmitir el movimiento de giro generado por el motor principal hasta la hélice y a su vez, además que está diseñado para trabajar cargado de esfuerzos de torque, axiales, radiales, cortantes. adicionalmente de las vibraciones que se generan en todo el sistema propulsor. [3]

El sistema propulsor cumple con los siguientes propósitos:

- Transmitir potencia desde el motor principal a la hélice.
- Anclar a la hélice.
- Estar libre de formar vibraciones perjudiciales.
- Soportar con seguridad la carga de operaciones transitorias.

Figura 6 Línea de ejes

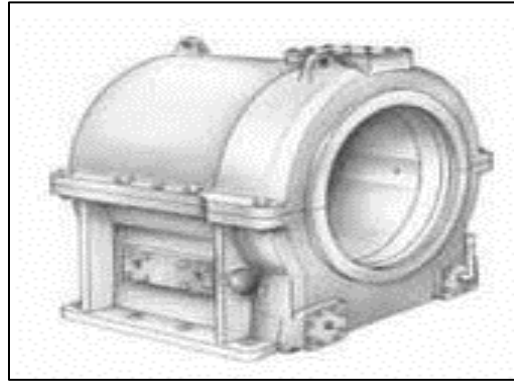


Fuente: internet.

2.4.3. Rodamientos o soportes

Elemento que sirve de guía y soporte en el giro del eje de propulsión. La función principal de los apoyos o soportes es la de absorber el desgaste producido por el movimiento del eje. [3]

Figura 7 Apoyo para eje propulsivo



Fuente: Internet.

2.4.4. Hélice

El propulsor o hélice es el último elemento de la cadena en el sistema de propulsión, el cual cumple con la determinante función de transformar la energía mecánica proveniente de la línea de ejes en movimiento, ya que de éste elemento depende la velocidad de la embarcación.

[4]

Figura 8 Propulsor



Fuente: Internet

2.5. Antecedentes de fallas en sistemas de propulsión de embarcaciones pesqueras

2.5.1. eje cortado de tajo

Como se aprecia en la imagen N° 1, el daño sufrido por el eje de propulsión es porque se ha excedido el límite elástico de diseño o el diámetro calculado ha sido menor al requerido y en la imagen N° 2 se observa las deformaciones lo cual provoca fracturas en el eje. [5]

Figura 9 Eje cortado de tajo



Fuente [4]. Elaboración del procedimiento técnico para la reparación de ejes de propulsión de barcos pesqueros.

Figura 10 Deformaciones del eje Propulsivo



Fuente [4]. Elaboración del procedimiento técnico para la reparación de ejes de propulsión de barcos pesqueros.

2.5.2. problema de sobreesfuerzos

Como se muestra en la imagen N° 3 hace mención en la disminución en la resistencia del eje produciendo sobreesfuerzos. [5]

Figura 11 Muecas sobre eje propulsivo



Fuente [4]. Elaboración del procedimiento técnico para la reparación de ejes de propulsión de barcos pesqueros.

2.5.3. Rotura en la unión con la brida

Se aprecia en la imagen 4, ha sucedido un corte donde ha intervenido el torque, en donde por su condición de trabajo el buque pesquero aumenta y disminuye su marcha, acelerando en toda su capacidad de RPM o detenerse violentamente produciendo esfuerzos adicionales sobre la línea de ejes. [5]

Esta falla tiene origen en las siguientes causas:

- Deficiencia del material en esa ubicación.
- Desalineamiento por el peso de la brida.
- Discontinuidad en el maquinado en la unión con la brida.

Figura 12 Rotura de la unión con la brida



Fuente [4]. Elaboración del procedimiento técnico para la reparación de ejes de propulsión de barcos pesqueros.

2.6. Requerimientos del diseño

2.6.1. Medidas de potencia

Effective Horsepower, EHP: La potencia efectiva o EHP, es la potencia que requiere para vencer la inercia de un buque a una determinada velocidad, exceptuando a la potencia necesaria para hacer girar su propia hélice y hacer funcionar su maquinaria. [6]

Brake horsepower (BHP) o potencia al freno: Conceptuada como la máxima potencia generada por un motor a unas RPM determinadas. [6]

Shaft horsepower (SHP) o potencia en el eje: Potencia que es transmitida a lo largo de la línea de eje hasta llegar al propulsor o hélice de la embarcación a unas RPM determinadas. Tal potencia en el eje, es el resultado de la potencia consumida por la maquinaria interna, para efecto de cálculos se estima que la SHP máxima puede asumirse el 96% de la BHP máxima. [6]

2.6.2. Estela

La estela es uno de los factores con mayor incidencia al momento de abordar la eficiencia de la propulsión. El propulsor, elemento que funciona en agua que se ve perturbada por el avance de la embarcación, en general, el agua alrededor del propulsor va adquiriendo un movimiento relativo a la dirección del barco. Esta agua que se desplaza hacia adelante recibe el nombre de estela, y los resultados de los estudios indican que la hélice ya no avanza gradualmente hacia el agua a la misma velocidad que la nave V , sino que su velocidad se reduce a V_a , llamada velocidad de avance. A la diferencia entre la velocidad del barco V y la velocidad del avance V_a puede llamarse velocidad de estela ($V-V_a$). A través de sus estudios Taylor estableció a la velocidad de la estela como una fracción de la velocidad del barco, llamando al cociente de estela, de modo que $w = (V-V_a) / V$ o $V_a = V (1- w)$. El coeficiente de deducción de la estela se seleccionó para el mismo rango de relación velocidad / longitud para que los diferentes buques lleguen a formaciones de onda comparables. Quedó demostrado también que, la relación entre el haz y la longitud B / L tiene una influencia mayor que el coeficiente del bloque, una mayor B / L daba una mayor deducción de la estela y, por lo tanto, el diagrama se diseñó con B / L como parámetro base. [7]

2.6.3. Velocidad de avance del propulsor (V_A)

la velocidad de la embarcación en nudos (V) se determina mediante las siguientes curvas del anexo N° 2. Donde, al ingresar con las medidas de Beam (manga) y Length of waterline (eslora) de la embarcación se puede determinar la velocidad de avance de la misma.

Y para determinar el valor de w (estela) se hace aplicación del anexo N° 3, en donde mediante la relación manga/eslora ayuda a determinar el valor buscado.

Donde:

B/L = relación manga/eslora

w = coeficiente de estela, fracción entre velocidad de avance y la velocidad de desplazamiento del fluido.

La velocidad de avance generada por la hélice resulta ser menor que la velocidad del barco multiplicada por la velocidad de estela en el agua. [7]

$$V_A = V(1 - w) \quad (1)$$

Donde:

V_A = velocidad de avance (nudos).

V = velocidad de la embarcación (nudos).

W = coeficiente de estela.

2.6.4. Torque

El torque permisible del motor puede ser determinado por. [7]

$$T = \frac{550 * SHP}{2\pi N} \quad (2)$$

Donde:

Q = torque desarrollado por SHP a lo largo del eje de propulsión (lb.ft)

SHP = potencia transferida al eje de propulsión en hp.

N = RPM de la hélice.

2.6.5. Empuje del propulsor

Como se hizo mención con anterioridad en la pág. 11. La hélice como elemento capaz de convertir la energía mecánica entregada por el motor diésel en energía de desplazamiento, pero como dato importante es saber que la hélice tiene la posibilidad de transformar más del 50% de la potencia generada por el motor para desarrollar empuje y el restante de potencia lo utiliza para vencer la inercia de su movimiento. [7]

$$E = \frac{326 * SHP * n_p}{V_A} \quad (3)$$

Donde:

E = empuje (lb).

SHP = potencia suministrada a la línea de eje (hp).

V_A = velocidad de avance (nudos).

n_p = eficiencia de la hélice.

2.7. descripción cargas sobre la línea de ejes

2.7.1. Fuerza Axial

Las cargas axiales son aquellas fuerzas que aplicadas sobre una sección originan esfuerzos normales de tracción o compresión, y se determina de la siguiente manera: [8]

$$\sigma = \frac{4F}{\pi * d^2} \quad (4)$$

Donde:

σ = esfuerzo normal (Pa ó psi).

F = fuerza aplicada sobre la sección del elemento (N ó lbf).

d = diámetro del elemento (mm ó pulg).

2.7.2. Flexión

La flexión es conceptualizada como la deformación producida por el peso propio del eje o alguna fuerza aplicada sobre el elemento de forma transversal a la sección del elemento. La flexión se puede controlar mediante el dimensionamiento adecuado del eje y una adecuada distancia entre separación de los apoyos. [8]

$$\sigma = k_t * \frac{32 * M_f}{\pi * d^3} \quad (5)$$

Donde:

σ = esfuerzo normal debido a la flexión (Pa o psi).

M_f = momento flector (N.m o lbf. pulg).

d = diámetro del elemento (mm o pulg).

k_t = factor de concentración de esfuerzo en flexión.

2.7.3. Torsión

El esfuerzo se origina debido a que sobre el eje se desarrolla un par torsor, realizado por el movimiento de giro del motor y la resistencia del eje al giro. [8]

$$\tau_{xy} = k_{ts} * \frac{T * r}{J} \quad (6)$$

Donde:

τ_{xy} = esfuerzo cortante (Pa o psi).

T = par motor o torque (N.m o lb.pulg)

r = radio del elemento (mm o pulg).

J = segundo momento polar (mm^4 o pulg^4).

k_{ts} = factor de concentración de esfuerzo en torsión.

2.8. estudio de combinaciones de cargas

Para el estudio y el análisis del sistema de línea de ejes propulsivo propuesto en esta tesis, se hará uso del método combinación de modos de cargas, ya que la línea de ejes está sometido a las cargas antes mencionadas en el apartado 2.7.

$$\sigma'_a = \{[(k_f)_{flexión}(\sigma_a)_{flexión} + (k_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0,85}]^2 + 3[(k_{fs})_{torsión}(\tau_a)_{torsión}]^2\}^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

$$\sigma'_m = \{[(k_f)_{flexión}(\sigma_m)_{flexión} + (k_f)_{axial}(\sigma_m)_{axial}]^2 + 3[(k_{fs})_{torsión}(\tau_m)_{torsión}]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

Por lo tanto, el esfuerzo de equivalente de Von Mises se calcula como

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sigma'_a + \sigma'_m \quad (8)$$

2.9. Análisis de fatiga:

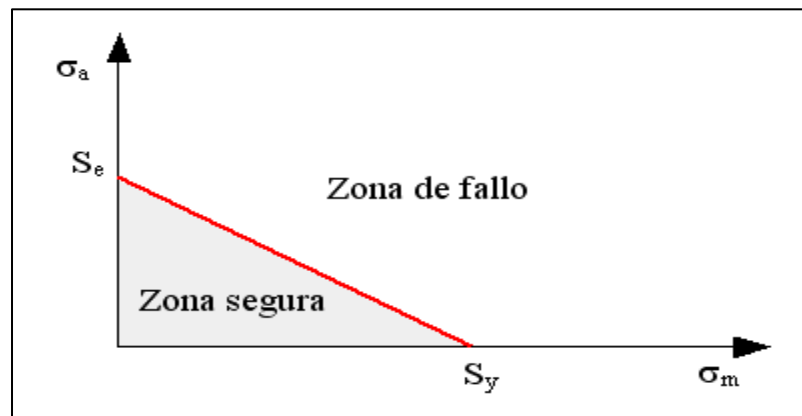
Gran mayoría de fallas ocurridas en las maquinas, vienen siendo el resultado de cargas que con el tiempo varían en su magnitud, en lugar de cargas a nivel estático. Por lo tanto, es muy común que los elementos sometidos a este tipo de cargas, incurran a la falla con esfuerzos inferiores a la resistencia a la fluencia del material seleccionado para el diseño de los mismos. Para ello se hace uso de los enfoques de Soderberg, Goodman, y Gerber. [9]

- Criterio de Soderberg:

El criterio de Goodman se fundamenta en el uso de los valores de la tensión media y alternante en un punto de análisis, y determina que el elemento analizado resistirá en el punto de análisis definido siempre y cuando se cumpla la siguiente:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (9)$$

Figura 13 Grafica de criterio de Soderberg.



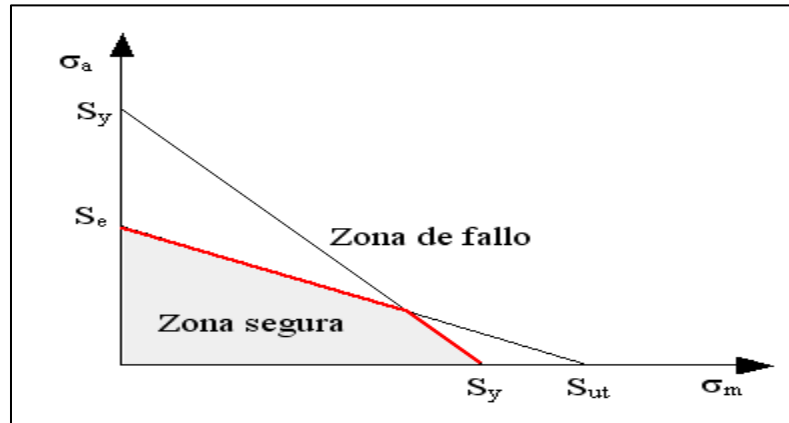
Fuente: internet

- Criterio de Goodman:

El criterio de Goodman se fundamenta en el uso de los valores de la tensión media y alternante en un punto de análisis, y determina que el elemento analizado resistirá en el punto de análisis definido siempre y cuando se cumpla la siguiente:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (10)$$

Figura 14 Grafica de criterio de Goodman.



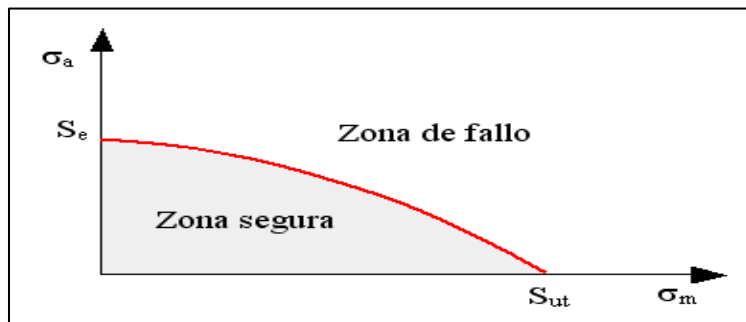
Fuente: internet.

- Criterio de Gerber:

Gerber se fundamenta en el uso de los valores de la tensión media y alternante en un punto de análisis, y determina que el elemento analizado resistirá en el punto de análisis definido siempre y cuando se cumpla la siguiente:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (11)$$

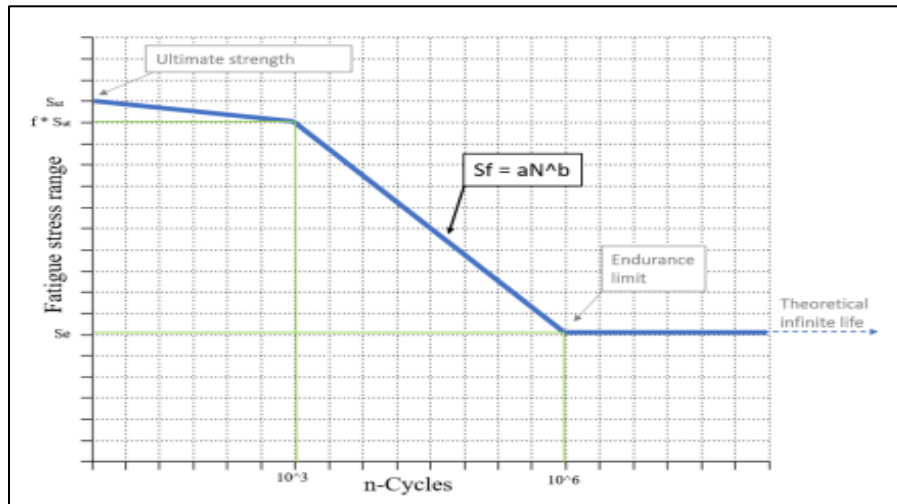
Figura 15 Grafica del criterio de Gerber.



Fuente: internet

En continuación del concepto de fatiga, una breve explicación en su concepto de la resistencia a la fatiga, se da con la estimación a la vida útil del elemento o los criterios de diseño se explica y representa en un gráfico SN que a continuación se muestra. [9]

Figura 16 Gráfica SN del elemento.



Fuente [14]: G. Gunnarsson, S. Sigurdsson. Dimensioning of Marine Propulsion Shafts

III. Metodología

3.1. Descripción de la Norma ABS naval

American Bureau of Shipping (ABS), es una casa clasificadora con el objetivo de promover la integridad y seguridad de la vida humana y propiedades (buques y plataformas offshore) así como la conservación del entorno natural marino. Dichos objetivos se alcanzan gracias a la implementación de Reglas para la Clasificación, la validación de que el diseño de los buques alcanzan a cumplir con las reglas establecidas, la inspección en los procesos de construcción de los buques y las inspecciones periódicas para validar que los buques continúan cumpliendo las reglas.

Las reglas establecidas por la normativa ABS han sido desarrolladas para estandarizar la construcción y clasificación de las embarcaciones navales. Las reglas establecidas abordan sobre los criterios relacionados con el casco, mecánicos, ambientales y de seguridad para los buques. El apartado en el cual nos enfocaremos para realizar este proyecto corresponden a los criterios mecánicos con respecto a la construcción de ejes de propulsión; la normativa nos establece los siguientes parámetros:

- Selección del material.
- Cálculo y dimensionamiento del eje.

Para la elección del material en la construcción del eje de propulsión se recurrirá al apartado 4 capítulo 3 sección 2 apéndice 3 (3.1 y 3.2),

- Donde nos especifica el intervalo en el cual el esfuerzo máximo y el esfuerzo mínimo de tensión no debe ser superior o inferior a los indicados y la elongación del elemento. Para cada elemento que conforma la línea de ejes. Y se aplicaran en el Capítulo III

Para el cálculo de dimensionamiento del eje del apartado 4 capítulo 3 sección 2 y apéndice 5 (5.1)

- determina el diámetro mínimo del eje de propulsión que refleja las tensiones estáticas y dinámicas.

3.2. Descripción para la selección de material y dimensiones en el diseño de ejes

Para el desarrollo del diseño de ejes de propulsión se debe considerar lo siguiente [10]:

- Resistencia máxima a la tracción: En general, la resistencia a la tracción mínima permitida del acero seleccionado para el eje de propulsión debe estar entre 400 N / mm² (40,7 kgf / mm², 58,000 psi) y 800 N / mm² (81.5 kgf / mm², 116,000 psi).
- Elongación: En la selección del acero al carbono debe cumplir con el requisito de que la elongación ($L_0 / d = 4$) de menos del 16% o ($L_0 / d = 5$) de menos del 15% no es recomendable usar para ningún tipo de componente del eje, en excepción de material para acero de aleación no ajustado, los pernos de acoplamiento fabricados con un estándar reconocido pueden tener elongación ($L_0 / d = 4$) de no menos del 10% o ($L_0 / d = 5$) de no menos del 9%.
Los aceros de aleación con un alargamiento inferior a ($L_0 / d = 4$) 16% o ($L_0 / d = 5$) 15% se pueden utilizar sujetos a aprobación.
- el diseño del eje se puede considerar para su aprobación en función de las cargas axiales y de torsión que se transmitirán, momento de flexión y resistencia a la fatiga. Se debe enviar un análisis de tensión detallado que demuestre un factor de seguridad de al menos 2,0 para la falla por fatiga para su aprobación con todos los datos de respaldo.
- La fatiga almacenada derivada de la vibración torsional cuando excede un rango de velocidad o de alguna otra situación transitoria con tensiones asociadas que sobrepasan de las permitidas para el funcionamiento continuo se atiende mediante el uso del criterio de tensiones transitorias.

3.3. Dimensionamiento de eje intermedio

Para determinar el diámetro mínimo de diseño se hará mediante la siguiente ecuación [10]:

$$D = 100 * k * \sqrt[3]{\frac{H}{R} \left(\frac{C_1}{U + C_2} \right)} \quad (12)$$

Dónde:

D = diámetro del eje sólido requerido, (mm o in)

H = potencia a velocidad nominal; kW (PS, hp)

R = velocidad nominal, rpm

U = resistencia a la tracción mínima específica para el material del eje (N / mm²) (kgf / mm², psi).

Tabla 1. Factores de diseño K y Ck para eje intermedio.

Factor	Tipo de propulsión	Característica de diseño							
		Brida integral	Acoplamiento de ajuste por contracción	Formas claves	aberturas radiales aberturas transversales	Muecas longitudinales	En ambos lados del collar de empuje	cojinetes axiales usados como cojinetes de empuje	Secciones rectas
K	Tipo A	0,95	0,95	1,045	1,045	1,14	1,045	1,045	0,95
	Tipo B	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,1	1,1	1,0
C _k		1,0	1,0	0,6	0,5	0,3	0,85	0,85	1,0

Fuente [10] normativa ABS

Tabla 2 Máximos valores U de resistencia del material a usar.

	SI (N/mm^2)	MKS (kgf/mm^2)	US (psi)
Valor max. para los ejes de acero de aleación, excepto los ejes del tubo de cola indicados	800	81,5	116,000
Valor max. Para los ejes de carbono y carbono-manganeso, excepto los ejes de cola y los ejes de los tubos.	760	77,5	110,200
Valor max. Para ejes de cola y ejes de tubos en cojinetes lubricados con aceite o en cojinetes lubricados con agua salada equipados con un revestimiento continuo o equivalente.	600	61,2	87,000
Valor max. para ejes de cola y ejes de tubo en cojinetes lubricados con agua salada provistos de revestimiento no continuo	415	42,2	60,000

Fuente [10] normativa ABS

Los valores de c_1 y c_2 se dan a continuación:

Tabla 3 Constantes C_1 y C_2

	SI units	MKS units	US units
c_1	560	41.95	3.695
c_2	160	16.3	23180

Fuente [10] normativa ABS

3.4. Dimensionamiento de eje de cola

Para determinar el diámetro mínimo de diseño se hará mediante la siguiente ecuación [8]:

$$D = 100 * k * \sqrt[3]{\frac{H}{R} \left(\frac{C_1}{U + C_2} \right)} \quad (13)$$

Dónde:

D = diámetro del eje sólido requerido (mm)

H = potencia a velocidad nominal; kW (PS, hp) (1 PS = 735 W; 1 hp = 746 W)

K = factor de diseño del eje

R = velocidad nominal, rpm.

U = resistencia a la tracción mínima especificada del material del eje (Pa) (psi).

Tabla 4 Factor K y Ck para el diseño de eje de cola

Factor	Tipo de propulsión	Configuración del tubo de popa.	ejes de cola: modo de fijación de la hélice			tubo del eje de popa
			chaveta	ajuste por contracción bridado	Brida	
K	Todo	lubricación con aceite.	1,26	1,22	1,22	1,15
	Todo	lubricación con agua, camisas de eje continuas o equivalentes.	1,26	1,22	1,22	1,15
	Todo	lubricación con agua, camisas de eje no continuas.	1,29	1,25	1,25	1,18
C _k			0,55	0,55	0,55	0,8

Fuente [10] normativa ABS

Tabla 5 Máximos valores U de resistencia del material a usar

	SI (N/mm^2)	MKS (kgf/mm^2)	US (psi)
Valor max. Para el diseño de ejes de aleación de acero, excepto los ejes de cola indicados	800	81,5	116,000
Valor max. Para el diseño de ejes de carbono y carbono-manganeso, excepto los ejes de cola y los ejes de los tubos.	760	77,5	110,200
Valor max. Para el diseño de ejes cola y ejes de tubos en cojinetes lubricados con aceite o en cojinetes lubricados con agua salada equipados con un revestimiento continuo o equivalente.	600	61,2	87,000
Valor max. para ejes de cola y ejes de tubo en cojinetes lubricados con agua salada provistos de revestimiento no continuo	415	42,2	60,000

Fuente [10] normativa ABS

c_1 y c_2 se dan a continuación en la tabla 6:

Tabla 6 Constantes C_1 y C_2 . Fuente

	SI units	MKS units	US units
c_1	560	41.95	3.695
c_2	160	16.3	23180

[10] normativa ABS

3.5. Separación entre rodamientos de ejes

La determinación de la separación entre rodamientos, y que actuaran como soporte de la línea de ejes está función por la ecuación siguiente [7]:

$$S = K * \sqrt[3]{D^2} \quad (14)$$

Donde:

S = separación entre rodamientos (m).

D = diámetro del eje (mm).

K = constante de 0.142.

3.6 Descripción del sistema propulsivo

el sistema a analizar, corresponde a la parte mecánica de propulsión de una embarcación pesquera; ya esta es parte primordial para el desplazamiento de la embarcación.

Donde parte importante de la propulsión es la distribución de la potencia a través de la línea de eje.

El funcionamiento del sistema propulsivo es el siguiente:

- Planta propulsora: genera el movimiento (motores diésel)
- Sistema de propulsión: transferir el movimiento desde el motor diésel hacia la hélice.
- Propulsor: elemento que por efecto de reacción produce el movimiento de la embarcación

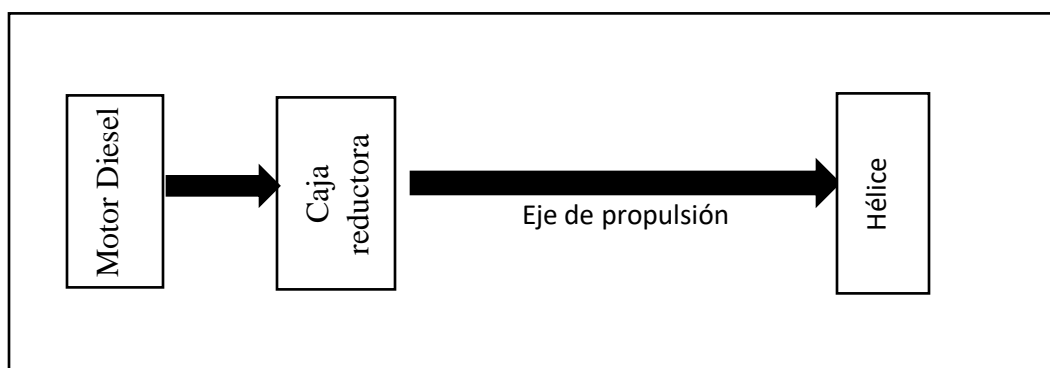
Tabla 7 Características de la embarcación y del sistema propulsivo

Características de la embarcación y del sistema propulsivo	
Eslora	12 m.
Manga	4 m.
Puntal	1.8 m
Capacidad de bodega	10 m ³
Capacidad de combustible	400 gal.
Motor	VOLVO PENTA TAMD 71A / 125 hp.
RPM	2000
Caja reductora	1:4.86
Eje intermedio	3072 mm / Ø 76 mm
Eje de cola	2603 mm / Ø 76 mm

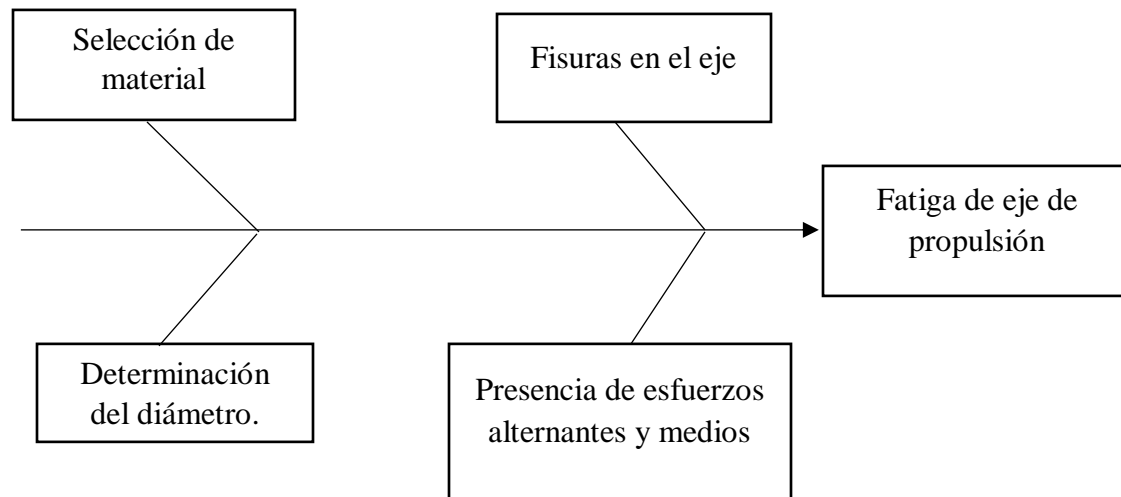
3.7 Diagrama de flujo del proceso:

el proceso de movimiento de la embarcación como se mencionó con anterioridad, es entregar potencia a la hélice mediante una línea de eje, que gira a determinadas revoluciones otorgadas por una caja reductora conectada a la máquina de movimiento principal.

Para la estimación los resultados de los esfuerzos se tomarán en cuenta el diámetro de mayor dimensión a lo largo de toda la línea de ejes, con el objetivo de determinar el factor de seguridad de un solo en conjunto.

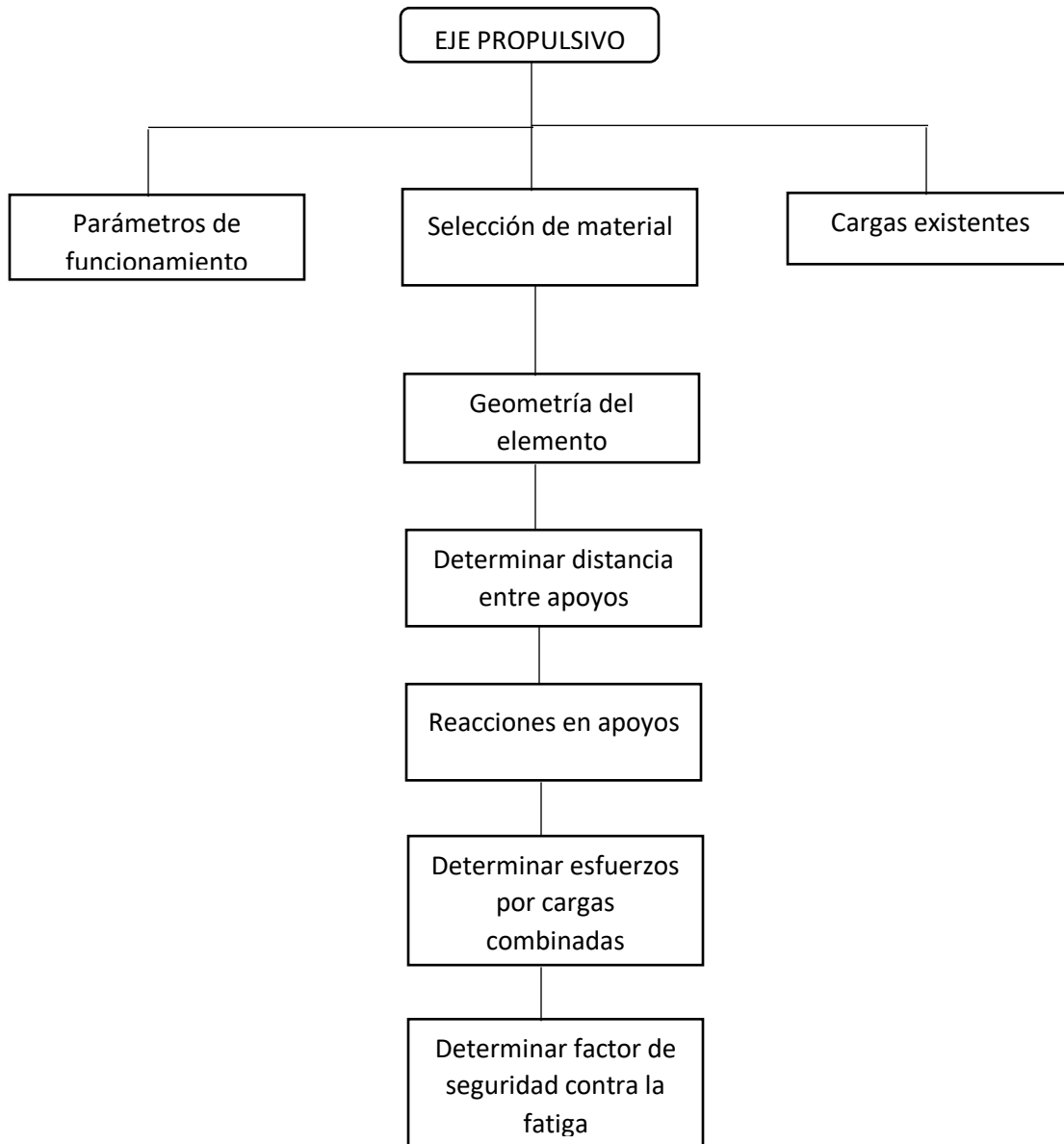


3.8 Diagrama de causa efecto



IV. Resultados

4.1 Esquema metodológico de rediseño del eje propulsivo



4.2 Fallas en el sistema propulsivo

Tabla 8 Fallas y causas

Sub sistema	Función	Problema	Causa.
Motor	Generar movimiento	Motor no arranca	Batería vacía. Fallo en las conexiones.
		Presión de aire inadecuada	Filtro de admisión sucio. Turbocompresor defectuoso.
		Perdida de líquido refrigerante	Fugas en el sistema.
		Gases de escape color negro	Carga excesiva del motor.
		Temperatura elevada del aire de admisión	Líquido refrigerante. Intercambiador de calor sucio.
Caja reductora	Reducir rpm	Temperatura de aceite inadecuada	Flujo de agua en el enfriador. Discos de embrague.
Línea de eje	Transmitir movimiento hacia la hélice.	Fractura del eje	Fatiga del material por incidencia de vibraciones. Mal montaje. Sobreesfuerzos. Daño superficial del eje.
Propulsor o hélice	Produce efecto de empuje de la embarcación.	Problema de absorción de potencia.	Cavitación de la hélice.
		Erosión de la pala.	Maltratamiento de la hélice.

4.3 Cálculo de parámetros

Para una potencia BHP = 125 hp \approx 93,21 Kw. y asumiendo una pérdida del 3%, tenemos que, a lo largo de la línea de eje se entrega una potencia de:

- potencia que se transfiere a la línea de ejes (hp).

$$SHP = BHP * 0.97$$

$$SHP = 125 * 0,97$$

$$SHP = 121,3 \text{ hp} \approx 90,45 \text{ Kw.}$$

- Considerando que las RPM se ven reducidas por la acción de una caja reductora 1:4,86, por lo tanto, las RPM en la línea de ejes es:

$$RPM = 2000 / 4,86$$

$$RPM = 411,52.$$

4.3.1 Cálculo de Torque

Lo expresado en [7]. El torque admisible del motor se puede calcular mediante la ecuación 2 y los parámetros conocidos. $P_{lc} = 106,25 \text{ hp}$ a 411,52 RPM.

$$T = \frac{550 * SHP}{2\pi N}$$

Donde:

T = torque (lb.in).

SHP = potencia transferida a la línea de eje (hp).

N = RPM de la hélice.

$$T = \frac{550 * 121,3}{\frac{2\pi * 411,52}{60}}$$

$$T = 1548,11 \text{ lb. pulg} \approx 2098,96 \text{ N.m}$$

4.3.2 Cálculo de Empuje del Propulsor

para determinar el empuje generado por el propulsor, en primer lugar, se ha de calcular la velocidad de avance generado por el mismo. Por lo tanto, en referencia a la ecuación N° 1, y los anexos 1 y 2 respectivamente tenemos los siguientes datos.

Del anexo N° 1:

$$V_{emb.} = 9 \text{ nudos}$$

Del anexo N° 2, la relación $W = B/L$ (manga/eslora):

$$W = 0,24$$

[7] para determinar el empuje generado por la hélice se hará uso de la ecuación N° 3:

$$E = \frac{326 * SHP * n}{V_A}$$

Donde:

E = empuje ejercido por la hélice (lb).

SHP = potencia que se transfiere a la línea de ejes (hp).

V_A = velocidad de avance (nudos).

n = eficiencia de la hélice.

$$E = \frac{326 * 121,3 * 0,70}{6,6}$$

$$E = 4194,04 \text{ lbf} \approx 18656,02 \text{ N}$$

4.4 Diseño de la línea de eje bajo normativa ABS:

4.4.1 Cálculo y Dimensionamiento del eje intermedio

La determinación del diámetro mínimo para el eje intermedio viene siendo calculado por la ecuación N° 4 en referencia a [8]:

$$D = 100 * k * \sqrt[3]{\frac{H}{R} \left(\frac{C_1}{U + C_2} \right)}$$

Dónde

D = diámetro del eje sólido requerido (mm o in).

H = potencia nominal; kW (PS, hp).

K = factor de diseño para el eje, Tabla 2.

R = velocidad nominal (rpm)

U = resistencia a la tracción del material del eje (kgf /mm², psi).

c1 y c2 = coeficientes de la tabla 3.

- El valor a la resistencia a la tracción U para el eje intermedio (acero AISI/SAE 1030 carburizado). Por lo tanto, los valores para la ecuación 4 son:

Tabla 9 Datos para determinar diámetro de eje intermedio.

H	79,23 Kw
Factor K (tabla 2)	1
Velocidad R	411,52 rpm
U (acero AISI/SAE 1030 carburizado)	610 Mpa
C1 (tabla 4) en unidades SI	560
C2 (tabla 4) en unidades SI	160

Fuente: Propia.

$$D = 100 * k * \sqrt[3]{\frac{H}{R} \left(\frac{C_1}{U + C_2} \right)}$$

$$D = 100 * 1 * \sqrt[3]{\frac{79,23 * 10^6}{411,52} \left(\frac{560}{610 * 10^6 + 160} \right)}$$

$$D = 56 \text{ mm}$$

4.4.2 Cálculo de Diámetro del eje de cola

La determinación del diámetro del eje de cola se calculará mediante la ecuación N° 5 en referencia a [8]:

$$D = 100 * k * \sqrt[3]{\frac{H}{R} \left(\frac{C_1}{U + C_2} \right)}$$

Dónde

D = diámetro del eje sólido requerido (mm o in)

H = potencia nominal; kW (PS, hp).

K = factor de diseño del eje, Tabla 5.

R = velocidad nominal, rpm

U = resistencia a la tracción mínima especificada del material del eje (kgf / mm², psi).

Tabla 10 Datos para determinar el diámetro de eje de cola.

H	79,23
K (tabla 5), fijación enchavetado	1,26
R	411,52 rpm
U (acero AISI/SAE 1030)	610 Mpa
C1 (tabla 7) en unidades US	560
C2 (tabla 7) en unidades US	160

Fuente: Propia.

$$D = 100 * k * \sqrt[3]{\frac{H}{R} \left(\frac{C_1}{U + C_2} \right)}$$

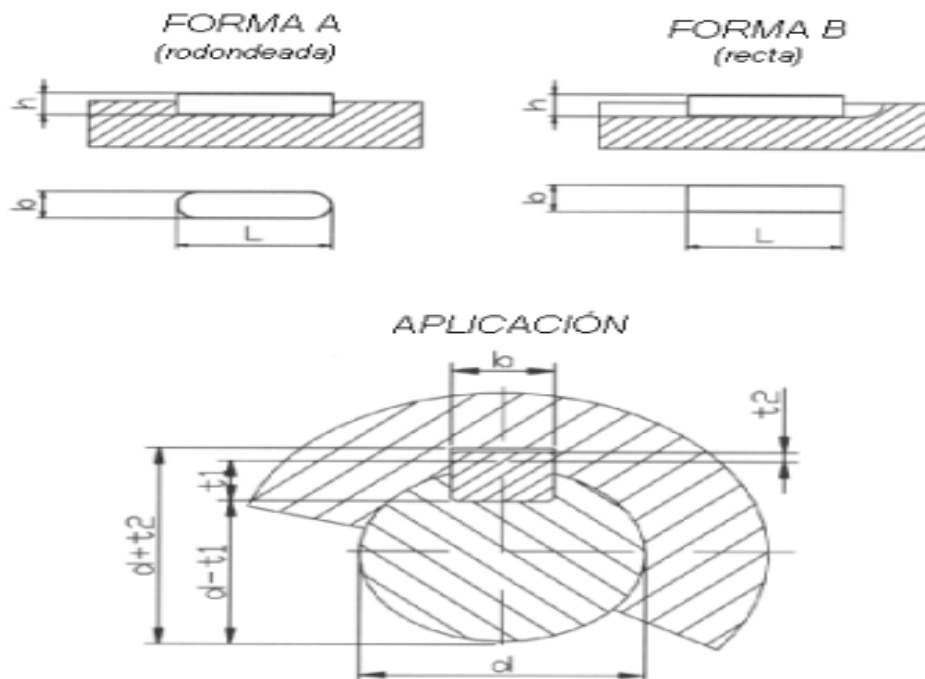
$$D = 100 * 1,29 * \sqrt[3]{\frac{79,23 * 10^6}{411,52} \left(\frac{560}{610 * 10^6 + 160} \right)}$$

$$D = 73 \text{ mm}$$

4.5 Dimensionamiento de Chavetero

En referencia al anexo N° 2, nos proporciona los datos para el dimensionamiento del chavetero existente sobre el cual se hace el montaje de la hélice de propulsión y la parte posterior de la línea de ejes. Que para un eje de diámetro entre $\varnothing 75 \text{ mm}$ y $\varnothing 85 \text{ mm}$ las dimensiones son.

Figura 17 Dimensiones de chavetero



Fuente. internet

4.6 Cálculo de esfuerzos

Para la estimación los resultados de los esfuerzos se tomarán en cuenta el diámetro de mayor dimensión a lo largo de toda la línea de ejes, con el objetivo de determinar el factor de seguridad en conjunto.

- **Esfuerzo normal**

$$\sigma_x = \frac{4 * F_e}{\pi * d^2}$$

$$\sigma_x = \frac{4 * 18656,02}{\pi * 0,073^2}$$

$$\sigma_x = 4,45 \text{ Mpa.}$$

- **Torsión.**

$$\tau_{xy} = k_{ts} * \frac{T * r}{J}$$

Donde:

$$J = \frac{\pi * d^4}{32}$$

$$J = \frac{\pi * 0,073^4}{32}$$

$$J = 2,78 * 10^{-6} \text{ m}^4$$

Por lo tanto:

$$\tau_{xy} = 2,53 * \frac{2098,96 * 0,037}{2,78 * 10^{-6}}$$

$$\tau_{xy} = 70,67 \text{ Mpa.}$$

- **separación entre rodamientos**

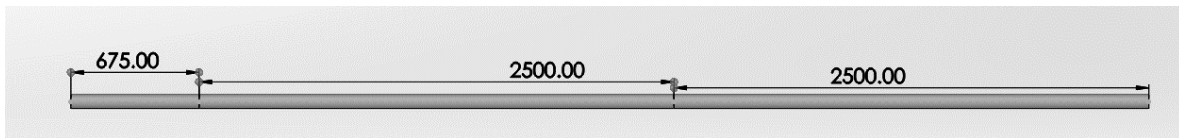
Para determinar la separación máxima entre los apoyos para la geometría definida en la línea de ejes es:

$$l = 0,142 * \sqrt[3]{d^2}$$

$$l = 0,142 * \sqrt[3]{73^2}$$

$$l = 2,5 \text{ m}$$

Figura 18 Distancia entre apoyos.



Fuente: Propia

No obstante, en referencia a la normativa ABS la longitud del rodamiento junto a la hélice de propulsión y sus rodamientos lubricados con grasa debe ser no menor a cuatro veces el diámetro del diámetro requerido del eje de cola. Por lo tanto, tenemos que:

$$4 * d < 0,675 \text{ m}$$

$$4 * 0,073 < 0,675 \text{ m}$$

$$0,292 \text{ m} < 0,675$$

- **Esfuerzo por Flexión**

Las fuerzas excéntricas generadas por el elemento propulsivo o hélice, generan flexiones en el extremo de la línea de ejes de propulsión y según normativa ABS el valor corresponde al 2 % de la fuerza de empuje.

$$F_{ey} = F_e * 0,02$$

$$F_{ey1} = 18656,02 * 0,02$$

$$F_{ey1} = 373,12 \text{ N.}$$

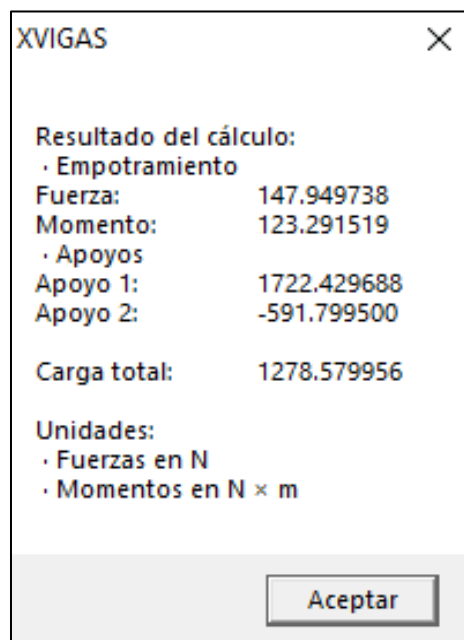
No obstante, el peso propio de 92.3 kg de la hélice genera también un esfuerzo de flexión en el extremo de la línea de eje.

$$F_{ey2} = 92,3 \text{ Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{ey2} = 905,46 \text{ N.}$$

sumando estas dos cargas en el extremo de la línea de ejes de propulsión se tiene una carga total de 1278,58 N.

Figura 19 Reacciones de apoyos



Fuente: XVigas.

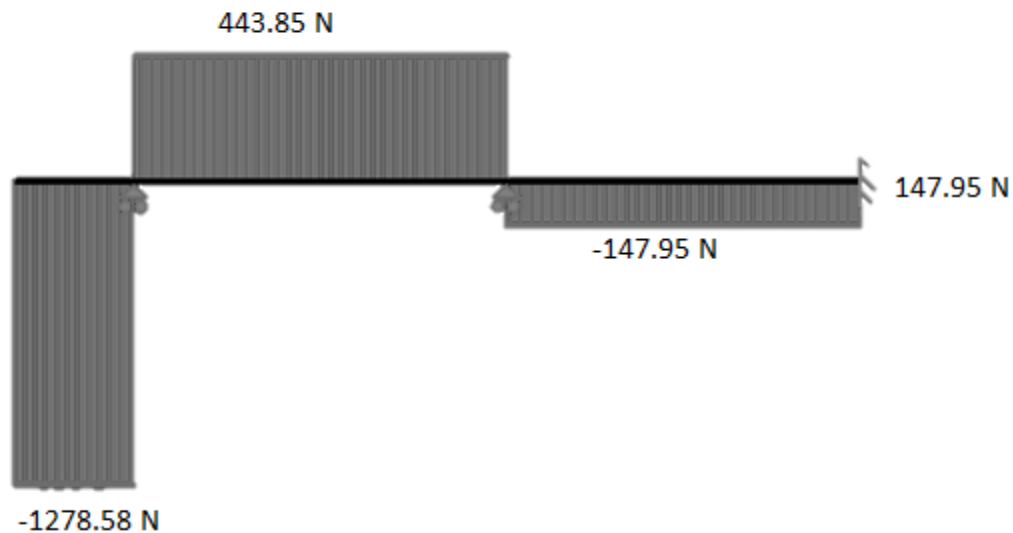
Las cargas presentadas en la imagen N° 20, están representadas para validación de los resultados obtenidos por el programa XVIGAS, el cual ha sido utilizado para el fin de encontrar tales reacciones en los apoyos y empotramiento. Ya que la línea de eje ha sido considerada como una viga hiperestática.

Tabla 11 Reacciones de apoyos.

Reacciones de apoyos	
Carga extremo	-1278,58 N
Fuerza en Apoyo N° 1	1722,43 N
Fuerza en Apoyo N° 2	-591,80 N
Fuerza en empotramiento	147,95 N

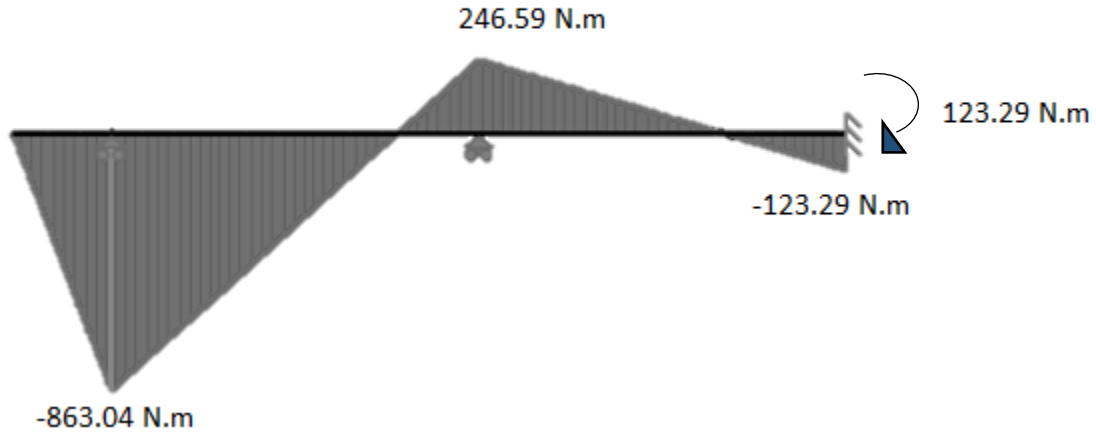
Fuente: Propia.

Figura 20 Diagrama de esfuerzos cortantes



Fuente: XVigas.

Figura 21 Diagrama de momento flector



Fuente: XVigas.

$$\sigma_x = k_t * \frac{32 * M_f}{\pi * d^3}$$

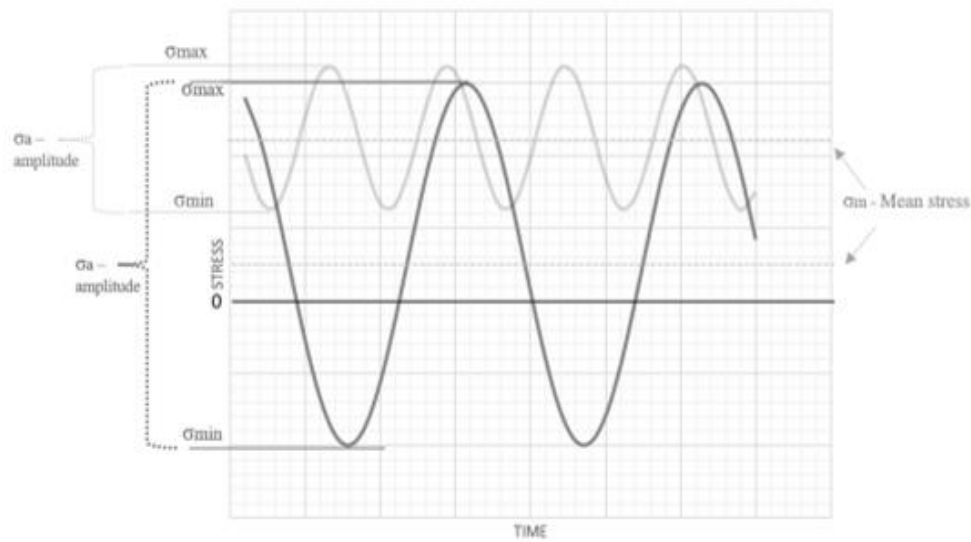
$$\sigma_x = 2,23 * \frac{32 * 863,04}{\pi * 0,073^3}$$

$$\sigma_x = 50,39 \text{ Mpa.}$$

4.7 Fatiga

En el caso del funcionamiento de un eje de embarcación, se asume para el estudio la carga de par constante, lo que significa que el par medio (considerado como el esfuerzo de torsión nominal a la máxima potencia τ_o) tiene un valor diferente de cero, por lo cual el funcionamiento del eje tiene el comportamiento como se muestra a la línea naranja del gráfico. [9]

Figura 22 Esfuerzos fluctuantes.



Fuente [9] G. Gunnarsson, S. Sigurdsson. Dimensioning of Marine Propulsion Shafts

Si el elemento está sometido a los siguientes tipos de cargas, esfuerzo de flexión, axiales, y/o torsión. La aplicación del criterio de Von Mises es un criterio valido para adquirir la magnitud de la tensión alternante (σ_a) y la tensión media (σ_m).

A continuación, se procede a calcular el esfuerzo máximo de Von Mises $\sigma'_{m\acute{a}x} = \sigma'_a + \sigma'_m$, considerando los esfuerzos: axial, flexionante y torsional mediante las siguientes ecuaciones.

- Esfuerzo alternante:

$$\sigma'_a = \{[(k_f)_{flexión}(\sigma_a)_{flexión} + (k_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0,85}]^2\}^{1/2}$$

$$\sigma'_a = \{[50,39 + \frac{4,46}{0,85}]^2\}^{1/2}$$

$$\sigma'_a = 55,63 \text{ Mpa}$$

- Esfuerzo medio:

$$\sigma'_m = \{3[70.67]^2\}^{1/2}$$

$$\sigma'_m = 122,40 \text{ Mpa}$$

- Límite de resistencia contra la Fatiga

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

- Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$$S'_e = 0,5 S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5 * 610$$

$$S'_e = 305 \text{ Mpa.}$$

- Factor de modificación de condición superficial

$$k_a = a S_{ut}^b$$

$$k_a = 4,51 * 610^{-0,265}$$

$$k_a = 0,82$$

- Factor de modificación de tamaño.

$$k_b = 1,51d^{-0,157}$$

$$k_b = 1,51 * 73^{-0,157}$$

$$k_b = 0,76$$

- Límite de resistencia contra la fatiga.

$$S_e = k_a k_b k_c S'_e$$

$$S_e = 0,82 * 0,76 * 1 * 305$$

$$S_e = 190,07 \text{ Mpa.}$$

- Factor de seguridad contra la fatiga de Goodman

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}}$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{55,63}{190,07} + \frac{122,40}{610}}$$

$$n_f = 2,02$$

- Factor de seguridad contra la fatiga de Gerber

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma'_m} \right)^2 \frac{\sigma'_a}{S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\sigma'_m S_e}{S_{ut} \sigma'_a} \right)^2} \right]$$

$$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{610}{122,40} \right)^2 \frac{55,63}{190,07} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * 122,40 * 190,07}{610 * 55,63} \right)^2} \right]$$

$$n_f = 2,53$$

- Criterio de resistencia contra la fatiga de Gerber

El criterio de Gerber se describe como:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1$$

la recta de Gerber, se convierte en:

$$\frac{nS_a}{S_e} + \left(\frac{nS_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1$$

$$S_a = \frac{r^2 S_{ut}^2}{2S_e} \left(-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2S_e}{rS_{ut}} \right)^2} \right)$$

Línea de carga, se representa como:

$$r = \frac{S_a}{S_m} = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$$

$$r = \frac{55,63}{122,40} = 0,45$$

$$S_a = \frac{0,45^2 * 610^2}{2 * 190,07} \left(-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * 190,07}{0,45 * 552} \right)^2} \right)$$

$$S_a = 140,36 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto, S_m :

$$r = \frac{S_a}{S_m}$$

$$S_m = \frac{S_a}{r}$$

$$S_m = \frac{140,36}{0,45} = 311.91 \text{ Mpa.}$$

El punto donde se intersecan la fatiga y la fluencia al primer ciclo se determina de la siguiente forma:

$$S_m = \frac{S_{ut}^2}{2S_e} \left(1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2S_e}{S_{ut}}\right)^2 \left(1 - \frac{S_y}{S_e}\right)}\right)$$

$$S_m = \frac{610^2}{2 * 190,07} \left(1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2 * 190,07}{610}\right)^2 \left(1 - \frac{380}{190,07}\right)}\right)$$

$$S_m = 213,13 \text{ Mpa.}$$

$$S_a = S_y - S_m$$

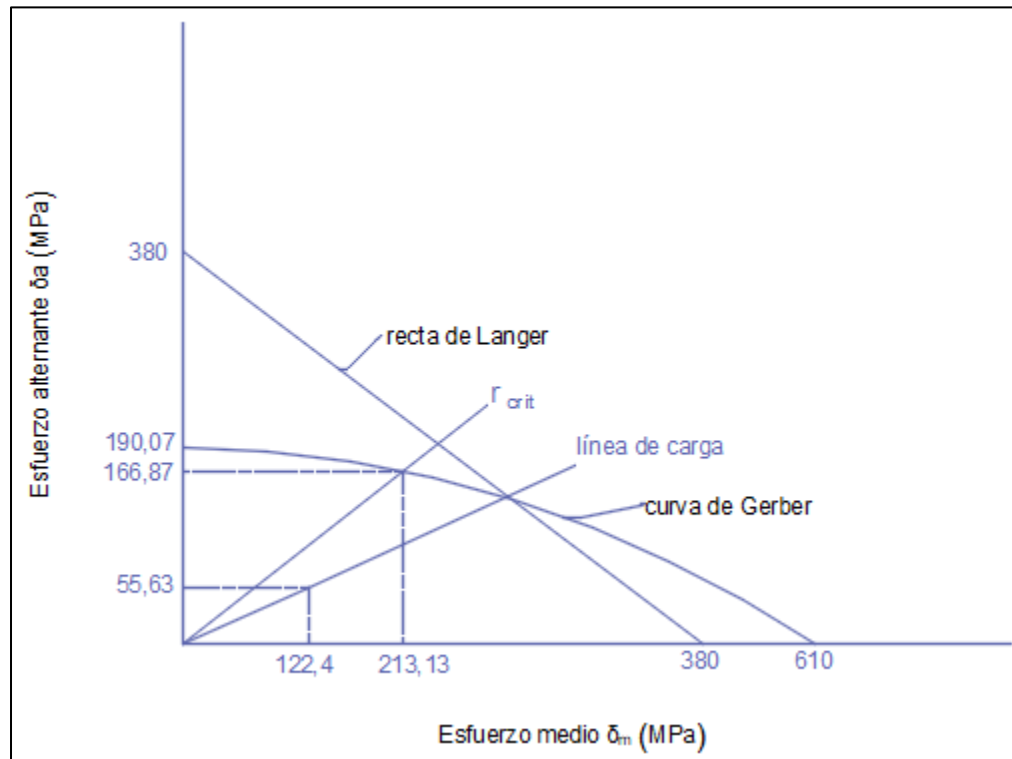
$$S_a = 380 - 213,13 = 166.87 \text{ Mpa.}$$

Por lo tanto, la pendiente crítica resulta ser:

$$r_{critica} = \frac{S_a}{S_m}$$

$$r_{critica} = \frac{166,87}{213.13} = 0,78$$

Figura 23 Curva de Gerber-Langer



Fuente: Elaboración propia.

De la figura podemos establecer que los resultados obtenidos en cálculo de los esfuerzos estos se encuentran dentro de la zona segura de la curva de Gerber, con lo cual queda en evidencia que la línea propulsiva no fallará ante la fatiga generado por los esfuerzos medios y alternos.

4.8 Resultados de eje propuesto

En consecuencia, los resultados obtenidos, en base a los criterios establecidos para determinar el valor de los esfuerzos y el factor de seguridad teórico con aplicación de la normativa ABS naval, se tiene que:

Material	Acero 1030 carburizado <i>S_{ut} = 610 MPa</i>
Diámetro	73 mm
Esfuerzo normal	4,46 MPa.
Esfuerzo de flexión	50,39 MPa.
Esfuerzo de torsión	70,67 MPa.
Esfuerzo alternante	55,63 MPa.
Esfuerzo medio	122,40 MPa.
Limite resistencia a la fatiga S_e	190,07 MPa.
Factor de seguridad contra la fatiga Gerber	2,5

En donde el valor del factor de seguridad frente a la fatiga de esta nueva propuesta, resulta ser mayor a lo requerido por normativa, la cual refiere en que el mínimo factor de seguridad frente la fatiga debe ser $F.S \geq 2$

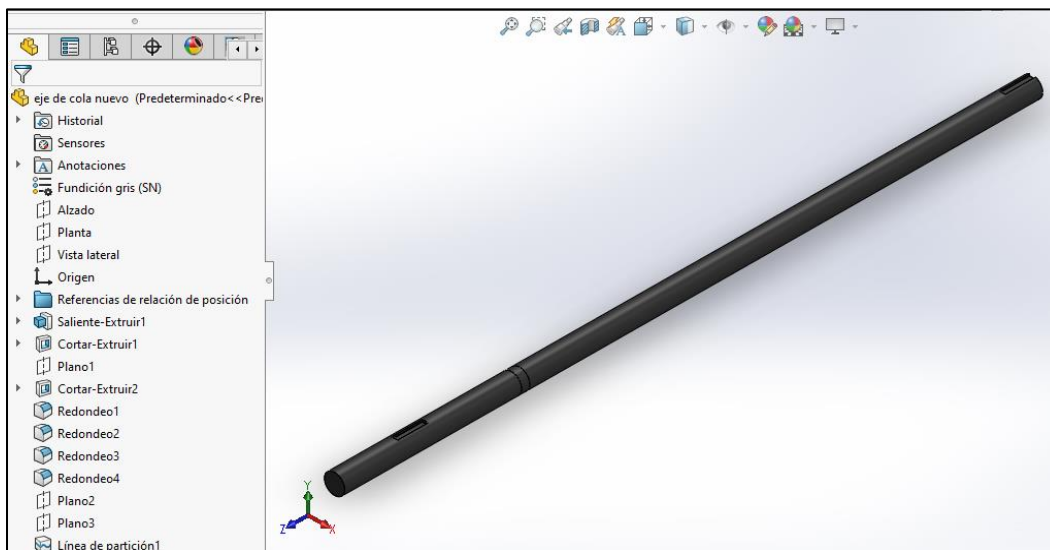
4.9 Análisis por simulación del eje propulsivo de la embarcación pesquera mediante solidworks

4.9.1 Descripción del eje de propulsión en estudio

Para llevar a cabo el análisis del eje de propulsión propuesto, se ha de considerar como material para este estudio el acero AISI 1030, el cual como propiedades mecánicas presenta una resistencia última a la tensión de 610 MPa, y una resistencia a la fluencia de 380 MPa. Para el análisis requerido, el modelado del elemento propuesto se ha desarrollado bajo el software SOLIDWORKS.

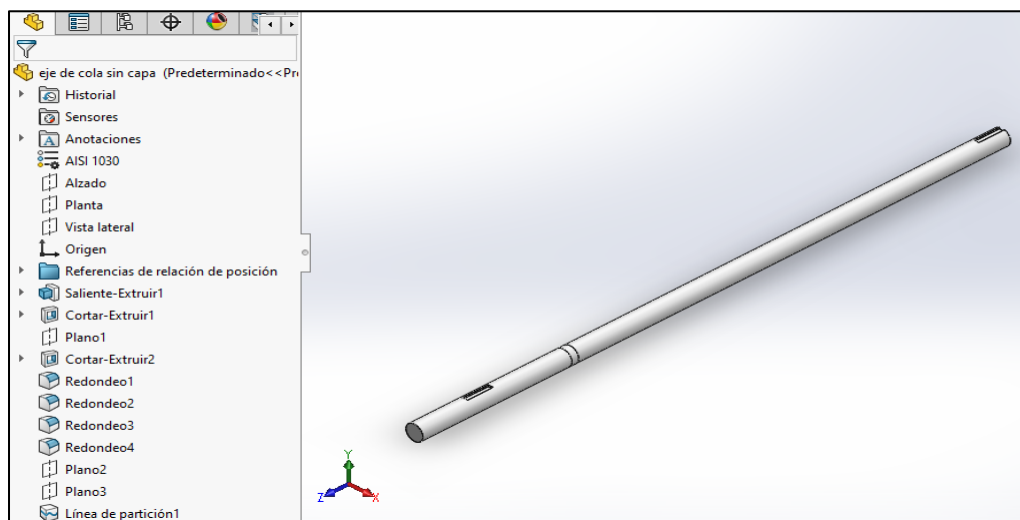
Además que, para la construcción de la línea de ejes, el material seleccionado recibe un proceso termoquímico de carburización como lo explica [11] cito lo siguiente que el objetivo de este proceso es crea una capa de carbono para aumentar la dureza superficial resistente al desgaste, con un núcleo más tenaz para que pueda soportar la acción de los esfuerzos a los cuales el elemento es sometido. También [11] nos indica la medida del espesor de esta capa carburizada, la cual ha sido estimada de 0,14344 mm. Por lo cual usamos el método de carburizar el elemento construido de acero AISI 1030.

Figura 24 Capa carburizada de espesor 0,14344 mm



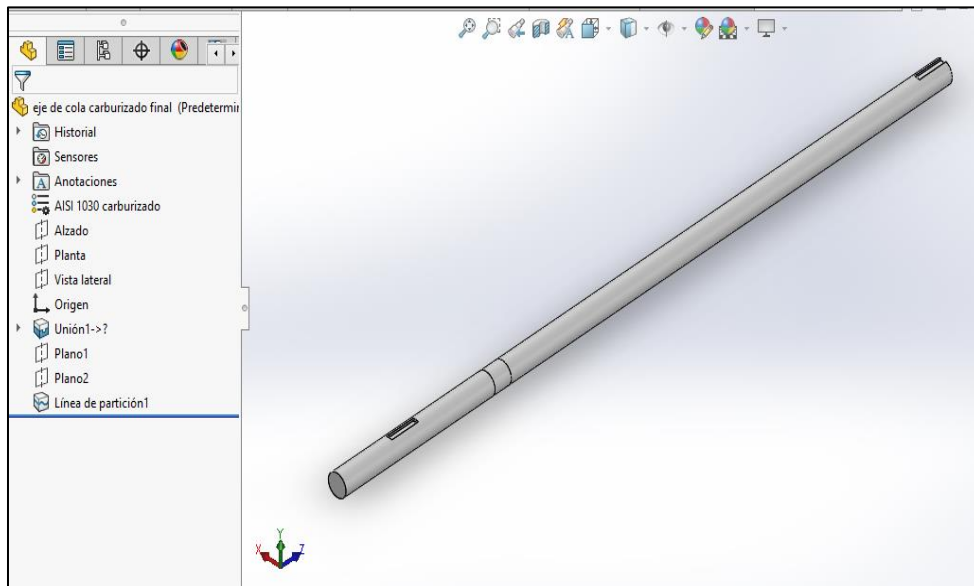
Fuente: Solidworks.

Figura 25 Diseño de eje base con acero AISI 1030



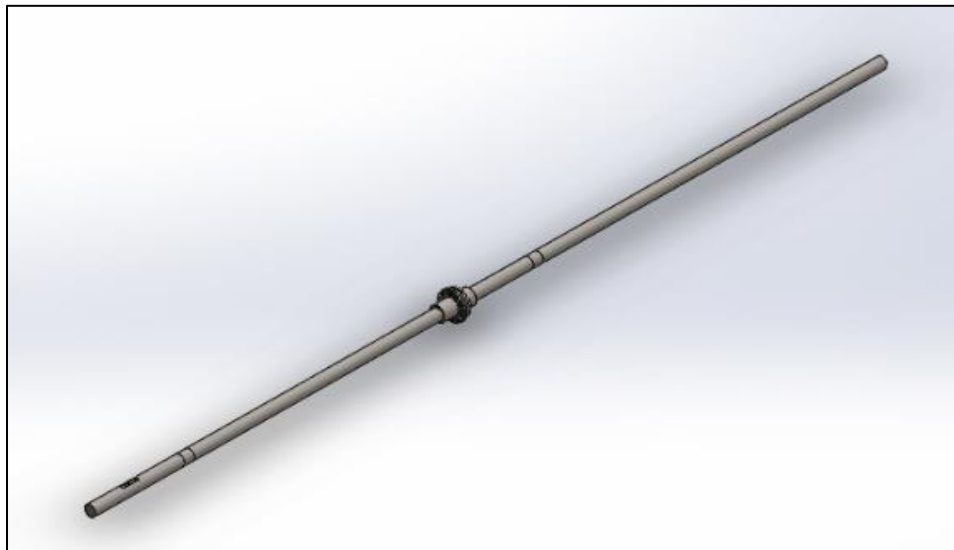
Fuente: Solidworks.

Figura 26 *Ensamblado de capa carburizada y eje base*



Fuente: Solidworks.

Figura 27 *Línea de eje de embarcación.*



Fuente: Solidworks.

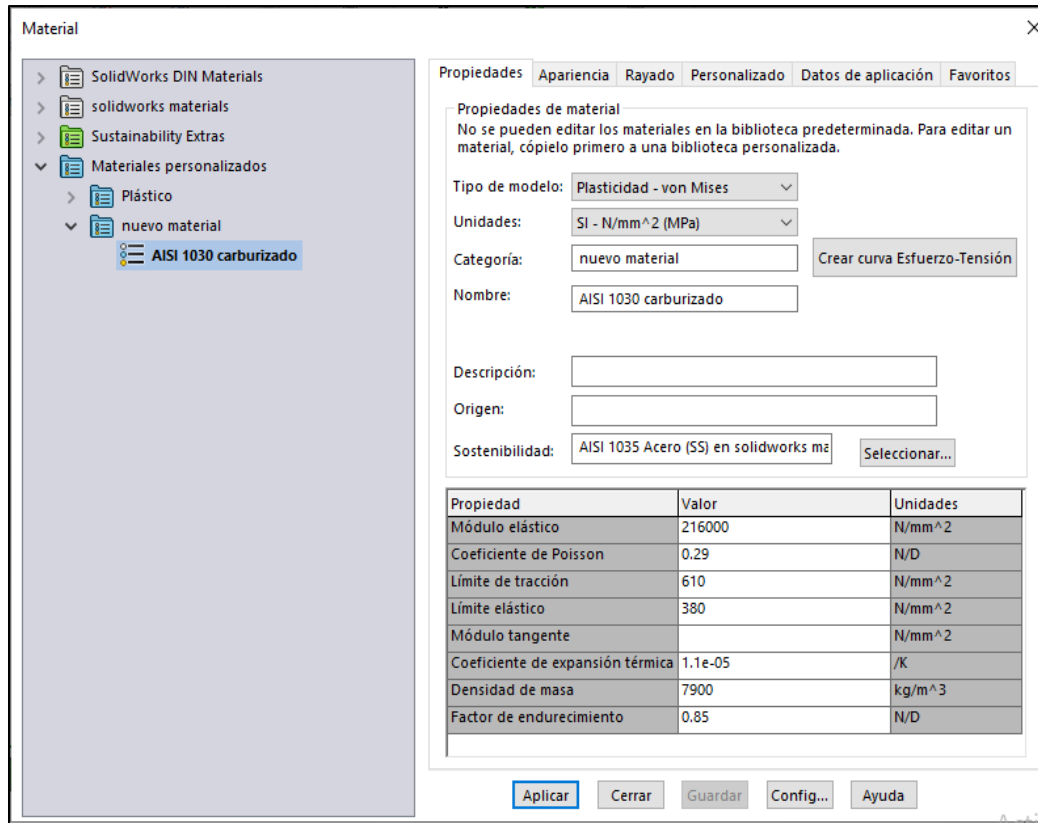
4.9.2 Análisis Estático

Realizar el estudio estático es referencia para el estudio posterior de fatiga del eje de propulsión, validando el esfuerzo de Von Mises calculado anteriormente mediante el análisis analítico del elemento bajo estudio.

- Propiedades del material

Determinado anteriormente el material seleccionado para este estudio es un acero AISI 1035, el cual se encuentra disponible en la carpeta de SOLIDWORKS.

Figura 28 Propiedades mecánicas de material AISI 1030 carburizado.



The screenshot shows the 'Material' dialog box in SolidWorks. The left pane shows a tree view with 'AISI 1030 carburizado' selected under 'nuevo material'. The right pane shows the 'Propiedades' tab with the following settings:

- Propiedades de material: No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.
- Tipo de modelo: Plasticidad - von Mises
- Unidades: SI - N/mm² (MPa)
- Categoría: nuevo material (with 'Crear curva Esfuerzo-Tensión' button)
- Nombre: AISI 1030 carburizado
- Descripción: (empty field)
- Origen: (empty field)
- Sostenibilidad: AISI 1035 Acero (SS) en solidworks me (with 'Seleccionar...' button)

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	216000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Límite de tracción	610	N/mm ²
Límite elástico	380	N/mm ²
Módulo tangente		N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.1e-05	/K
Densidad de masa	7900	kg/m ³
Factor de endurecimiento	0.85	N/D

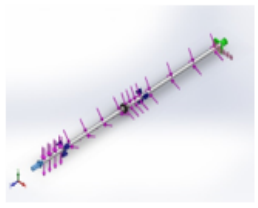
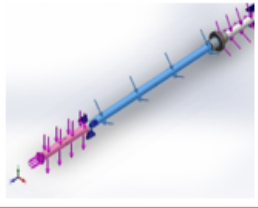
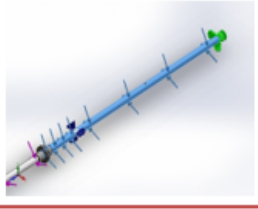
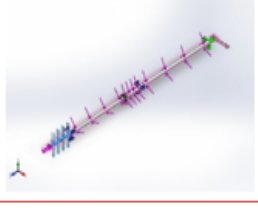
Buttons at the bottom: Aplicar, Cerrar, Guardar, Config..., Ayuda.

Fuente: Solidworks.

- Cargas

Descrito anteriormente el eje de propulsión se encuentra sometido bajo carga de cuatro fuerzas que determinan su funcionalidad, las cuales son de empuje, torsional, la fuerza correspondiente al peso de la hélice y una porción equivalente del 2% del empuje generado por la hélice.

Figura 29 Cargas y sujeciones.

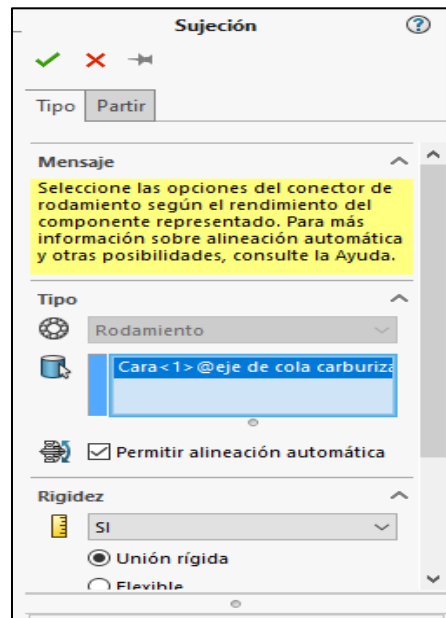
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Alzado Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -18656 N
Torsión-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsor Valor: 2098.96 N.m
Torsión-2		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Aplicar momento torsor Valor: -2098.96 N.m
Fuerza-2		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Planta Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -863.04 N

Fuente: Solidworks.

- Sujeciones

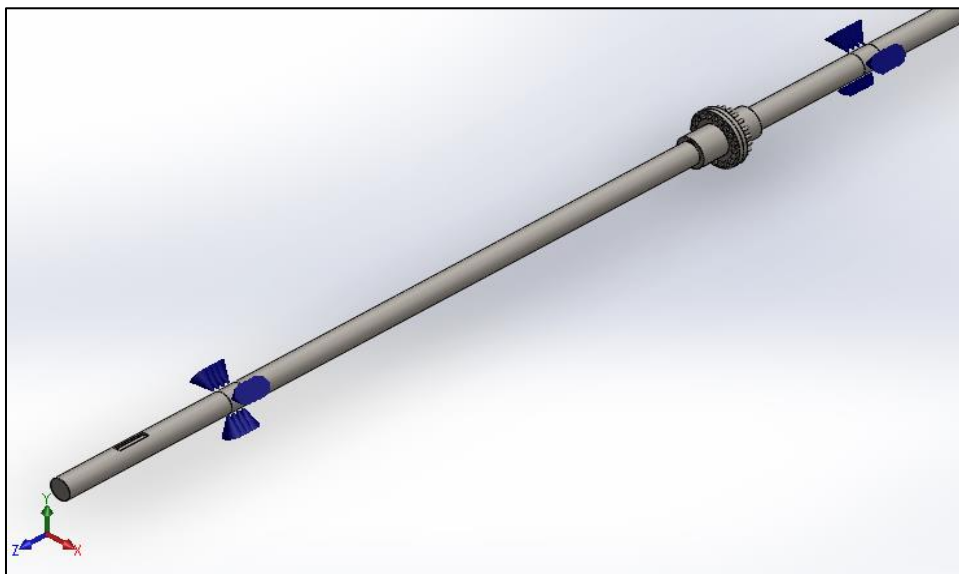
Para el procedimiento de análisis del eje de propulsión, el tipo de sujeciones aplicadas al elemento en estudio son de tipo rodamiento, los cuales permiten una interacción entre el eje y los rodamientos.

Figura 30 sujeción por Rodamientos.



Fuente: Solidworks.

Figura 31 Distribución de rodamientos

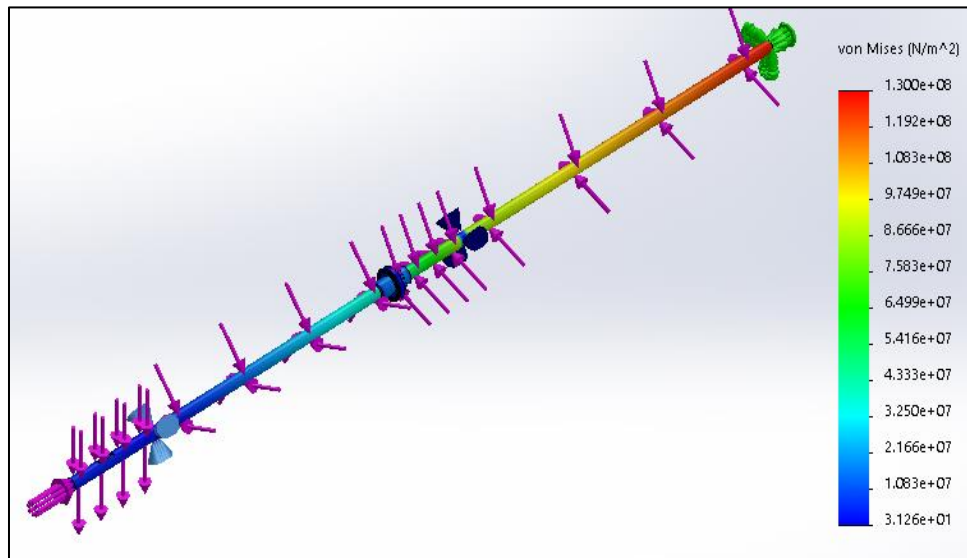


Fuente: Solidworks

- Distribución de tensiones

Como se puede observar que la distribución del esfuerzo de Von Mises alcanza su máximo valor en el canal chavetero que conecta la hélice con el eje de cola.

Figura 32 Esfuerzos de Von Mises.

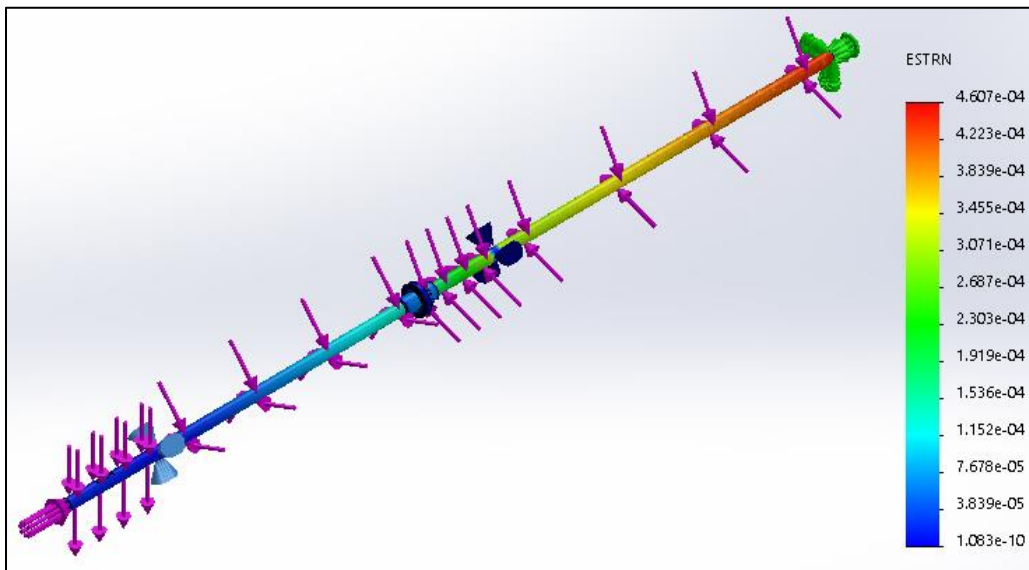


Fuente: Solidworks.

En la figura N° 32, se da a conocer que la tensión máxima es de 130 MPa en donde se puede observar que la sección más crítica de toda la línea de ejes, es el eje intermedio que es el primer elemento en recibir el torque por parte de la caja reductora.

- Deformaciones

Figura 33 Deformaciones unitarias.

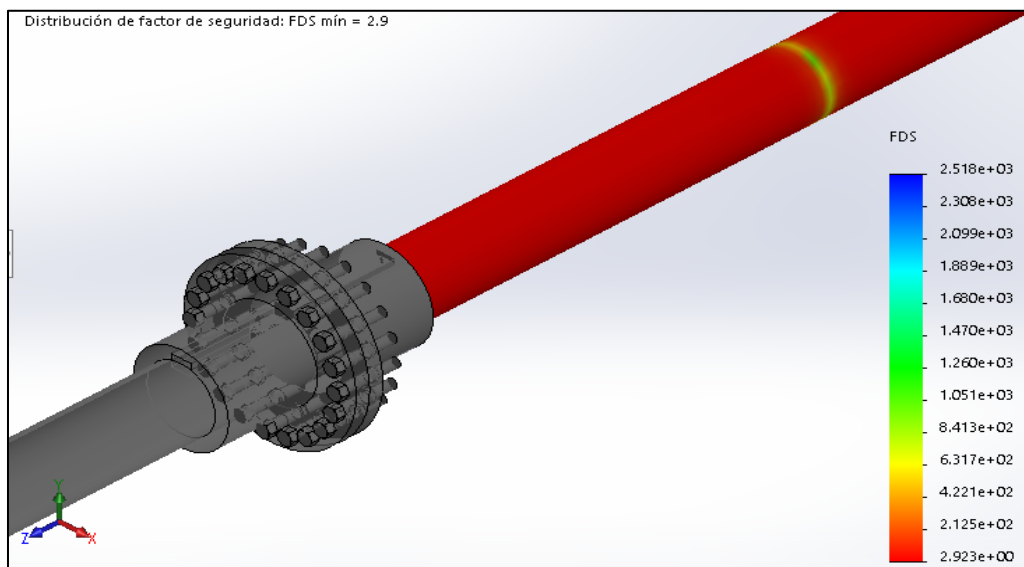


Fuente: Solidworks.

- Factor de seguridad estático

En referencia a los resultados obtenidos del esfuerzo de Von Mises, el eje más crítico (eje intermedio) presenta un factor de seguridad de 2.91.

Figura 34 Factor de seguridad estático



Fuente: Solidworks.

4.9.3 Análisis de fatiga

al termino del análisis estático y la determinación de los valores de esfuerzos, la continuación para el estudio del eje de la embarcación pesquera, se ha de realizar el análisis por fatiga.

Para lo cual se ha de ingresar los siguientes parámetros:

- Zero based LR = 0, dado que $\sigma_m \neq 0$.
- Coeficiente de resistencia frente fatiga $k_f = k_a * k_b = 0,84 * 0,76 = 0,64$

Tabla 12 Parámetros de análisis de fatiga.

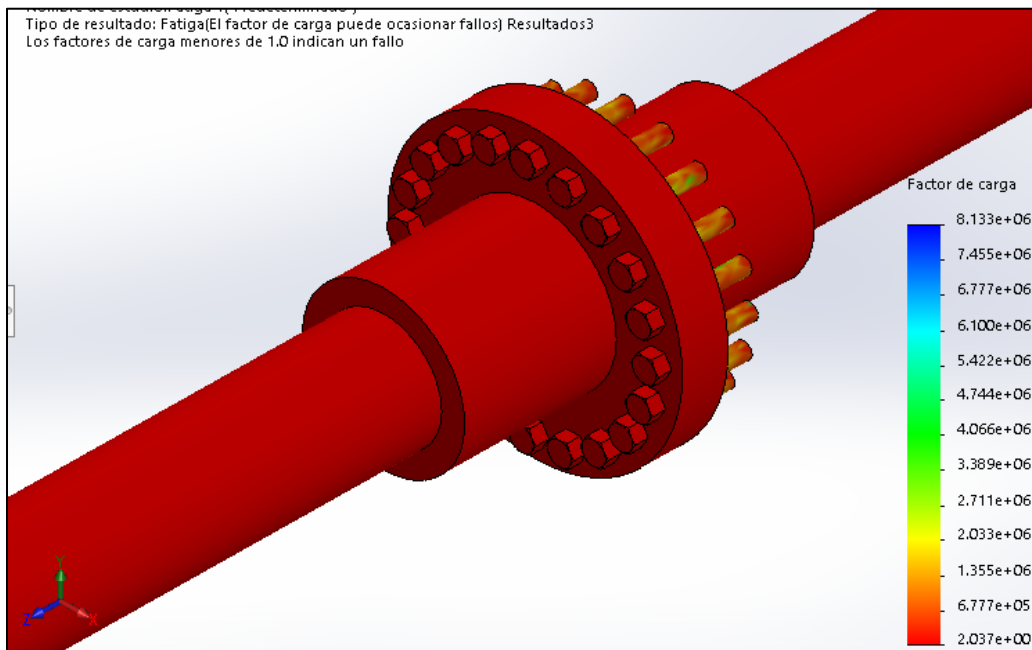
Tipo de evento	Número de ciclos	Modelo de carga	Asociación de estudios		
Suceso-1	10000000 00	Carga con base en O (LR=0)	Nombre del estudio	Factor de escala	Incremento
			Análisis estático 1	1	0

Fuente: Solidworks

- Factor de seguridad (load factor of safety)

En la figura N° 30 se muestra el factor de seguridad por cada nodo sobre el elemento en estudio. Por lo cual indica que el factor de seguridad de 2,037 determinado, induce la falla a la fatiga si las cargas definidas en el análisis estático se multiplican por 2,037.

Figura 35 Factor de seguridad contra la fatiga.



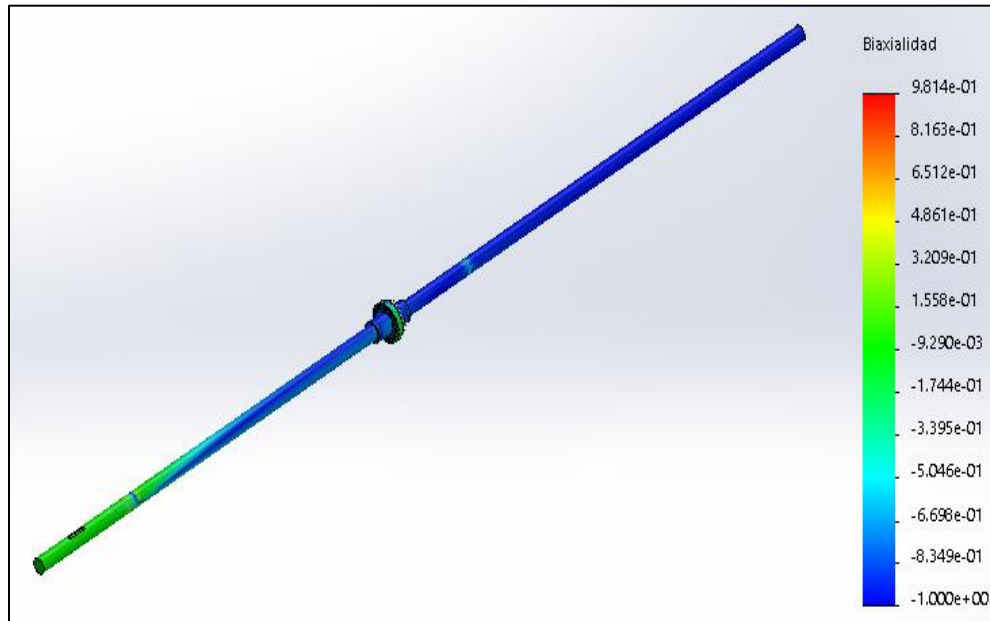
Fuente: Solidworks.

En referencia a la normativa ABS que nos indica que, para una aceptación del diseño de los ejes propulsivos, el factor de seguridad contra la fatiga debe ser no menor a 2.

- Indicador de Biaxialidad

Este indicador muestra la correlación entre las tensiones alternas principal menor y principal mayor, que nos dice que una relación menor a 1 indica cortante puro y una relación mayor a 1 indica un estado de biaxialidad puro.

Figura 36 Indicador de biaxialidad.

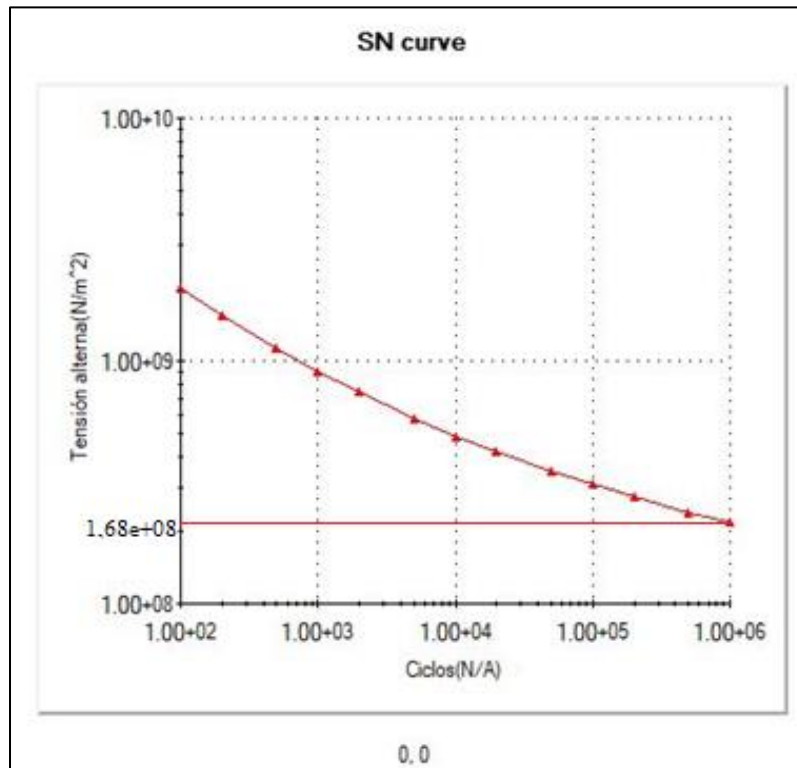


Fuente: Solidworks.

- Curva S-N

De la curva SN se puede deducir que el eje en estudio tiene una vida infinita. Dado que el esfuerzo alternante de valor 166,87 Mpa está por debajo de la resistencia $S_e = 190.07$ Mpa

Figura 37 Curva S-N



Fuente: Solidworks.

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}}$$

De donde a y b se determinan de la siguiente forma:

$$a = \frac{(f S_{ut})^2}{S_e}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f S_{ut}}{S_e}\right)$$

Donde el valor de f está determinado por la curva del anexo N° 6 y dicho valor es 0,875, por lo tanto:

$$a = \frac{(0.875 * 552)^2}{176,2} = 1324$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,875 * 552}{176,2} \right) = -0,14598$$

$$N = \left(\frac{55,63}{1324} \right)^{-\frac{1}{0,14598}} = 26,9 * 10^8 \text{ ciclos}$$

4.9.4 Estudio de resultados

Ejecutados los estudios correspondientes a la fatiga mediante los métodos analítico y por medio de SOLIDWORKS aplicado a la línea de eje de la embarcación pesquera en estudio.

Tabla 13 Resultados de la tensión máxima de Von Mises.

	σ_{\max} Von Mises (MPa)	
	Calculo Analítico	SW simulations
Línea de eje	178.03 MPa	130 MPa

Fuente: propia.

La variación en el resultado del esfuerzo máximo de Von Mises resulta por efecto del valor de los coeficientes concentradores de esfuerzos determinados por el software.

Tabla 14 Resultados de factor de seguridad contra la fatiga.

	Factor de Seguridad	
	Calculo Analítico	SW simulations
Línea de eje	2,5	2,03

Los resultados del factor de seguridad contra la fatiga obtenidos por ambos métodos de análisis con concentradores de esfuerzos.

V. Conclusiones

- El haber realizado el estudio correspondiente a los factores de carga que inciden en el desempeño de la línea de ejes, se determinó lo siguiente, la carga de empuje generada por el propulsor (hélice) y el torque determinan la operatividad desarrollan esfuerzos alternos y medios, produciendo falla por fatiga.
- La selección del material ha sido determinada bajo el criterio de resistencia a la fatiga, debido a que este tipo de falla se produce a esfuerzos de baja magnitud por su incidencia cíclica, y por lo tanto el material requerido para tal operación es el acero AISI 1030.

El diámetro determinado por aplicación del material, que por presencia de un concentrador de esfuerzos (chavetero) requiere un incremento igual al diámetro existente, para cumplir el criterio de resistencia contra la fatiga. Y la determinación en la separación de los apoyos guarda relación con el requerimiento de la normativa en que la separación entre la parte final del eje propulsivo y el apoyo de popa debe ser $4 * d < l$

- El factor de seguridad obtenido mediante la corrección del diámetro y la aplicación de un nuevo material AISI 1030 y usando el método de carburización del elemento para la construcción de la línea de ejes, ha llevado a un valor de 2,03 requerido por la normativa.
- Los resultados obtenidos analíticamente y los resultados obtenidos mediante solidworks, relativamente difieren en un 1,24% en el factor de seguridad contra la fatiga, por efecto de determinar los coeficientes concentradores de esfuerzos.

VI. Recomendaciones

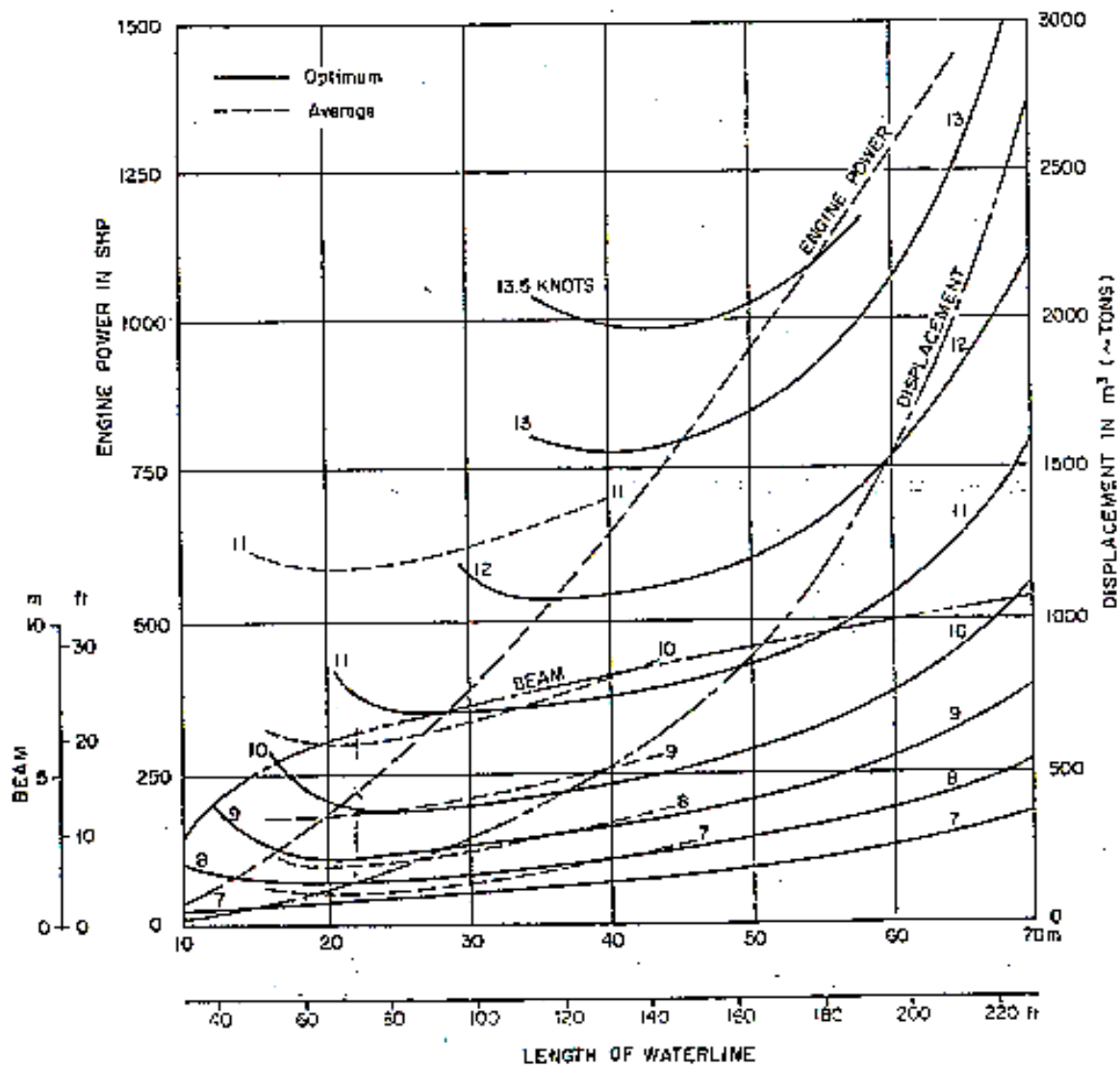
- En este trabajo se ha realizado el estudio centrado en embarcaciones artesanales. Por lo cual es viable realizar la misma tipología de estudio bajo a embarcaciones de mayor escala ya que estas poseen distintas capacidades de carga y recorrido de distancia.
- Fomentar el desarrollo de los astilleros constructores, mediante el uso de una metodología brindada por las normativas navales para la concepción del diseño y construcción de los componentes que comprenden al sistema propulsivos de sus embarcaciones.
- El estudio realizado comprende el análisis del eje propulsivo bajo criterio de resistencia contra la fatiga, lo cual que, para una mayor información del comportamiento en el diseño de líneas de ejes, la normativa empleada en este trabajo hace viable el estudio de las frecuencias.
- En este trabajo se ha abordado una parte del sistema propulsivo de una embarcación (eje propulsivo) y su diseño que compromete al desempeño de la embarcación. Pero por otro lado también parte fundamental dentro del sistema de propulsión está el propulsor (hélice) que también requiere de un análisis en su diseño para complementar el óptimo desempeño de la embarcación.

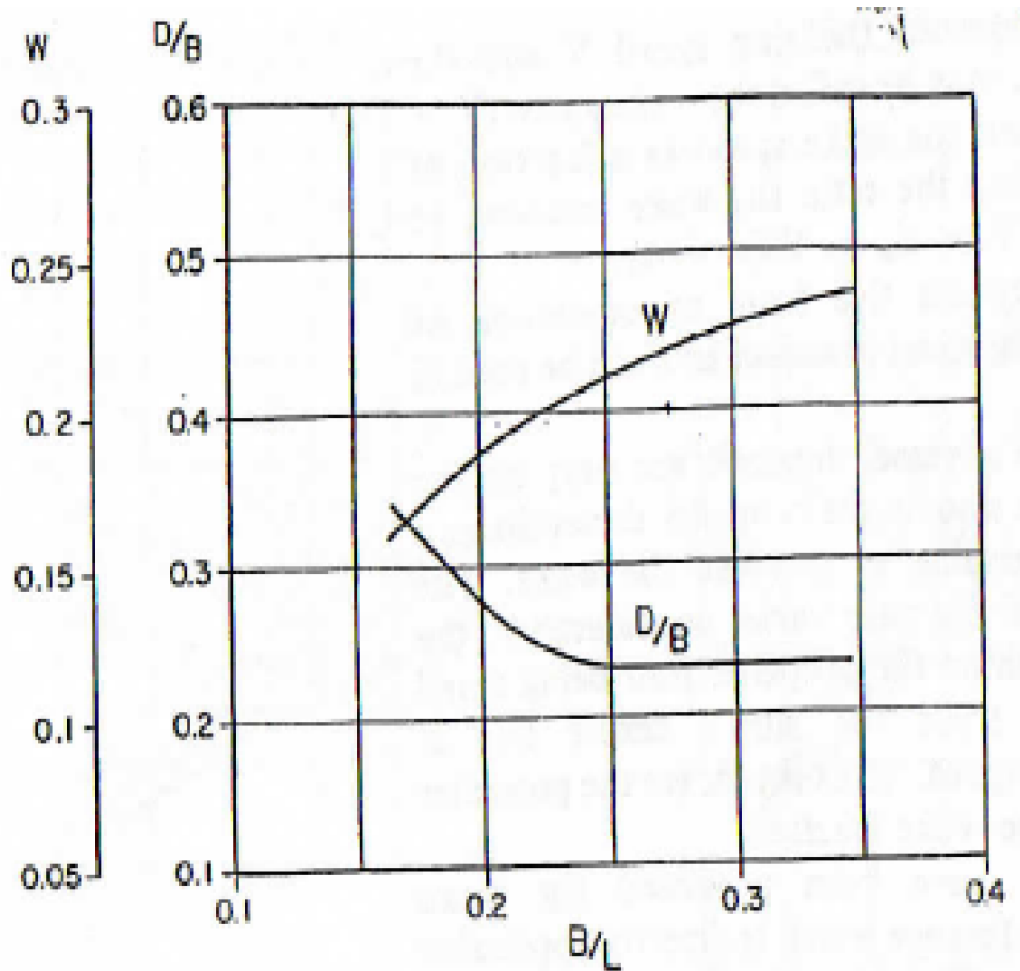
VII. Bibliografía

- [1] C. A. Estrada Márquez, Artist, *Modelado y simulación mecánica de un sistema de propulsión de un buque*. [Art]. Universidad Veracruzana, 2014.
- [2] I. Martínez de la Llana, Artist, *Nuevo sistema de propulsión naval*. [Art]. Universidad del país Vasco, 2011.
- [3] R. O. Quesquén Fernández, Artist, *Embarcaciones pesqueras*. [Art]. Universidad nacional del Callao, 2015.
- [4] J. A. Rodríguez Ponce, Artist, *Sistema de propulsión y clasificación de buques*. [Art]. Universidad de la Laguna, 2015.
- [5] M. C. García Mero, Artist, *Elaboración del procedimiento técnico para la reparación de ejes de propulsión de barcos pesqueros*. [Art]. Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2014.
- [6] D. Gerr, *Propeller Handbook*, Camden: McGraw-Hill, 2001.
- [7] J. Fyson, *Desing of Samall Fishing Vessels*, Inglaterra: Fishing News Books, 1985.
- [8] R. Budynas y K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, México D.F: McGraw-Hill, 2008.
- [9] G. P. Gunnarsson y S. P. Sigurdsson, Artists, *Dimensioning of marine propulsion shafts*. [Art]. Chalmers University of Technology, 2021.
- [10] American Bureau of Shipping, «Guide for building and classing,» Houston, 2018.
- [11] L. E. Fernandez Montenegro, Artist, *Analisis de falla por fatiga para determinar la vida util del eje principal de un martillo de molino triturador*. [Art]. Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, 2022.
- [12] R. Norton, *Diseño de Máquinas*, México D.F: Pearson, 2011.

VIII. Anexos

Anexo 1 Curva para determinar velocidad de embarcación V.



Anexo 2 Curva de coeficiente de estela w .

Anexo 3 Propiedades Mecánicas de Aceros

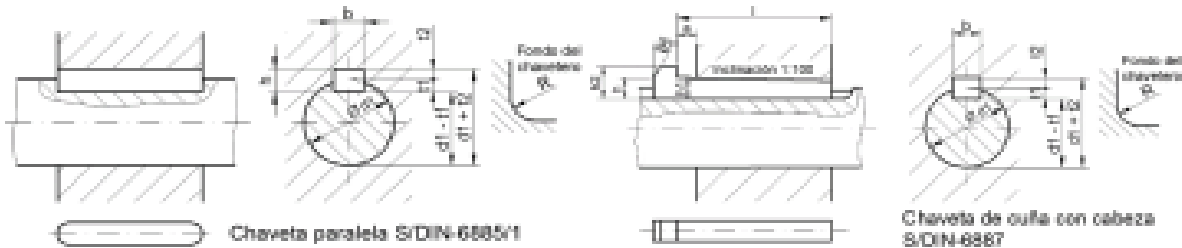
Tabla E-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

Datos de varias fuentes.* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de material para mayor información

Número SAE/AISI	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1010	rolado en caliente	26	179	47	324	28	95
	rolado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	rolado en caliente	30	207	55	379	25	111
	rolado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	rolado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650 °F	50	345	75	517	32	149
	rolado en frío	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000 °F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800 °F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400 °F	94	648	123	848	17	495
1035	rolado en caliente	40	276	72	496	18	143
	rolado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	rolado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650 °F	54	372	86	593	28	170
	rolado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200 °F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800 °F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400 °F	86	593	113	779	19	262
1045	rolado en caliente	45	310	82	565	16	163
	rolado en frío	77	531	91	627	12	179

Anexo 4 Dimensiones de Chaveteros y Chavetas

DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS DIN 6885/1 - 6886 y 6887

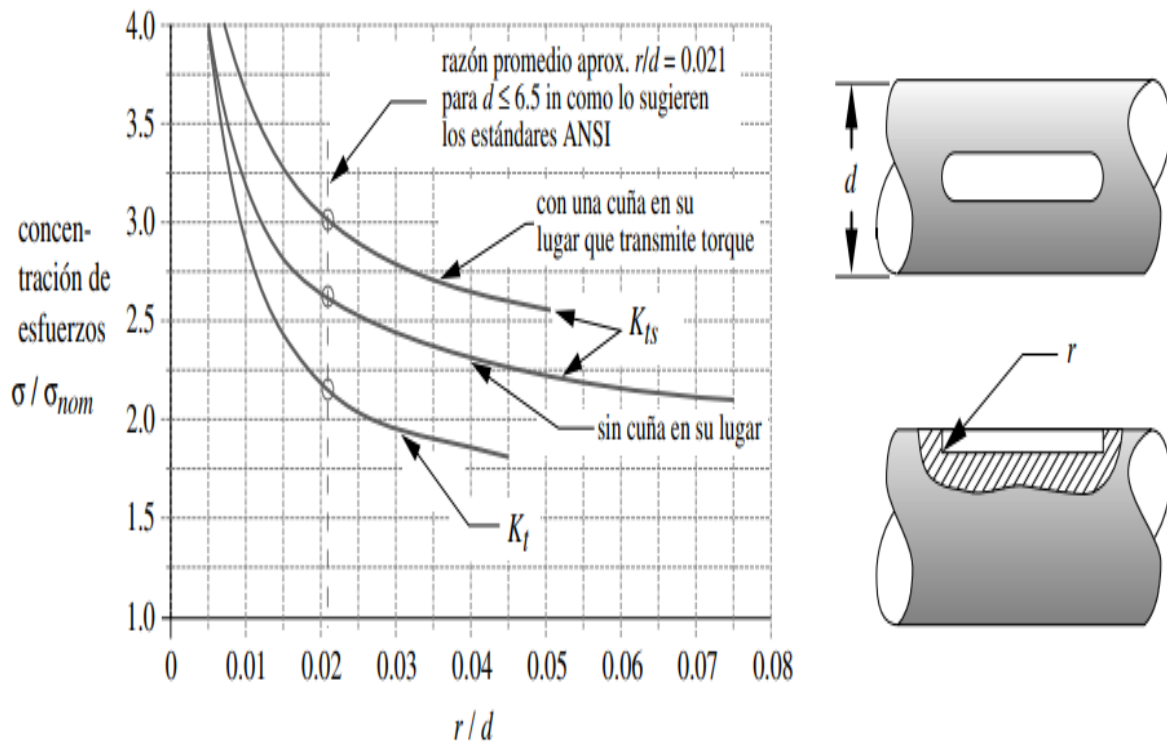


Ø eje d mm desde- hasta	Medida chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas chavetero del eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886, 6887		t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol.H-7 m/m
		d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
6-8	2x2	d+0,9	+0,1	-	-	1,1	+0,1	6-10	+0,015 0
8-10	3x3	d+1,3		-	-	1,7			
10-12	4x4	d+1,6		d+1,4	-0,1	2,4			
12-17	5x5	d+2,1		d+1,9		2,9			
17-22	6x6	d+2,6		d+2,1		3,5			
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1		18-30	+0,021 0
30-38	10x8	d+3,4	d+2,8	4,7					
38-44	12x8	d+3,2	d+2,8	4,9	30-50	+0,025 0			
44-50	14x9	d+3,6	d+2,9	5,5					
50-58	16x10	d+3,9	d+3,2	6,2			50-80	+0,030 0	
58-85	18x11	d+4,3	d+3,5	6,8					
65-75	20x12	d+4,7	d+3,9	7,4	80-120	+0,035 0			
75-85	22x14	d+5,6	d+4,8	8,5					
85-95	25x14	d+5,4	d+4,6	8,7			120-180	+0,040 0	
95-110	28x16	d+6,2	d+5,4	9,9					
110-130	32x18	d+7,1	d+6,1	11,1	180-250	+0,046 0			
130-150	36x20	d+7,9	d+6,9	12,3					
150-170	40x22	d+8,7	d+7,7	13,5			250-315	+0,052 0	
170-200	45x25	d+9,9	d+8,9	15,3					
200-230	51x28	d+11,2	d+10,1	17	315-400	+0,057 0			
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3					
260-290	63x32	d+12,6	d+11,5	19,6			400-500	+0,063 0	

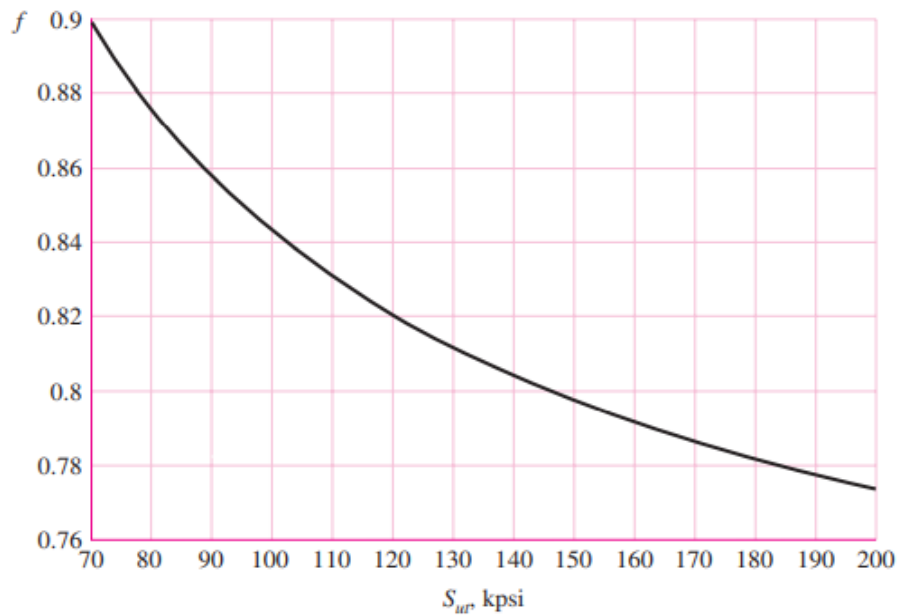
Zonas de tolerancia en el ancho de los chaveteros	Tipo de ajuste		Chavetero eje	Chavetero rueda
	A presión (forzado) <i>forced</i>		P9	P9
	Ligero		N9	J9
Deslizante		H8	D10	

La chaveta deberá dimensionarse de manera que pueda transmitir el mismo momento o par de torsión que el eje correspondiente. Por ello, la longitud de dicha chaveta deberá ser, como mínimo, igual a 1,5 veces el diámetro del eje.

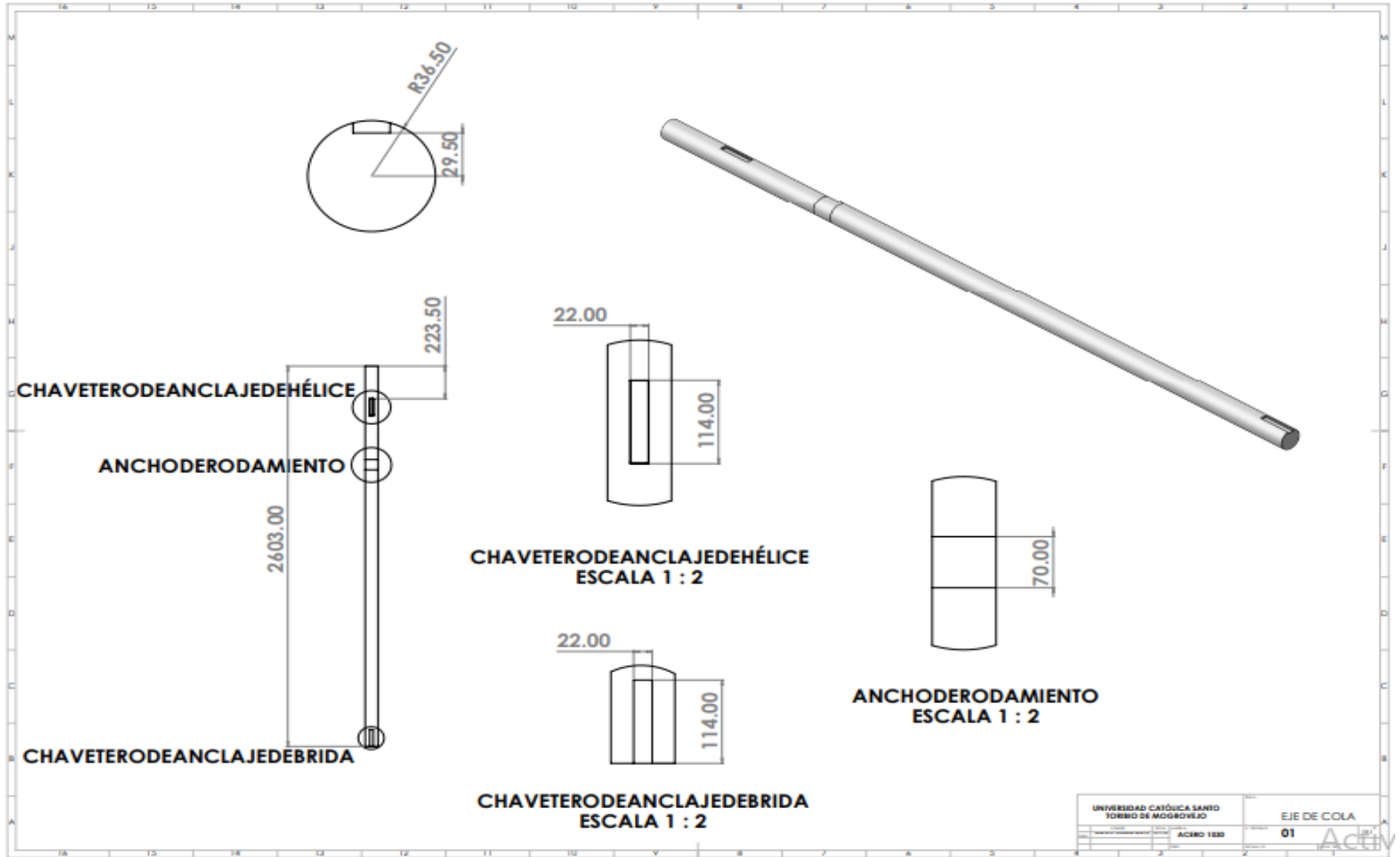
Anexo 5 Factores de concentración de esfuerzos k_t y k_{ts}



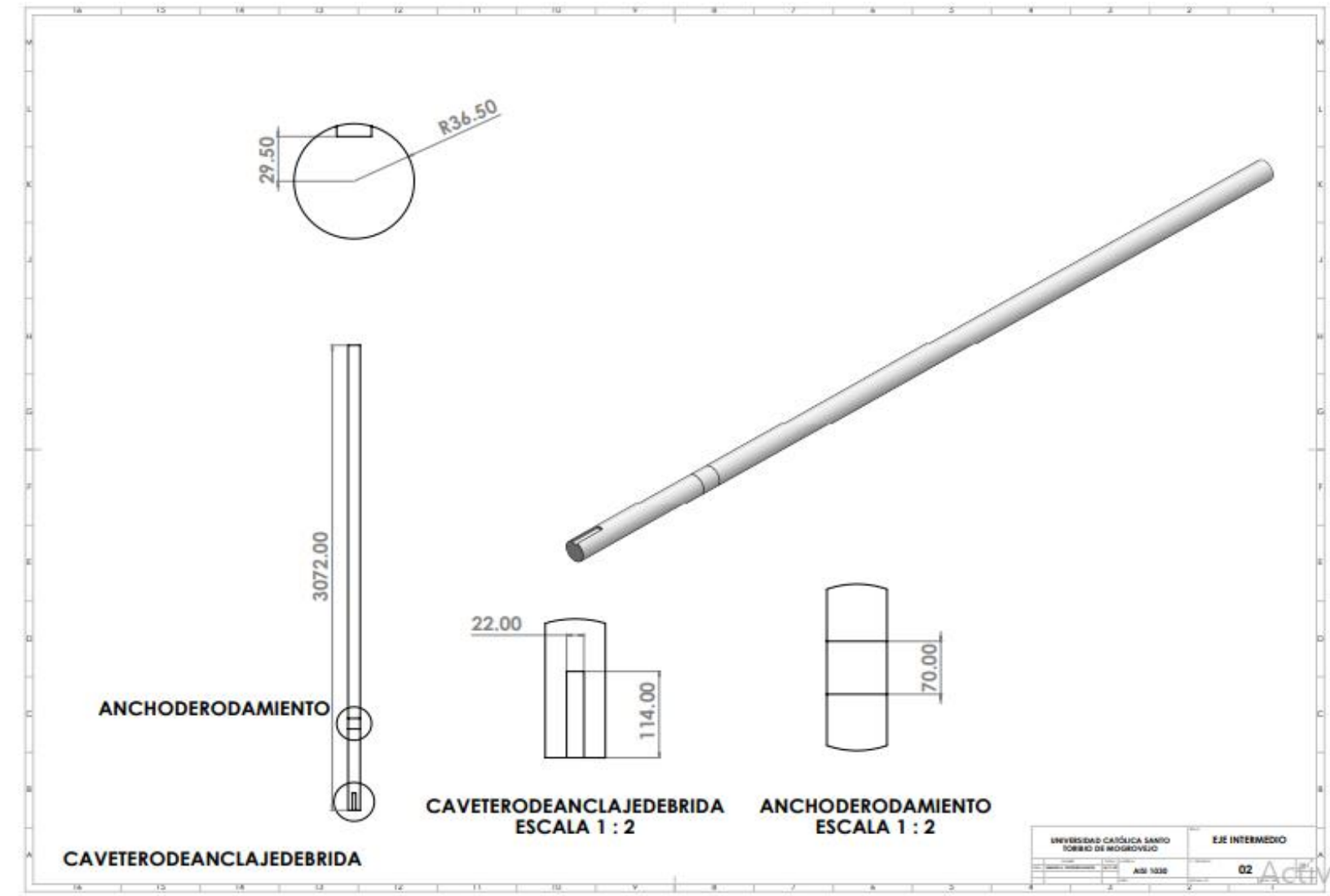
Anexo 6 fracción de resistencia a la fatiga



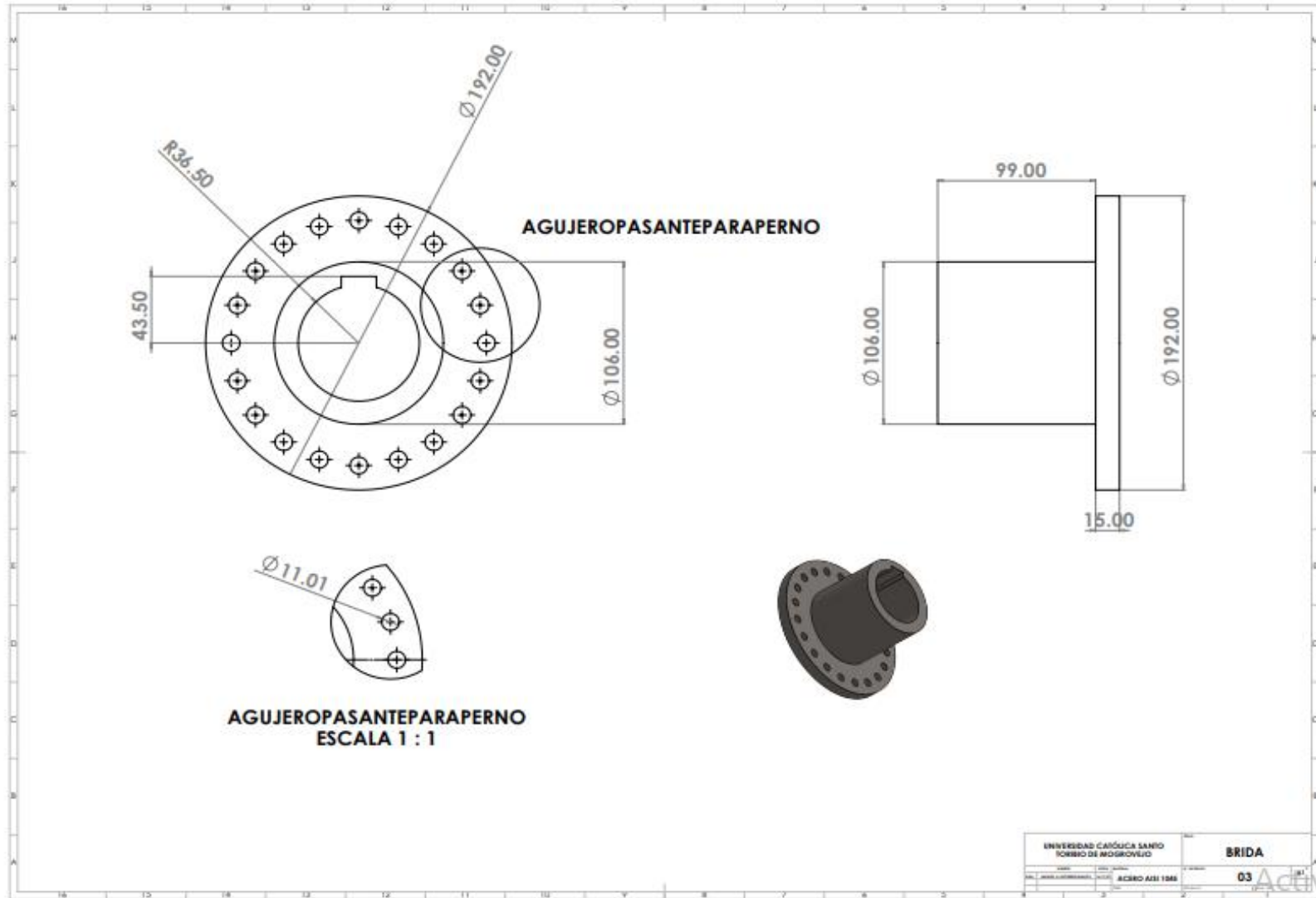
Anexo 7 Plano eje de cola



Anexo 8 Plano de eje intermedio



Anexo 9 Plano de Brida



Anexo 10 Plano de ensamblado de línea de ejes

