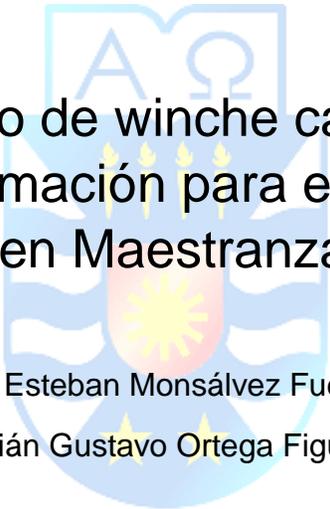


UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO  
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

Profesor Guía:  
*Bastián Vergara Gallegos*



"Cálculo Mecánico de winche cascada basado en  
esfuerzo - deformación para el rubro pesquero  
fabricado en Maestranza Indumar"

Gabriel Esteban Monsálvez Fuentealba  
Bastián Gustavo Ortega Figueroa

UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO

Informe de Seminario de Título

Para optar al título de Ingeniero de ejecución en mecánica.

ABRIL – 2023

## **Resumen**

Con respecto a este trabajo de investigación, se realizó en base a la validación de una modificación de un Winche, una máquina que es utilizada en la pesca artesanal, cumpliendo un rol fundamental, puesto que, su función es arrastrar la red de pesca. Cabe señalar que, este artefacto está patentado por la Maestranza Indumar.

Este estudio se realizó mediante un análisis, que consiste en incluir el cálculo, esfuerzo y diseño para la fabricación de un winche hidráulico de 7 toneladas de capacidad nominal, utilizando para esto el software Inventor.

Con estas herramientas podemos diseñar componentes de aquel winche, así como también, calcular en forma rápida algunas piezas, como lo es el eje, cercha, piñón, carcasa. Lo que nos permite obtener gráficos que arrojen el análisis de esfuerzos, análisis de deformaciones, junto con el análisis de seguridad respecto de toda la pieza o del equipo en conjunto, además, permite la elaboración de modelos en 3D, realización de planos y, también, simulación.

Asimismo, se realizó también, el estudio y análisis del motor hidráulico, que se encuentra en este winche. En este caso, el motor hidráulico está encargado de distribuir y dar potencia al winche, mediante el accionar de la caja reductora, que se encuentra conectada al eje, siendo la pieza fundamental, puesto que, hace rodar el tambor.

Algunos de sus componentes principales son el eje, la carcasa y los engranajes, siendo el alma del winche, puesto que, mediante estos elementos es que el winche puede funcionar de forma correcta, sin que se presente ningún tipo de problema.

Junto con todo lo anterior, se menciona también el tratamiento de pintura que se utiliza en el winche, debido a que, al ser un artefacto que se utiliza en el ambiente marino, se emplean pinturas para evitar la oxidación, y posteriormente, la corrosión.

## **Tabla de contenido**

Resumen .....	2
Nomenclatura .....	14
I. Introducción .....	17
I.1 Objetivos .....	19
I.1.1 Generales: .....	19
I.1.2 Específicos: .....	19
I.2 Alcances .....	20
I.3 Origen del tema.....	21
II. Marco teórico.....	23
II.1 Elementos Finitos.....	23
II.2 Resistencia de los dientes a las picaduras .....	26
II.2.1 Esfuerzo de contacto .....	30
II.3 Resistencia a la flexión .....	38
II.3.1 Esfuerzo a la flexión:.....	38
III. Investigación preliminar.....	43
III.1 Benchmarking .....	43
III.2 El Winche y sus diferentes tipos: .....	46
III.3 Principio de funcionamiento de sistema de pesca de cerco.....	50
III.4 Componente del winche cascada .....	52
III.4.1 Sistema hidráulico.....	58
III.4.2 Caja reductora.....	62
III.4.1 Descripción engranajes .....	62
III.4.2 Paso.....	64
III.5 Materiales involucrados en la fabricación del winche.....	66
III.6 Material de recubrimiento del winche.....	70
IV. Cálculo de elementos del winche.....	71
IV.1 Especificaciones de desempeño del winche .....	71
IV.2 Construcción del par de engranajes .....	77
IV.3 Informe tabla engranaje.....	79
IV.4 Diseño engranaje según norma ANSI/AGMA 2003-B97 .....	84
IV.5 Eje .....	97

IV.5.1 Descripción de eje .....	97
IV.5.2 Cálculo Tambores. ....	99
V. Análisis estructural Esfuerzo-Deformación. ....	100
V.1 Análisis piñón.....	100
V.2 Análisis cercha.....	103
V.3 Análisis eje .....	106
V.3.1 Análisis estático.....	106
V.3.2 Análisis modal .....	109
V.4 Análisis carcasa.....	110
VI. Conclusión .....	113

## Índice de Imágenes

Ilustración 1: Imagen tomada por seminaristas a la parte frontal de Maestranza Indumar. ....	22
Ilustración 2: Maestranza Indumar por dentro .....	22
Ilustración 3: Imagen de un ejemplo de mallado, extraída de Blog ESSS, G. Mirlisenna. [3] .....	23
Ilustración 4: Modo de vibración de un eje, obtenido de la página oficial de autodesk.es. ....	25
Ilustración 5: Superficie picada y con surco a su desgaste abrasivo.....	26
Ilustración 6: Imagen sacada de la página CLR compañía Industrias, la cual muestra el fin de un diente del engranaje por completo, la cual fue debido a la fatiga por contacto.....	27
Ilustración 7: Picadura inicial y leve, obtenida por ANSI/AGMA 2003-B97. ....	28
Ilustración 8: Cavidades más grandes que 1 mm, la cual es progresiva.....	28
Ilustración 9: Cavidad en forma de cráter debido a una macro picadura avanzada. ....	29
Ilustración 10: Micro picaduras en un diente mirado de una vista amplia para verla con exactitud. ....	29
Ilustración 11: Factor dinámico $K_v$ , obtenido de AMERICAN NATIONAL STANDARD, ANSI/AGMA 2003-B97. ....	31
Ilustración 12: Factor de distribución de carga $k_H\beta$ , obtenido de AMERICAN NATIONAL STANDARD, ANSI/AGMA 2003-B9. ....	32
Ilustración 13: Factor de geometría para piñones rectos externos y distancia entre centros estándar, obtenido de la Norma AGMA 218.01, American Gear Manufacturers Association. ....	33
Ilustración 14: Factor de ciclo de esfuerzo, obtenido por ANSI/AGMA 2003-B97. ....	35
Ilustración 15: Factor de relación de dureza, obtenida ANSI/AGMA 2003-B7.....	36
Ilustración 16: Factor de confiabilidad, obtenida de ANSI/AGMA 2003-B97. ....	37
Ilustración 17: Factor J de geometría, obtenido de la Norma AGMA 218.01. ....	40

Ilustración 18: Tensión de flexión admisible para el engranaje de acero, obtenido ANSI/AGMA 2003-B97.....	41
Ilustración 19: Factor de ciclo de esfuerzo para la resistencia a la flexión, obtenido de ANSI/AGMA 2003.B97.....	42
Ilustración 20: Imagen extraída de la empresa IHC. SPA ( <a href="http://www.ihcspa.cl/">http://www.ihcspa.cl/</a> ). 44	
Ilustración 21: Imagen de tornero de obtenida de <a href="http://www.maestranzazuniga.cl/">http://www.maestranzazuniga.cl/</a> . .....	45
Ilustración 22: Bosquejo Winche ancla obtenido de la empresa Mersud. ....	46
Ilustración 23: Ilustración Winche ancla tambor obtenida de la Empresa China AICRANE SPA. [16] .....	47
Ilustración 24: Diseño por software de winche remolcador obtenido por la empresa alemana DATAI.....	48
Ilustración 25: Winche con motor a combustión interna obtenida de JeepAccesorios.....	49
Ilustración 26: Simulación computarizada del barco extrayendo pescado, extraída de archivo audiovisual de la página Marcos y Manufactura.....	50
Ilustración 27: elaboración propia de un diagrama de flujo del funcionamiento de pesca.....	51
Ilustración 28: Elaboración propia del tambor llave a partir de programa Inventor Professional.....	52
Ilustración 29: Elaboración propia del tambor calón a partir de programa Inventor Professional.....	52
Ilustración 30: Elaboración del eje principal propia a partir de programa Inventor Profesional. ....	53
Ilustración 31: Elaboración propia de la carcasa del winche a partir de programa Inventor Professional.....	53
Ilustración 32: Imagen tomada por seminaristas al motor hidráulico utilizado.....	54
Ilustración 33: Imagen de un volante manual extraída de PROBOIS MACHINOUTILS. ....	55
Ilustración 34 Unidad hidráulica obtenida de la empresa Th Company.....	55

Ilustración 35: Elaboración piñón recto propia a partir de programa Inventor Professional.....	56
Ilustración 36: Elaboración propia de la cercha a partir de programa Inventor Professional.....	56
Ilustración 37: Elaboración propia de cabezal a partir de programa Inventor Professional.....	57
Ilustración 38: Imagen de Motor hidráulico Char-Lynn serie 10.000 tomada por seminaristas. ....	58
Ilustración 39: Parámetros de funcionamiento Char-Lynn 10.000, imagen extraída de catálogo Char-Lynn. ....	60
Ilustración 40: Selección de parámetro máximo de trabajo, imagen extraída de catálogo Char-Lynn. ....	61
Ilustración 41: Imagen extraída de “Diseño y elemento de máquinas- Robert L. Mott” (cap.8). ....	63
Ilustración 42: Imagen extraída de “Diseño y elemento de máquinas- Robert L. Mott” (cap.8). ....	64
Ilustración 43: Imagen extraída de “Diseño y elemento de máquinas- Robert L. Mott” (cap.8). ....	65
Ilustración 44: Imagen extraída de “Diseño y elemento de máquinas- Robert L. Mott” (cap.8). ....	65
Ilustración 45: Imagen del Winche Cascada obtenida de la Maestranza Indumar.	72
Ilustración 46: Formulas para la obtencion de diametros para la cercha, elaboración propia a partir de programa EES (Engineering ecuation solver). ....	75
Ilustración 47: Resultados de cálculo para la cercha, elaboración propia a partir de programa EES (Engineering ecuation solver). ....	75
Ilustración 48: Fórmula para la obtención de diámetros para el piñón; elaboración propia a partir de programa EES (Engineering ecuation solver). ....	76
Ilustración 49: Resultado de cálculo para el piñón, elaboración propia a partir de programa EES (Engineering ecuation solver). ....	77
Ilustración 50: Fórmula para la obtención de resultado, elaboración propia a partir de programa EES (Engineering ecuation solver). ....	78

Ilustración 51: Resultados de cálculo piñón, elaboración propia a partir de programa EES (Engineering ecuation solver) .....	78
Ilustración 52: Selección de factor dinámico, extraído por la Norma AGMA 2003-B97.....	85
Ilustración 53: Selección por cara de diente, extraída de Norma AGMA 2003-B97 .....	85
Ilustración 54: Selección de factor de carga distribuida y cara del diente, extraída por Norma AGMA 2003-B97. ....	86
Ilustración 55: Resultados de cálculo para la obtención de factor dinámico, elaboración propia a partir del programa ESS (Engineering ecuation solver). .....	86
Ilustración 56: Formulas para la obtención de factores de resistencia, elaboración propia a partir del programa EES (Engineering ecuation solver).....	87
Ilustración 57: Resultados de los factores de resistencia, elaboración propia a partir del programa EES (Engineering ecuation solver). ....	87
Ilustración 58: Factor de geometria para piñones rectos externos y distancia entre centros estandar, obtenido de la Norma AGMA 218.01, American gear Manufacturers association.....	88
Ilustración 59: Factor de ciclo de esfuerzo, obtenido por ANSI/AGMA 2003-B97. ....	89
Ilustración 60: Factor de relación de dureza, obtenida por ANSI/AGMA 2003-B97. ....	90
Ilustración 61: Factor de confiabilidad, obtenida de ANSI/AGMA 2003-B97.....	91
Ilustración 62: Resultado obtenido a través de EES para la resistencia a la flexión. ....	91
Ilustración 63: Seleccion de modulo transversal exterior por Norma AGMA 2003-B97.....	92
Ilustración 64: Factor J de geometría, obtenido por la Norma AGMA 218.01, American gear Manufacturers association. ....	93
Ilustración 65: Tensión de flexión admisible para el engranaje de acero, obtenido ANSI/AGMA 2003-B97.....	94
Ilustración 66: Factor de ciclo de esfuerzo para la resistencia a la flexión, obtenido de ANSI/AGMA 2003.B9 .....	94

Ilustración 67: Resultado EES Resistencia a las picaduras. ....	95
Ilustración 68: Tambor llave, elaboración propia a partir de programa Inventor Professional.....	97
Ilustración 69: Tambor calón, elaboración propia a partir de programa Inventor Professional.....	98
Ilustración 70: Calculo tambores, elaboración propia a partir de programa EES (Engineering ecuation solver).....	99
Ilustración 71: DCL engranaje, imagen obtenida por Diseño de engranaje de máquinas (R, Mott) Engranajes rectos. ....	101
Ilustración 72: Elaboración propia del esfuerzo equivalente en la raíz del diente a partir de programa ANSYS.....	101
Ilustración 73: DCL engrane, imagen obtenida por diseño de engranaje de maquinas (R.Mott) Capitulo de engranajes rectos. ....	103
Ilustración 74: Elaboración propia de la cercha a partir de programa ANSYS (Esfuerzo equivalente en la masa de la cercha).....	104
Ilustración 75: DCL, Elaboración propia Inventor. ....	106
Ilustración 76: Diagrama de corte y momento obtenido por Inventor. ....	106
Ilustración 77: Diagrama de corte eje.....	107
Ilustración 78: Esfuerzo equivalente en disminución de diámetro del cabezal, elaboración propia a partir de programa ANSYS. ....	108
Ilustración 79: Esfuerzo equivalente en la base de la carcasa, elaboración propia a partir de programa ANSYS.....	111
Ilustración 80: prototipo digital de winche, elaboración propia a partir de programa Inventor Professional.....	111

## Índice de tablas

Tabla 1: Valores recomendados para el factor de sobrecarga $K_a$ .....	30
Tabla 2: Esfuerzo de contacto permisible según material. ....	35
Tabla 3: Comparación entre winches .....	45
Tabla 4: Resumen de datos obtenidos del motor .....	61
Tabla 5: Propiedades químicas acero SAE 1040 .....	66
Tabla 6: Propiedades mecánicas acero SAE 1040 .....	66
Tabla 7: Propiedades química acero SAE 1020.....	67
Tabla 8: Propiedades mecánicas acero SAE 1020 .....	67
Tabla 9: Propiedades químicas acero A36.....	67
Tabla 10: Propiedades mecánicas acero A36 .....	67
Tabla 11: Propiedades químicas acero SAE 640 .....	68
Tabla 12: Propiedades mecánicas acero SAE 640 .....	68
Tabla 13: Propiedades químicas acero resorte 5160 .....	68
Tabla 14: Propiedades mecánicas acero resorte 5160 .....	69
Tabla 15: Ventajas y desventajas de la pintura epóxica + componentes .....	70
Tabla 16: características Winche cascada. ....	72
Tabla 17: Ventajas y desventajas del winche de la maestranza Indumar .....	73
Tabla 18: Resumen de construcción del par de engranajes .....	77
Tabla 19: Parámetros comunes. ....	79
Tabla 20: Datos engranajes. ....	79
Tabla 21: Datos de carga .....	81
Tabla 22: Datos del material.....	81
Tabla 23: Factores de carga adicional. ....	82
Tabla 24: Factores de contacto .....	82
Tabla 25: Factores de plegado.....	83
Tabla 26: Resultados .....	83
Tabla 27: Valores recomendados para el factor de sobrecarga $k_A$ :.....	84
Tabla 28: Resumen de datos obtenidos por Norma AGMA 2003-B97 .....	95
Tabla 29: Resumen de datos obtenidos del piñón a través de ANSYS.....	102
Tabla 30: Resumen de datos obtenidos de la cercha a través de ANSYS.....	105

Tabla 31: Resumen de datos de análisis estático del eje, obtenidos a través de ANSYS. ....	108
Tabla 32: Resumen de datos de análisis modal del eje, obtenidos a través de ANSYS. ....	109
Tabla 33: Resumen de datos de la carcasa, obtenidos a través de ANSYS. ....	112

## **Glosario**

Malla / Red:

Es una serie de hilos tejidos y amarrados entre sí, la cual sirve para para capturar peces, esta es activa, que es móvil, la cual sería de arrastre o de cerco.

Cardúmenes:

Es la concentración de peces, donde es grande, generalmente es de la misma especie y se desplazan juntos en el mar.

Maestranza:

Es una instalación y dependencias donde se fabrican, reparan, mantienen máquinas y piezas de artillería, esta puede estar situada a varios rubros, ya sea el área pesquera, automovilístico, aviación, entre otros.

Power:

Es un dispositivo que posee un diseño hecho para asegurar un virado de la red más rápido y directo hacia el winche, lo cual hace que vaya en una dirección hacia el tambor de aquel winche o dispositivo de tire para la pesca.

Yoma:

La yoma es la herramienta fundamental de la pesca, es la que succiona el pescado dentro de la malla y la transporta hacia la bodega donde se almacena.

Inventor:

Es un software que ofrece herramientas profesionales y documentadas para el diseño mecánico 3d, donde se realizan prototipos visuales.

ANSYS:

El número 1 en el ranking de programas de simulación por elementos finitos, incluye las fases de preproceso y postproceso en su plataforma.

**Benchmarking:**

Es un estudio profundizado sobre tus competidores de negocio, para poder ver y comprar sus estrategias y poder mejorar algunas para la empresa y así atraer más al público y que el cliente se adapte a tu análisis de reconquista

**Válvula:**

Es un dispositivo que abre o cierra el paso de un fluido por un conducto en una máquina, la mayoría de sus usos son en cualquier instalación industrial.

**Panga:**

Un bote de menor tamaño, que no utiliza proa, la cual transporta por lo general personas o materiales relacionados al barco.

**Pasteca:**

Dispositivo encargado de dar dirección a red de pesca, lo cual hace que la fuerza llegue de manera perpendicular a winche

## **Nomenclatura**

$D_p =$  *Diametro primitivo*

$D_e =$  *Diametro exterior*

$D_i =$  *Diametro Interior*

$h =$  *Altura total*

$h_k =$  *Profundidad de trabajo*

$e =$  *Espesor del diente*

$C =$  *Distancia entre centros*

$P =$  *Paso*

$M =$  *Módulo*

$Z =$  *Numero de diente cercha*

$z =$  *Numero de diente piñon*

$i =$  *Relacion de transmision*

$c =$  *espacio entre dientes*

$L =$  *Altura de la cabeza del diente*

$l =$  *Altura del pie del diente*

$R =$  *Radio del pie del diente*

## **Formulas**

- Módulo:

$$M = \frac{P}{3.1416} \quad (1.1)$$

- Diámetro primitivo:

$$D_p = M * N \quad (1.2)$$

- Diámetro exterior:

$$D_e = M * (N + 2) \quad (1.3)$$

- Diámetro interior:

$$D_i = D_p - (2 * I) \quad (1.4)$$

- Altura de pie del diente:

$$l = 1,167 * M \quad (1.5)$$

- Espacio entre dientes:

$$c = M * 1,5708 \quad (1.6)$$

- Espesor del diente:

$$e = M * 1,5708 \quad (1.7)$$

- Altura total:

$$h = M * 2,167 \quad (1.8)$$

- Altura de la cabeza del diente:

$$L = M \quad (1.9)$$

- Radio máximo del pie del diente:

$$R_{max} = 0,3 * M \quad (1.10)$$

- Radio mínimo del pie del diente:

$$R_{min} = \frac{c}{6} \quad (1.12)$$

$$B = 0,25 * (12 - Qv)^{0,667} \quad (1.13)$$

$$A = 50 + 56 * (1 - B) \quad (1.14)$$

- Velocidad de la línea de paso

$$V_{et} = 5,236 * 10^{-5} * 132 * 173 \quad (1.15)$$

- Velocidad de la línea de paso máxima

$$V_{etMax} = \frac{(A+Qv-3)^2}{200} \quad (1.16)$$

- Factor de tamaño según la resistencia a las picaduras

$$Z_x = 0,00492 * b + 0,4375 \quad (1.17)$$

- Factor de tamaño según la resistencia a la flexión

$$Y_x = 0,4867 + 0,008399 * M_{et} \quad (1.18)$$

- Facto de distribución de carga

$$K_{H\beta} = K_{mb} + 5,6 * 10^{-6} * b^2 \quad (1.19)$$

## **I. Introducción**

La pesca artesanal chilena es un oficio que se desarrolla a lo largo de nuestro país, puesto que, somos un país costero. Por lo tanto, podemos ver una evolución en los medios que utilizan los pescadores para llevar a cabo su oficio.

Uno de los medios que se han comenzado a implementar en la pesca artesanal es la utilización de una máquina que facilita el trabajo del pescador, dicha maquina se llama "winche", la cual según la RAE se define como "torno de eje vertical que se emplea para mover grandes pesos por medio de un cable que se va enrollando en él".

Por tanto, esta carcasa de acero funciona mediante dos motores hidráulicos que hacen girar dos ejes produciendo un movimiento mecánico en el par de engranajes, es decir, básicamente la función principal del winche es realizar una fuerza de tiro.

Esta fuerza de tiro se ejerce en dos cordeles de la malla de pesca, produciendo que, mediante dicha fuerza, se recoja la malla. En consecuencia, el winche es un gran aporte en el rubro pesquero, puesto que, viene a innovar la forma en la que se recoge la red con los peces, ya que, antiguamente este trabajo se realizaba con fuerza humana, esto quiere decir que, no existía alguna máquina que levantara la red, sino que, los mismos pescadores debían hacerlo, trayendo graves consecuencias a su salud.

El winche está hecho de distintos tipos de materiales: como el bronce 640, puesto que tiene alta resistencia al ambiente marino, aceros al carbono, como el SAE 1045, 1020, A-37, A-36, entre otros, también los ejes están compuestos de acero inoxidable 316. Lo que es sumamente importante, debido a que, todos estos aceros permiten que no se deteriore el winche de forma rápida y que, además, cumpla con los parámetros óptimos de funcionamiento en el esfuerzo-deformación.

Para realizar los cálculos de esfuerzo-deformación de los distintos componentes a analizar, es necesario mencionar que utilizaremos un software de ingeniería de diseño para determinar los puntos críticos que se presentan al ejercer las fuerzas involucradas en el winche

Los componentes por analizar son los ejes, engranajes y carcasa, al efectuar 7000kgf en fuerza tiro horizontal.

## **I.1 Objetivos**

### **I.1.1 Generales:**

- Validar diseño de winche cascada en condiciones adversas en un contexto de trabajo pesquero.

### **I.1.2 Específicos:**

- Determinar los esfuerzos críticos en la estructura del winche aplicando cargas.
- Elaborar prototipo digital de winche y su funcionamiento mediante software de ingeniería.
- Calcular elementos críticos de los componentes winche.
- Justificar especificaciones de desempeño de winche cascada en contexto de uso pesquero.

## **I.2 Alcances**

En el estudio se abarcará el Análisis de engranajes, carcasa y ejes, donde se evaluarán y validarán: resistencia de los materiales (esfuerzo-deformación), Criterio de Von Mises, análisis por software (inventor, ANSYS), cálculos dinámicos.

La cual se justificó y analizo a través de la Norma AGMA 2003 B97 y AGMA 2001-D04, donde se utilizará el programa EES para poder optimizar y asegurar el proceso del resultado.

Para el diseño de los prototipos 3D, componentes y posterior evaluación de los puntos mencionados en el párrafo anterior, se utilizó Inventor y ANSYS obteniendo un análisis estructural y modal que permite observar esfuerzos y deformación para comparar con los valores actuales de cada uno de los componentes, y ver sus normas correspondientes.

Hay que recalcar que en este proyecto no se analizara un estudio económico, al winche ni a las piezas de aquel.

### **I.3 Origen del tema**

Todo proyecto nace de una necesidad identificada como tal, nuestro caso partió por la práctica profesional, la que se realizó en Maestranza Indumar, dicha Maestranza nace el año 1985, iniciando como una pequeña maestranza, con solo equipos básicos y un sólo Torno, en ese tiempo, estaba ubicada en el sector Higueras de Talcahuano, teniendo una difícil adaptación en el rubro manufacturero, por su poca variedad de máquinas, con el transcurso del tiempo obtuvieron una fiel clientela, que se mantiene hasta el día de hoy.

Luego de 13 años estando asentados en Talcahuano, Maestranza Indumar se traslada al Parque Industrial de Coronel.

En la actualidad, Maestranza Indumar es reconocida por brindar un excelente servicio, puesto que, es un Maestranza referente en la región del Bio-Bío, así como también, a nivel nacional, incluso, a nivel internacional, debido a que, el puerto de Coronel permite el contacto con buques de otros países, como, por ejemplo, Perú, ya que, buques peruanos han contratado los servicios que brinda Maestranza Indumar, por la calidad de servicio que brindan, puesto que, entregan un servicio que es completamente garantizado, entregando confianza a sus clientes, ya que, el principal objetivo de dicha maestranza, es tener una relación cercana con quienes deciden contratar con ellos.

El enfoque principal de producción de Maestranza Indumar es la producción de piezas para el área de la pesca, brindando una fabricación distinguida de dichas piezas, como por ejemplo Winche, Powers, Yomas, entre otros. Estos productos son sobresalientes y tienen un sello de calidad que sólo entrega Maestranza Indumar.

Realizar la práctica profesional en Maestranza Indumar fue sumamente satisfactorio, puesto que, nos entregó valores importantísimos a la hora de trabajar, como lo es la responsabilidad, cumplir con las directrices, honestidad, dado que, se caracterizan por entregar respuestas honestas a sus clientes, por lo mismo, tiene una relación de confianza.

Nuestro tema de proyecto tiene su origen en la oficina técnica, puesto que, el dibujante técnico nos comentó que sólo trabaja con AutoCAD, y planos físicos. Por tanto, no utilizan programas de software de ingeniería.

Por dicho motivo, surge la necesidad de realizar un análisis de su equipo más grande y costoso, el cual es el Winche, para que, mediante la utilización de otros programas de software de ingeniería moderna, se pueda realizar una validación de dichos componentes.



*Ilustración 1: Imagen tomada por seminaristas a la parte frontal de Maestranza Indumar.*



*Ilustración 2: Maestranza Indumar por dentro*

## II. Marco teórico

### II.1 Elementos Finitos

Es un Modelado de segmentos y estructuras específicas que se someten a determinadas cargas y restricciones, con tal de mejorar la calidad de productos y proyectos. Estos se pueden dividir en partes más pequeñas de la estructura a utilizar, en donde esto permite que sea más exacto y lo resuelva de manera confortable. Así lo que se pretende lograr, es identificar áreas con concentraciones de esfuerzo, deformaciones o fatiga que permite la discretización de elementos finitos con comportamientos definidos. [1]

Los elementos finitos están conectados entre sí por nodos, y cuando los nodos están todos juntos se les llama mallado, su precisión dependerá de cuantos nodos tendrá, ya que, al tener más, más preciso será el cálculo y los resultados. Este método logra comprender desplazamientos, deformaciones, y esfuerzos a través de distintos softwares de ingeniería. [2]

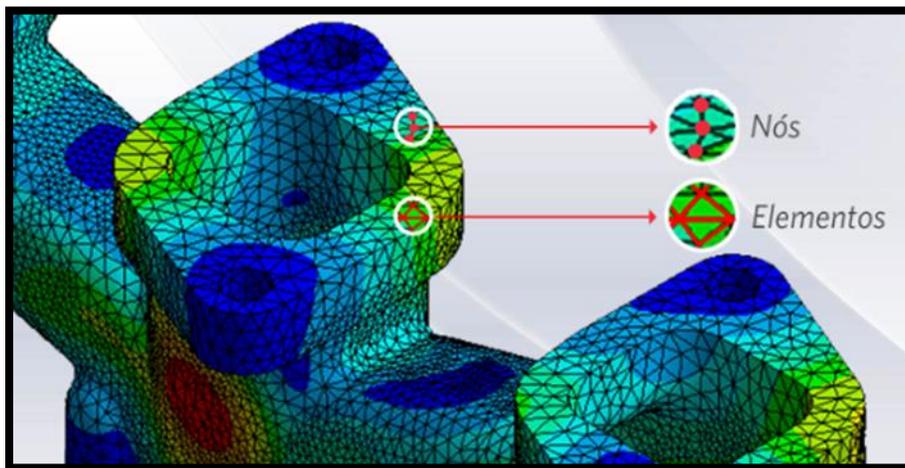


Ilustración 3: Imagen de un ejemplo de mallado, extraída de Blog ESSS, G. Mirlisenna. [3]

Criterio de Von mises:

Es un criterio de resistencias estáticas aplicado a materiales dúctiles, lo cual busca las fallas por tensión, este criterio se realiza y analiza en los softwares de ingeniería siendo uno de los más utilizados en materia de cálculo.

El criterio de resistencia de Von Mises se escribe matemáticamente como:

$$\sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2} < S_y ; \text{ Donde } S_y > 0 \text{ es el límite de fluencia a tracción.}$$

Para poder obtener nuestro coeficiente de seguridad en algún punto analizado, de acuerdo con el criterio de Von Mises se obtiene que:

$$N_s = S_y \div \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2} \quad [4]$$

Criterio de Tresca:

Es un esfuerzo cortante máximo, el cual va de manera tangencial, lo cual propone que la plastificación se alcanza cuando la tensión tangencial máxima, en un punto de un sólido, alcanza un valor igual a la mitad del límite elástico obtenido en el ensayo de tracción del material. Por este motivo, este criterio también se conoce como criterio de máxima tensión tangencial. [5]

El material comienza a fluir cuando:

$$\tau_{Max} = \sigma_1 - \sigma_3 \div 2 \geq \frac{S_y}{2}$$

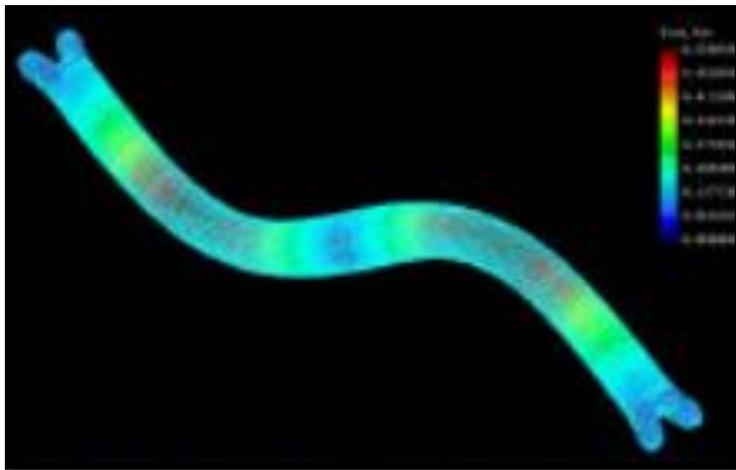
La ecuación de diseño quedaría como:

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq \frac{S_y}{n_s} \quad [6]$$

### Velocidad Crítica:

La velocidad crítica de un elemento rotante, es aquella que produce una frecuencia de excitación igual a la frecuencia natural de una vibración del componente o de su sistema asociado. Produce una resonancia y para propósitos prácticos de diseño, los términos de frecuencia natural, resonancia y velocidad crítica son sinónimos.

Ocurre tales como arboles de transmisión y ejes, tal como ocurre en el presente Winche, el correcto funcionamiento de aquel, está relacionado con el conocimiento de sus variables geométricas, materiales y condiciones del sistema. [7]



*Ilustración 4: Modo de vibración de un eje, obtenido de la página oficial de autodesk.es...*

### Análisis Modal:

Es el más utilizado en comportamiento dinámico de estructuras, el resultado de un análisis modal es un modelo matemático del comportamiento dinámico de estructuras, bajo a pruebas de esfuerzos, también, pueden ser modificaciones, los parámetros modales son la frecuencia de resonancia, la amortiguación y el patrón de vibración de la resonancia.

El cual se utilizó Ansys, donde nos permitió analizar movimientos del eje haciendo su trabajo rotativo, aplicando fuerzas y masas correspondientes. [8]

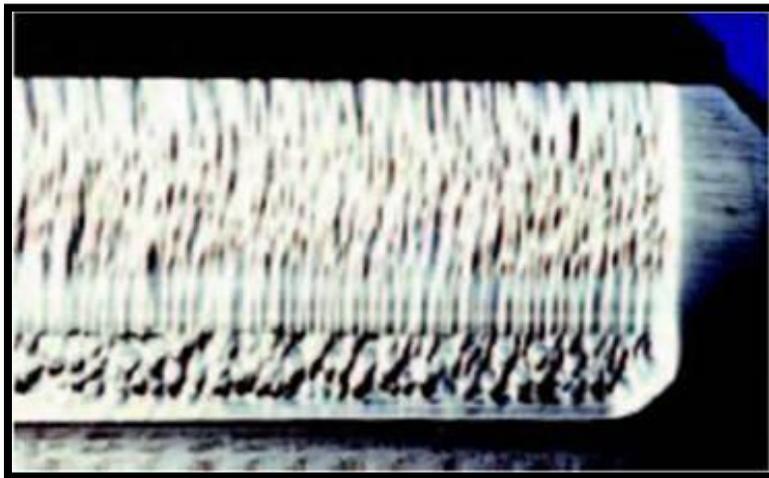
## II.2 Resistencia de los dientes a las picaduras

En general las fallas de los engranajes ocurren por muchos factores dependiendo el tipo de mecanismo, ejemplo sobre cargas sostenidas o momentáneas, mala mantención, como la poca lubricación. Una de las fallas donde siempre surge en el engranaje son en los dientes, los cuales en general parten con micro picaduras o algunas con picaduras iniciales, donde este dependerá del tipo de material del engranaje y las áreas a las cuales se vean forzadas. [10]

Algunas de sus clasificaciones más comunes son:

### Falla por desgaste:

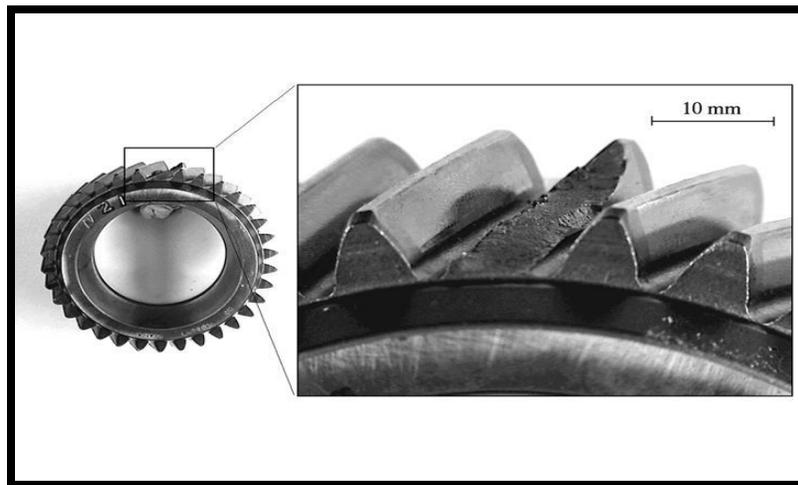
Esto ocurre debido al deslizamiento específico que haya entre los dientes y cuanto mayor sea la tensión por contacto a la compresión en estas superficies más será su desgaste. El desgaste abrasivo es el más presente ya que son causados por el contacto directo bajo una cierta presión, el desprendimiento del metal de la superficie del diente o la transferencia de un diente a otro son lo que ocasiona esto, además como aprecia en la siguiente imagen sus causas son igual la contaminación de partículas duras o afiladas.



*Ilustración 5: Superficie picada y con surco a su desgaste abrasivo.*

Falla debido a fatiga por contacto:

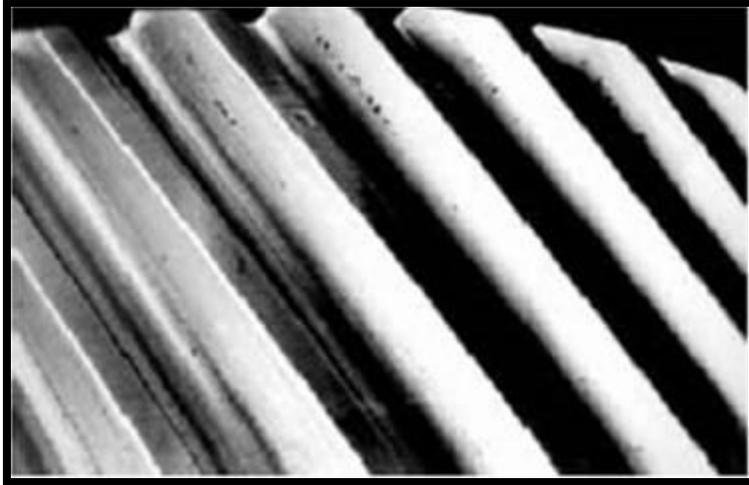
Esto es debido a la carga aplicada en la superficie del diente donde se generan las famosas y peligrosas grietas, las cuélas se van extendiendo hasta provocar el desprendimiento de algún material del diente o simplemente dejar inutilizable. La picadura es la más repetitiva en aquella, la cual ocurre en los dientes del engranaje en la que consiste en la aparición de pequeños hoyos, los cuales se pueden ser iniciales, micro o progresivos (macro) o clasificar de distintos tipos.



*Ilustración 6: Imagen sacada de la página CLR compañía Industrias, la cual muestra el fin de un diente del engranaje por completo, la cual fue debido a la fatiga por contacto.*

Picaduras iniciales:

En casi toda ocasión no influye sobre el trabajo de la transmisión por engranaje, ya que podrían desaparecer por el laminado, tornándose la carga más uniforme, estas se caracterizan ya que su picadura no se extiende por todo el ancho de la cara, dicho anteriormente la picadura puede ser eliminada.



*Ilustración 7: Picadura inicial y leve, obtenida por ANSI/AGMA 2003-B97.*

Picadura progresiva:

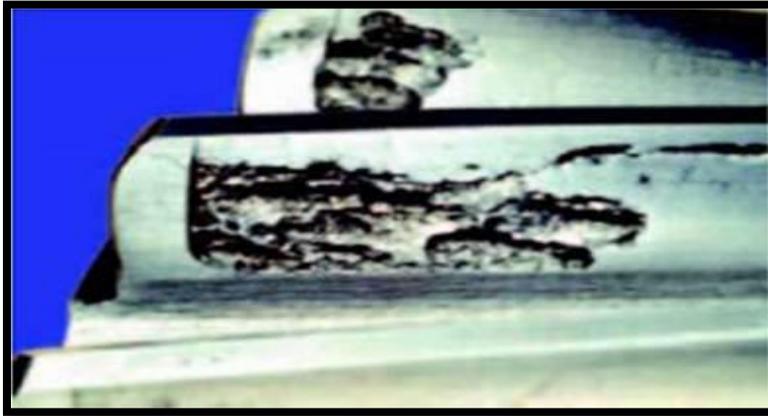
Esta picadura se podría llamar de manera peligrosa, ya que se extiende a una parte de la longitud del diente o hasta toda podría alcanzar, esta es debido a la alta tensión de contacto o una lubricación ineficiente.



*Ilustración 8: Cavidades más grandes que 1 mm, la cual es progresiva.*

### Macro picadura:

La grieta generalmente se propaga por una distancia a lo largo del diente, debido a esto las grietas crecen y pueden llegar a separar una parte grande del material de la superficie, estos suelen ser afilados, estas en sí, no se caracteriza por ser muy profundas, pero si por poseer una gran área.



*Ilustración 9: Cavity en forma de cráter debido a una macro picadura avanzada.*

### Micro picadura:

La micro pica dura se caracteriza por parecer a una mancha gris bajo condiciones de una capa fina, se parecen a arrugas o mini crestas que sobresalen del acabado del diente, pero muy poco visible. Lo ideal es mejorar el acabado superficial para así evitar estas micro picaduras, también hay técnicas de mejorar la coordinación de los dientes en contacto con el otro engranaje.



*Ilustración 10: Micro picaduras en un diente mirado de una vista amplia para verla con exactitud.*

## II.2.1 Esfuerzo de contacto

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{2000T_1}{F d_{e1}^2 Z_I} k_A k_v k_{H\beta} Z_x Z_{xc}}$$

$\sigma_H$  : Tensión de contacto [ $\frac{N}{mm^2}$ ]

$T_1$  : Torque de operación [Nm].

b: Ancho de cara neto

$d_{de1}$  : Diámetro de paso exterior [mm].

$Z_I$  : Factor de inercia para la resistencia de picaduras.

$k_A$  : Factor de sobre carga.

$Z_x$  : Factor de tamaño para la resistencia de picaduras.

$k_v$  : Factor dinámico.

$k_{H\beta}$  : Factor de distribución de carga.

$Z_{xc}$  : Factor de coronación para la resistencia a las picaduras.

$Z_E$  : Coeficiente de elasticidad.

### Factor de sobrecarga $k_A$ :

El factor de sobrecarga en si tiene en cuenta cualquier carga aplicada por exterior que supere la carga tangencial nominal, en donde se consideran factores como; velocidades críticas, vibración del sistema, partida del motor, entre otros.

La norma recomienda los siguientes valores:

**Tabla 1: Valores recomendados para el factor de sobrecarga  $K_a$**

Character of prime mover	Character of load on driven machine			
	Uniform	Light shock	Medium shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75 or higher
Light shock	1.10	1.35	1.60	1.85 or higher
Medium shock	1.25	1.50	1.75	2.00 or higher
Heavy shock	1.50	1.75	2.00	2.25 or higher

<sup>1)</sup> This table is for speed-decreasing drives. For speed-increasing drives, add  $0.01 (N/n)^2$  or  $0.01 (z_2/z_1)^2$  to the above factors.

Nota: Tabla obtenida de ANSI/AGMA 2003-B97 (P.37).

Factor dinámico  $k_v$ :

De este depende de la presión de transmisión, y sus valores están dado por la siguiente ilustración.

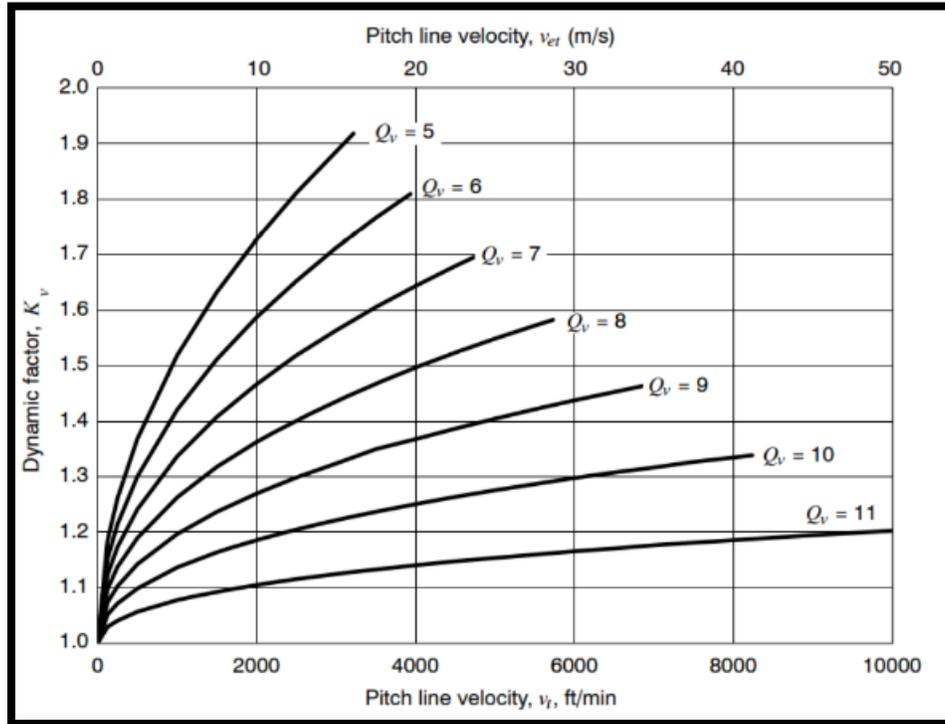


Ilustración 11: Factor dinámico  $K_v$ , obtenido de AMERICAN NATIONAL STANDARD, ANSI/AGMA 2003-B97.

Factor de distribución de carga  $k_{H\beta}$ :

Este modifica las fórmulas de clasificación para reflejar la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la longitud del diente.

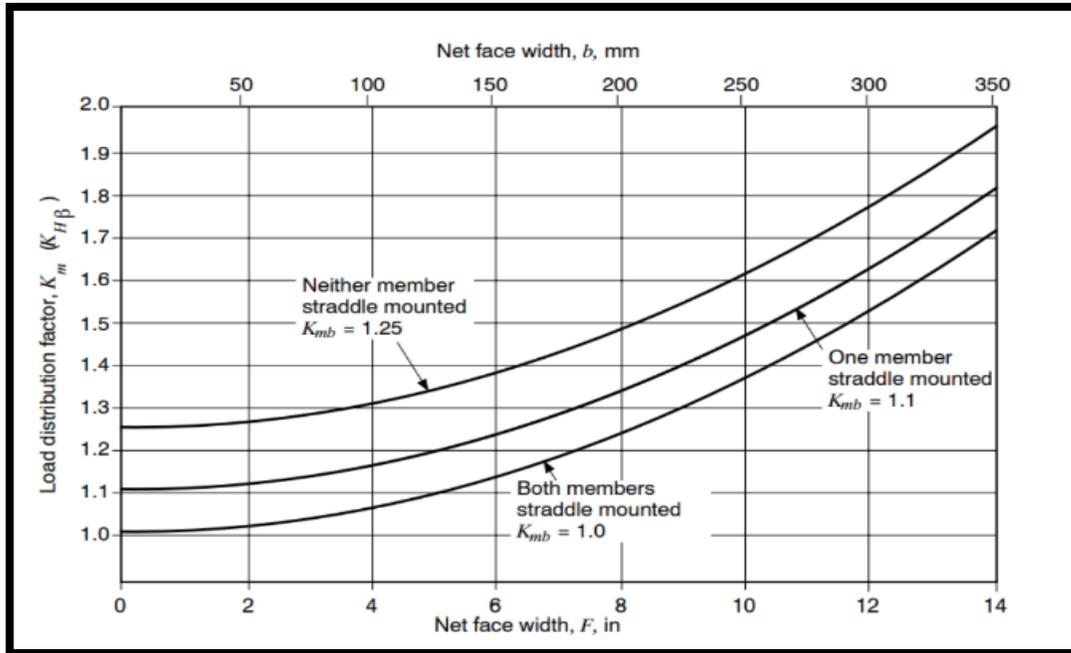


Ilustración 12: Factor de distribución de carga  $k_{H\beta}$ , obtenido de AMERICAN NATIONAL STANDARD, ANSI/AGMA 2003-B9.

Este se puede determinar a través de la siguiente ecuación:

$$k_{H\beta} = K_{mb} + 5 * 10^{-6} * b^2$$

Donde  $K_{mb}$  es la distribución de carga modificada, el cual puede tomar los siguientes valores mostrados anteriormente en la ilustración 30.

- 1= Si ambos engranajes están montados en cojinetes.
- 1.1= Si solo un engranaje está montado en cojinete.
- 1.25= Si ningún engranaje está montado en cojinete.

Factor de tamaño para la resistencia a las picaduras  $Z_x$ :

Este se determina con la siguiente fórmula, la cual se recomienda la gran de las veces:

$$Z_x = 0,00492b + 0,4375$$

Factor de coronación  $Z_{xc}$ :

Este da como resultado un patrón de contacto localizado durante la prueba de balanceo bajo carga ligera. Bajo carga de diseño, el patrón de contacto debe extenderse sobre el flanco del diente sin concentración del patrón en los bordes.

En este factor se pueden tomar los siguientes valores:

$Z_{xc} = 1,5$  para dientes correctamente coronados.

$Z_{xc} = 2$  o más para dientes que no están correctamente coronados

Factor de geometría de resistencia a las picaduras  $Z_I$ :

Este factor evalúa los efectos de la geometría del diente del engranaje sobre las tensiones del diente del engranaje.

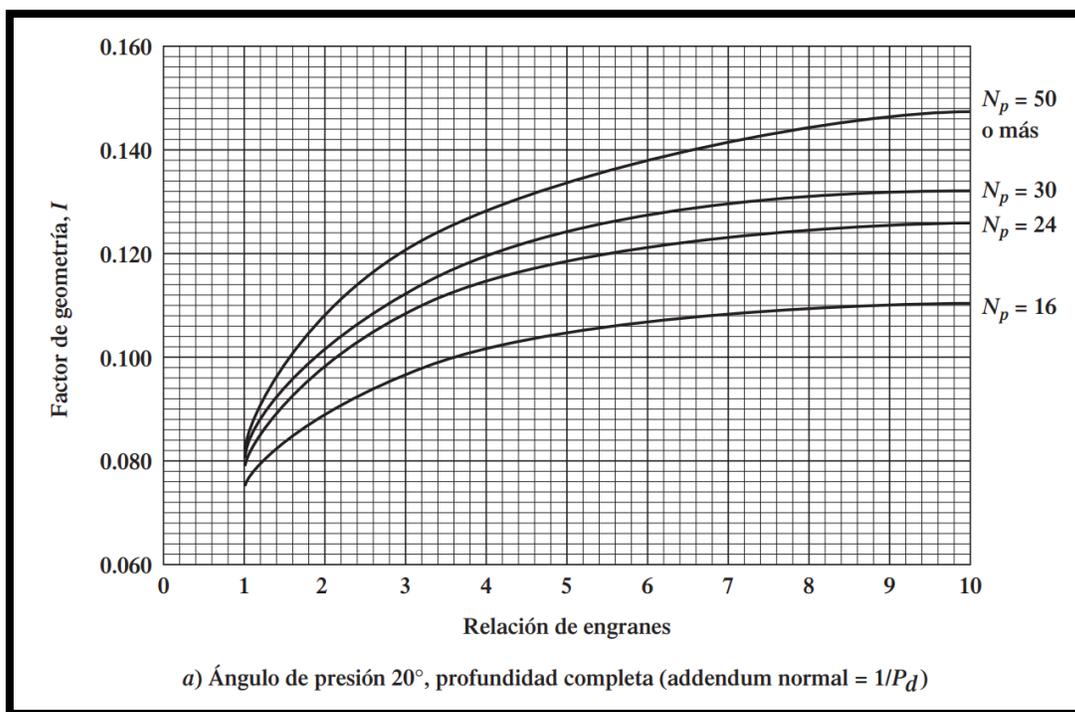


Ilustración 13: Factor de geometría para piñones rectos externos y distancia entre centros estándar, obtenido de la Norma AGMA 218.01, American Gear Manufacturers Association.

Coeficiente de elasticidad  $Z_E$ :

Depende del módulo de elasticidad de Young y del coeficiente de Poisson del material de fabricación de los engranajes, y el valor de este coeficiente es dado por siguiente ecuación:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

En donde:

$\nu_1, \nu_2$ : Relación de Poisson.

$E_1, E_2$ : Modulo de elasticidad de Young ( $N/mm^2$ ).

Esfuerzo de contacto permisible  $\sigma_{HP}$ :

Funciona para conocer si el esfuerzo al cual están sometidos los engranajes puede ser admitidos producto del material de fabricación, esto se debe comparar el esfuerzo de tensión de contacto para la resistencia a las picaduras con el esfuerzo de contacto permisible, donde el valor del esfuerzo de contacto permisible es dado por la siguiente formula.

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_W}{S_H K_\theta Z_Z}$$

En donde:

$\sigma_{HP}$ : Tensión de contacto permisible ( $N/mm^2$ ).

$\sigma_{Hlim}$ : Esfuerzo de contacto permisible ( $N/mm^2$ ).

$Z_{NT}$ : Factor de ciclo de esfuerzo.

$Z_W$ : Factor de relación de dureza.

$S_H$ : Factor de seguridad.

$K_\theta$ : Factor de temperatura.

$Z_Z$ : Factor de confiabilidad.

Para saber si los engranajes están capacitados para trabajar bajo las condiciones, se debe cumplir que  $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ . El esfuerzo de contacto permisible está dado por la siguiente tabla.

Tabla 2: Esfuerzo de contacto permisible según material.

Material designation	Heat treatment	Minimum surface <sup>1)</sup> hardness	Allowable contact stress number, $s_{ac}$ ( $\sigma_{Hlim}$ ) lb/in <sup>2</sup> (N/mm <sup>2</sup> )		
			Grade 1 <sup>2)</sup>	Grade 2 <sup>2)</sup>	Grade 3 <sup>2)</sup>
Steel	Through hardened <sup>3)</sup>	See figure 9 50 HRC	See figure 9 175 000 (1210)	See figure 9 190 000 (1310)	--
	Flame <sup>4)</sup> or induction hardened <sup>4)</sup>				
	Carburized & case hardened <sup>4)</sup>	See table 8	200 000 (1380)	225 000 (1550)	250 000 (1720)
AISI 4140	Nitrided <sup>4)</sup>	84.5 HR15N	--	145 000 (1000)	--
Nitralloy 135M	Nitrided <sup>4)</sup>	90.0 HR15N	--	160 000 (1100)	--

**NOTES:**  
 1) Hardness to be equivalent to that at the tooth mid-depth in the center of the face width.  
 2) See tables 8 through 11 for metallurgical factors for each stress grade of steel gears.  
 3) These materials must be annealed or normalized as a minimum.  
 4) The allowable stress numbers indicated may be used with the case depths prescribed in 21.1.

Nota: Tabla obtenida por ANSI/AGMA 2003-B97.

Factor de ciclo de esfuerzo  $Z_{NT}$ :

Esto está dado por la siguiente Ilustración.

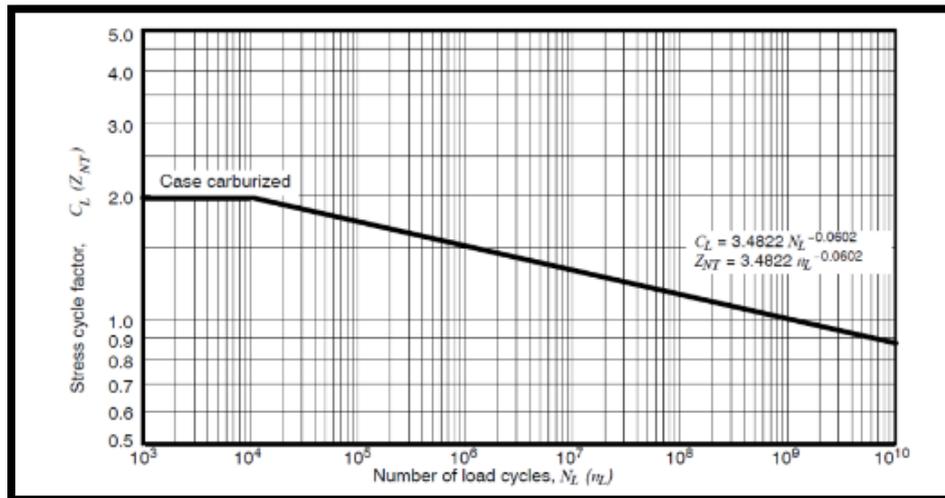


Ilustración 14: Factor de ciclo de esfuerzo, obtenido por ANSI/AGMA 2003-B97.

Además, se puede determinar mediante esta ecuación:

$$Z_{NT} = \frac{\sigma_H}{\sigma_{Hlim}}$$

Factor de relación de dureza  $Z_W$ :

Esto dependerá de la relación de transmisión y de las durezas relativas del material del piñón y el engranaje.

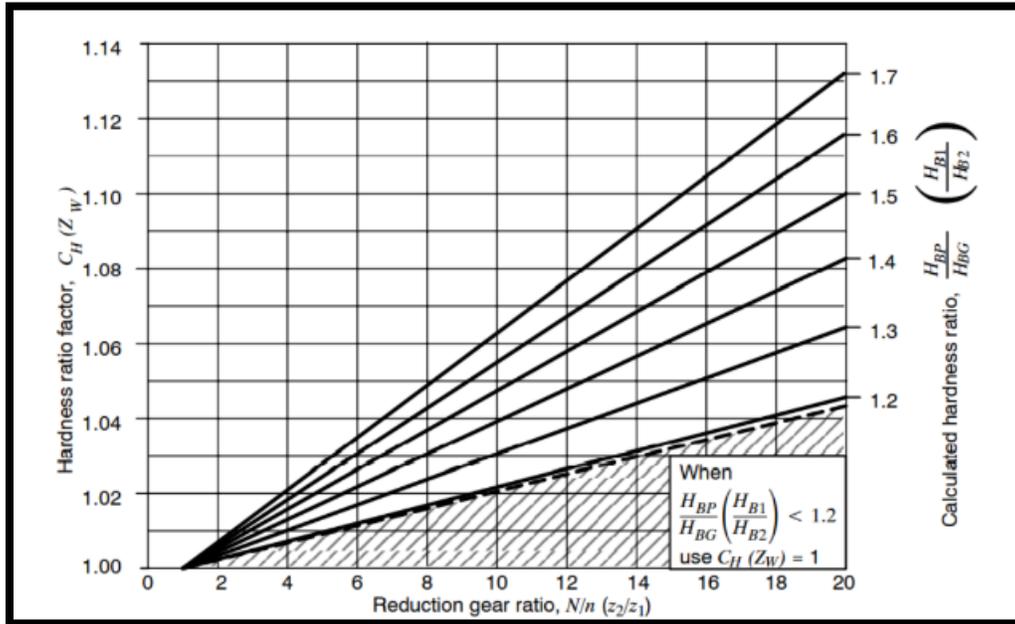


Ilustración 15: Factor de relación de dureza, obtenida ANSI/AGMA 2003-B7.

A su vez se puede determinar de la siguiente ecuación:

$$Z_W = 1,0 + \left(B_1 \frac{Z_2}{Z_1} - 1\right)$$

Factor de seguridad  $S_H$ :

Estos están netamente relacionados con el análisis del diseño, características materiales, calidad de fabricación. Cuanto mayor sea las incertidumbres de estas consideraciones, mayor será el factor de seguridad.

Factor de Temperatura  $K_\theta$ :

En condiciones normales, donde la temperatura operativa del engranaje en bruto esta entre 32°F y 250°F (0°C y 120°C), el factor de temperatura para las resistencias a las picaduras y la de flexión se considera como 1,0.

Cuando las temperaturas de operación son altas y sobrepasan las condiciones normales, la temperatura se puede obtener a través de la siguiente ecuación:

$$K_\theta = \frac{273 + \theta_T}{393}$$

$\theta_T$  es la temperatura máxima de trabajo.

Factor de confiabilidad  $Z_Z$ :

Esto enseña las estadísticas de fallas encontradas en las pruebas de los materiales, algunos factores de confiabilidad:

Requirements of application	Reliability factors for steel <sup>1)</sup>	
	$C_R (Z_Z)$	$K_R (Y_Z)^{2)}$
Fewer than one failure in 10 000	1.22	1.50
Fewer than one failure in 1000	1.12	1.25
Fewer than one failure in 100	1.00	1.00
Fewer than one failure in 10	0.92	0.85 <sup>3)</sup>
Fewer than one failure in 2	0.84	0.70 <sup>4)</sup>

**NOTES:**  
<sup>1)</sup> At the present time there are insufficient data concerning the reliability of bevel gears made from other materials.  
<sup>2)</sup> Tooth breakage is sometimes considered a greater hazard than pitting. In such cases a greater value of  $K_R (Y_Z)$  is selected for bending.  
<sup>3)</sup> At this value plastic flow might occur rather than pitting.  
<sup>4)</sup> From test data extrapolation.

Ilustración 16: Factor de confiabilidad, obtenida de ANSI/AGMA 2003-B97.

### II.3 Resistencia a la flexión

Las deformaciones plásticas son un problema de gran complejidad en los engranajes, debido a deformaciones plásticas que superan lo permitido por aquel material. [11]

Filete de raíz flexionada: los dientes son los que se doblan a raíz de del exceso del límite elástico de la tracción de aquel material, este puede ocasionar errores de espacios entre aquellos, donde puede ser una interferencia destructiva entre los demás dientes.

#### II.3.1 Esfuerzo a la flexión:

$$\sigma_F = \frac{2000 T_1}{b d_{e1}} * \frac{K_A K_V}{m_{et}} * \frac{Y_x K_{H\beta}}{Y_\beta Y_J}$$

Su nomenclatura es:

$\sigma_F$  : Esfuerzo de flexión de la raíz del diente [N/mm<sup>2</sup>].

$K_A$  : Factor de sobrecarga.

$K_V$  : Factor dinámico.

$m_{et}$  : Modulo Transversal [mm].

$Y_x$  : Factor de tamaño.

$K_{H\beta}$  : Factor de distribución de carga.

$Y_\beta$  : Factor de curvatura longitudinal del diente.

$Y_J$  : Factor de geometría de resistencia a la flexión.

#### Factor de tamaño $Y_x$ :

Su modulo transversal está dentro del rango de  $1.6 \leq m_{et} \leq 50$  y se determina con la siguiente formula.

$$Y_x = 0,4867 + 0,008399 m_{et}$$

Factor de curvatura longitudinal del diente  $Y_\beta$ :

Dependerá del ángulo de la espiral y su longitud de la curvatura del diente, y su valor se obtiene mediante la siguiente formula:

$$Y_\beta = 0,211\left(\frac{r_{c0}}{R_m}\right)^q + 0,789$$

En donde:

$r_{c0}$ : Radio de la herramienta de corte (mm).

$R_m$ : Distancia media del cono (mm).

q:  $\frac{0,279}{\text{Log}_{10}(\sin \beta_m)}$  ; Donde  $\beta_m$  es el Angulo de la espiral medio.

Si  $Y < 1$ , su valor será de 1.

Ya obtenido y listo, se debe seleccionar la cantidad de dientes que posea y es dado por la siguiente tabla.

**Tabla 2: Numero de herramienta según la cantidad de dientes**

Rango de dientes	Número de la herramienta
135 en adelante	1
55 a 134	2
35 a 54	3
26 a 34	4
21 a 25	5
17 a 20	6
14 a 16	7
12 a 13	8

*Nota: Obtenida de Brown and Sharpe 1902.*

Factor de geometría de resistencia a la flexión  $Y_f$ :

Este factor evalúa la forma del diente, donde se ve cuál es la posición más dañina, el reparto de las cargas entre los dientes, el ancho de la correspondiente. Al determinar este factor se asume una complejidad, cuyos valores se encuentran en la norma AGMA 2003 B-97, donde se entrega una serie de gráficos que facilitan la determinación de ese factor.

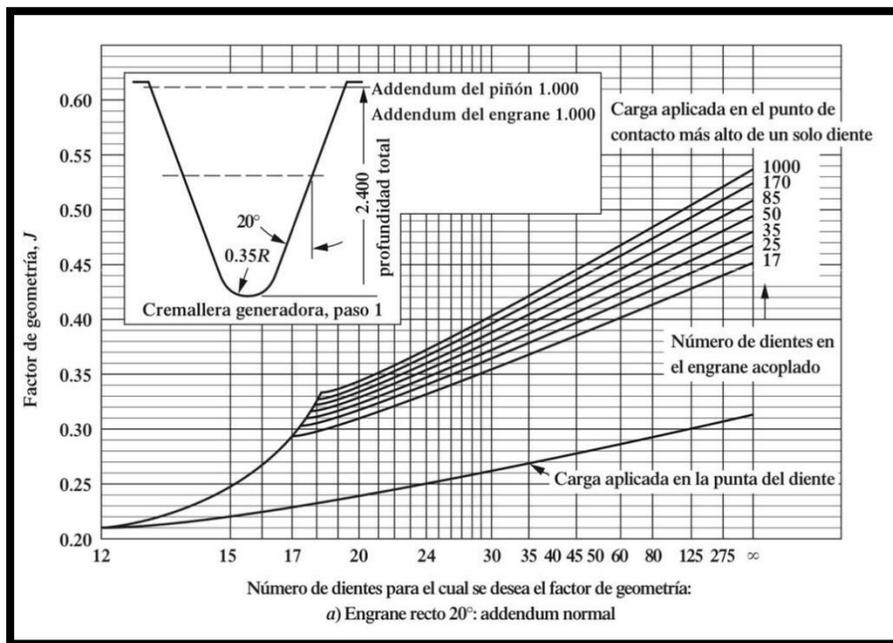


Ilustración 17: Factor  $J$  de geometría, obtenido de la Norma AGMA 218.01.

Resistencia a la flexión permisible:

Es para conocer si los engranajes soportan la flexión a la que serán sometidos, y la ecuación es la siguiente:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_f \lim Y_{NT}}{S_F K_\theta Y_Z}$$

Donde:

$\sigma_{FP}$ : Tensión de flexión permisible ( $N/mm^2$ ).

$\sigma_f \lim$ : Tensión de flexión admisible ( $N/mm^2$ ).

$Y_{NT}$ : Factor de ciclo de estrés.  $1,3558 n_L^{-0,0178}$  y  $1,683 n_L^{-0,0323}$ .

$K_\theta$ : Factor de temperatura.

$Y_Z$ : Factor de confiabilidad.

Tensión de flexión admisible  $\sigma_f \lim$ :

Es dependiente del material y se determina mediante la siguiente tabla.

Material designation	Heat treatment	Minimum surface hardness	Bending stress number (allowable), $S_{at}$ ( $\sigma_f \lim$ ) lb/in <sup>2</sup> (N/mm <sup>2</sup> )		
			Grade 1 <sup>1)</sup>	Grade 2 <sup>1)</sup>	Grade 3 <sup>1)</sup>
Steel	Through hardened	See figure 10	See figure 10	See figure 10	
	Flame or induction hardened				
	un-hardened roots	50 HRC	12 500 (85)	13 500 (95)	--
	hardened roots	--	22 500 (154)	--	--
	Carburized & case hardened <sup>2)</sup>	See table 8	30 000 (205)	35 000 (240)	40 000 (275)
AISI 4140	Nitrided <sup>2)</sup> <sup>3)</sup>	84.5 HR15N	--	22 000 (150)	--
Nitralloy 135M	Nitrided <sup>2)</sup> <sup>3)</sup>	90.0 HR15N	--	24 000 (165)	--

**NOTES**  
<sup>1)</sup> See tables 8 to 11 for metallurgical factors for each grade of steel gears.  
<sup>2)</sup> The allowable stress numbers indicated may be used with the case depths prescribed in 21.1.  
<sup>3)</sup> The overload capacity of nitrided gears is low. Since the shape of the effective S-N curve is flat, the sensitivity to shock should be investigated before proceeding with the design.

Ilustración 18: Tensión de flexión admisible para el engranaje de acero, obtenido ANSI/AGMA 2003-B97.

Factor de ciclo de estrés  $Y_{NT}$ :

El valor del factor de ciclo de estrés es dado por las siguientes ecuaciones:

$$Y_{NT} = 1,3558 n_L^{-0,0178}$$

$$Y_{NT} = 1,683 n_L^{-0,0323}$$

También se puede determinar por el siguiente gráfico.

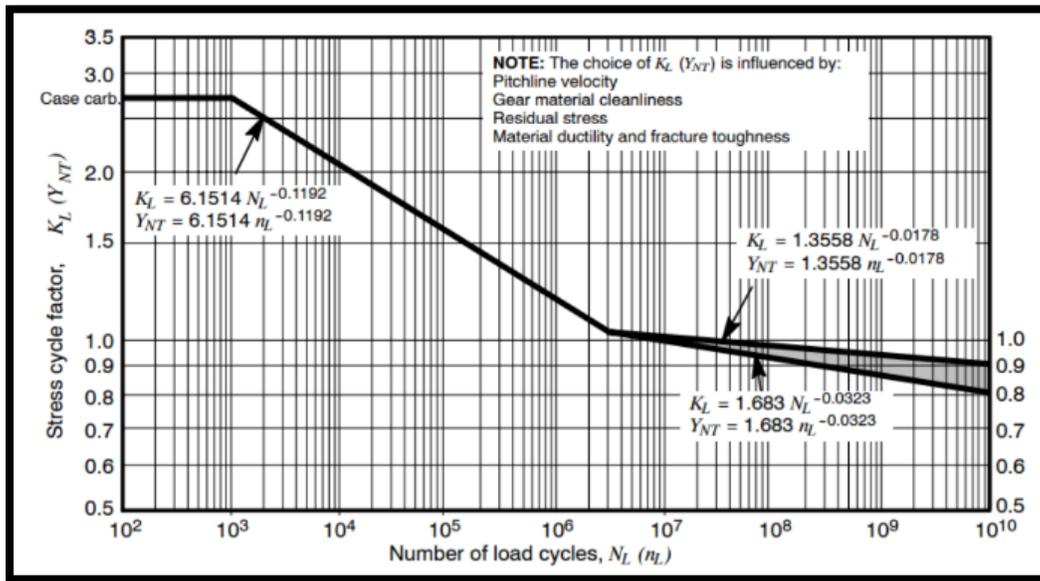


Ilustración 19: Factor de ciclo de esfuerzo para la resistencia a la flexión, obtenido de ANSI/AGMA 2003.B97.

La zona sombreada de la figura representa las influencias de elementos como la velocidad de línea de paso, la limpieza del material, la ductilidad y la tenacidad a la fractura.

### **III. Investigación preliminar**

#### **III.1 Benchmarking**

La maestría Indumar posee una gran competencia a nivel regional, ya sea, en sus alrededores o dentro de la región del Bío-Bío. Debido a estas destrezas específicas en las que se desarrolla la maestría Indumar, se ha decidido realizar un “Benchmarking”, que consiste en examinar y estudiar profundamente a empresas que se dediquen al mismo rubro.

El Benchmarking se efectúa con el objetivo de mejorar las experiencias que se brindan en la empresa, replicando y, además, mejorando, las distintas prácticas que se utilizan en otras empresas. Por tanto, se adaptan algunos métodos de otra empresa, con el fin de poder brindar un servicio que sea excelente.

Una empresa que se ha destacado de forma notable y que tiene, además, una gran trayectoria y experiencia es “IHC SPA” (Ingeniería Hidráulica Concepción).

Esta empresa se desarrolla en el área de ingeniería, consultoría, venta de equipos y suministros industriales, trabajando principalmente en el área de asesorías de proyectos hidráulicos, igualmente, en la fabricación de equipos.

Una de las grandes características de esta empresa es la rapidez en la entrega de sus productos, debido a que, en comparación con otras empresas, el tiempo de entrega que brinda “IHC SPA” es menor.

Otro punto llamativo es la página web que tiene “IHC SPA”, puesto que, es una página de fácil uso, donde se encuentra la información de forma inmediata, teniendo a la vista los datos necesarios para poder comunicarse directamente con las distintas sucursales.

De la misma manera le dan gran énfasis a las redes sociales y a la publicidad, lo que es un punto sumamente importante en la actualidad, puesto que, gran cantidad de clientes deciden contratar mediante avisos publicitarios que ven en redes sociales principalmente.

Como se menciona anteriormente, “IHC SPA” tiene una gran cantidad de trabajadores, es por esto que, en la fabricación y armado de un Winche Pesquero, el tiempo de entrega es más breve.

Por tanto, estas características son algunas que se podrían adaptar y replicar, para así poder ofrecer un servicio notable, que deje aún más satisfechos a los clientes de Maestranza Indumar. [12]



Ilustración 20: Imagen extraída de la empresa IHC. SPA (<http://www.ihcspa.cl/>).

Comparación de Winches en el área pesquera de la región, con datos obtenidos de la maestranza Zúñiga (8va región, Talcahuano)

**Tabla 3: Comparación entre winches**

	Winches INDUMAR	Cascada	Winche Zúñiga	Maestranza
Peso	1856 kg		1482 kg	
Carga máxima	7 toneladas		6 toneladas	
Volumen	2,44 M <sup>3</sup>		2,17 M <sup>3</sup>	
Relación de transmisión	5,75		4,80	
Altura	1,45 m		1,40 m	

*Nota: Elaboración propia de la tabla obtenida con datos de ambos winches de cada Maestranza.*

Esta comparación asimila que los winches al menos regionalmente/nacionalmente son idénticos con sus especificaciones, la cual puede llegar a tener leves cambios en sus diseños, Indumar se diferencia en la calidad de algunos materiales, donde la relación de transmisión se podría decir que no es la misma y eso puede ser un gran cambio para el cliente. [13]



*Ilustración 21: Imagen de tornero de obtenida de <http://www.maestranzazuniga.cl/>.*

### III.2 El Winche y sus diferentes tipos:

En la industria existen distintos tipos de winche, uno de los más comunes es el cual se está analizando y validando, el Winche Cascada. En donde posee sus desventajas como todo tipo de máquina y sus ventajas que la caracterizan en la pesca artesanal, algunas de ellas son:

A continuación, se mostrarán algunos tipos de winches de manera resumida:

#### Winche de Ancla:

Este winche se usa especialmente en buques navales o barcos de gran tamaño, usa una cadena para levantar un ancla, esta no posee tambor, sino que un barbotin, que es una rueda dentada, la cual hace que se transmita el movimiento. [14]

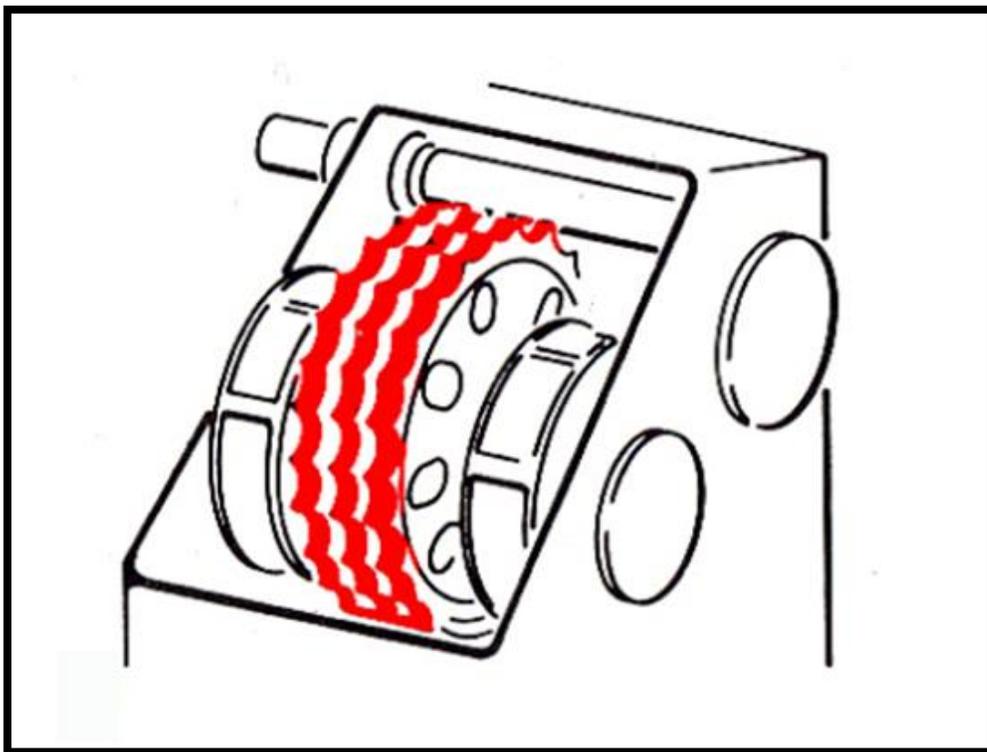


Ilustración 22: Bosquejo Winche ancla obtenido de la empresa Mersud.

Winche de Ancla con tambor:

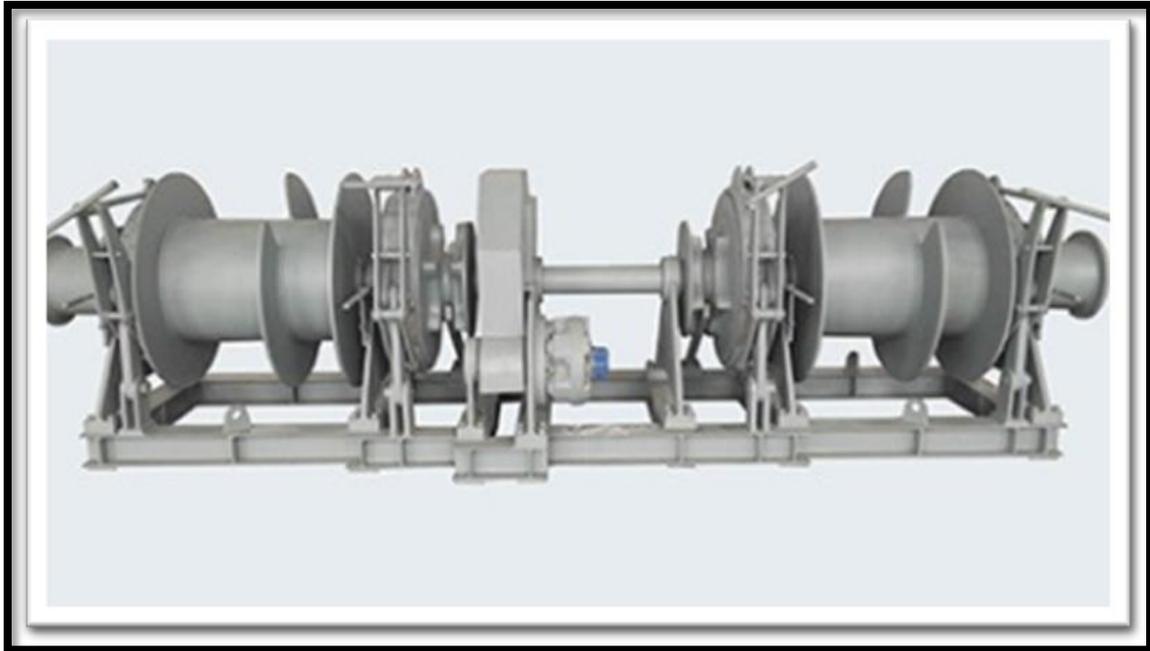
Este tipo de winche recoge y lanza igual que el anterior y almacena el cable con el tambor, este winche en general soporta muchas más cargas que el winche de ancla común. [15]



*Ilustración 23: Ilustración Winche ancla tambor obtenida de la Empresa China AICRANE SPA. [16]*

Winche Remolcador:

Este tipo de winche por lo general se utiliza bastante en la minería, el cual sirve para remolcar aparatos de gran nivel, este puede llegar a tener 3 tambores, además se utiliza en materia de pesca para poder remolcar alguna embarcación la cual por si sola o por algún motivo no puede navegar. [17]



*Ilustración 24: Diseño por software de winche remolcador obtenido por la empresa alemana DATAI.*

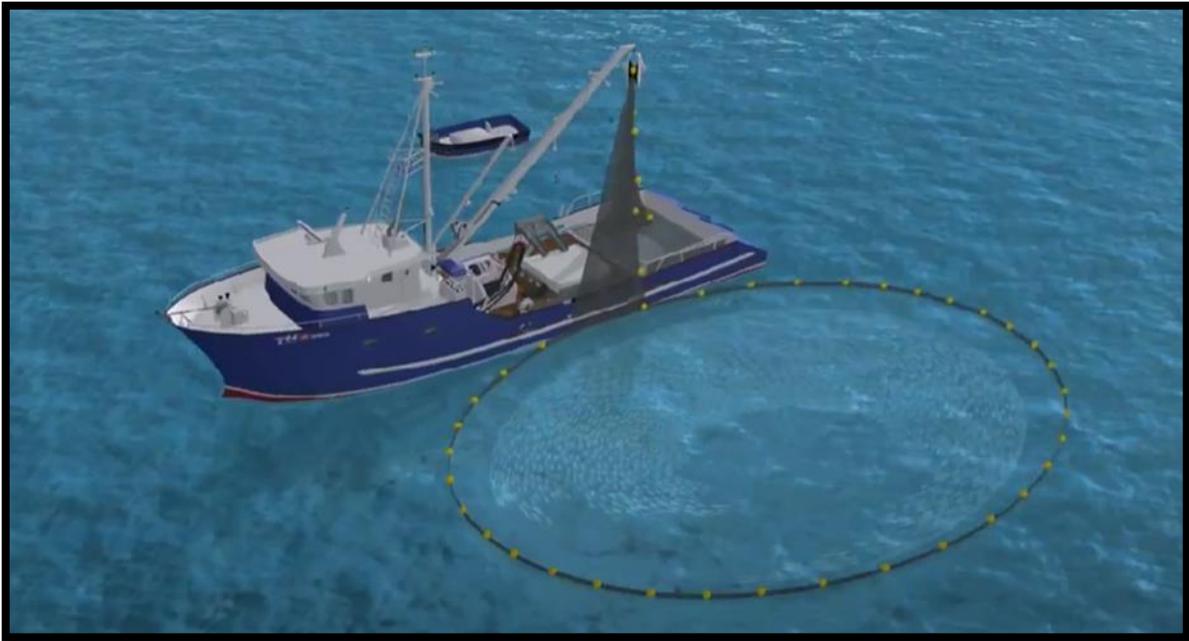
### Winche para Deportes extremos:

Este Winche se caracteriza por tener un motor más grande y de más potencia, el cual sería un motor de combustión interna, este winche es tan potente que es capaz de remplazar la fuerza que ejerce un ascensor de un edificio, además se utiliza para deportes extremos, los saltos amarrados a más de 120 metros donde el cable va sujetando a los acróbatas. [15]



Ilustración 25: Winche con motor a combustión interna obtenida de JeepAccesorios.

### III.3 Principio de funcionamiento de sistema de pesca de cerco



*Ilustración 26: Simulación computarizada del barco extrayendo pescado, extraída de archivo audiovisual de la página Marcos y Manufactura.*

#### **Figura 8 Pesca de cerco.**

- Primer lugar antes ir a pescar el barco tiene que ir a aguas profundas, debido que si hay poco nivel de mar el barco puede sufrir daños severos a la parte interna inferior del barco.
- Enseguida tiene que buscar un lugar estratégico y anclarse con el peso de la red para poder obtener lo que se quiera dependiendo la carga de la materia prima (peces) y la carga que soporte el banco
- Se empieza desenredar la malla de cerco que está unida a través de un cable por winche, ya que será la encargada más delante de recoger la pesca
- Una vez instalados el barco lanza desde la borda la panga con la malla de cerco incluida y barco empieza a ponerse en marcha y a dar vueltas en semicírculos o círculo alrededor del sector donde está todo el pescado.
- En aquellos círculos que va efectuando el barco va arrojando la malla para así poder lograr el objetivo que es la obtención de materia prima.

- Así llega nuevamente a la panga (la que sostiene la punta de la malla) donde le entrega la punta de la malla al barco y así empezar a ejecutar el proceso
- Ya con la malla lista se verifica que el winche y sus piezas estén en óptimas condiciones, no le falte grasa, no haya fallas y por supuesto que el cable este en su posición correcta para empezar a realizar la maniobra.
- Se abre una válvula para que el aceite que hace que funcione el motor hidráulico ponga en marcha a los ejes y engranaje para así poner en marcha el tambor que es aquel que hace la tracción del cable junto con la malla y la materia prima.
- Considerando que la malla previa al winche pasa por el power que es aquel que ayuda a reducir la fuerza y la pateca que es aquella que da la dirección al cable hacia el winche, de manera perpendicular a los tambores
- Ya el winche en función, con sus tambores girando y enrollando el cable, con el trabajador maniobrando que no haya fallas al enrollar, mientras se ejecuta esa acción, la materia prima se está elevando hacia el barco y succionando con la yoma.

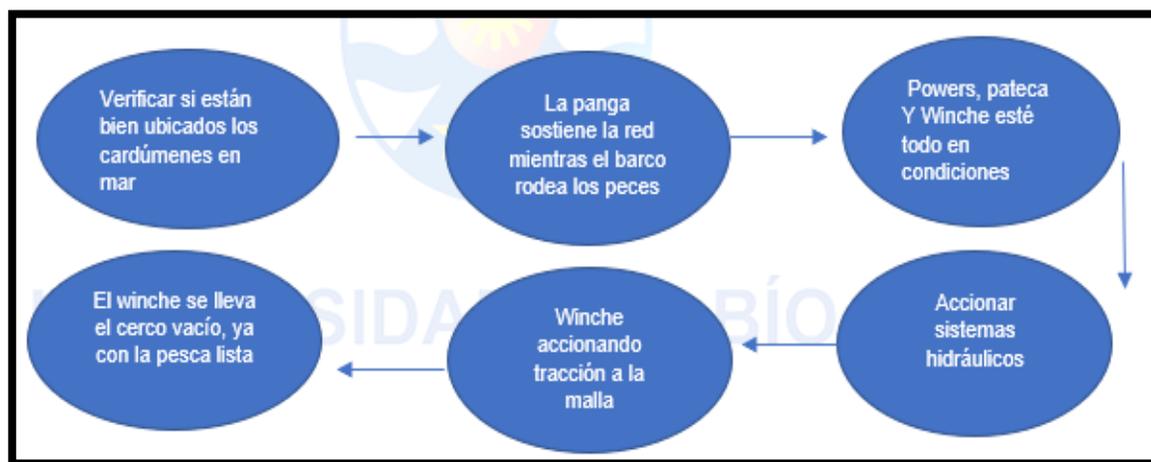
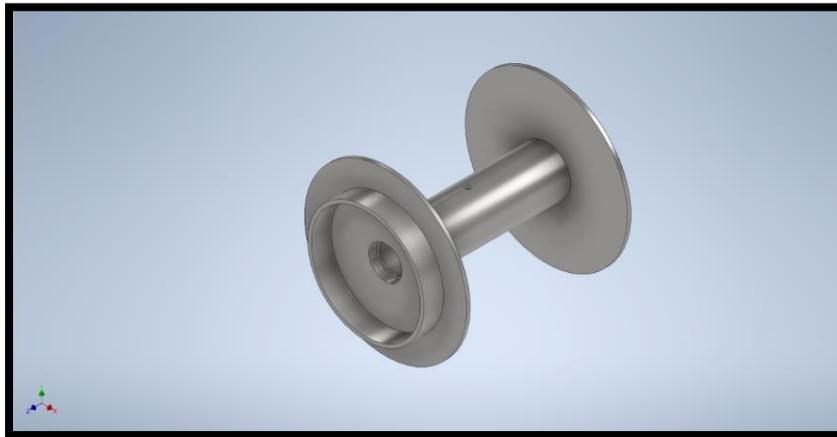


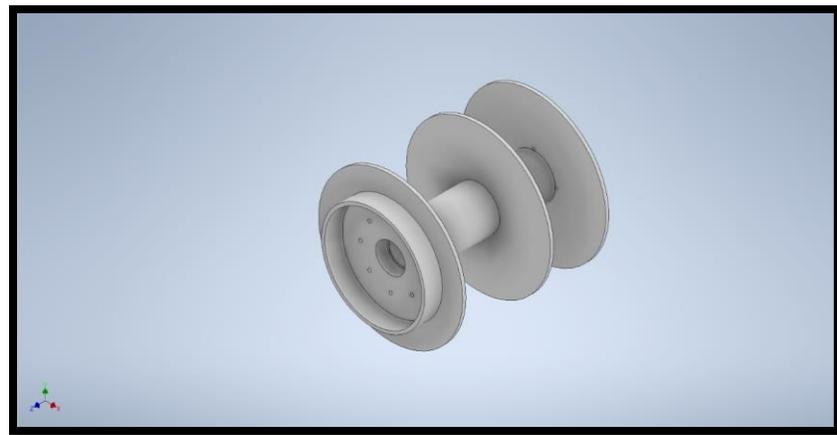
Ilustración 27: elaboración propia de un diagrama de flujo del funcionamiento de pesca.

### III.4 Componente del winche cascada

Tambor: Es un cilindro de acero, el cual su función es enrollar y guardar el cable, medida que más enrolle este, menos disminución tendrá el winche, algunos winches poseen 2 tambores, debido a la gran cantidad de cable que se necesita para la actividad pesquera. Se recomienda utilizar el tipo de cable por el cual se ha diseñado el winche, el cilindro por lo general presenta planchas roladas a sus extremos, las cuales son unidas con soldadura.

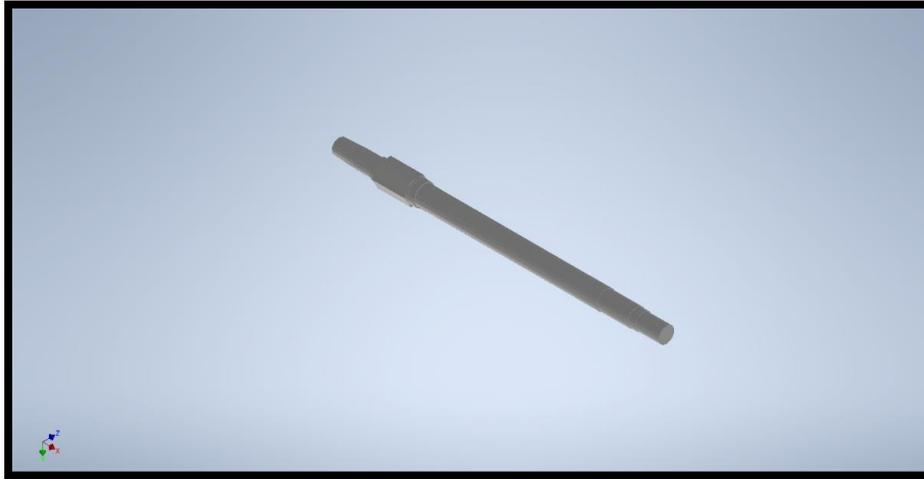


*Ilustración 28: Elaboración propia del tambor llave a partir de programa Inventor Professional.*



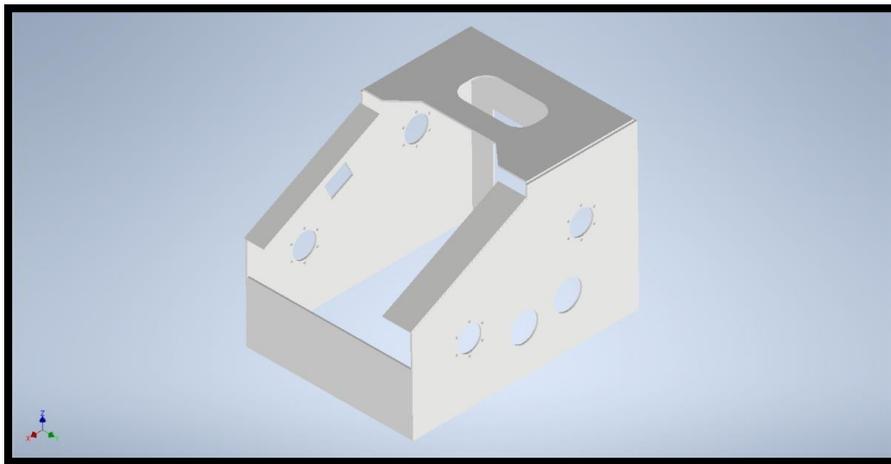
*Ilustración 29: Elaboración propia del tambor calón a partir de programa Inventor Professional.*

Eje principal: Es la pieza fundamental del equipo, el eje soporta directamente la carga del winche, en si el eje es construido de un acero muy resistente, debido a sus esfuerzos desconocidos que podría tener, además presenta alojamientos para rodamientos, canales chaveteros.



*Ilustración 30: Elaboración del eje principal propia a partir de programa Inventor Profesional.*

Carcasa del winche: La carcasa es la que va afianzada al piso del barco en sí, ya que es la que soporta la fuerza transmitida por el eje y el tambor.



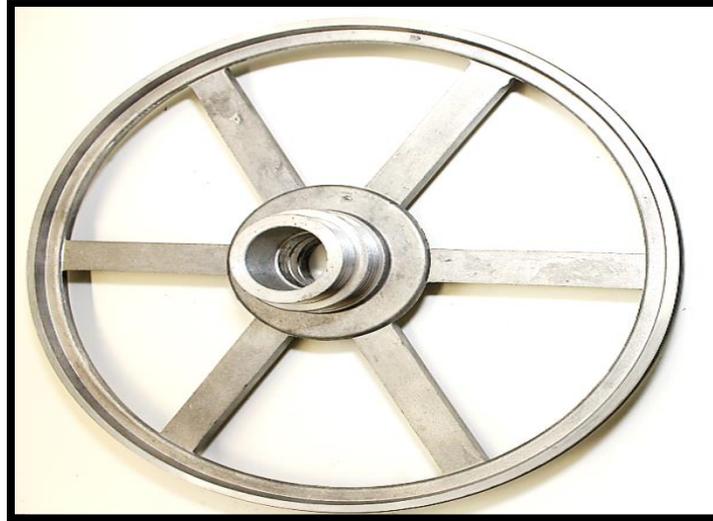
*Ilustración 31: Elaboración propia de la carcasa del winche a partir de programa Inventor Profesional.*

Motor Hidráulico: La función del motor hidráulico es hacer energía a través de presión hidráulica y flujo en un par de torsión y un desplazamiento angular, es decir una rotación, todo esto va a través de una fuerza giratoria, que la transmite en el eje de salida, tal cual sería al piñón. El motor es accionado por el fluido el cual hace girar los engranajes del motor, debido a eso hace que el eje gire y le transmita el movimiento al piñón, finalmente el líquido sale por la parte posterior de atrás del motor.



*Ilustración 32: Imagen tomada por seminaristas al motor hidráulico utilizado.*

Volante manual: Esta está instalada en el extremo inferior del winche, la cual posee varias palancas de accionamiento y seguridad, además sus direccionales, los cuales son los que guían el cordel del winche en cualquier dirección sobre el tambor, además la presión del sistema se regula ahí,



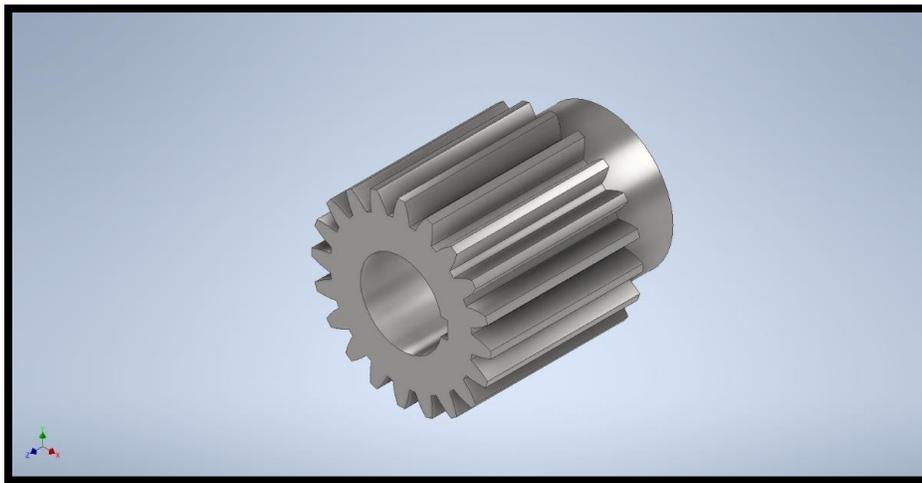
*Ilustración 33: Imagen de un volante manual extraída de PROBOIS MACHINOUTILS.*

**Unidad hidráulica:** Este es el más importante para hacer funcionar el motor, entregar la energía necesaria, la cual cuenta con un tanque de aceite, donde hace transmitir ese aceite por mangueras hacia el motor del equipo, dándole así una mejor distribución y potencia para su función.

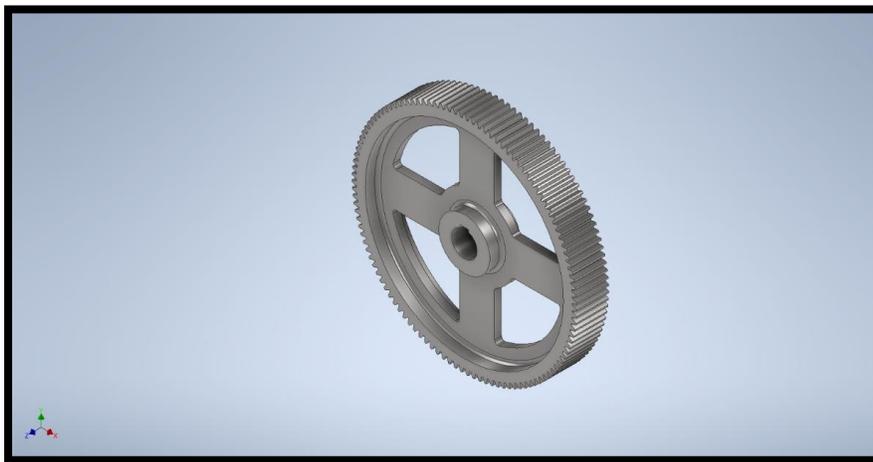


*Ilustración 34 Unidad hidráulica obtenida de la empresa Th Company.*

Caja Reductora: Es la encargada de realizar transformación de velocidad y de potencia según el requerimiento que se necesite, a través de distintos engranajes o árbol de transmisión. El eje del motor principal hidráulico está conectado a un piñón recto, la cual se conecta con el engranaje, el que esta adherido al eje principal.

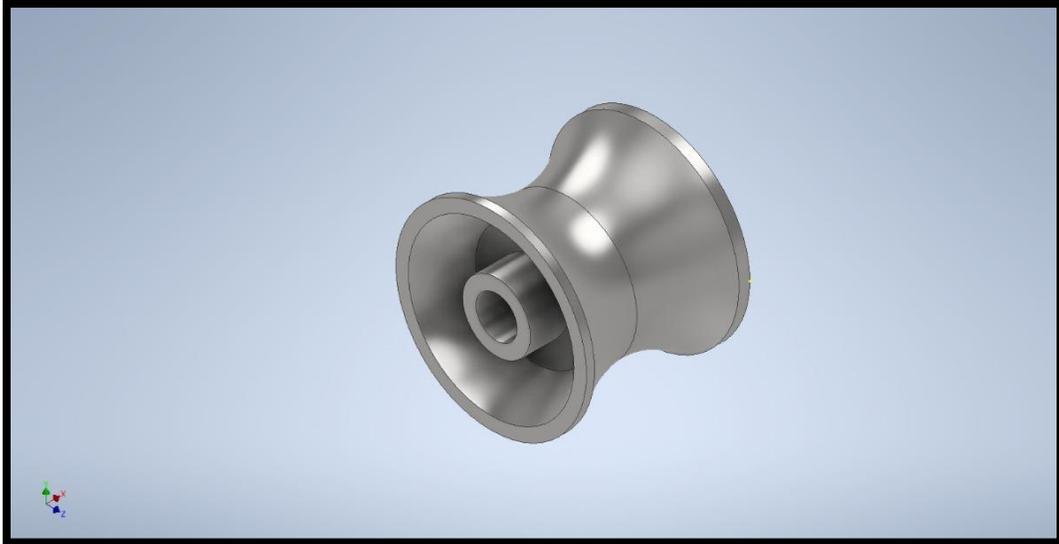


*Ilustración 35: Elaboración piñón recto propia a partir de programa Inventor Professional.*



*Ilustración 36: Elaboración propia de la cercha a partir de programa Inventor Professional.*

Cabezal: Es un elemento el cual aprovecha la velocidad del eje y la utiliza para que los pescadores puedan realizar maniobras en la reducción de los cordeles para la limpieza y orden.



*Ilustración 37: Elaboración propia de cabezal a partir de programa Inventor Professional.*

### **III.4.1 Sistema hidráulico**

#### Descripción del motor hidráulico en winche cascada (orbital)

El motor hidráulico es un sistema mecánico que transforma la energía hidráulica en energía mecánica, generalmente las aplicaciones de este son en requerimientos de alto torque como lo es en el caso del winche.

Esta unidad hidráulica es el corazón del winche, debido a que, es quien entrega el movimiento de los ejes, cabezales y los componentes los cuales tienen un movimiento mecánico. El winche lleva un motor en cada eje, proporcionando movimiento independiente.



*Ilustración 38: Imagen de Motor hidráulico Char-Lynn serie 10.000 tomada por seminaristas.*

#### **Condiciones de trabajo**

- Fluidos recomendados: aceite hidráulico de primera calidad, tipo antidesgaste, con una viscosidad de no menos de 70 SUS a temperatura de funcionamiento.
- La temperatura ideal de operación del sistema es de 82°C.
- La presión con la que generalmente trabaja el winche es de 12.1 [MPa] o 1750 [PSI].
- El caudal con que generalmente trabaja el winche es de 45 [GPM] o 170 [LPM]

### **Recomendaciones del fluido**

La temperatura del fluido afecta la viscosidad. En general, a medida que el fluido se calienta, se diluye y su viscosidad disminuye. Lo contrario es cierto cuando el fluido se enfría. Al elegir un fluido, es importante tener en cuenta las temperaturas de arranque y funcionamiento del sistema hidráulico, generalmente, el fluido es espeso cuando se inicia el sistema hidráulico. Con el movimiento, el fluido se calienta hasta el punto en que comienza a funcionar un sistema de enfriamiento, a partir de ese momento, el fluido se mantiene a la temperatura para la que fue diseñado el sistema hidráulico. [1] “Catalogo char-lynn pág. 69”

Los fluidos demasiado espesos para fluir en arranques en climas fríos harán que la bomba cavitación y posibles daños. La cavitación del motor no es un problema durante arranques en frío.

Al elegir un fluido hidráulico, todos los componentes se debe considerar el sistema y ajustar el mejor rango de viscosidad, respectivamente.

Se tomó la lectura del nivel de líquido cuando el sistema está frío.

## Ficha técnica

		940 cm <sup>3</sup> /r [57.4 in <sup>3</sup> /r] Δ Pressure Bar [PSI]														
		[250]	[500]	[750]	[1000]	[1250]	[1500]	[1750]	[2000]	[2250]	[2500]	[2750]	[3000]	[3250]	[3500]	
		15	35	50	70	85	105	120	140	155	170	190	205	225	240	
Flow LPM [GPM]	[1] 3.8	[2080] 235 3	[4260] 480 2	[6440] 730 1												
	[2] 7.5	[2090] 235 7	[4270] 480 6	[6450] 730 5	[8640] 975 5	[10820] 1220 4	[13000] 1470 3	[15190] 1715 2	[17370] 1965 1							
	[4] 15	[2080] 235 15	[4260] 480 14	[6440] 730 13	[8620] 975 13	[10810] 1220 12	[12990] 1470 11	[15170] 1715 10	[17360] 1965 9	[19540] 2210 8	[21720] 2455 7	[23910] 2700 7	[26090] 2950 6	[28270] 3195 5	[30460] 3440 4	
	[8] 30	[2040] 230 31	[4220] 475 30	[6400] 725 29	[8590] 970 28	[10770] 1215 28	[12950] 1465 27	[15140] 1710 26	[17320] 1955 25	[19500] 2200 24	[21690] 2450 23	[23870] 2695 22				
	[12] 45	[1990] 225 47	[4170] 470 46	[6350] 710 45	[8540] 965 44	[10720] 1210 43	[12900] 1460 43	[15090] 1705 42	[17270] 1950 41	[19450] 2200 40	[21640] 2445 39					
	[16] 61	[1930] 220 63	[4110] 465 62	[6290] 710 61	[8480] 960 60	[10660] 1205 59	[12840] 1450 58	[15030] 1700 58	[17210] 1945 57	[19390] 2190 56						
	[20] 76	[1860] 210 79	[4040] 455 78	[6220] 705 77	[8410] 955 76	[10590] 1195 75	[12770] 1445 74	[14960] 1690 73	[17140] 1935 72	[19320] 2185 72						
	[24] 91	[1780] 200 95	[3970] 450 94	[6150] 695 93	[8330] 940 92	[10520] 1190 91	[12700] 1435 90	[14880] 1680 89	[17070] 1930 88							
	[28] 106	[1700] 190 111	[3890] 440 110	[6070] 685 109	[8250] 930 108	[10440] 1180 107	[12620] 1425 106	[14800] 1675 105	[16990] 1925 104							
	[32] 121	[1620] 185 127	[3800] 430 126	[5980] 675 125	[8160] 920 124	[10350] 1170 123	[12530] 1415 122	[14720] 1665 121								
	[36] 136	[1520] 170 143	[3710] 420 142	[5890] 665 141	[8070] 910 140	[10260] 1160 139	[12440] 1405 138	[14620] 1650 137								
	[40] 151	[1420] 160 159	[3610] 410 158	[5790] 655 157	[7970] 900 156	[10160] 1150 155	[12340] 1395 154	[14520] 1640 153								
	[45] 170	[1290] 145 179	[3480] 395 178	[5660] 640 177	[7840] 885 176	[10020] 1130 174	[12210] 1380 174	[14400] 1625 173								
	[60] 227	[860] 95 239	[3040] 345 238	[5230] 590 236	[7410] 835 235	[9600] 1065 234	[11780] 1330 233									
	[70] 265	[540] 60 279	[2720] 305 278	[4910] 555 276	[7090] 800 275	[9270] 1045 274	[11460] 1295 273									

Ilustración 39: Parámetros de funcionamiento Char-Lynn 10.000, imagen extraída de catálogo Char-Lynn.

940 cm<sup>3</sup>/r [57.4 in<sup>3</sup>/r]  
Δ Pressure Bar [PSI]

	[250] 15	[500] 35	[750] 50	[1000] 70	[1250] 85	[1500] 105	[1750] 120	[2000] 140	[2250] 155	[2500] 170	[2750] 190	[3000] 205	[3250] 225	[3500] 240
[1] 3,8	[2080] 235 3	[4260] 480 2	[6440] 730 1											
[2] 7,5	[2090] 235 7	[4270] 480 6	[6450] 730 5	[8640] 975 5	[10820] 1220 4	[13000] 1470 3	[15190] 1715 2	[17370] 1965 1						
[4] 15	[2080] 235 15	[4260] 480 14	[6440] 730 13	[8620] 975 13	[10810] 1220 12	[12990] 1470 11	[15170] 1715 10	[17360] 1960 9	[19540] 2210 8	[21720] 2455 7	[23910] 2700 7	[26090] 2950 6	[28270] 3195 5	[30460] 3440 4
[8] 30	[2040] 230 31	[4220] 475 30	[6400] 725 29	[8590] 970 28	[10770] 1215 28	[12950] 1465 27	[15140] 1710 26	[17320] 1955 25	[19500] 2200 24	[21690] 2450 23	[23870] 2695 22			
[12] 45	[1990] 225 47	[4170] 470 46	[6350] 715 45	[8540] 965 44	[10720] 1210 43	[12900] 1460 43	[15090] 1705 42	[17270] 1950 41	[19450] 2200 40	[21640] 2445 39				
[16] 61	[1930] 220 63	[4110] 465 62	[6290] 710 61	[8480] 960 59	[10660] 1205 58	[12840] 1450 58	[15030] 1700 57	[17210] 1945 56	[19390] 2190 56					
[20] 76	[1860] 210 79	[4040] 455 78	[6220] 705 77	[8410] 950 76	[10590] 1195 75	[12770] 1445 74	[14960] 1690 73	[17140] 1935 72	[19320] 2185 72					
[24] 91	[1780] 200 95	[3970] 450 94	[6150] 695 93	[8330] 940 92	[10520] 1190 91	[12700] 1435 90	[14880] 1680 89	[17070] 1930 88						
[28] 106	[1700] 190 111	[3890] 440 110	[6070] 685 109	[8250] 930 108	[10440] 1180 107	[12620] 1425 106	[14800] 1675 105	[16990] 1920 104						
[32] 121	[1620] 185 127	[3800] 430 126	[5980] 675 125	[8160] 920 124	[10350] 1170 123	[12530] 1415 122	[14720] 1665 121							
[36] 136	[1520] 170 143	[3710] 420 142	[5890] 665 141	[8070] 910 140	[10260] 1160 139	[12440] 1405 138	[14620] 1650 137							
[40] 151	[1420] 160 159	[3610] 410 158	[5790] 655 157	[7970] 900 156	[10160] 1150 155	[12340] 1395 154	[14520] 1640 153							
[45] 170	[1290] 145 179	[3480] 395 178	[5660] 640 177	[7840] 885 176	[10020] 1130 174	[12210] 1380 173	[14400] 1625 173							
[60] 227	[860] 95 239	[3040] 345 238	[5230] 590 236	[7410] 835 235	[9600] 1085 234	[11780] 1330 233								
[70] 265	[540] 60 279	[2720] 305 278	[4910] 555 276	[7090] 800 275	[9270] 1045 274	[11460] 1295 273								

Ilustración 40: Selección de parámetro máximo de trabajo, imagen extraída de catálogo Char-Lynn.

Tabla 4: Resumen de datos obtenidos del motor

Magnitud	Parámetro (Unidad)
Caudal	12.10 [Mpa] o 1750[PSI]
Presión	170 [LPM] o 45 [GPM]
Torque	1625 [Nm]
Velocidad	173 [Rpm]
Potencia	29,43 [Hp]

Nota: Tabla con elaboración propia sobre los parámetros del motor.

## **III.4.2 Caja reductora**

### **III.4.1 Descripción engranajes**

Para este caso particular, el par de engranajes que están presente son de dientes rectos, esto quiere decir que son paralelos al eje del árbol que lo sostiene. La función principal de los engranajes es transmitir torque y velocidades según sea el requerimiento. En un par de engranajes, el menor se le llama piñón y al mayor engrane o cercha.

Los engranajes por general en su mayoría son cilíndricos, donde transmiten movimientos y potencia de un eje giratorio a otro, siempre hay variaciones de velocidad entre la entrada y la salida del engranaje.

Existen distintos tipos de engranajes (rectos, cónicos, cremalleras, entre otros), que se diferencian por la geometría de sus dientes, en este caso el winche utilizara engranajes rectos. Estos tienen dientes rectos, tiene una geometría especial que se llama curva involuta de los dientes, algunas decisiones y parámetros importantes que se deberá tomar para el diseño de un engrane recto:

- Número de dientes
- Forma de los dientes
- El tamaño de los dientes, indicado por el paso
- El ancho de la cara de los dientes
- El estilo y las dimensiones del modelo de los dientes en las que se tallaran en el engrane
- El diseño del cubo del engrane
- El grado de precisión y el correspondiente método de manufactura de los dientes
- Los medios de fijar el engrane a su eje y ubicar axialmente al engrane sobre el eje.

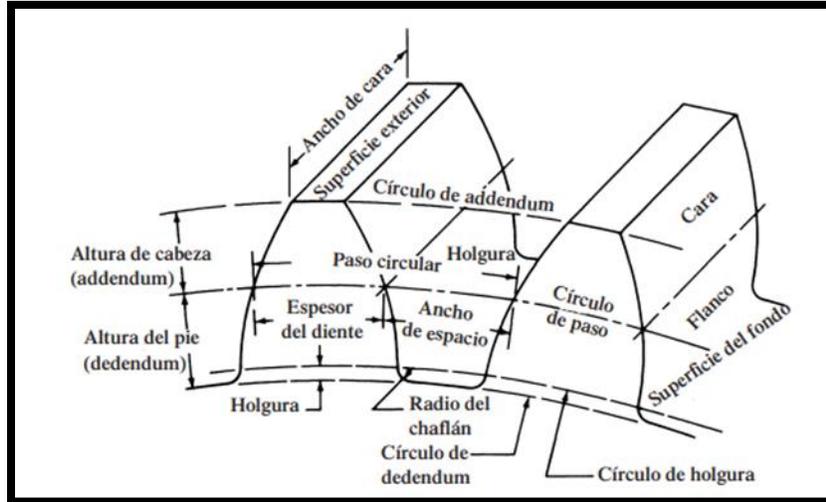


Ilustración 41: Imagen extraída de “Diseño y elemento de máquinas- Robert L. Mott” (cap.8).

Por el lado comercial hay varios estilos distintos de engranes rectos, algunos modelos:

- a) Engrane recto de diseño con rayos: Cuando son grandes, se usa con frecuencia el diseño con rayos, para reducir el peso. Los dientes de estos engranes se tallan en una orilla relativamente delgada, sostenida con rayos que la unen al cubo. El barreno del cubo se diseña, en el caso típico, para tener un ajuste estrecho con el eje que sostiene al engrane.
- b) Engrane recto con cubo sólido: es típico de los engranes rectos pequeños. En este caso, sí se ve el cubo terminado con su cuñero. El prisionero sobre el cuñero permite asegurar la cuña o chaveta en su lugar.
- c) Cremallera recta: la cremallera es un engrane recto con radio infinito. En esta forma, los dientes tienen lados rectos, y no la forma curva de evolvente que tienen los engranes típicos más pequeños.

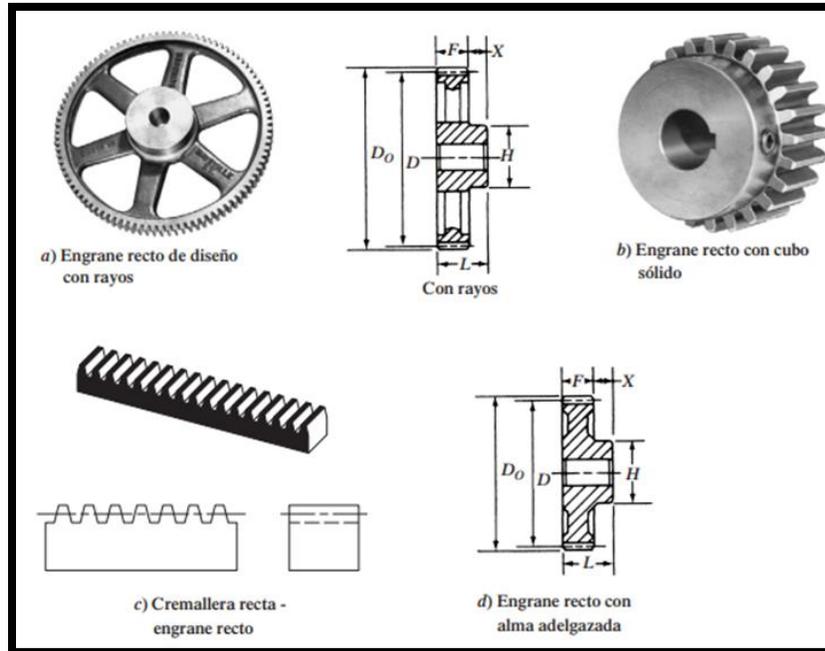


Ilustración 42: Imagen extraída de “Diseño y elemento de máquinas- Robert L. Mott” (cap.8).

### III.4.2 Paso

En la figura de abajo se puede apreciar el ciclo de engranado, hay dos círculos, uno para cada engrane, que permanecen tangentes. Son los llamados círculos de paso. El diámetro del círculo de paso de un engrane es su diámetro de paso, el punto de tangencia es el punto de paso.

La distancia entre dientes adyacentes y el tamaño de los dientes se controlan mediante el paso de los dientes. La cual hay 3 tipos de indicar el paso que son los más comunes para engrane, el paso circular, paso diametral y modulo métrico, el que nosotros utilizaremos será el módulo métrico porque trabajamos con sistema internacional.

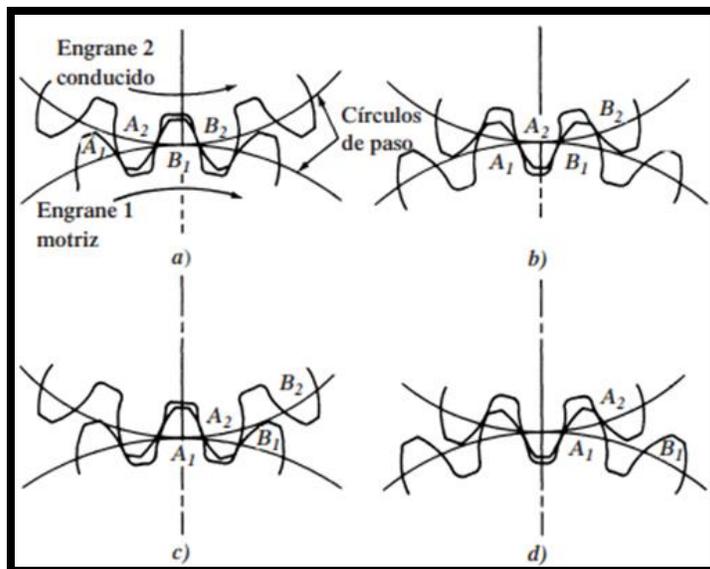


Ilustración 43: Imagen extraída de “Diseño y elemento de máquinas- Robert L. Mott” (cap.8).

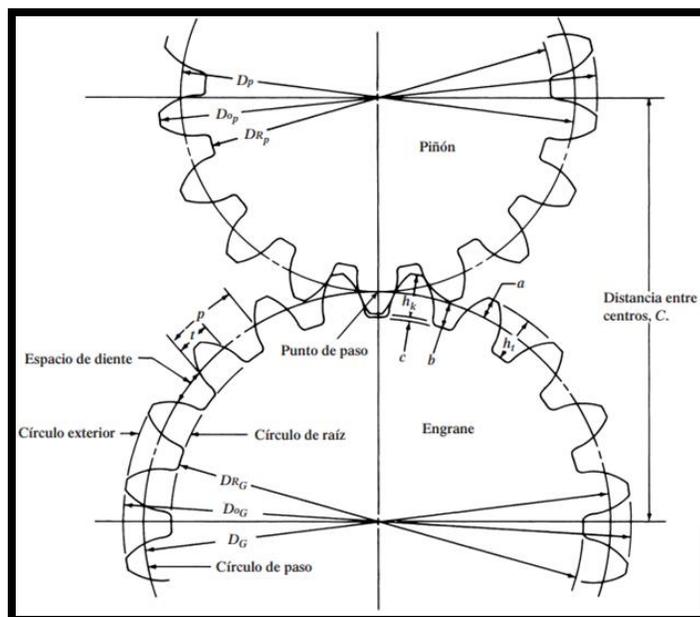


Ilustración 44: Imagen extraída de “Diseño y elemento de máquinas- Robert L. Mott” (cap.8).

### III.5 Materiales involucrados en la fabricación del winche

Para la fabricación del winche generado en la maestranza se utilizan distintos tipos de acero como también fundiciones, en donde la carcasa del winche está hecha con: Aceros 1040 material A-36 A-37, SAE 1020, SAE 1045, BRONCE SAE 640 fundición nodular, acero de resorte 5160, acero inoxidable 304.

#### Acero SAE 1040

**Tabla 5: Propiedades químicas acero SAE 1040**

	% Carbono	%Manganeso	% Fosforo Max	% Azufre Max
<i>Mínima</i>	0.37	0.60	-	-
<i>máxima</i>	0.44	0.90	0.040	0.050

*Nota: Elaboración propia de tabla a partir de los datos obtenidos del sitio web GelsonLuz ingeniería.*

**Tabla 6: Propiedades mecánicas acero SAE 1040**

<i>Resistencia a tracción</i>	<i>Alargamiento min %</i>	<i>Reducción de área min %</i>	<i>Dureza Brinell</i>	<i>Densidad</i>	<i>Limite elástico</i>	<i>Módulo de Elasticidad</i>
570 - 640 Mpa	13% – 20%	40% - 45%	160 - 180	7.8 g/cm <sup>3</sup>	320 – 530 Mpa	190 GPa

*Nota: Elaboración propia de tabla a partir de los datos obtenidos del sitio web GelsonLuz ingeniería.*

El coeficiente de seguridad dependerá del proyecto final cuando se determine.

## Acero SAE 1020

**Tabla 7: Propiedades química acero SAE 1020**

<i>Carbono %</i>	<i>Manganeso %</i>	<i>Silicio %</i>	<i>Fosforo %</i>	<i>Azufre%</i>
0,18 – 0,23	0,30 – 0,60	0,15 – 0,35	Max: 0,04	Max: 0,05

*Nota: Elaboración propia de tabla a partir de los datos obtenidos del sitio web GelsonLuz ingeniería.*

**Tabla 8: Propiedades mecánicas acero SAE 1020**

Propiedades Mecánica.

<i>Esfuerzo Fluencia</i>	<i>Esfuerzo Tracción</i>	<i>Dureza</i>	<i>Elongación</i>
40 (kg/mm <sup>2</sup> )	57 (kg/mm <sup>2</sup> )	163 HB	15%

*Nota: Elaboración propia de tabla a partir de los datos obtenidos del sitio web GelsonLuz ingeniería.*

## Acero A36

**Tabla 9: Propiedades químicas acero A36**

<i>Carbono %</i>	<i>Silicio %</i>	<i>Manganeso %</i>	<i>Azufre %</i>	<i>Fosforo %</i>	<i>Cobre %</i>
≤ 0.25	≤ 0.40	≤ 0.30	≤ 0.05	≤ 0.04	≥ 0.20

*Nota: Elaboración propia de tabla a partir de los datos obtenidos del sitio web GelsonLuz ingeniería.*

Propiedades Mecánica.

**Tabla 10: Propiedades mecánicas acero A36**

<i>Límite elástico Min</i>	<i>Límite de resistencia</i>	<i>Alargamiento relativo min</i>
250 MPa	400 – 550 MPa	20 %

*Nota: Elaboración propia de tabla a partir de los datos obtenidos del sitio web GelsonLuz ingeniería.*

### Acero SAE 640

**Tabla 11: Propiedades químicas acero SAE 640**

Cobre %	Estaño %	Plomo %	Zinc %
81,00 – 85,00	6,30 – 7,50	6,00 – 8,00	2,40

Hierro %	Níquel %	Fosforo %
0,20	1,00	0,15

. Nota: Elaboración propia de tabla a partir de los datos obtenidos del sitio web GelsonLuz ingeniería.

**Tabla 12: Propiedades mecánicas acero SAE 640**

Esfuerzo de Fluencia	Esfuerzo de Tracción	Elongación
9,5 (Kg/mm <sup>2</sup> )	20,5 (Kg/mm <sup>2</sup> )	15 %

Nota: Elaboración propia de tabla a partir de los datos obtenidos del sitio web GelsonLuz ingeniería.

### Acero Resorte 5160

**Tabla 13: Propiedades químicas acero resorte 5160**

Carbono	Silicio	Manganeso
0,56 – 0,61	0,15 – 0,35	0,75 – 1,00

Cromo	Fosforo	Azufre
0,70 – 0,90	0,035 máx.	0,040 máx.

Nota: Elaboración propia de tabla a partir de los datos obtenidos del sitio web GelsonLuz ingeniería.

**Tabla 14: Propiedades mecánicas acero resorte 5160**

<i>Limite elástico</i>	<i>Resistencia a tracción</i>	<i>a Alargamiento min</i>	<i>Dureza</i>
280 – 1010 Mpa	660 – 1150 Mpa	12 – 18 %	200 - 340

<i>Densidad</i>	<i>Módulo de elasticidad</i>	<i>Coefficiente de Poisson</i>
7,8 g/Cm <sup>3</sup>	190 Gpa	0,29

[18] Nota: Elaboración propia de tabla a partir de los datos obtenidos del sitio web GelsonLuz ingeniería.

### III.6 Material de recubrimiento del winche

El material que recubre el winche es una pintura epóxica más componente, puesto que es sumamente resistente y de excelente calidad. Se utiliza este tipo de pintura puesto que, es altamente resistente a sustancias corrosivas como lo es el álcali, ácidos y también, el agua. Esta pintura generalmente se utiliza para proteger zonas que han sufrido algún daño. En el caso del winche, al estar expuesto al entorno marino de forma constante, está propenso a sufrir ciertos daños. Es por esto que, una desventaja que podría tener el winche es el ambiente al que está comprometido.

Es de suma relevancia mencionar que, maestranza Indumar utiliza este tipo de pintura epóxica más componente, en todos sus winches, aplicando dos capas en la carcasa, a más de 25°C., de temperatura. Lo que genera que, sea aún más resistente y este menos propenso a daños como la oxidación y corrosión.

Cabe señalar que, el primer winche que realizó la maestranza Indumar, fue hace más de 20 años, dicho winche hasta el día de hoy sigue funcionando de forma impecable, pero luego de más de 20 años expuesto al ambiente marino, la carcasa ha sufrido una notable oxidación, que podría convertirse en una futura corrosión lo que no influye en su funcionamiento, siendo, además, posible de reparar. [19]

**Tabla 15: Ventajas y desventajas de la pintura epóxica + componentes**

Ventajas	Desventajas
Ideal para el ambiente marino	Alto costo
Sirve para el interior y exterior	Posee riesgos de intoxicación
Resistente a la corrosión	En relieves se puede burbujear
Larga vida útil	El mantenimiento dependerá de la calidad

[20] Nota: Elaboración propia de tabla obtenida de proveedores de pintura.

Finalmente, luego de pintar con pintura epóxica se le aplica anticorrosivo al winche, el cual su función de este evitar que ocurra la corrosión o hierro, esta está hecha a base de aceite, donde posee un secado rápido y un endurecimiento de calidad, la cual es ideal en productos industriales, la degradación de la humedad y la oxidación es un tema muy común en la maestranza debido a sus productos y maquinas.

## **IV. Cálculo de elementos del winche**

### **IV.1 Especificaciones de desempeño del winche**

Las especificaciones de trabajo del Winche de la maestranza Indumar tendrá varios parámetros a la hora de utilizarlo, especialmente en el mar, la cual conlleva una responsabilidad mayor que cualquier otra. Donde el capitán o tripulante mayor, es aquel encargado en dar la orden.

Existen factores externos e internos para el uso del winche, los externos serían que el clima favorezca a todo tipo de personal, ya que, con un mal clima (vientos, lluvias, huracanes, etc.) podría provocar accidentes al personal, otro factor externo sería que el lugar de trabajo de aquel winche pudiera poseer malos estados de piso y poca seguridad a sus alrededores, como también, su poca seguridad. Internamente el winche antes de utilizarse tiene que poseer una planificación antes de ejecutarse, verificar bien cada tambor y cuerda que estén en posición correcta, los frenos en óptimas condiciones, los mandos que tengan aceite para un mejor manejo, aplicar grasa a los ejes para que así, su funcionamiento sea de manera más rápida y segura, los dientes de los engranajes se recomienda que lleven grasa al igual que el eje para así poder hacer el contacto lo mejor posible, y también, mencionar que los rodamientos tiene que ir los más engrasado posible, que el lance de la malla tenga una buena maniobra antes de arrojarla al mar, que el cable se estibe de manera correcta al tambor, que el motor del winche trabaje de manera lo más optima posible. [9]



Ilustración 45: Imagen del Winche Cascada obtenida de la Maestranza Indumar.

**Tabla 16: características Winche cascada.**

	Winches Cascada INDUMAR
Peso	1856 kg
Carga máxima	7 toneladas
Volumen	2,44 m <sup>3</sup>
Relación de transmisión	5,75
Altura	1,45 m

**Tabla 17: Ventajas y desventajas del winche de la maestranza Indumar**

<u>Ventajas:</u>
-Transmite potencia con eficiencia y seguridad, dentro un perímetro de acción que está controlado por el operador del winche
-Se opera de manera sencilla debido que es hidráulico
-El motor convierte la energía recibida en energía mecánica sin ser interrumpida
-El sistema Hidráulico es seguro y poco contaminante a comparación de otros motores, es controlable debido al caudal que ingrese, este será regulado.
-Los circuitos hidráulicos al utilizar aceite como fluido transmisor, hace que sus componentes se mantengan lubricados y así evitar el desgaste.
-El bajo costo de las mantenciones en mantenciones hidráulicas
<u>Desventajas:</u>
-El costo del equipo en comparación a otros sistemas menos eficientes, pero su compensación sería evitar la mano del hombre y fácil operación.
-Rozamiento de aceite hace que tenga más pérdidas de carga
-Corre peligro de algún incendio debido a la inflamación del aceite, dado que no se requiere fuego en su utilización, pero igual hay que tener precaución.

*Nota: Elaboración propia de tabla sobre ventajas y desventajas obtenido de la Maestranza Indumar.*

La construcción está basada según la norma “American Gear Manufacturers Association (AGMA)”. Además, los cálculos y consideraciones serán en base al máximo parámetro de funcionamiento.

Según los datos proporcionados en la Maestranza Indumar, se obtuvo que  $Z = 115$  y  $z = 20$ , y se procede a calcular la relación de transmisión:

$$i = \frac{Z}{z} = 5,75$$

También se establece el módulo  $M = 6$  y por consecuencia el paso,:

$$P = M * \pi = 18,85 \text{ mm}$$

#### Construcción para la cercha:

Con el número de dientes y el módulo conocido es posible determinar el diámetro primitivo (1.2) y los diámetros exteriores e interiores. (1.3), (1.4) Respectivamente.

$$D_p = M * Z = 6 * 115 = 690 \text{ mm}$$

$$D_e = M * (Z + 2) = 6 * (115 + 2) = 702 \text{ mm}$$

$$D_i = D_p - (2M * 1,167) = 690 - (2 * 6 * 1,167) = 676 \text{ mm}$$

Con ayuda del software EES (Engineering equation solver) se obtienen las fórmulas y valores obtenidos para la construcción de la cercha.

$$\begin{aligned}
 M &= 6 \\
 Z_e &= 115 \\
 z_p &= 20 \\
 i &= \frac{Z_e}{z_p} \\
 P &= M \cdot 3,142 \\
 D_p &= M \cdot Z_e \\
 D_e &= M \cdot (Z_e + 2) \\
 D_i &= D_p - 2 \cdot M \cdot 1,167
 \end{aligned}$$

Ilustración 46: Formulas para la obtencion de diametros para la cercha, elaboración propia a partir de programa EES (Engineering equation solver).

**Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg**

$D_e = 702$	$D_i = 676$	$D_p = 690$
$i = 5,75$	$M = 6$	$P = 18,85$
$Z_e = 115$	$z_p = 20$	

Ilustración 47: Resultados de cálculo para la cercha, elaboración propia a partir de programa EES.

a) Construcción del piñón:

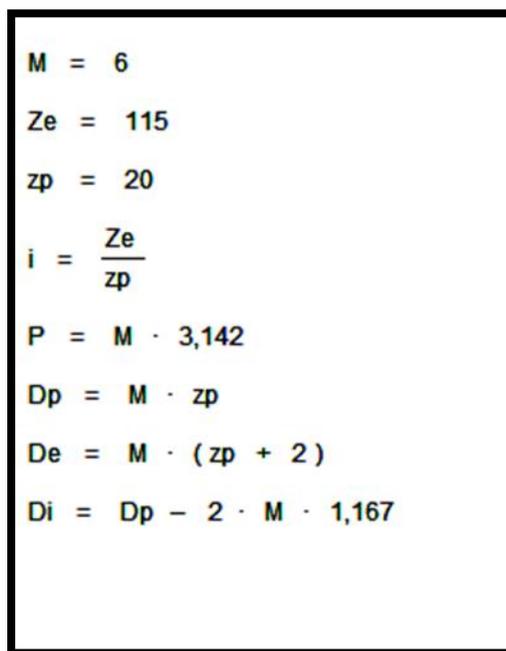
Al igual que con la cercha con el número de dientes y el módulo conocido es posible determinar el diámetro primitivo y posteriormente los diámetros exteriores e interiores.

$$D_p = M * z = 6 * 20 = 120 \text{ mm}$$

$$D_e = M * (z + 2) = 6 * (20 + 2) = 132 \text{ mm}$$

$$D_i = D_p - (2M * 1,167) = 120 - (2 * 6 * 1,167) = 106 \text{ mm}$$

Con ayuda del software EES se obtienen las fórmulas y valores obtenidos para la construcción del piñón.



The image shows a screenshot of the EES software interface with the following text:

```

M = 6
Ze = 115
zp = 20
i = Ze / zp
P = M * 3,142
Dp = M * zp
De = M * (zp + 2)
Di = Dp - 2 * M * 1,167
    
```

*Ilustración 48: Fórmula para la obtención de diámetros para el piñón; elaboración propia a partir de programa EES.*

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg		
De = 132	Di = 106	Dp = 120
i = 5,75	M = 6	P = 18,85
Ze = 115	zp = 20	

Ilustración 49: Resultado de cálculo para el piñón, elaboración propia a partir de programa EES.

La Construcción del diente es para el piñón, como para la cercha, por lo tanto, la altura, espesor, radio del diente se calcula una vez.

### IV.2 Construcción del par de engranajes

Tabla 18: Resumen de construcción del par de engranajes

$P$	18.8496	-			
$M$	6	-			
$N$	115	-	$N$	20	-
$D_i$	676	mm	$d_i$	106	mm
$D_p$	690	mm	$d_p$	120	mm
$D_e$	702	mm	$d_e$	132	mm
$A$	405	mm			
$c$	9,4248	mm			
$e$	9,4248	mm			
$h$	13,002	mm			
$L$	6	mm			
$l$	7,002	mm			
$R_{max}$	1,8	mm			
$R_{min}$	1,5708	mm			

Nota: Tabla de elaboración propia para datos del engranaje.

ANSI/AGMA 2001- D04

Con ayuda del software EES se obtienen las fórmulas y valores obtenidos en la figura 25.

$$\begin{aligned}
 M &= 6 \\
 e &= M \cdot 1,5708 \\
 h &= M \cdot 2,167 \\
 L &= M \\
 I &= M \cdot 1,167 \\
 R_{\min} &= \frac{c}{6} \\
 R_{\max} &= 0,3 \cdot M \\
 c &= \frac{690 + 120}{2}
 \end{aligned}$$

Ilustración 50: Fórmula para la obtención de resultado, elaboración propia a partir de programa EES (Engineering equation solver).

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg		
c = 405	e = 9,425	h = 13
I = 7,002	L = 6	M = 6
Rmax = 1,8	Rmin = 67,5	

Ilustración 51: Resultados de cálculo piñón, elaboración propia a partir de programa EES.

### IV.3 Informe tabla engranaje

#### Parámetros comunes

Tabla 19: Parámetros comunes.

<i>Coeficiente de engranaje</i>	5,75 su
<i>Coeficiente de engranaje deseado</i>	5,75 su
<i>Modulo</i>	6,0 mm
<i>Angulo de hélice</i>	0,00 gr
<i>Angulo de presión</i>	20,00 gr
<i>Distancia de centro</i>	405,00 mm
<i>Distancia al centro del producto</i>	405,00 mm
<i>Corrección unitaria total</i>	0,00 su
<i>Separación circular</i>	18,85 mm
<i>Separación circular base</i>	17,71 mm
<i>Angulo de presión de funcionamiento</i>	20,00 gr
<i>Coeficiente de contacto</i>	1,71 su
<i>Desviación límite del paralelismo entre ejes</i>	0,02 mm
<i>Desviación límite del paralelismo entre ejes</i>	0,01 mm

*Nota: Elaboración propia a través de Inventor.*

#### Engranaje

Tabla 20: Datos engranajes.

	<i>Engranaje 1</i>	<i>Engranaje 2</i>
<i>Tipo de modelo</i>	Componente	Componente
<i>Numero de dientes</i>	20 su	115 su
<i>Corrección unitaria</i>	0,00 su	0,00 su
<i>Diámetro de separación</i>	120,00 mm	690,00 mm
<i>Diámetro exterior</i>	132,00 mm	702,00 mm
<i>Diámetro raíz</i>	105,00 mm	675,00 mm
<i>Diámetro de circulo base</i>	112,76 mm	648,39 mm
<i>Diámetro de separación de trabajo</i>	120,00 mm	690,00 mm

<i>Anchura de cara</i>	100,00 mm	100,00 mm
<i>Coefficiente de anchura de cara</i>	0,833 su	0,15 su
<i>Altura de cabeza del diente</i>	1,00 su	1,00 su
<i>Juego</i>	0,25 su	0,25 su
<i>Empalme raíz</i>	0,38 su	0,38 su
<i>Grosor de diente</i>	9,43 mm	9,43 mm
<i>Grosor de diente tangencial</i>	9,43 mm	9,43 mm
<i>Grosor de diente sobre cuerda</i>	8,32 mm	8,32 mm
<i>Altura de cabeza de diente sobre cuerda</i>	4,49 mm	4,49 mm
<i>Cota sobre cuerda</i>	45,96 mm	248,79 mm
<i>Dientes de cota sobre cuerda</i>	3,00 su	14,00 su
<i>Cota sobre conductores</i>	136,45 mm	707,07 mm
<i>Diámetro de conductor</i>	11,00 mm	11,00 mm
<i>Desviación límite del ángulo hélice</i>	0,017 mm	0,019 mm
<i>Oscilación circunferencial radial limite</i>	0,023 mm	0,049 mm
<i>Desviación límite de la separación axial</i>	0,01 mm	0,01 mm
<i>Desviación límite de la separación básica</i>	0,01 mm	0,01 mm
<i>Numero virtual de dientes</i>	20,00 su	115,00 su
<i>Diámetro de separación virtual</i>	120,00 mm	690,00 mm
<i>Diámetro exterior virtual</i>	132,00 mm	702,00 mm
<i>Diámetro de circulo base virtual</i>	112,76 mm	648,38 mm
<i>Corrección unitaria sin conicidad</i>	0,438 su	-24456 su
<i>Corrección unitaria sin entalladura</i>	-0,17 su	-5,72 su
<i>Corrección unitaria con entalladura admitida</i>	-0,33 su	-5,72 su
<i>Truncamiento cabeza diente</i>	0,00 su	0,00 su
<i>Unidad de grosor del diente exterior</i>	0,70 su	0,81 su

<i>Angulo de presión en la punta</i>	31,32 gr	22,54 gr
--------------------------------------	----------	----------

*Nota: Elaboración propia a través de Inventor.*

## Cargas

**Tabla 21: Datos de carga**

	<i>Engranaje 1</i>	<i>Engranaje 2</i>
<i>Potencia</i>	21,00 kW	20,58 kW
<i>Velocidad</i>	173,00 rpm	30,09 rpm
<i>Par de torsión</i>	1159,16 Nm	6531,88 Nm
<i>Eficiencia</i>	0,98 su	0,98 su
<i>Fuerza radial</i>	7031,68 N	7031,68 N
<i>Fuerza tangencial</i>	19319,38 N	19319,38 N
<i>Fuerza axial</i>	0,00 N	0,00 N
<i>Fuerza normal</i>	20559,26 N	20559,26 N
<i>Velocidad circunferencial</i>	1,09 mps	1,09 mps
<i>Velocidad de resonancia</i>	10004,77 rpm	

*Nota: Elaboración propia a través de Inventor.*

## Material

**Tabla 22: Datos del material.**

	<i>Engranaje 1</i>	<i>Engranaje 2</i>
	Acero fundido al carbono	Acero fundido al carbono
<i>Resistencia máxima a tracción</i>	590 Mpa	590 Mpa
<i>Límite de elasticidad</i>	300 Mpa	300 Mpa
<i>Módulo de elasticidad</i>	206000 Mpa	206000 Mpa
<i>Coefficiente de poisson</i>	0,30 su	0,30 su
<i>Tensión de plegado admitida</i>	152,00 Mpa	152,00 Mpa
<i>Tensión de contacto admitida</i>	1100,00 Mpa	1100,00 Mpa
<i>Dureza de postizo de diente</i>	210 su	210 su

<i>Tipo de tratamiento</i>	2 su	2 su
----------------------------	------	------

*Nota: Elaboración propia a través de Inventor.*

### Cálculo de resistencia

**Tabla 23: Factores de carga adicional.**

<i>Factor de sobrecarga</i>	1,20 su
<i>Factor dinámico</i>	1,03 su
<i>Factor de tamaño</i>	1,00 su   1,000 su
<i>Factor de fiabilidad</i>	1,00 su
<i>Factor de temperatura</i>	1,00 su
<i>Factor de distribución de carga</i>	1,28 su   1,283 su
<i>Factor de corrección de plomo</i>	1,00 su   1,000 su
<i>Factor de corrección de alineación de malla</i>	1,00 su
<i>Modificador de proporción de piñón</i>	1,00 su
<i>Factor de alineación de malla</i>	Unidades de engranaje encerrado comerciales (0,19)

*Nota: Elaboración propia a través de Inventor.*

### Factores de contacto

**Tabla 24: Factores de contacto**

<i>Factor de condición de superficie</i>	1,00 su   1,000 su
<i>Factor de ciclo de tensión</i>	0,99 su   1,101 su
<i>Factor de coeficiente de dureza</i>	1,00 su   1,000 su
<i>Factor de elasticidad</i>	2285,93 su
<i>Factor de geometría</i>	0,11 su

*Nota: Elaboración propia a través de Inventor.*

## Factores de plegado

**Tabla 25: Factores de plegado**

<i>Factor de carga inversa</i>	1,00 su	1,00 su
<i>Factor de grosor del anillo</i>	1,00 su	1,00 su
<i>Factor de ciclo de tensión</i>	0,99 su	1,08 su
<i>Factor de geometría</i>	0,53 su	0,55 su

*Nota: Elaboración propia a través de Inventor.*

## Resultado

**Tabla 26: Resultados**

<i>Coefficiente de seguridad contra corrosión</i>	1,22 su	1,35 su
<i>Coefficiente seguridad contra rotura de diente</i>	1,56 su	1,75 su
<i>Comprobar calculo</i>	Positivo	Positivo

#### IV.4 Diseño engranaje según norma ANSI/AGMA 2003-B97

##### Formula de esfuerzo de contacto

$$\sigma_H = 181,7 \sqrt{\frac{2000 * 1625}{100 * d_{e1}^2 * 0,118}} * 1,5 * 8 * 1,31 * 0,93 * 1,5 = 238,2 \text{ MPa}$$

Factor de sobrecarga  $k_A$ :

La norma recomienda los siguientes valores:

**Tabla 27: Valores recomendados para el factor de sobrecarga  $k_A$  :**

Character of prime mover	Character of load on driven machine			
	Uniform	Light shock	Medium shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75 or higher
Light shock	1.10	1.35	1.60	1.85 or higher
Medium shock	1.25	1.50	1.75	2.00 or higher
Heavy shock	1.50	1.75	2.00	2.25 or higher

<sup>1)</sup> This table is for speed-decreasing drives. For speed-increasing drives, add  $0.01 (N/n)^2$  or  $0.01(z_2/z_1)^2$  to the above factors.

*Nota: Tabla obtenida de ANSI/AGMA 2003-B97 (P.37)*

$$k_A = 1,5$$

Determinamos la velocidad de la línea de paso para obtener por tabla el factor dinámico y la precisión de la relación de transmisión, obteniendo así un  $Q_v = 8$ . Como lo podemos ver en la figura 51.

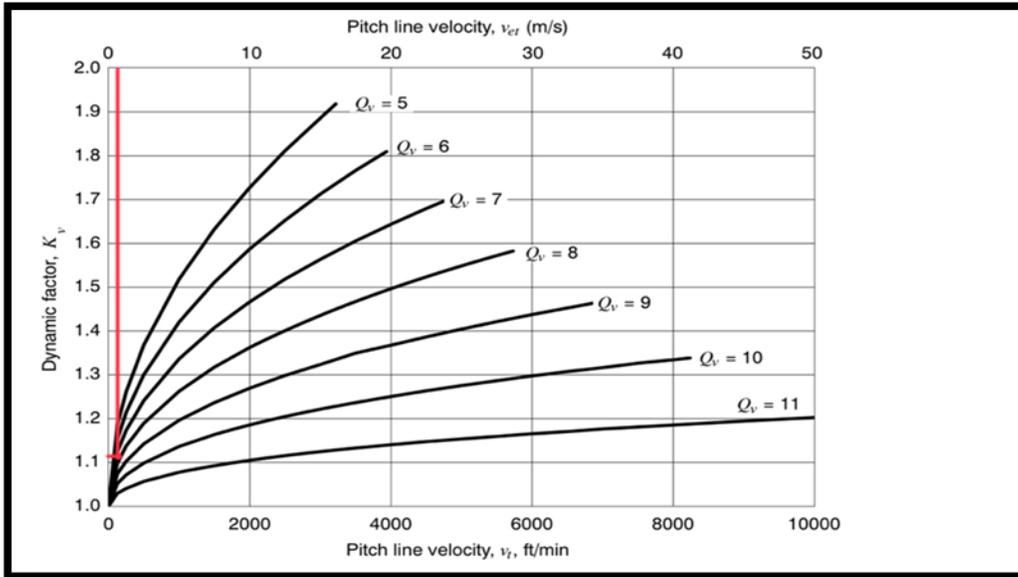


Ilustración 52: Selección de factor dinámico, extraído por la Norma AGMA 2003-B97.

Factor de tamaño para la resistencia a las picaduras  $Z_x$ :

Este se determina con la siguiente formula, la cual se recomienda la gran de las veces.

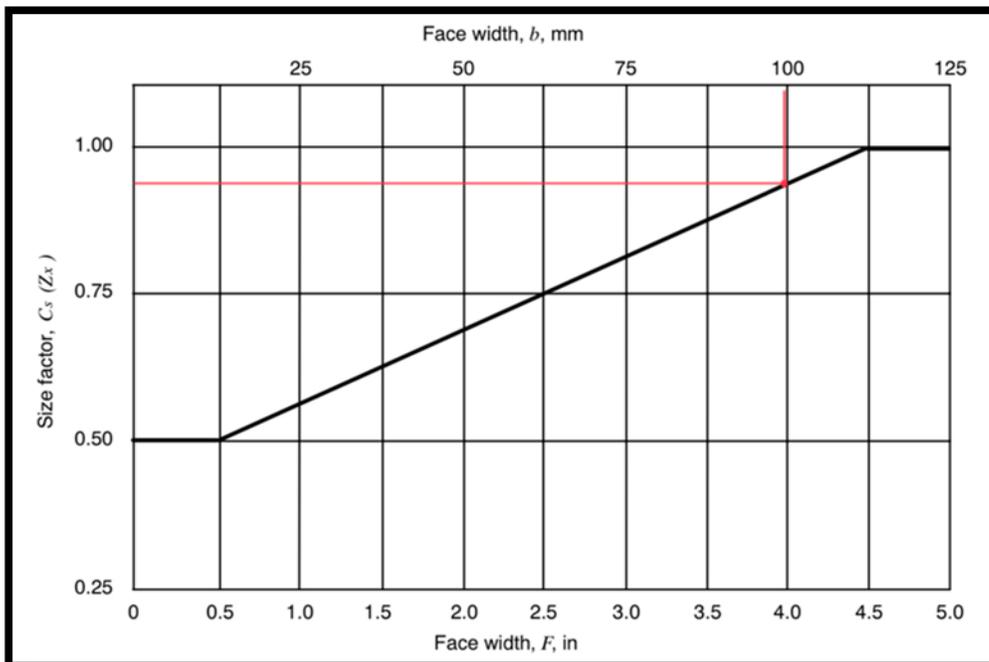


Ilustración 53: Selección por cara de diente, extraída de Norma AGMA 2003-B97

$$Z_x = (0,00492 * 100) + 0,4375 = 0,93$$

Factor de distribución de carga  $k_{H\beta}$ :

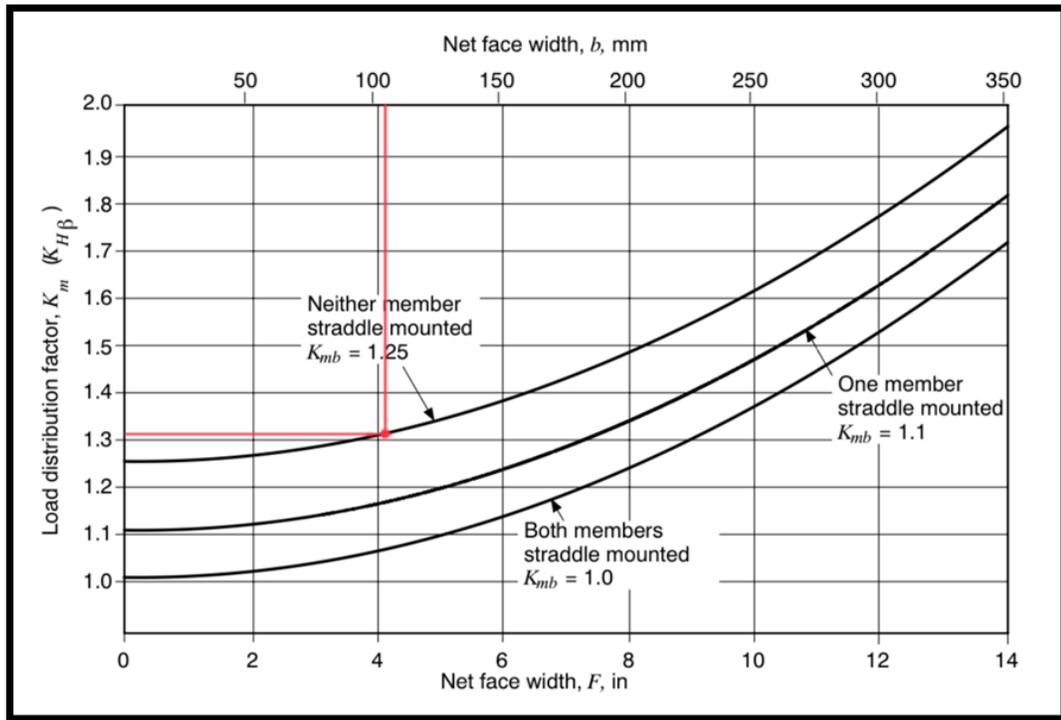


Ilustración 54: Selección de factor de carga distribuida y cara del diente, extraída por Norma AGMA 2003-B97.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg		
A = 70,71	B = 0,6303	Kv = 1,13
Qv = 8	Vet = 1,196	Vetmax = 28,66

Ilustración 55: Resultados de cálculo para la obtención de factor dinámico, elaboración propia a partir del programa ESS.

$$\begin{aligned}
 b &= 100 \\
 Z_x &= 0,00492 \cdot b + 0,4375 \\
 \text{Met} &= 6 \\
 Y_x &= 0,4867 + 0,008399 \cdot \text{Met} \\
 K_{mb} &= 1,25 \\
 K_{hb} &= K_{mb} + 5,6 \cdot 10^{-6} \cdot b^2
 \end{aligned}$$

Ilustración 56: Formulas para la obtención de factores de resistencia, elaboración propia a partir del programa EES.

**Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg**

$$\begin{aligned}
 b = 100 & \quad K_{hb} = 1,306 \quad K_{mb} = 1,25 \quad \text{Met} = 6 \\
 Y_x = 0,5371 & \quad Z_x = 0,9295
 \end{aligned}$$

Ilustración 57: Resultados de los factores de resistencia, elaboración propia a partir del programa EES.

Factor de coronación  $Z_{xc}$ :

$Z_{xc} = 1,5$  para dientes correctamente coronados.

Factor de geometría de resistencia a las picaduras  $Z_I$ :

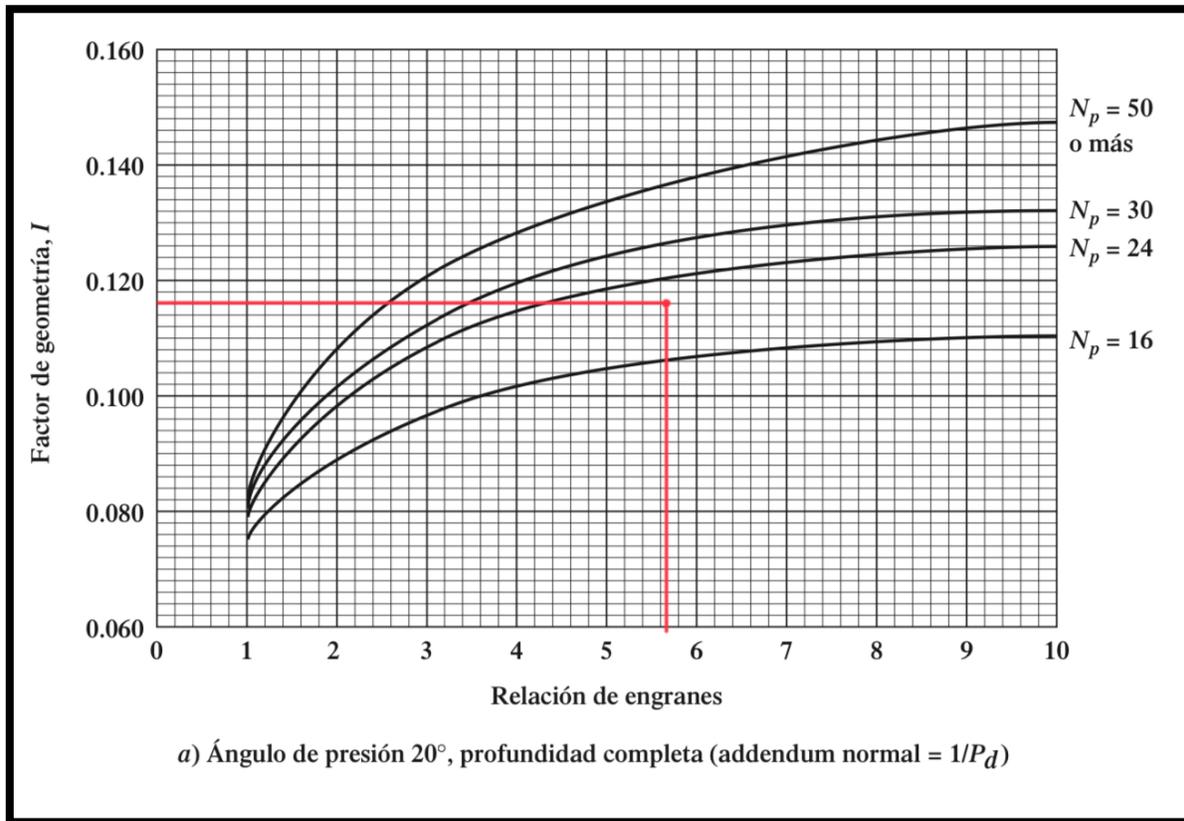


Ilustración 58: Factor de geometría para piñones rectos externos y distancia entre centros estándar, obtenido de la Norma AGMA 218.01, American gear Manufacturers association.

$$Z_I = 0,118$$

Coeficiente de elasticidad  $Z_E$ :

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1 - 0,29^2}{190.000MPa} + \frac{1 - 0,29^2}{190.000MPa} \right)}} = 181,7 MPa^{0.5}$$

Esfuerzo de contacto permisible  $\sigma_{HP}$ :

$$\sigma_{HP} = \frac{1380 * 0,173 * 1,03}{1,03 * 1 * 1} = 238,7 MPa$$

Factor de ciclo de esfuerzo  $Z_{NT}$ :

Esto está dado por la siguiente Ilustración.

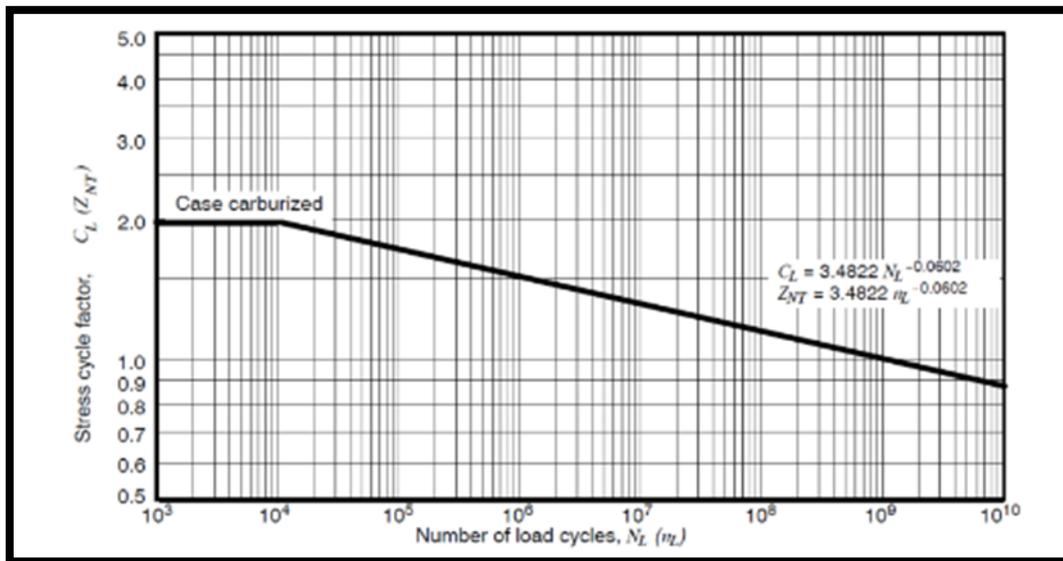


Ilustración 59: Factor de ciclo de esfuerzo, obtenido por ANSI/AGMA 2003-B97.

Además, se puede determinar mediante esta ecuación:

$$Z_{NT} = \frac{238,2}{1380} = 0,173$$

Factor de relación de dureza  $Z_W$ :

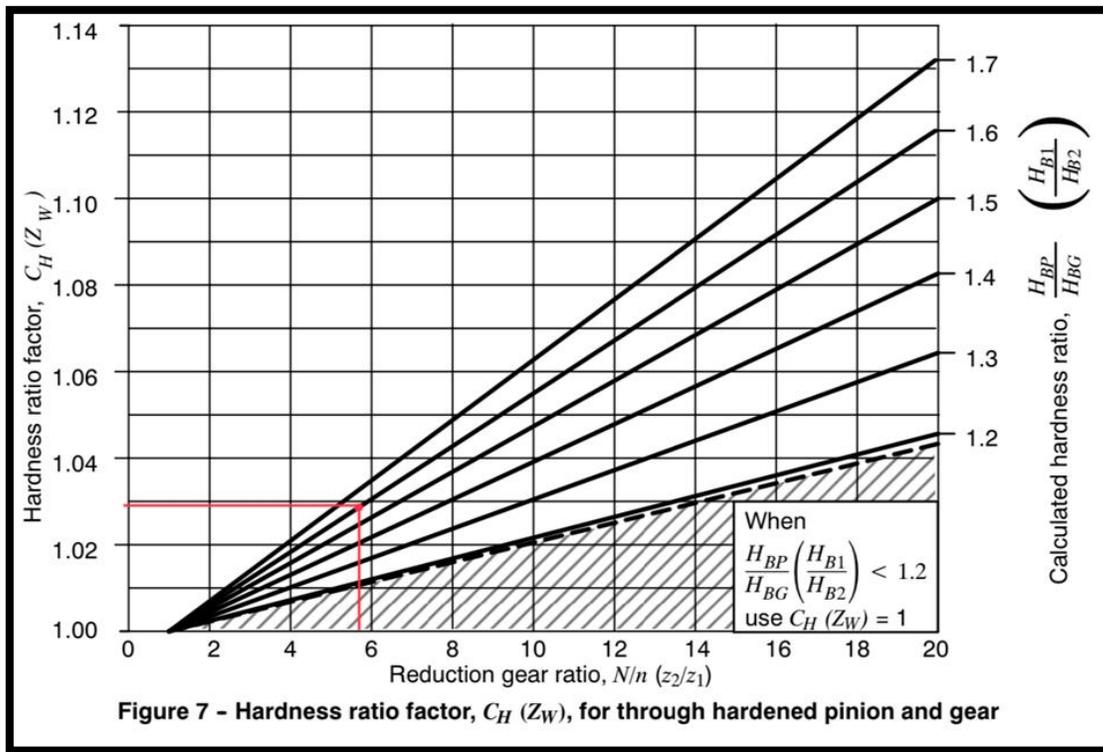


Ilustración 60: Factor de relación de dureza, obtenida por ANSI/AGMA 2003-B97.

$$Z_W = 1,0 + \left( B_1 \frac{Z_2}{Z_1} - 1 \right) = 1,03$$

Factor de seguridad  $S_H$ :

Estos están netamente relacionados con el análisis del diseño, características materiales, calidad de fabricación. Cuanto mayor sea las incertidumbres de estas consideraciones, mayor será el factor de seguridad.

Factor de Temperatura  $K_\theta$ :

$$K_\theta = \frac{273 + \theta_T}{393} = 1$$

Factor de confiabilidad  $Z_z$ :

Requirements of application	Reliability factors for steel <sup>1)</sup>	
	$C_R (Z_z)$	$K_R (Y_z)^{2)}$
Fewer than one failure in 10 000	1.22	1.50
Fewer than one failure in 1000	1.12	1.25
Fewer than one failure in 100	1.00	1.00
Fewer than one failure in 10	0.92	0.85 <sup>3)</sup>
Fewer than one failure in 2	0.84	0.70 <sup>4)</sup>

**NOTES:**  
<sup>1)</sup> At the present time there are insufficient data concerning the reliability of bevel gears made from other materials.  
<sup>2)</sup> Tooth breakage is sometimes considered a greater hazard than pitting. In such cases a greater value of  $K_R (Y_z)$  is selected for bending.  
<sup>3)</sup> At this value plastic flow might occur rather than pitting.  
<sup>4)</sup> From test data extrapolation.

Ilustración 61: Factor de confiabilidad, obtenida de ANSI/AGMA 2003-B97.

$$Z_z = 1$$

**Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg**

Dde = 492804	F = 0,5589	Ka = 1,5	Khb = 1,3	Ko = 1	Kv = 1,13
OH = 238,2	OHlim = 1380	OHP = 238,7	p = 1,311	Sh = 1,03	Ze = 181,7
Znt = 0,173	Zw = 1,03	Zx = 0,93	Zxc = 1,5	Zz = 1	

Ilustración 62: Resultado obtenido a través de EES para la resistencia a la flexión.

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

$$238,2 \leq 238,7$$

**Resistencia a la flexión**

La fórmula del esfuerzo a la flexión es:

$$\sigma_F = \frac{2000 * 1625}{100 * 702} * \frac{1,5 * 1,13}{6} * \frac{0,54 * 1,3}{1 * 0,33} = 27,82 \text{ MPa}$$

Factor de tamaño  $Y_x$ :

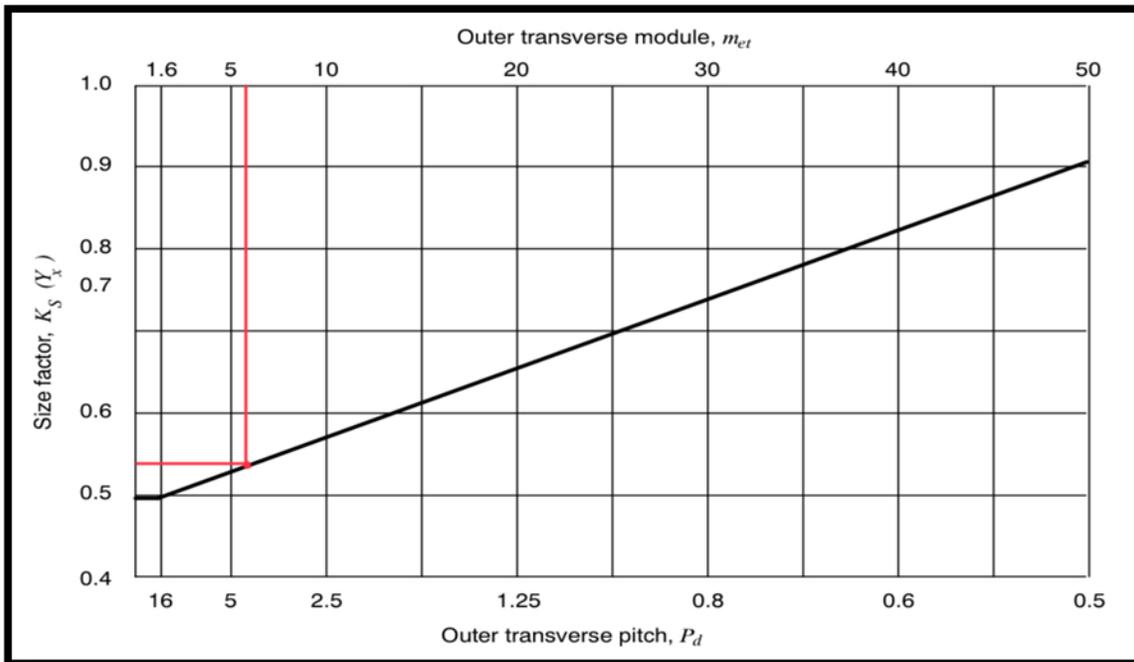


Ilustración 63: Selección de modulo transversal exterior por Norma AGMA 2003-B97.

$$Y_x = 0,4867 + 0,008399 \cdot 6 = 0,54$$

Factor de curvatura longitudinal del diente  $Y_\beta$ :

$$Y_\beta = 0,211 \left( \frac{r_{c0}}{R_m} \right)^q + 0,789$$

$$Y_\beta = 1$$

Factor de geometría de resistencia a la flexión  $Y_f$ :

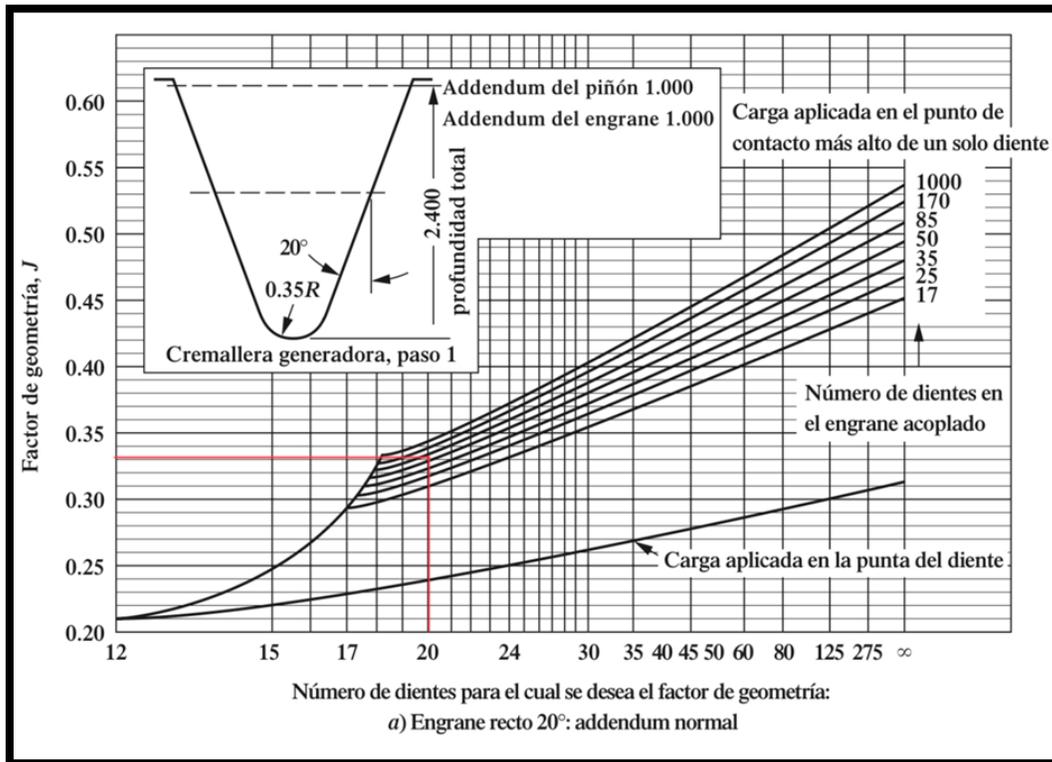


Ilustración 64: Factor J de geometría, obtenido por la Norma AGMA 218.01, American gear Manufacturers association.

Resistencia a la flexión permisible:

$$\sigma_{FP} = \frac{205 * 1,557}{1 * 1 * 1,2} = 266,4 \text{ MPa}$$

Tensión de flexión admisible  $\sigma_{f \text{ lim}}$ :

Es dependiente del material y se determina mediante la siguiente tabla.

Material designation	Heat treatment	Minimum surface hardness	Bending stress number (allowable), $S_{at}$ ( $\sigma_F$ lim)		
			Grade 1 <sup>1)</sup>	Grade 2 <sup>1)</sup>	Grade 3 <sup>1)</sup>
Steel	Through hardened	See figure 10	See figure 10	See figure 10	
	Flame or induction hardened				
	un-hardened roots	50 HRC	12 500 (85)	13 500 (95)	--
	hardened roots	--	22 500 (154)	--	--
	Carburized & case hardened <sup>2)</sup>	See table 8	30 000 (205)	35 000 (240)	40 000 (275)
AISI 4140	Nitrided <sup>2) 3)</sup>	84.5 HR15N	--	22 000 (150)	--
Nitralloy 135M	Nitrided <sup>2) 3)</sup>	90.0 HR15N	--	24 000 (165)	--

**NOTES**  
<sup>1)</sup> See tables 8 to 11 for metallurgical factors for each grade of steel gears.  
<sup>2)</sup> The allowable stress numbers indicated may be used with the case depths prescribed in 21.1.  
<sup>3)</sup> The overload capacity of nitrided gears is low. Since the shape of the effective S-N curve is flat, the sensitivity to shock should be investigated before proceeding with the design.

Ilustración 65: Tensión de flexión admisible para el engranaje de acero, obtenido ANSI/AGMA 2003-B97.

$$\sigma_{f \text{ lim}} = 205 \text{ MPa}$$

Factor de ciclo de estrés  $Y_{NT}$ :

El valor del factor de ciclo de estrés es dado por las siguientes ecuaciones.

$$Y_{NT} = 6,1514 * 100000^{-0,0323} = 1,559$$

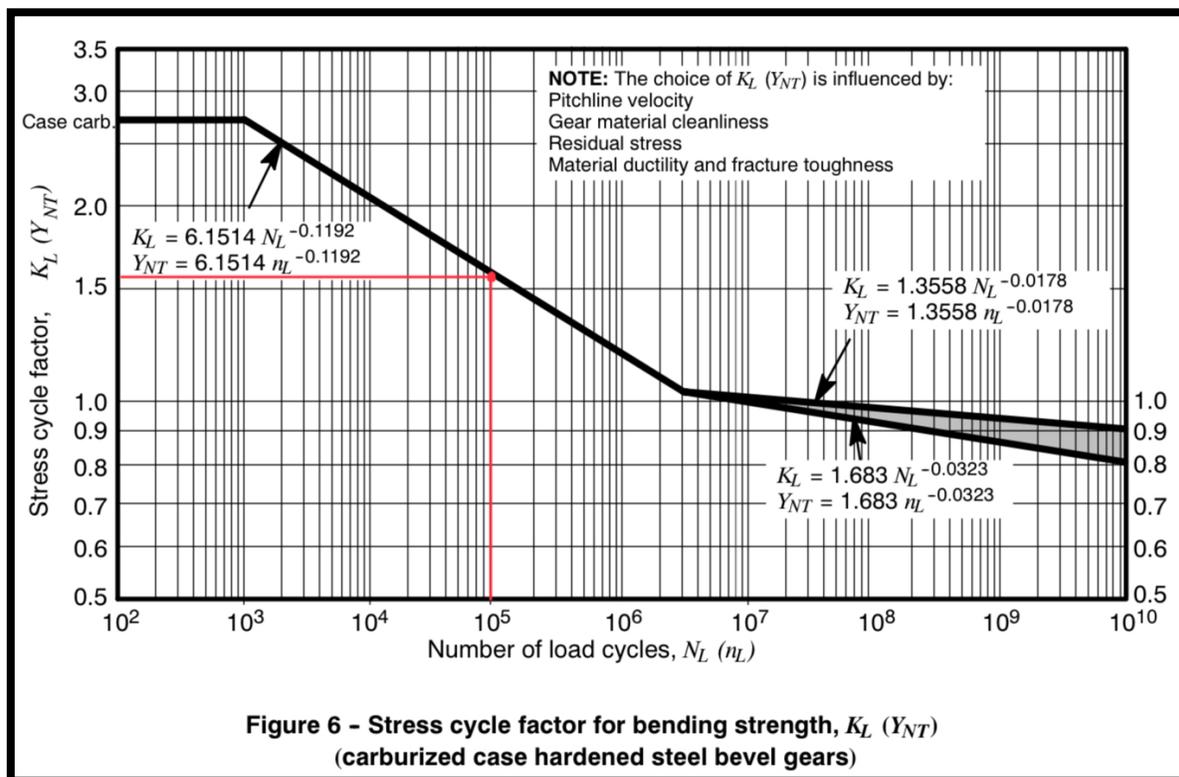


Ilustración 66: Factor de ciclo de esfuerzo para la resistencia a la flexión, obtenido de ANSI/AGMA 2003.B9

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg					
b = 100	Dde = 702	f1 = 46,3	f2 = 0,2825	f3 = 2,127	Ka = 1,5
Khb = 1,3	Ko = 1	Kv = 1,13	Met = 6	nl = 100000	OF = 27,82
OFlim = 205	OFF = 266,4	Sf = 1	T = 1625	Yb = 1	Yj = 0,33
Ynt = 1,559	Yx = 0,54	Yz = 1,2			

Ilustración 67: Resultado EES Resistencia a las picaduras.

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

$$27,82 \leq 266,4$$

Tabla 28: Resumen de datos obtenidos por Norma AGMA 2003-B97

B	0,63
A	70,72
Qv	8
Qvet	1,2 m/s
Qvetmax	28,67 m/s
Kv	1,13
b	100 mm
Zx	0,93
Met	6
Yx	0,54
KhB	1,31
Kmb	1,25
$\sigma_H$	238,2 MPa
Zxc	1,5
Zl	0,118

$Z_E$	181,7 MPa <sup>0.5</sup>
$\sigma_{HP}$	238,7 MPa
$Z_{NT}$	0,173
$Z_W$	1,03
$K_\theta$	1
$Z_Z$	1
$\sigma_F$	27,82 MPa
$Y_x$	0,54
$Y_\beta$	1
$\sigma_{FP}$	266,4 MPa
$\sigma_f \text{ lim}$	205 MPa
$Y_{NT}$	1,559

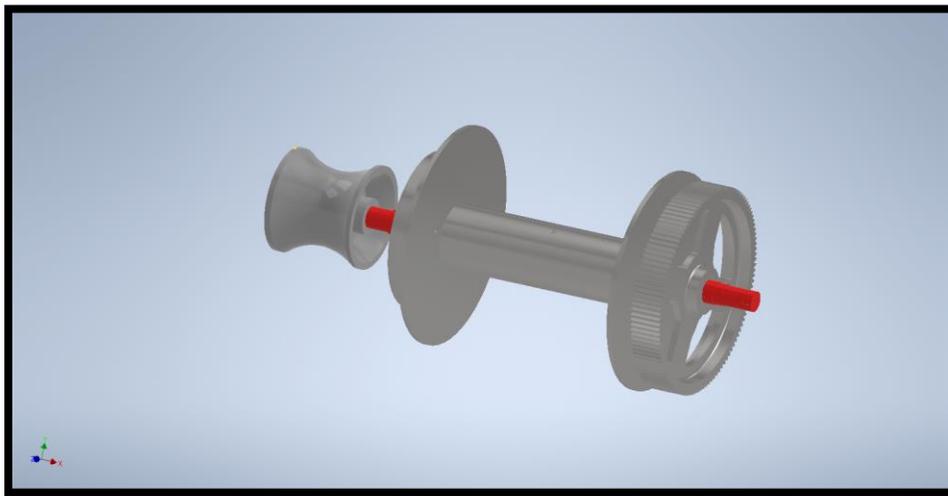
*Nota: Elaboración propia con datos obtenidos en las ecuaciones anteriores.*

## IV.5 Eje

### IV.5.1 Descripción de eje

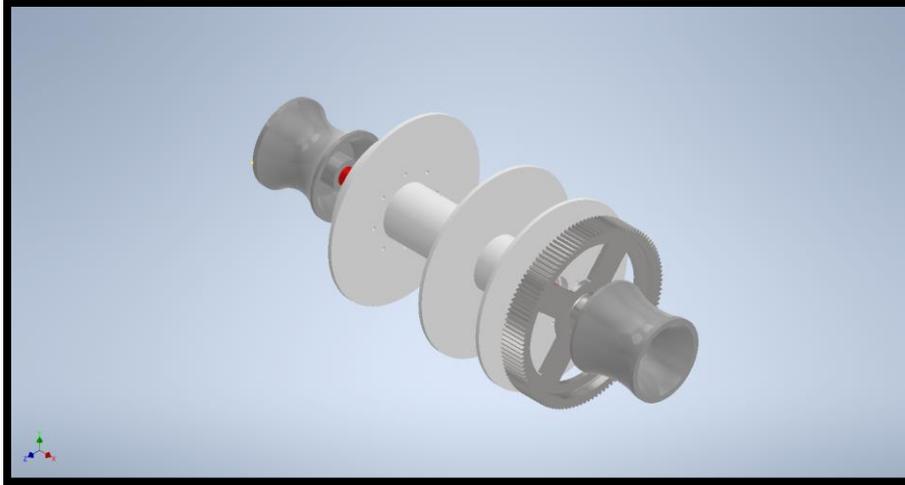
En el armado y funcionamiento del winche se utilizan dos ejes principales de nombre “Eje llave” y “Eje calón”. Estos ejes son los encargados de recoger y ordenar el cordel que va adherido a la red, de esta manera, ir cerrando el cerco para ir agrupando los peces.

El eje llave lleva consigo un tambor, una cercha y un cabezal, en donde, se producen fuerzas pesos y además la fuerza de tiro. En lo que respecta al enrollado del cordel, es necesario determinar que al aumentar el recogido, más torque se genera debido a que la distancia al centro del eje crece.



*Ilustración 68: Tambor llave, elaboración propia a partir de programa Inventor Professional.*

El eje calón lleva consigo un tambor, una cercha y dos cabezales, este eje a diferencia del eje llave, tiene un cabezal más para la manipulación de distintos cordeles anexos al trabajo principal. Y en lo que respecta al enrollado del cordel, es necesario determinar que al aumentar el recogido, más torque se genera debido a que la distancia al centro del eje crece.



*Ilustración 69: Tambor calón, elaboración propia a partir de programa Inventor Professional.*

#### IV.5.2 Cálculo Tambores.

Para determinar el torque necesario y lograr obtener una fuerza de tiro de 3500kg, Se utilizo la formula ( $T_i = F \times d$ ) la cual dice que el torque es igual al producto de una fuerza y una distancia en metros, por lo cual, en este caso tenemos el torque real y el torque necesario.

El torque necesario es la distancia o en este caso un radio de 20 centímetros con relación al centro del tambor multiplicado por la masa de lo que se desea levantar que son 3500kg

Por otro lado, El torque real es la multiplicación del torque del motor, el cual es entregado por catálogo del fabricante, y la relación de transmisión que nos proporciona el par de engranajes.

$T_m = 14000$ $i = 5,75$ $T_r = T_m * i$  $d = 20$ $F = 3500$ $T_i = F * d$	<b>Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg</b>  $d = 20$ $F = 3500$ $i = 5,75$ $T_i = 70000$ $T_m = 14000$ $T_r = 80500$
---	---

Ilustración 70: Calculo tambores, elaboración propia a partir de programa EES (Engineering equation solver).

La relación que se efectúa es  $T_r \geq T_i$  lo que nos dice que es necesario de 70.000 [kg\*cm] para cumplir con el requerimiento, sin embargo, lo que nos proporciona el motor y el tambor es de 80.500 [kg\*cm].

Este cálculo es el mismo para ambos tambores, lo que el resultado se debe multiplicar por el doble para conocer el esfuerzo-deformación real de la carcasa.

## **V. Análisis estructural Esfuerzo-Deformación.**

### **V.1 Análisis piñón**

Según los datos obtenidos anteriormente en la tabla ... se hicieron las simulaciones en los distintos componentes a analizar del winche, usando así, el programa ANSYS para poder conocer el punto más crítico del piñón. En la simulación utilizamos una herramienta llamada "remote point" la cual crea un punto imaginario que transmite la fuerza indicada en una superficie de forma uniforme y semejante con la realidad.

Luego generamos el DCL, en donde se aplicó una fuerza de 20.560N en la cara lateral del diente que está siendo engranado, con "Fixed Support" en el diámetro interior del piñón. Los resultados que buscamos analizar son: la deformación total, esfuerzo equivalente, deformación equivalente, corte por estrés, corte por deformación y factor de seguridad. En donde se observaron ciertos comportamientos en el diente.

Luego de analizar los resultados que se obtuvieron en el programa ANSYS, podemos ver que, la deformación total del piñón se genera en la parte superior del diente, lugar en el cual se produce el engrane. La deformación máxima es de 0,0098 mm.

Asimismo, podemos observar que, el esfuerzo máximo se produce en la raíz del diente que está engranando, esto provoca un momento que tiende a crear una fisura en la parte inferior, lo que, en el peor de los casos, puede ocasionar que se corte el diente.

Respecto del factor de seguridad, es el factor que determina que la parte más vulnerable a tener una falla es precisamente la raíz del diente, la cual soporta 5,2 veces la carga que se está efectuando en el piñón.

Véase la tabla 30 para ver el resumen de los datos obtenidos.

Se sugiere que, para reducir el esfuerzo se realice un bisel en la raíz del diente, puesto que, esto permitirá que se distribuyan las fuerzas que se están efectuando.

ver anexo A

DCL

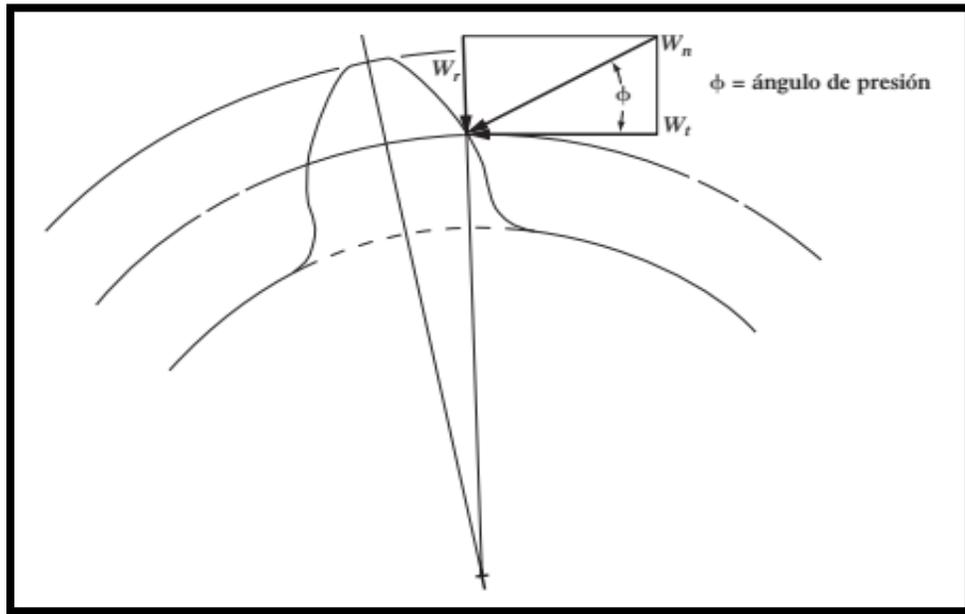


Ilustración 71: DCL engranaje, imagen obtenida por Diseño de engranaje de máquinas (R, Mott) Engranajes rectos.

Esfuerzo equivalente

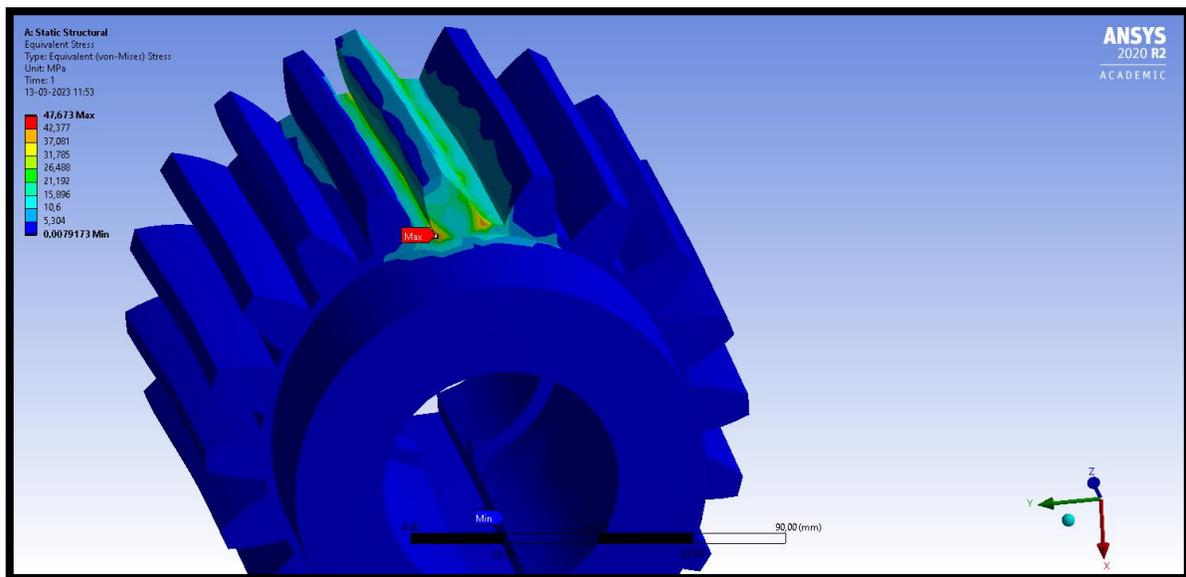


Ilustración 72: Elaboración propia del esfuerzo equivalente en la raíz del diente a partir de programa ANSYS.

**Tabla 29: Resumen de datos obtenidos del piñón a través de ANSYS.**

	Max	Min
Deformación total (mm)	0,0097985	0
Esfuerzo equivalente (MPa)	47,673	0,0079173
Deformación equivalente (mm/mm)	0,00024965	5,27e-8
Corte por esfuerzo (MPa)	5,7441	-22,253
Corte por deformación (mm/mm)	7,473e-5	-0,00028929
Factor de seguridad	15	5,2441

## V.2 Análisis cercha

Con relación a la deformación de la cercha, coincide con la del piñón, teniendo la máxima deformación en la zona superior del diente. Sin embargo, el esfuerzo máximo no se produce en la raíz del diente, sino que se provoca en la masa central de la cercha, causando una máxima de 42,133 MPa.

Acercas del factor de seguridad, podemos ver que, determina dónde se produce el máximo esfuerzo, se soporta 5,9 veces la fuerza aplicada.

ver anexo B

DCL

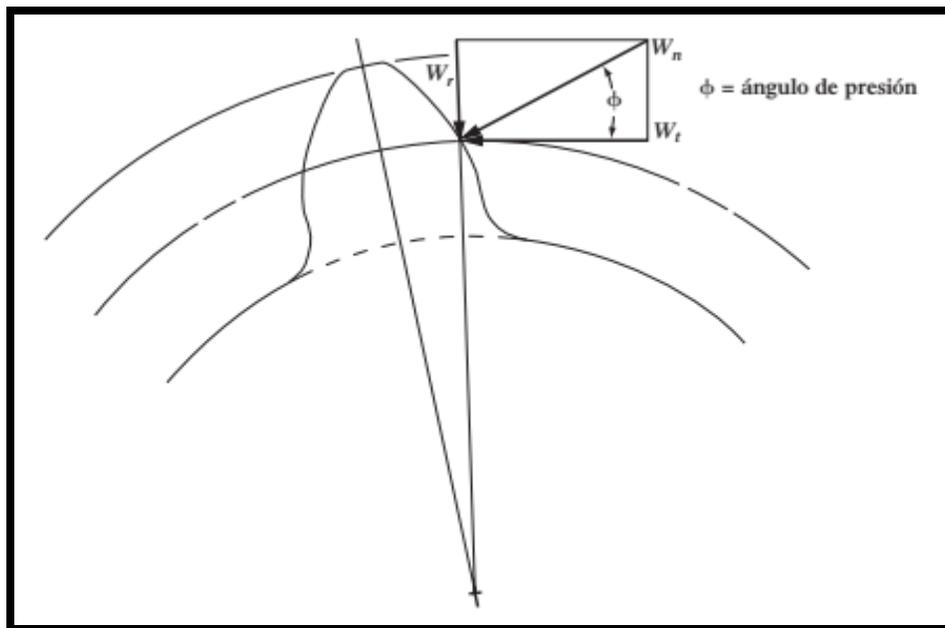


Ilustración 73: DCL engrane, imagen obtenida por diseño de engranaje de máquinas (R.Mott) Capítulo de engranajes rectos.

## Esfuerzo equivalente

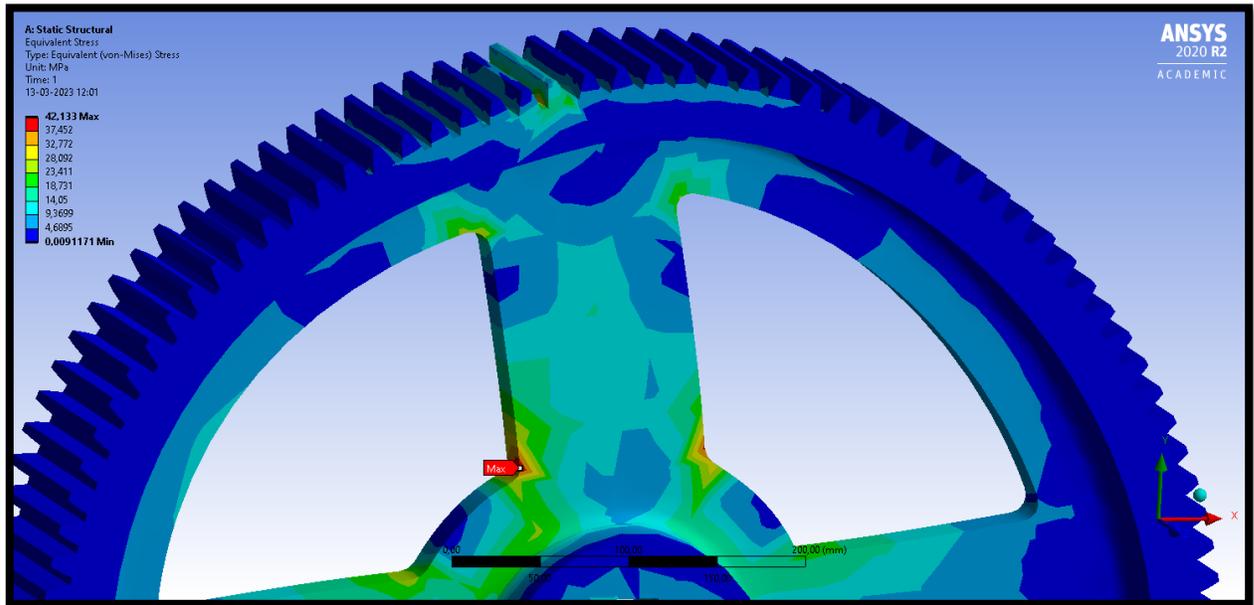


Ilustración 74: Elaboración propia de la cercha a partir de programa ANSYS (Esfuerzo equivalente en la masa de la cercha).

**Tabla 30: Resumen de datos obtenidos de la cercha a través de ANSYS**

	Max	Min
Deformación total (mm)	0,088605	0
Esfuerzo equivalente (MPa)	42,133	0,0091171
Deformación equivalente (mm/mm)	0,00021191	5,7425e-8
Esfuerzo de corte (MPa)	10,636	-19,846
Corte por deformación (mm/mm)	0,00013827	-0,000258
Factor de seguridad	15	5,94

### V.3 Análisis eje

#### V.3.1 Análisis estático

Con respecto al análisis estático, utilizamos el programa inventor para aplicar las fuerzas en sus respectivas ubicaciones, lo que nos permitió obtener los diagramas de momento y corte.

El primer paso a realizar es poner dos fijaciones del eje, el siguiente paso es colocar las fuerza peso de cada componente, y por último, tenemos el par de torsión o torque.

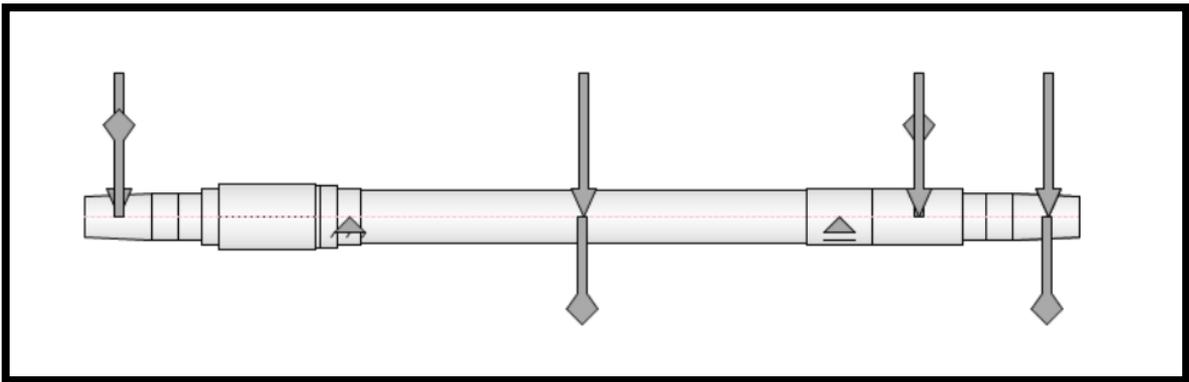


Ilustración 75: DCL, Elaboración propia Inventor.

Asimismo, obtuvimos la fuerza de reacción, diagrama de corte y momento.

El punto crítico que se alcanzó en el momento es de 463,4 Nm.

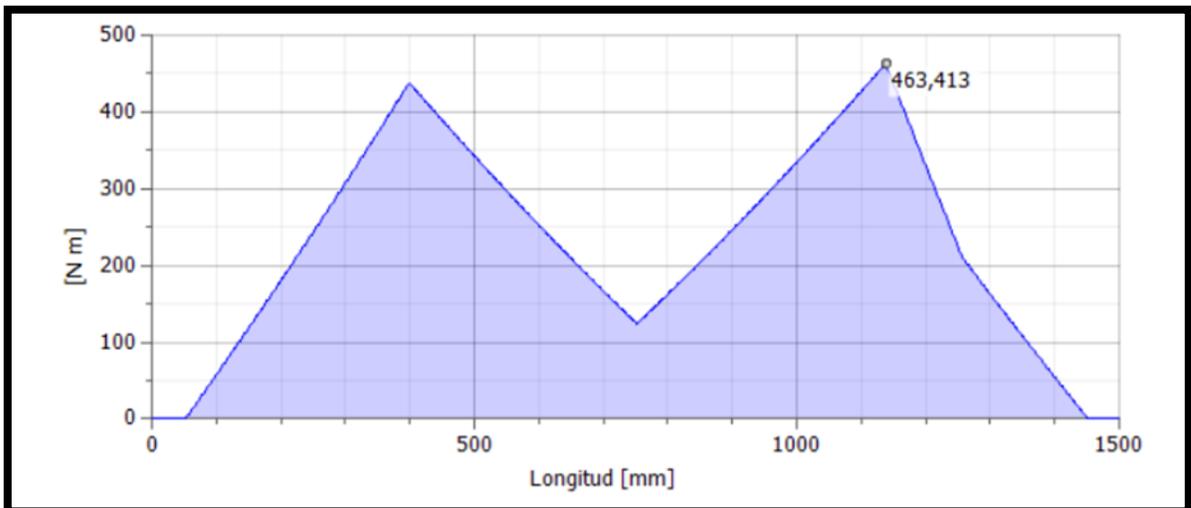


Ilustración 76: Diagrama de corte y momento obtenido por Inventor.

Respecto del diagrama de corte, podemos observar que, los puntos críticos se encuentran en las fuerzas de reacción.

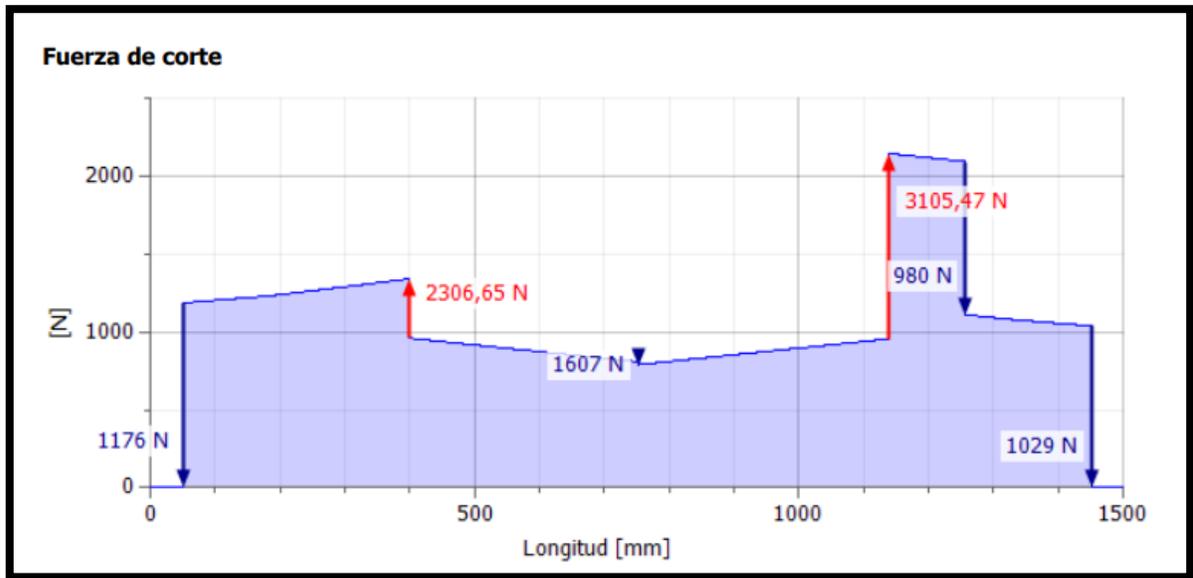


Ilustración 77: Diagrama de corte eje.

## Esfuerzo equivalente

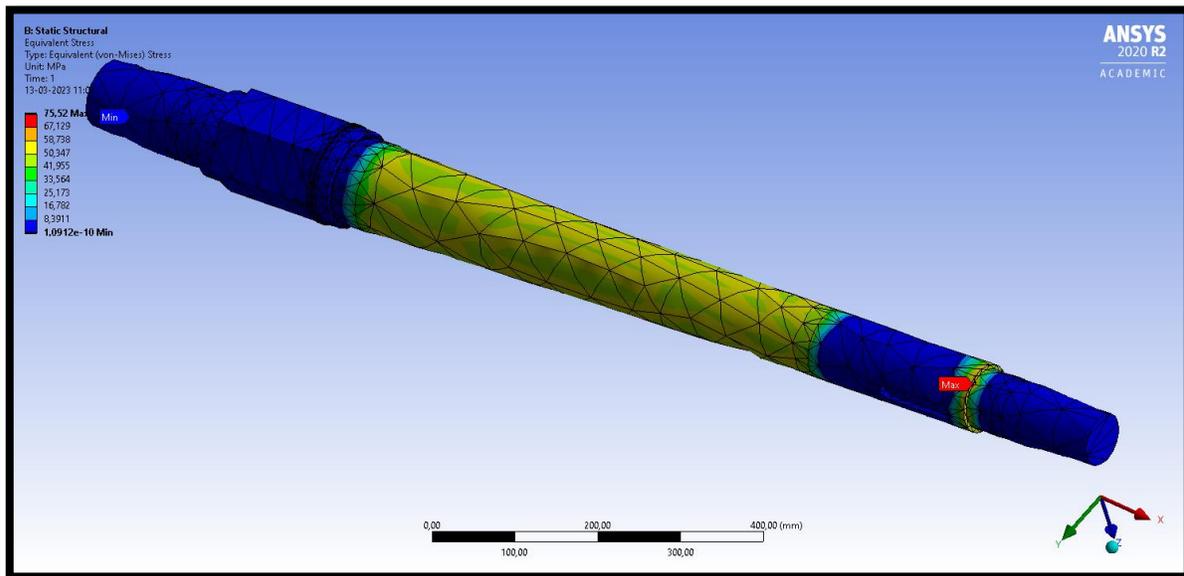


Ilustración 78: Esfuerzo equivalente en disminución de diámetro del cabezal, elaboración propia a partir de programa ANSYS.

Tabla 31: Resumen de datos de análisis estático del eje, obtenidos a través de ANSYS.

	Max	Min
Deformación total (mm)	0,78145	0,06337
Esfuerzo equivalente (MPa)	75,52	1,09e-10
Deformación equivalente (mm/mm)	0,000438	1,921e-15
Esfuerzo mínimo principal (MPa)	0,073975	-43,929

### V.3.2 Análisis modal

Para la realización del análisis modal, recurrimos al programa ANSYS, el cual nos permitió analizar el eje en movimiento rotatorio, pero aplicando la propia masa del eje, más las masas de cada uno de sus componentes, y también, sus fuerzas.

Lo primero que efectuamos fue el “Modal Analysis”, con el archivo en formato SAT y aplicando el material.

Posteriormente, se aplicaron las masas de cada componente, es decir, del tambor, engranaje y de los cabezales, agregando por defecto la masa del eje.

En seguida se aplican las restricciones, ya que, de esta forma el sistema se encuentra en equilibrio, tal como ocurre en el análisis estático, para así proceder a calcular, obteniendo 5 velocidades críticas.

**Tabla 32: Resumen de datos de análisis modal del eje, obtenidos a través de ANSYS.**

	Max	Min	Rpm
Estado 1 (mm)	7,24	1,21	309
Estado 2 (mm)	7,25	1,21	311
Estado 3 (mm)	6,89	2,20	801
Estado 4 (mm)	6,88	2,21	805
Estado 5 (mm)	10,41	2,08	1457

#### **V.4 Análisis carcasa**

Para realizar la siguiente simulación se consideró que ambos ejes y tambores, es decir, calón y llave, trabajaban al mismo tiempo. Lo que produce que, teóricamente, levanten 7.000kg. Pero, eso no se usa mucho realmente, debido a que, solo trabaja uno o el otro.

En cuanto a la lógica de análisis, se creó un “remote point” el cual considera cada agujero de los pernos en donde va el flange, y se genera una fuerza haciendo así la simulación de la fuerza de tiro, en cuanto al anclaje, se consideró un “Fixed Support” en toda la cara lateral del ángulo de la base (en donde se aplica la soldadura). Ya terminadas las condiciones preliminares se calcula y se obtienen los resultados.

Podemos observar que las deformaciones totales son producidas en las zonas más alejadas a los soportes fijos, que, en este caso, sería la base de esta, pero al tener un anclaje soldado a la cubierta del barco, se produce una fuerza de corte, generando que los petes de esfuerzo máximo se provoquen en el anclaje.

ver anexo D.

### Esfuerzo equivalente

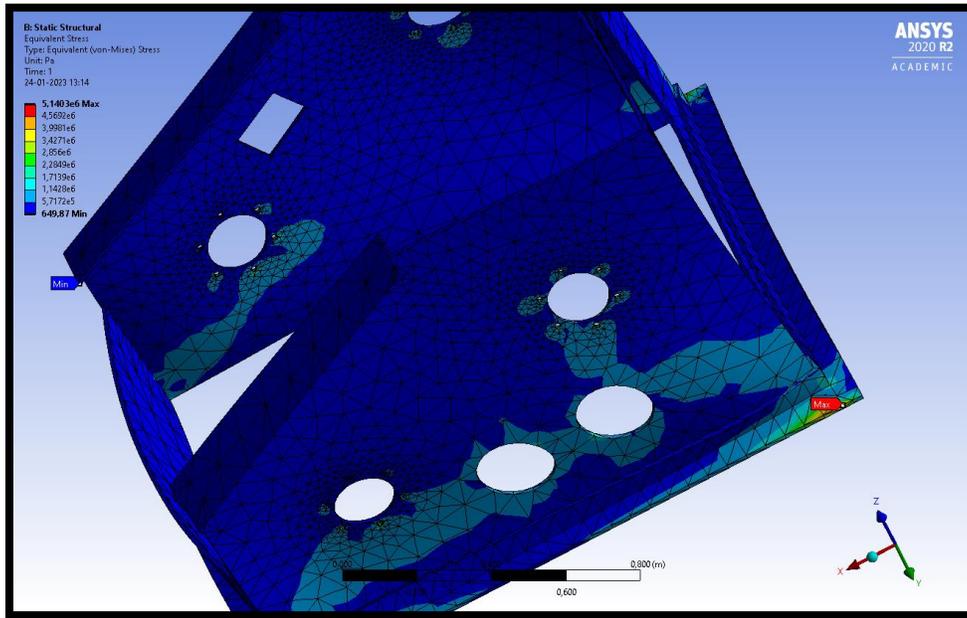


Ilustración 79: Esfuerzo equivalente en la base de la carcasa, elaboración propia a partir de programa ANSYS

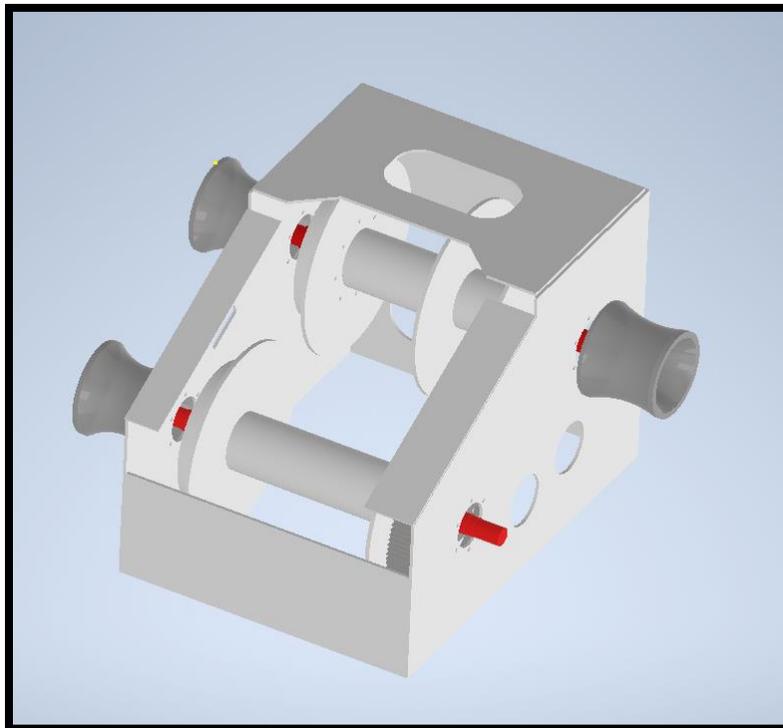


Ilustración 80: prototipo digital de winche, elaboración propia a partir de programa Inventor Professional.

**Tabla 33: Resumen de datos de la carcasa, obtenidos a través de ANSYS.**

	Max	Min
Deformación total (mm)	0,0112	0
Esfuerzo equivalente (MPa)	5,1403	0,0649
Compresión total (MPa)	1,1960	-6,757
Esfuerzo de corte (MPa)	0,6507	-0,5205
Factor de seguridad	6	

## **VI. Conclusión**

Es importante conocer el funcionamiento del Winche y la ubicación dentro de la cubierta del barco para tener una mejor optimización del proceso, es por eso que, deben existir ciertas condiciones a la hora de trabajar, como lo es el anclaje, ya que, al analizar la carcasa este fue el punto en donde se producía un mayor esfuerzo por lo que se debe considerar una mayor concentración en este aspecto, además, es importante mencionar que la pateca es quien hace que el cordel llegue en perpendicular al tambor asumiendo las variaciones de los grados que se pueden producir en el cable por las condiciones marinas.

El winche se calculó para que pudiese levantar 7000kg, (3500kg en cada eje con su tambor), pero es importante mencionar que los ejes en la realidad es raro que trabajen simultáneamente, y al momento de trabajar, no lo hacen al máximo de su carga. Por lo que, las condiciones reales, los componentes analizados del winche trabajarían sin ningún problema, sino que el winche está sobredimensionado. En cuanto a la carcasa también tenemos que, es el componente que sería el último de fallar, sin embargo, es importante estar constantemente inspeccionando y corroborando el buen funcionamiento de esta sin que pueda causar algún problema y así evitar accidentes humanos.

Además, tuvimos una serie de datos obtenidos a lo largo de este seminario de título, el cual nos sirvió para poder conocer las capacidades máximas de los piñones, cerchas, ejes y carcasa, el cual se analizó y se obtuvieron apreciaciones. Por el lado del piñón y cercha podemos concluir que el diseño está según la norma AGMA 2003-B97 permisible y aceptable, ya que, los factores de carga, resistencia las picaduras y fuerza, están dentro de los márgenes correctos de diseño. También, cumplen con las dimensiones óptimas desinvertía con el winche, debido a que, la estética también es un factor importante a la hora de competir en el mercado.

Por otro lado, el eje se analizó de manera Estática y modal, teniendo en este aspecto algunas precauciones y consideraciones con respecto a las velocidades del eje. Se tienen 5 estados o velocidades críticas, las cuales deben pasar rápidamente por

ahí, 3 de los estados son en 0 rpm lo que indica que, al estar el winche detenido, los componentes que van montado sobre el eje, ejercen una fuerza peso significativa. Además, en los estados 4 y 5 al ser velocidades bajas se efectúan las mismas consideraciones que en los estados 1,2 y 3, pasar rápidamente.

También es importante señalar respecto del análisis del eje que, se efectuó aplicando las masas de cada uno de los componentes que se encuentran en el eje, en las distancias correspondientes, equilibrando el sistema a través de un sistema de software de ingeniería Inventor.

Posteriormente, las mismas masas y cargas fueron llevadas al programa ANSYS para analizarlas de forma estática y modal.

Respecto del análisis estático, podemos observar que, en la zona donde van los cabezales, se produce la máxima deformación, generándose aún más en el cabezal derecho, debido a que, en esa zona es donde hay más fuerzas peso y masas sobre el eje.

Podemos observar que, en la zona central del eje, la cual serían los puntos más alejados a los soportes, se genera un estrés que influye de gran manera modalmente, a diferencia de estáticamente, puesto que de dicha forma no es tan influyente.

En cuanto al análisis modal, distinguimos 5 estados críticos que ocasionan deformaciones. Dichos estados se encuentran en la tabla 33 la cual brinda las deformaciones respecto su velocidad y, también, respectivo estado.

Es de suma importancia que transcurran esas velocidades en el menor tiempo posible, ya que, de esa forma se evita que las deformaciones produzcan fallas en el eje. Ver anexo C.

En cuanto a este winche cascada, está en el mercado y lleva funcionando por más de 20 años, es importante saber esto, ya que, la experiencia es fundamental y el criterio empírico corrobora que los componentes están bien calculados y montados.

Como propuesta de mejora podemos observar que el winche tiene en promedio un factor de seguridad de 6, lo que es demasiado, entonces nuestra propuesta es disminuir este factor en 4.

Cabe señalar que, para llevar a cabo una investigación más profunda, realizamos una salida a terreno, que consistió en ir a acompañar a pescadores que se dedican al rubro de la pesca artesanal, en específico la sardina. Esto cobra mayor relevancia, puesto que, es el primer winche que realizó la maestranza Indumar hace 25 años aproximadamente. Al estar con los trabajadores en terreno, conversar con ellos y, además, ver el funcionamiento del winche pudimos corroborar y concluir que, este winche es un traje a medida en el rubro, siempre y cuando se realicen las mantenciones correspondientes y teniendo

en observación cada componente principal.

Por tanto, podemos concluir que el winche cumple de forma sobresaliente con todas las funciones para las cuales fue diseñado, por consecuencia, el diseño del winche cumple con cada uno de los requisitos para su validación.

## Bibliografía

- [1] G. Mirlisenna, «ESSS,» [En línea]. Available: <https://www.esss.co/es/blog/metodo-de-los-elementos-finitos-que-es/>.
- [2] Seismous, «Seismous Engineering & Research,» [En línea]. Available: <https://seismous.com/analisis-por-elemento-finito-que-es-y-como-funciona/>.
- [3] G. Mirlisenna, «ESSS,» 22 Enero 2016. [En línea]. Available: <https://www.esss.co/es/blog/metodo-de-los-elementos-finitos-que-es/>.
- [4] J. V. G. M. C. Mora, «Mecapedia,» Universitat Jaume I, [En línea]. Available: [http://www.mecapedia.uji.es/pages/criterio\\_de\\_von\\_Mises.html](http://www.mecapedia.uji.es/pages/criterio_de_von_Mises.html).
- [5] S. T. & D. H. Perez, «Criterios de plasticidad y de rotura,» de *Apuntes de Elasticidad y Resistencia de Materiales*, 2011, p. Leccion 5 (Pag 66).
- [6] R. Corvalan, «Diseño de Elementos de Maquinas PPT,» Santiago, Chile, 2017.
- [7] H. S. y G. E. Ariel Frigiotti, «APLICACION DEL METODO DE ELEMNTOS FINITOS PARA LA DETERMINACION DE LA VELOCIDAD CRITICA DE UNA PIEZA ROTANTE,» Bariloche, Argentina, 2004.
- [8] B. & Kjaer, «¿En qué consiste un análisis modal?,» MideBien, Junio 2015.
- [9] R. C. Berroa, «ESTUDIO SOBRE LA SEGURIDAD EN EL MAR PARA LA PESCA,» Viale delle Terme di Caracalla , Roma, 2008.
- [10] I. O. P. Perez, «Fallas superficiales,» Monografias, [En línea]. Available: <https://www.monografias.com/trabajos-pdf5/fallas-superficiales-transmisiones-engranajes-metalicos/fallas-superficiales-transmisiones-engranajes-metalicos>.
- [11] Y. Delmira, «RESISTENCIA DE LOS DIENTES DE ENGRANAJE,» Agosto 2015.
- [12] IHC, «IHC SPA WINCHES HIDRAULICOS,» Ingeniera Hidraulica Concepcion SPA, [En línea]. Available: <http://www.ihcspa.cl/>.
- [13] M. Zuñiga. [En línea]. Available: <http://www.maestranzazuniga.cl/>.
- [14] M. Spa. [En línea]. Available: <https://www.mersud.cl/barbotin/>.
- [15] G. S. Peralta, «WINCHE HIDRÁULICO DE 8TM PARA APLICACIONES NAVALES CON TECNOLOGIA,» UNIVERSIDAD DE PIURA, Piura-Peru, 2016.

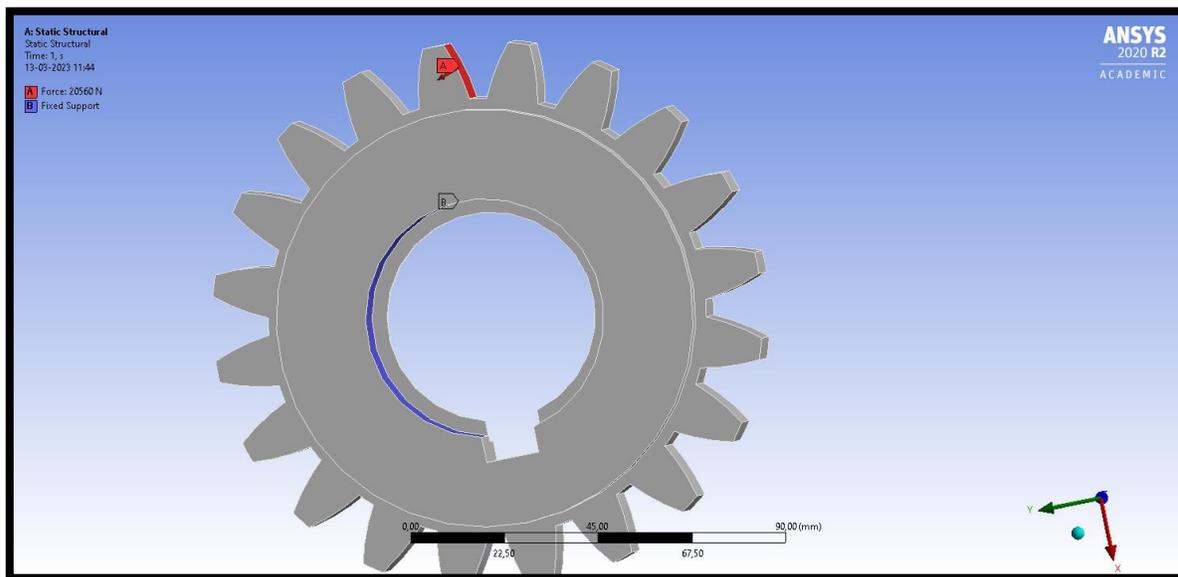
- [16] «AICRANE,» [En línea]. Available: <https://steelmillcranes.com/es/anchor-mooring-winch/>.
- [17] Datalifting, «DATAI,» Alemania, [En línea]. Available: <http://es.dataicrane.com/products/Winche-de-Remolcador.html>.
- [18] G. Luz, «Gelson Luz Materiales,» [En línea]. Available: <https://www.materiales.gelsonluz.com/>.
- [19] «Pinturas Super,» [En línea]. Available: <https://www.pinturassuper.com/pintura-epoxica-y-para-que-sirve/>.
- [20] E. SPA., «Ecosuelos,» [En línea]. Available: <https://www.ecosuelospvc.com/blog/por-que-no-es-una-buena-idea-apostar-por-la-pintura-epoxi/#:~:text=La%20aplicaci%C3%B3n%20de%20la%20pintura,propia%20aplicaci%C3%B3n%20de%20la%20pintura>.
- [21] I. J. Duque, «Motor Hidraulico,» *Motores Hidraulicos*, vol. SlideShare, p. 16, 5 de enero del 2022.
- [22] R. L. Mott, «Diseño de elementos de maquinas,» *Cuarta edicion*, p. 996, 2006.
- [23] A. Cajahuanca, «Slideshare,» 7 ABRIL 2019. [En línea]. Available: <https://es.slideshare.net/AngelDandyCajahuanca/tambor-y-clases-de-tambor-para-winces-de-servicio>.
- [24] A. Cajahuanca, «Slidshare,» 7 Abril 2018. [En línea]. Available: Universidad Nacional del Centro del Perú.
- [25] A. Cajahuanca, 7 abril 2018. [En línea]. Available: <https://es.slideshare.net/AngelDandyCajahuanca/tambor-y-clases-de-tambor-para-winces-de-servicio>.
- [26] AquaService, «Winches y roletes mecanicos-hidraulicos,» [En línea]. Available: <https://www.aquaservice.cl/productos/winches-y-roletes-mecanicos-e-hidraulicos/#:~:text=Los%20principales%20trabajos%20son%20%3A,Tiro%20de%20jaulas%20y%20plataformas..>
- [27] «AICRANE AIMIX,» [En línea]. Available: <https://malacateelectrico.com/winches-de-arrastre-para-mineria/>.
- [28] R. G. Budynas, «Diseño en ingeniería mecánica,» de *Diseño en ingeniería mecánica de shilgye 8va edicion*, Mexico, MC GRAW HILL, 2008, p. 727.

- [29] M. Giga, «Motor giga,» 2021. [En línea]. Available:  
<https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/fatiga-de-los-metales-definicion-significado/gmx-niv15-con194122.htm>.

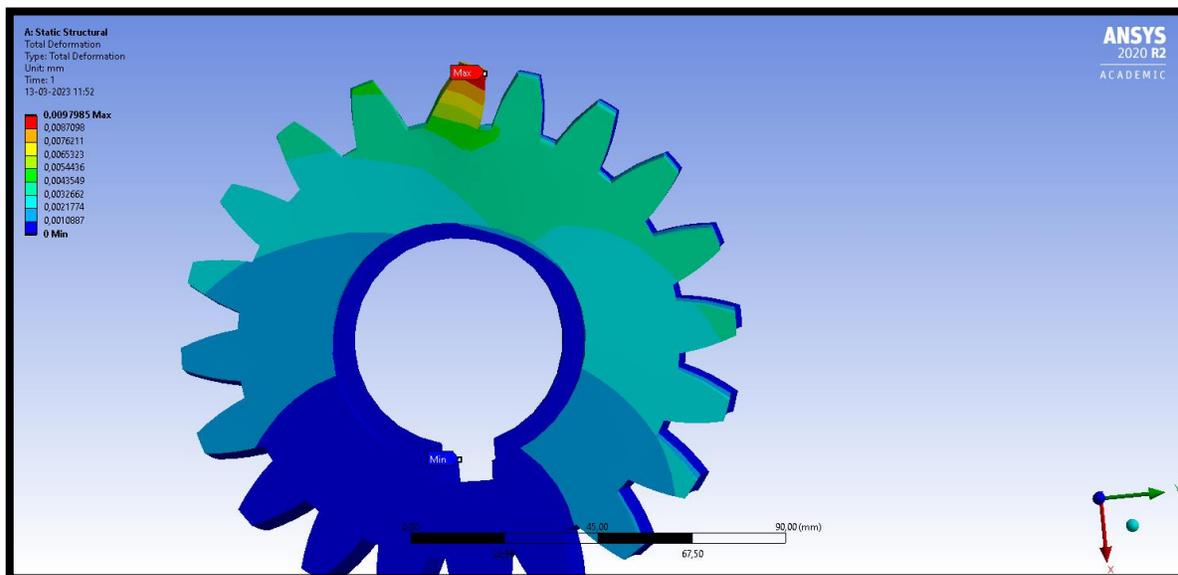
# Anexo

A)

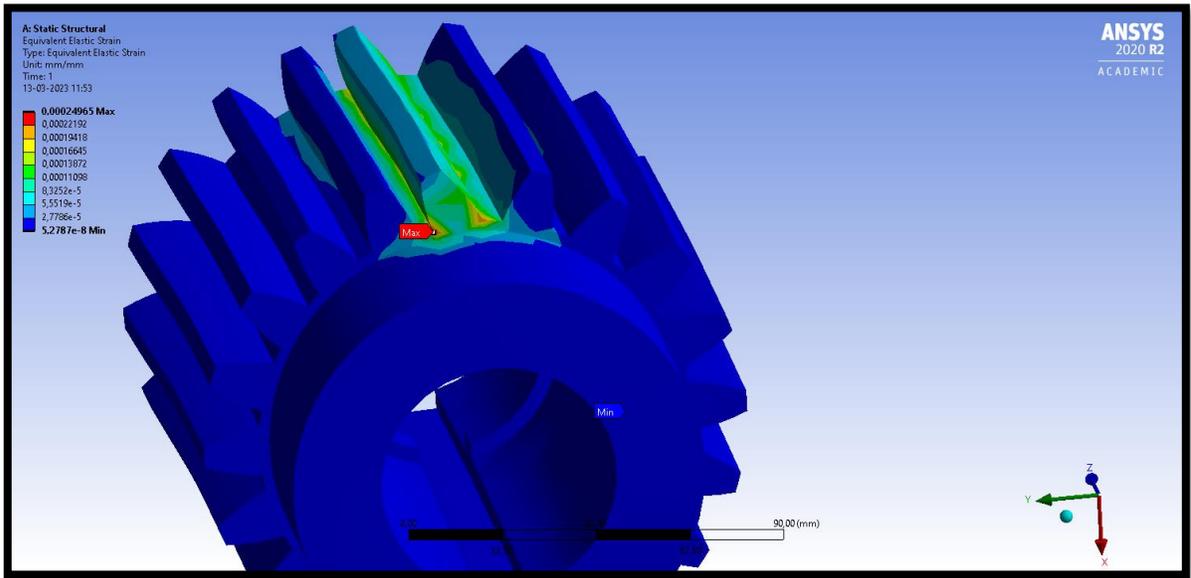
DCL



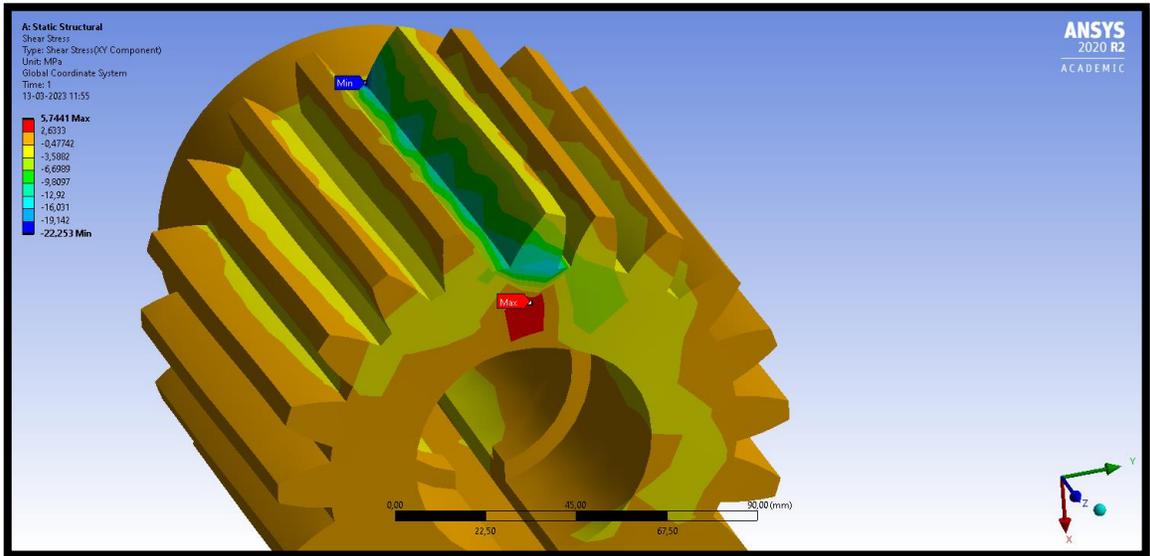
Deformación total piñón.



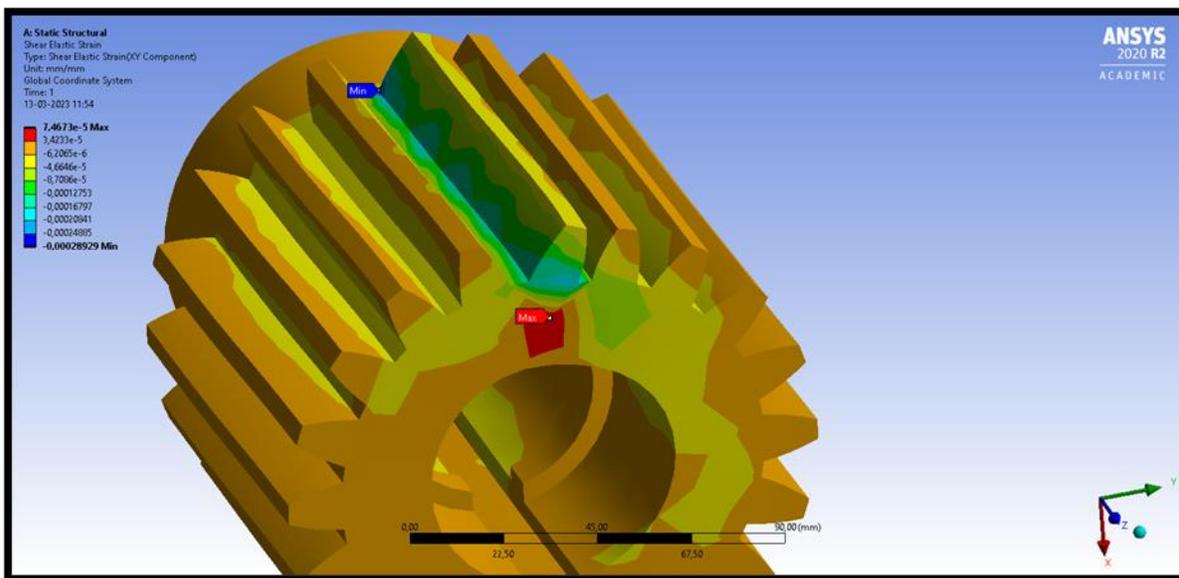
### Deformacion equivalente



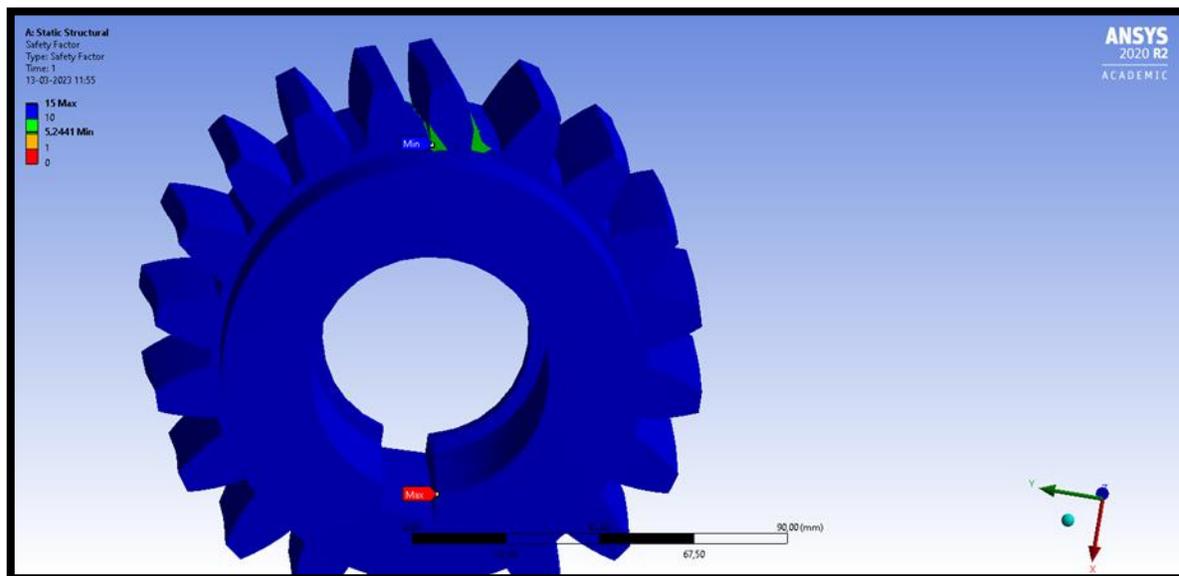
### Corte por esfuerzo



### Corte por seguridad

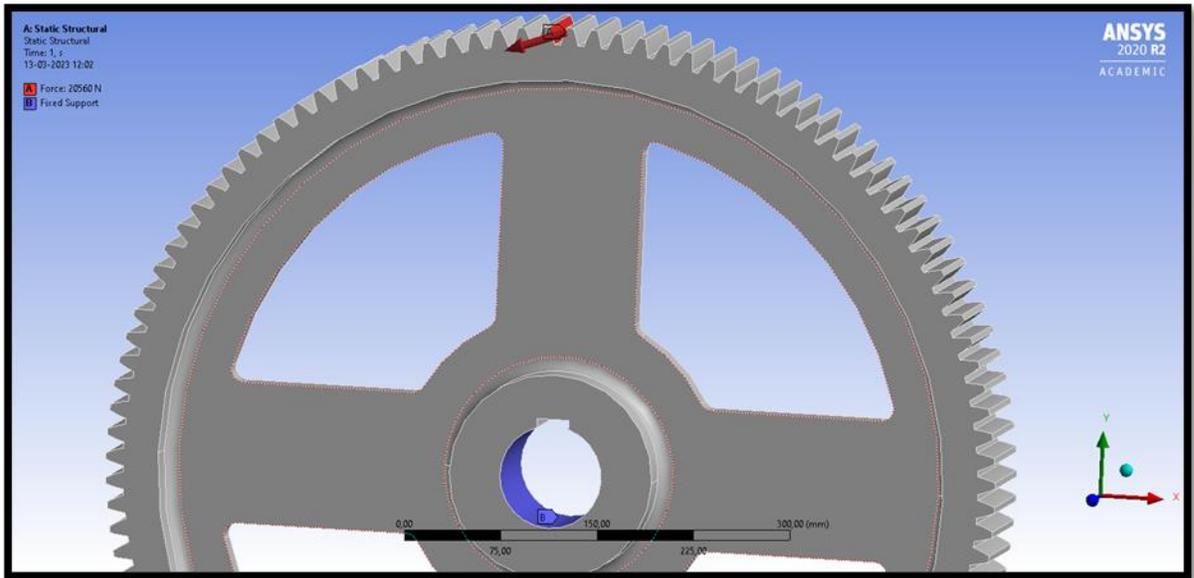


### Factor de seguridad

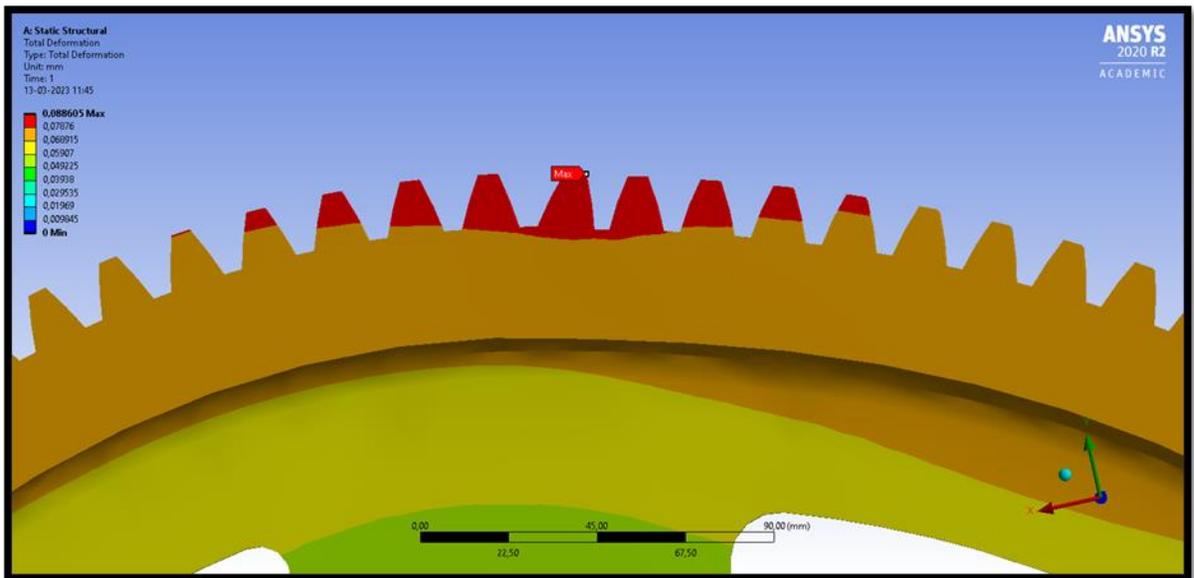


B)

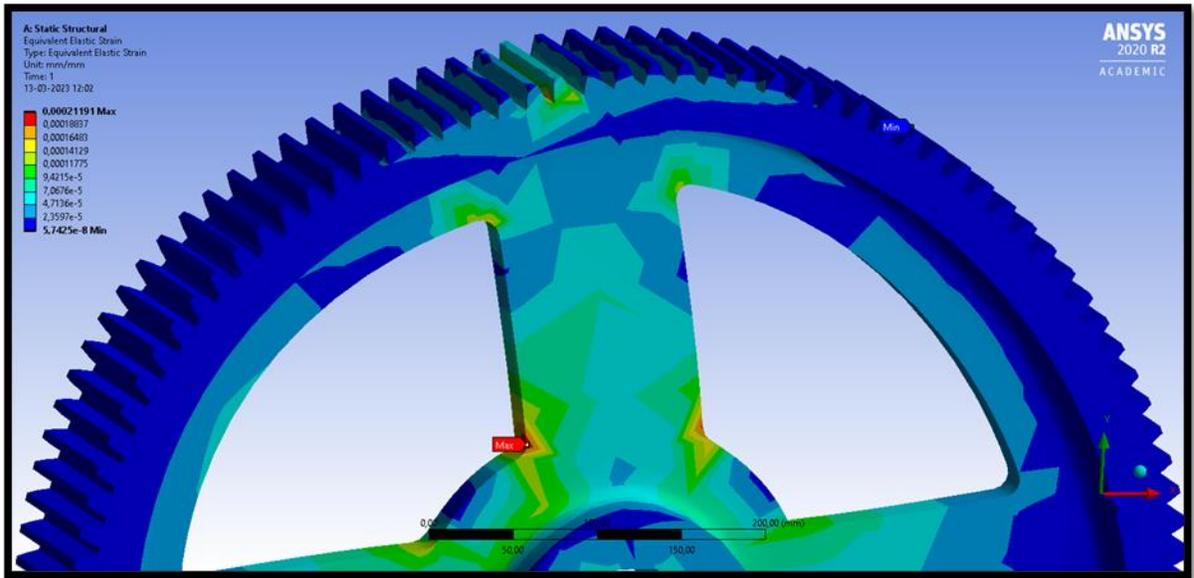
DCL



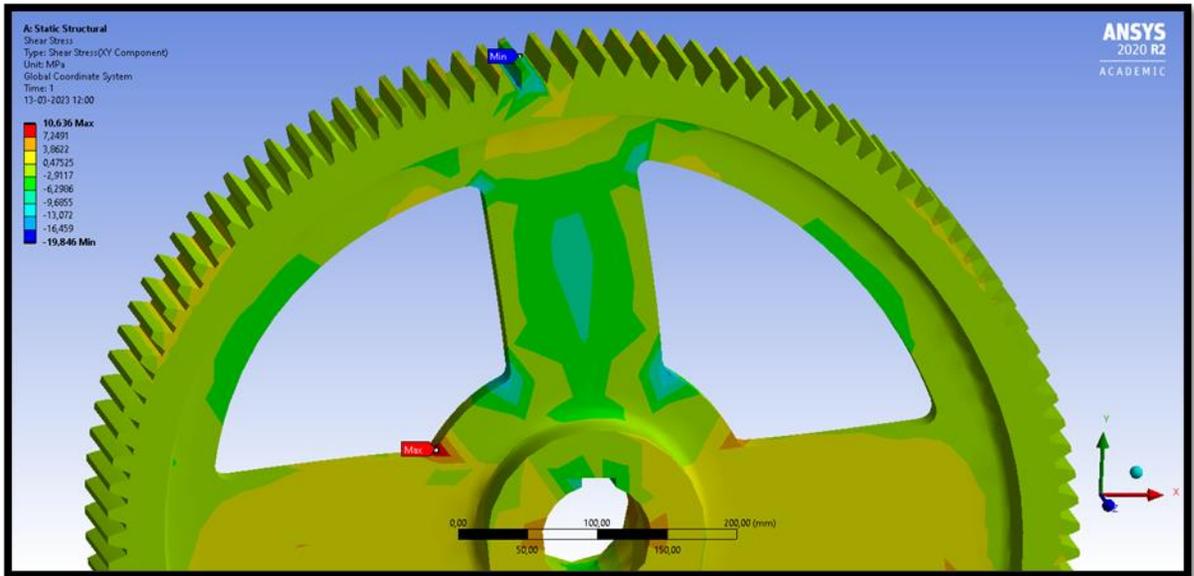
Deformación total



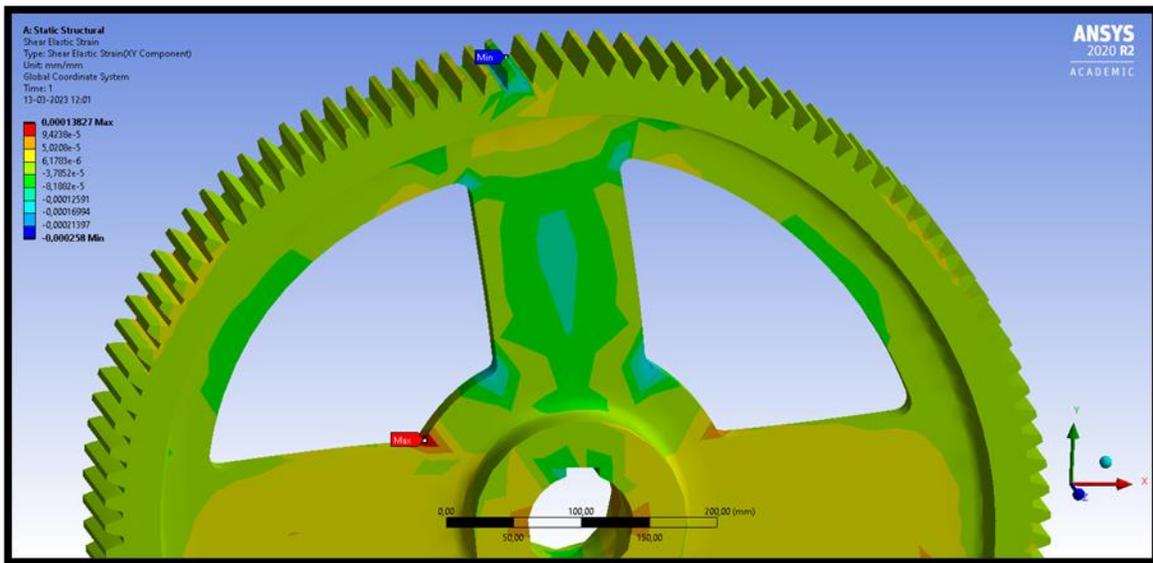
### Deformación equivalente



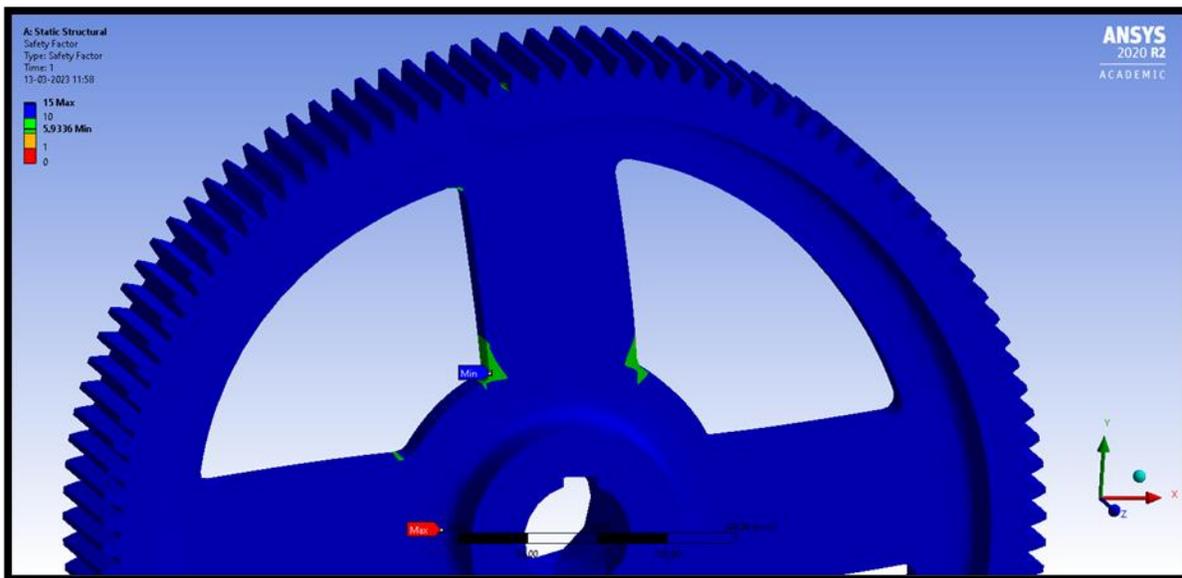
### Corte por esfuerzo



### Corte por deformación

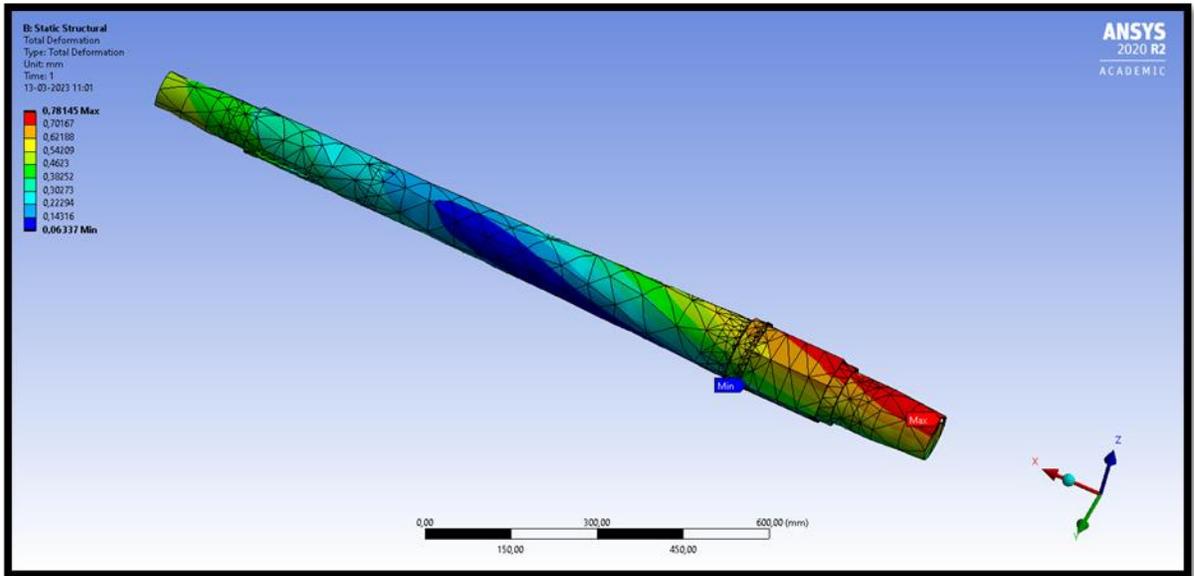


### Factor de seguridad

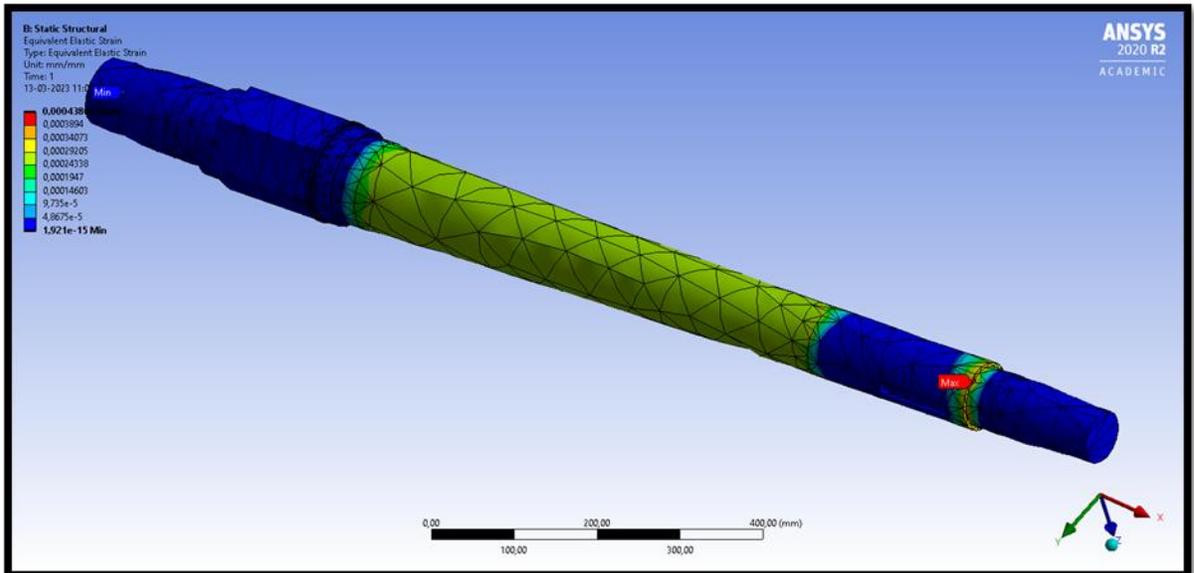


C)

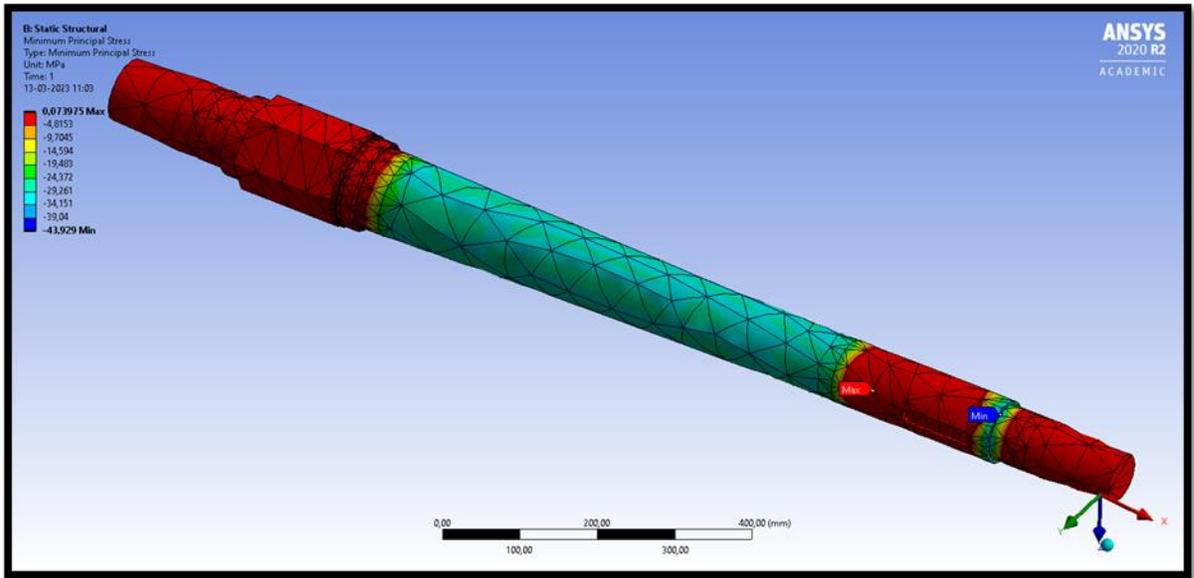
Deformación total



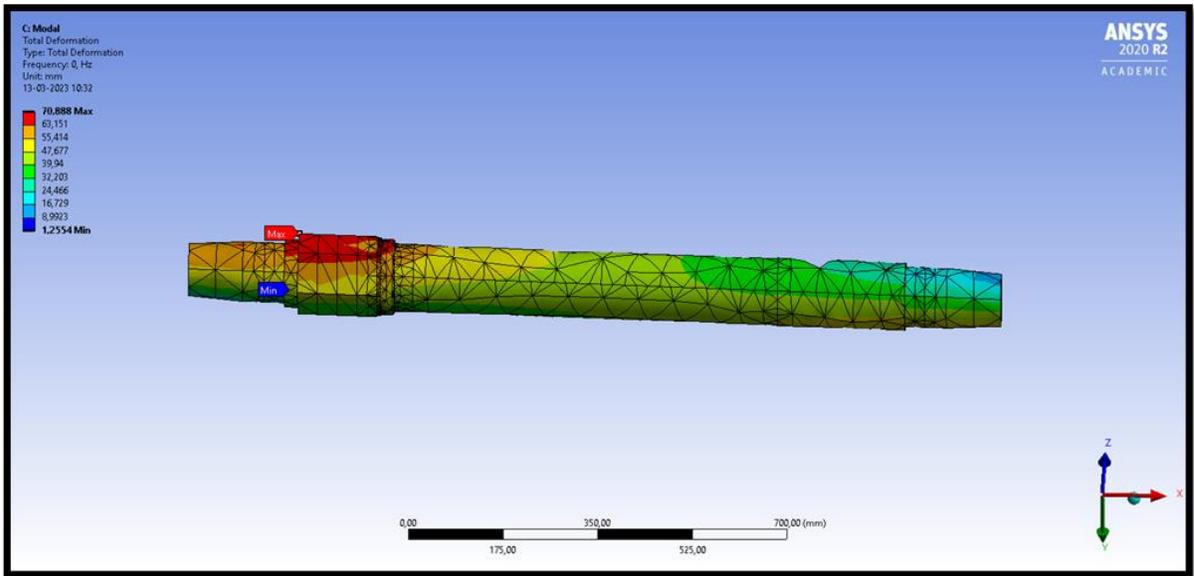
Deformación equivalente



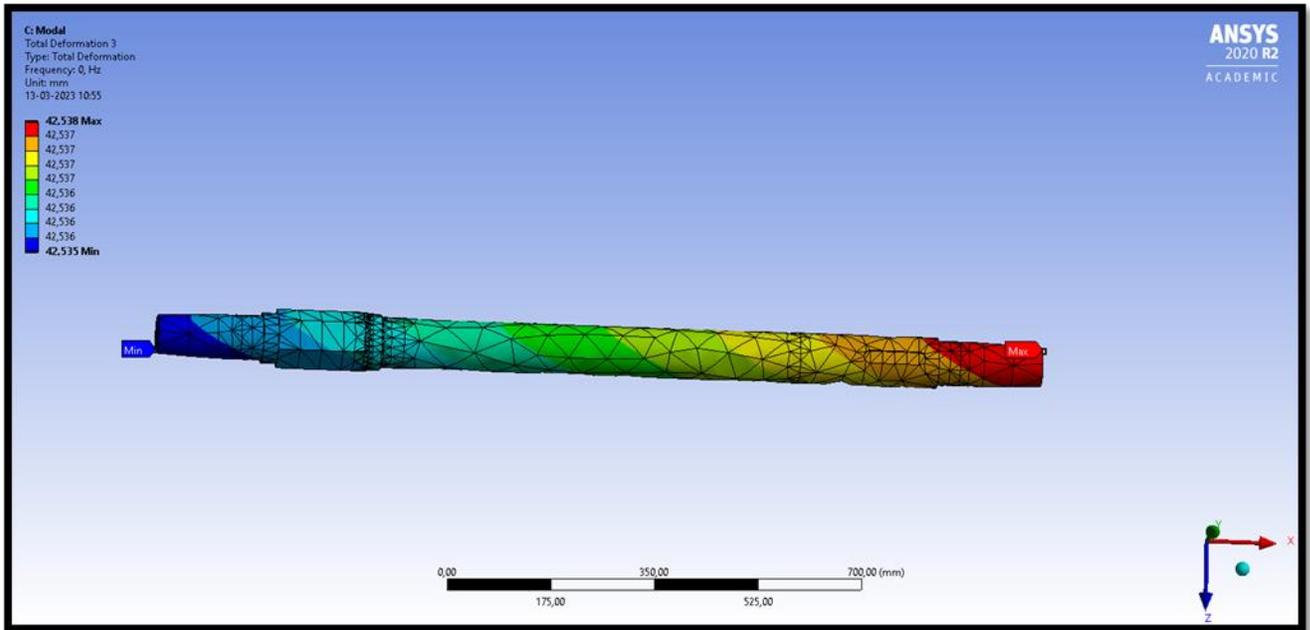
### Esfuerzo mínimo



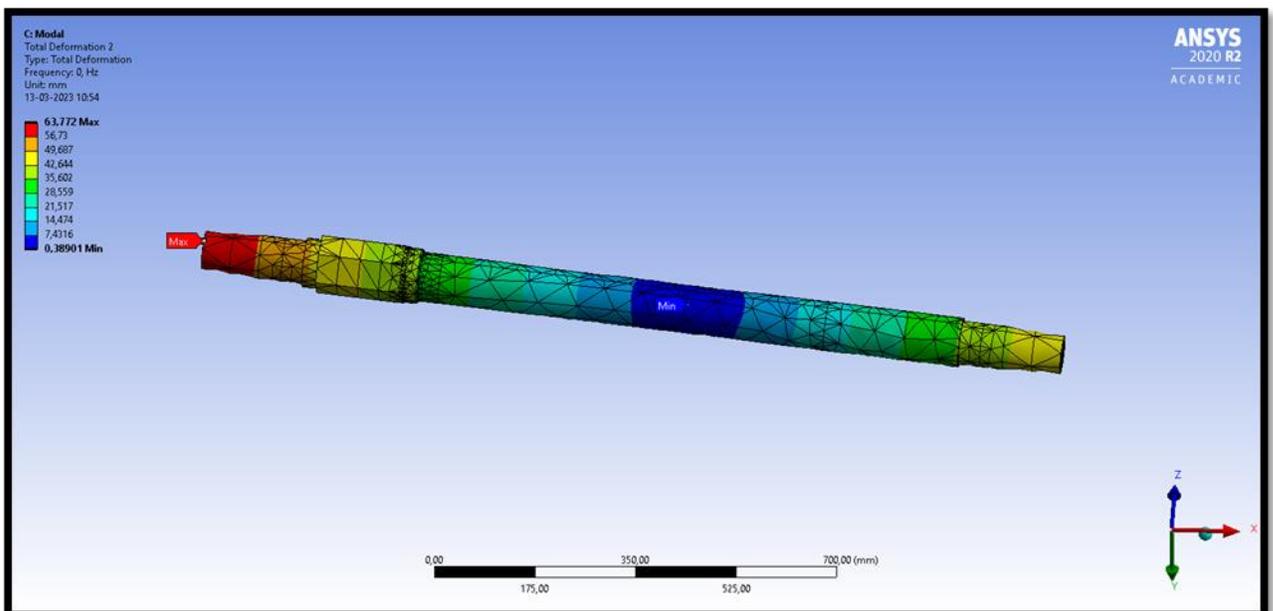
### Estado 1



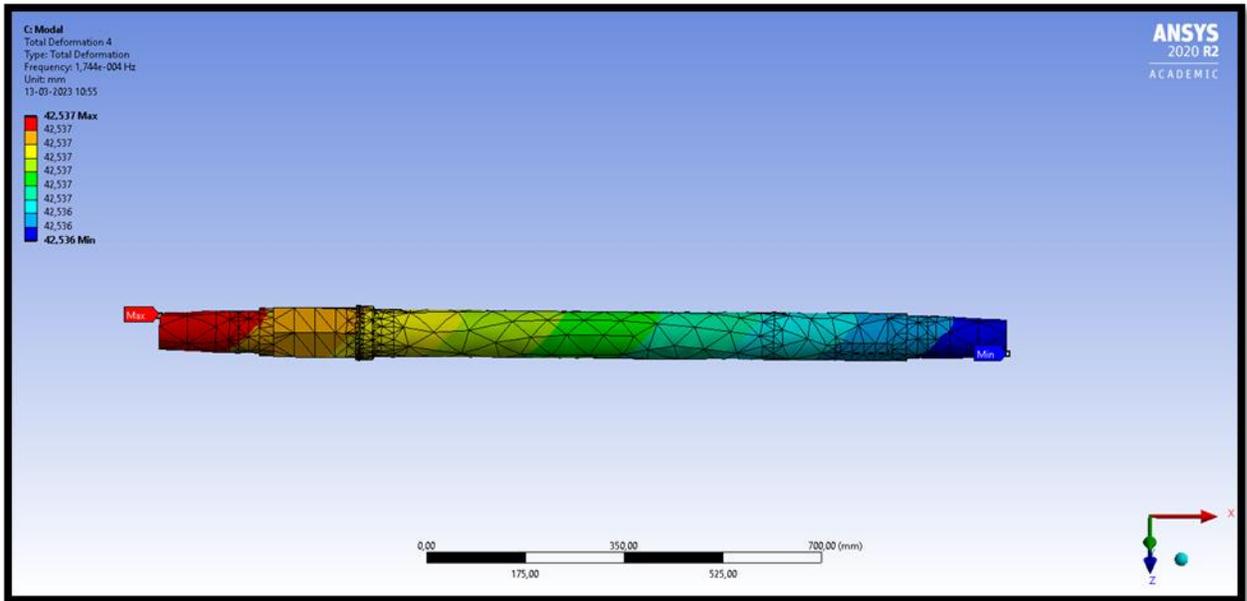
### Estado 2



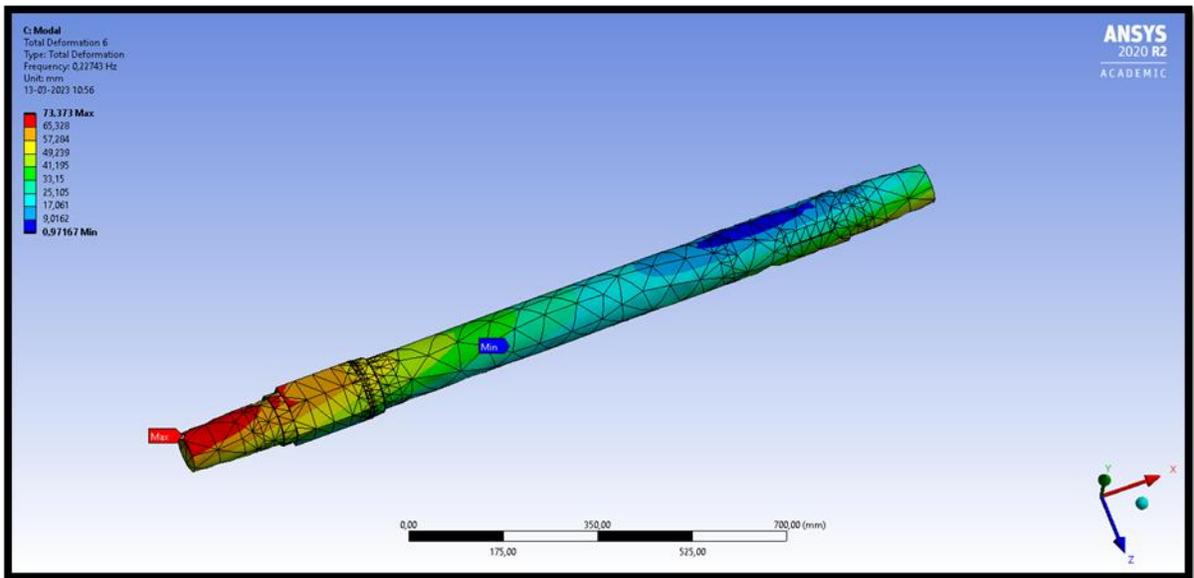
### Estado 3



### Estado 4

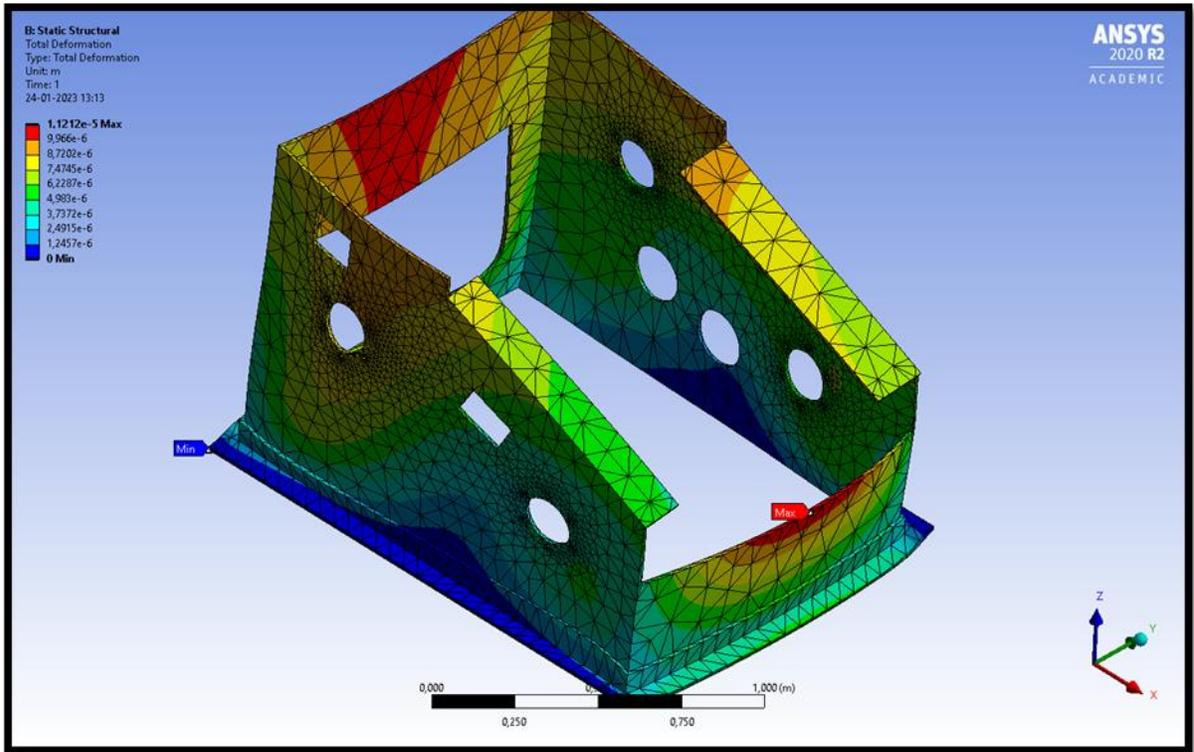


### Estado 5

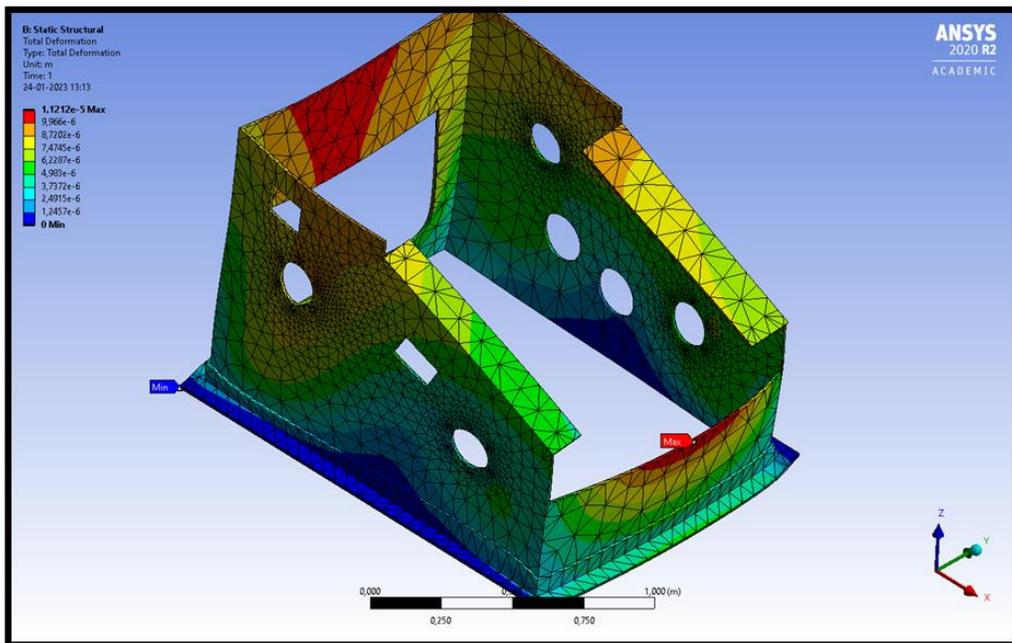


D)

Deformación total

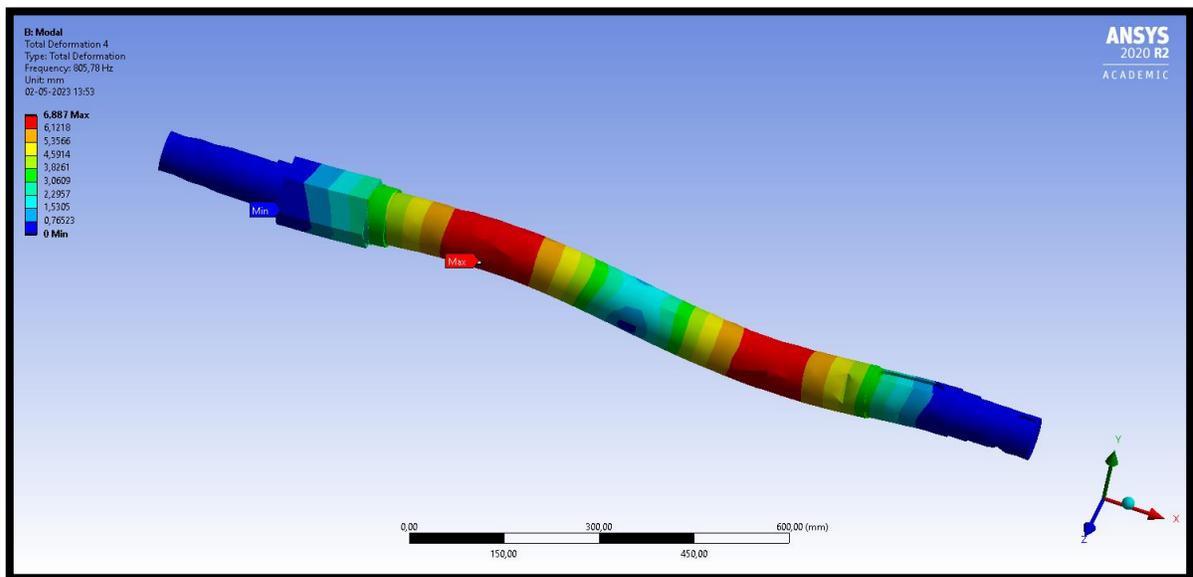
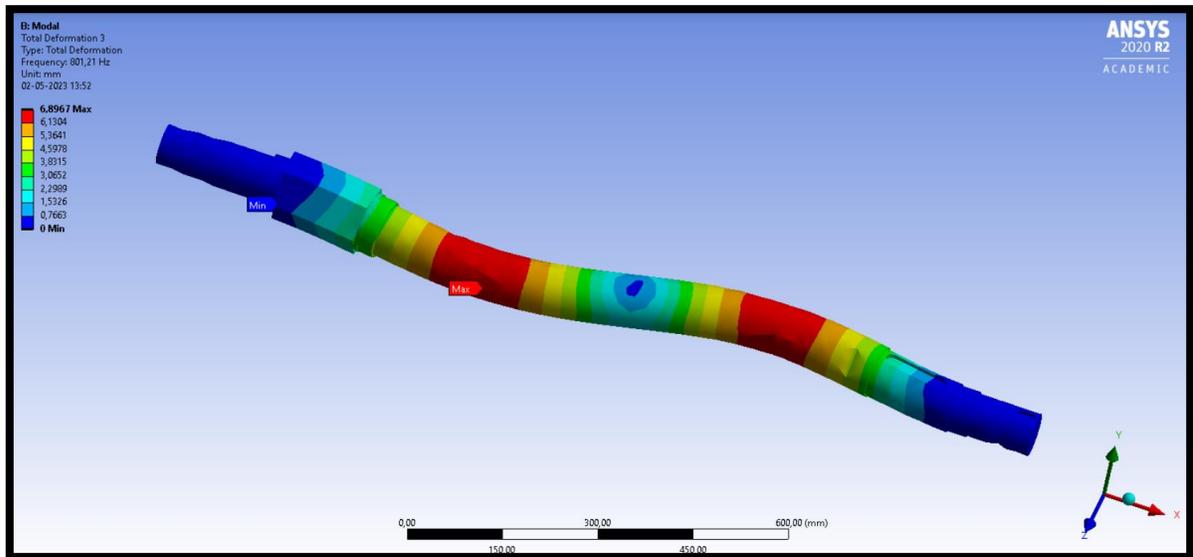


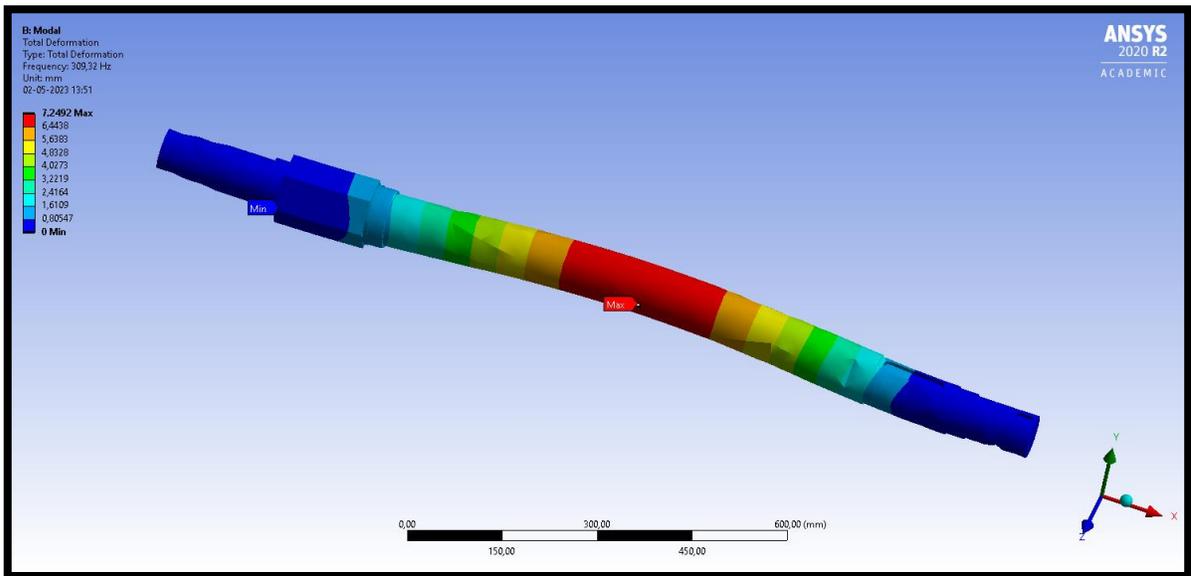
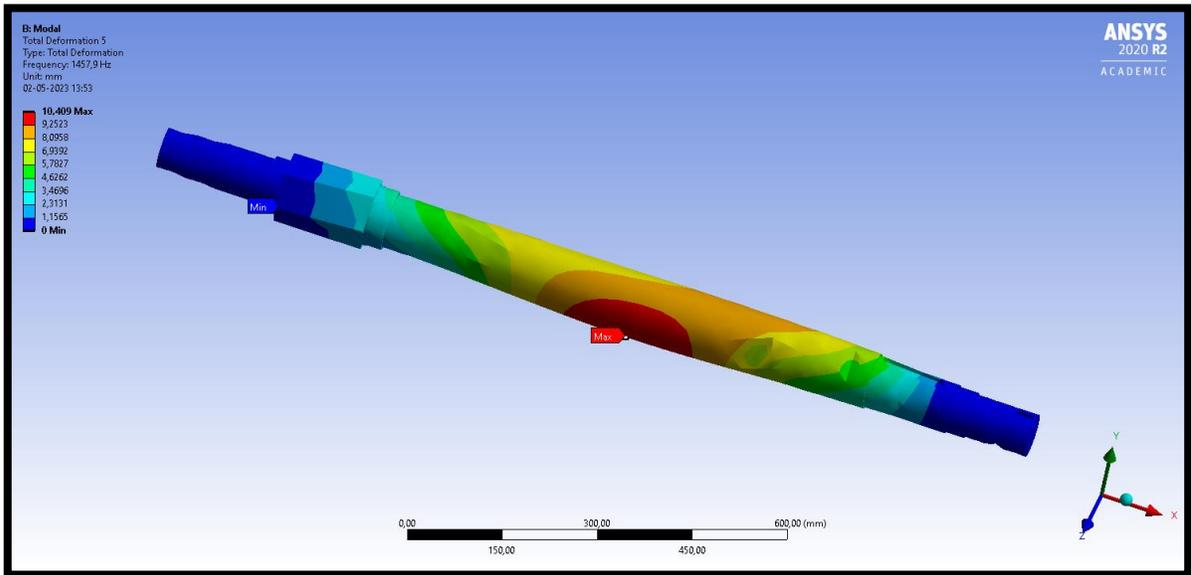
Compresión total



E)

Analisis Modal Eje





# Planos

