



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE  
NÁUTICA E MÁQUINAS

**TRABALLO DE FIN DE MÁSTER**

---

**“TITULO: ESTUDIO Y ANÁLISIS  
DE UN MECANISMO  
DIFERENCIAL”**

---

**MÁSTER EN “INGENIERÍA MARINA”**

**ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E  
MÁQUINAS**

SEPTIEMBRE – 2019

AUTOR: DAVID QUINTAS FREIRÍA

DIRECTOR: ALBERTO DE MIGUEL CATOIRA



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE  
NÁUTICA E MÁQUINAS

## TRABALLO DE FIN DE MÁSTER

---

# “TITULO: ESTUDIO Y ANÁLISIS DE UN MECANISMO DIFERENCIAL”

---

MÁSTER EN “INGENIERÍA MARINA”

ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E  
MÁQUINAS

SEPTIEMBRE – 2019

AUTOR:

DIRECTOR

Fdo.: David Quintas Freiría

Fdo.: Alberto De Miguel Catoira

## **Resumen**

Este proyecto se basa en el análisis de un mecanismo diferencial para idear un elemento mecánico que transforme el conjunto en un diferencial de deslizamiento limitado. En la fase de diseño de este componente se atiende a cuestiones como materiales, lubricación y esfuerzos; para esto último se emplea el software de modelado mecánico en 3D SolidWorks, donde se realiza un estudio del diferencial y del elemento concebido. Por último, se mecaniza un prototipo de la pieza para llevar a cabo una fase de pruebas y así determinar su efectividad y revelar problemas o errores en el diseño.

## **Summary**

This project is based on the analysis of a differential mechanism to devise a mechanical element that transforms the joint unit into a limited slip differential. In the design phase of this component, issues such as material, lubrication and efforts are addressed. For this last one, the 3D mechanical modelling software SolidWorks is used, where a study of the differential and the conceived element is carried out. Finally, a prototype of the piece is mechanized to carry out a phase of tests and thus determine its effectiveness and reveal problems or errors in the design.

## **Resumo**

Este proxecto basease no análise dun mecanismo diferencial para idear un elemento mecánico que transforme o conxunto nun diferencial de deslizamento limitado. Na fase de deseño deste compoñente aténdese a cuestión como materiais, lubricación e esforzos; para isto último empregase o software de modelado mecánico en 3D SolidWorks. Onde se realiza un estudo do diferencial e do elemento mecánico concibido. Por último, mecanízase un prototipo da peza para levar a cabo una fase de probas e así determinar a súa efectividade e revelar problemas ou erros no deseño.



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE  
NÁUTICA E MÁQUINAS

# “TÍTULO: ESTUDIO Y ANÁLISIS DE UN MECANISMO DIFERENCIAL”

---

## ÍNDICE GENERAL

---



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

**ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E MÁQUINAS**

**DATA: SEPTIEMBRE 2019**

**AUTOR: O alumno**

Fdo.: David Quintas Freiría

---

## ÍNDICE GENERAL

1. MEMORIA.....	3
1.1. Objeto .....	3
1.2. Alcance .....	3
1.3. Antecedentes .....	3
1.3.1. El mecanismo diferencial.....	3
1.3.2. Diferencial en automoción .....	5
1.3.3. Engranajes cónicos de dientes rectos .....	8
1.3.3.1. Materiales y tratamiento.....	10
1.3.4. Principal problema de un diferencial.....	11
1.4. Metodología .....	11
1.5. Análisis de las soluciones .....	12
1.5.1. Soluciones adoptadas por los fabricantes .....	12
1.5.1.1 Autoblocante por discos de fricción .....	12
1.5.1.2 Diferencial viscoso o Ferguson .....	13
1.5.1.3 Diferencial Torsen.....	14
1.6. Justificación de la solución adoptada.....	16
1.6.1. Esfuerzos en un plano oblicuo bajo carga axial .....	17
1.7. Lubricación.....	20
1.7.1. Gripaje de materiales .....	22
1.8. Cálculo de la presión aplicada .....	23

1.9. Análisis del elemento en SolidWorks .....	24
1.9.1. Análisis estático del conjunto diferencial .....	24
1.9.2. Análisis estático del casquillo .....	29
1.10. Fabricación y montaje del prototipo .....	35
1.10.1. Errores en el diseño .....	39
2. CONCLUSIONES .....	40
3. BIBLIOGRAFÍA .....	41
4. ÍNDICE DE TABLAS .....	42
5. ÍNDICE DE FIGURAS .....	43
6. ANEXOS .....	46
6.1. Engranajes .....	47
6.2. Casquillos .....	48
6.3. Hoja de procesos .....	49



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE  
NÁUTICA E MÁQUINAS

# “TITULO: ESTUDIO Y ANÁLISIS DE UN MECANISMO DIFERENCIAL”

---

## MEMORIA

---



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

**ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E MÁQUINAS**

DATA: **SEPTIEMBRE 2019**

AUTOR: O alumno

Fdo.: David Quintas Freiría

## ÍNDICE

1. MEMORIA.....	3
1.1. Objeto .....	3
1.2. Alcance .....	3
1.3. Antecedentes .....	3
1.3.1. El mecanismo diferencial.....	3
1.3.2. Diferencial en automoción .....	5
1.3.3. Engranajes cónicos de dientes rectos .....	8
1.3.3.1. Materiales y tratamiento.....	10
1.3.4. Principal problema de un diferencial.....	11
1.4. Metodología .....	11
1.5. Análisis de las soluciones .....	12
1.5.1. Soluciones adoptadas por los fabricantes .....	12
1.5.1.1 Autoblocante por discos de fricción .....	12
1.5.1.2 Diferencial viscoso o Ferguson .....	13
1.5.1.3 Diferencial Torsen.....	14
1.6. Justificación de la solución adoptada.....	16
1.6.1. Esfuerzos en un plano oblicuo bajo carga axial .....	17
1.7. Lubricación.....	20
1.7.1. Gripaje de materiales .....	22
1.8. Cálculo de la presión aplicada .....	23



1.9. Análisis del elemento en SolidWorks .....	24
1.9.1. Análisis estático del conjunto diferencial .....	24
1.9.2. Análisis estático del casquillo .....	29
1.10. Fabricación y montaje del prototipo .....	35
1.10.1. Errores en el diseño .....	39
2. CONCLUSIONES .....	40

## **1. MEMORIA**

### **1.1. Objeto**

El objeto del presente proyecto es diseñar un elemento mecánico y analizarlo mediante software de modelado 3D.

El propósito del elemento a diseñar es el de suplir la principal carencia de un mecanismo diferencial, la transmisión del mayor par al semieje que opone menor resistencia, teniendo como principal objetivo la simplicidad del elemento, la capacidad de ser adaptable a los actuales modelos de diferenciales, la economía de materiales y recursos empleados.

Una vez hecho el diseño se analizará con el programa SolidWorks para estudiar sus características, tales como como la resistencia, y se mecanizará un prototipo con objeto de realizar pruebas empíricas.

### **1.2. Alcance**

El proyecto quedará definido por el diseño de un elemento mecánico y el estudio del conjunto del diferencial, este estudio será realizado mediante un análisis estático de cargas hecho con un software de diseño 3D.

No es objeto de este proyecto el diseño de un diferencial.

### **1.3. Antecedentes**

#### **1.3.1. El mecanismo diferencial**

Un diferencial es un elemento mecánico compuesto por dos engranajes, también llamados planetarios, y dos piñones cónicos de dientes rectos, llamados satélites. Los piñones giran sobre un eje que puede rotar perpendicular al eje principal, el eje de los engranajes, véase Figura 1.3.1.1

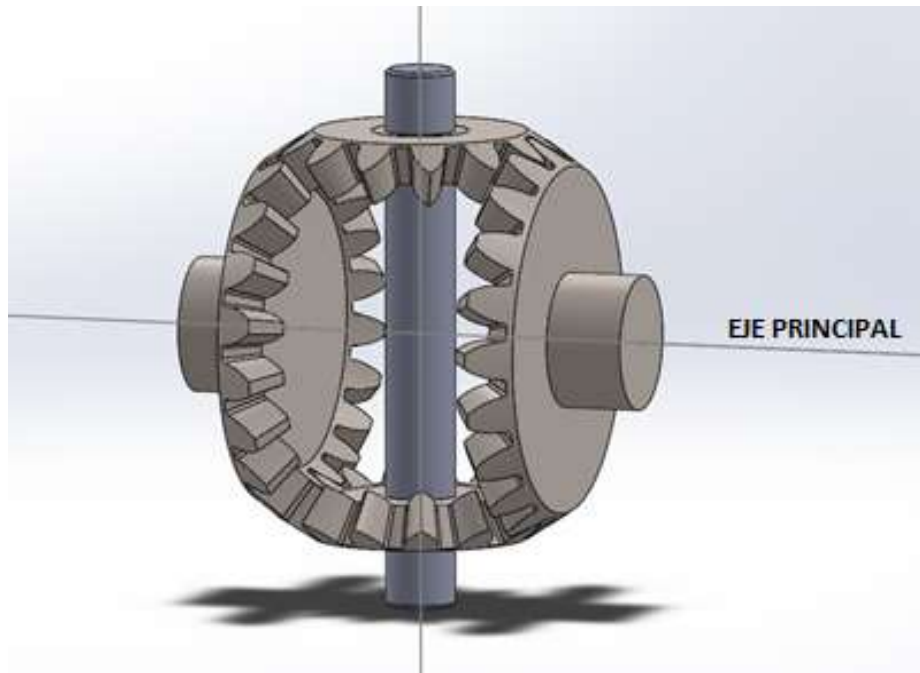


Figura 1.3.1.1 Ejes (Original del autor)

Como se puede ver en la Figura 1.3.1.2. el objetivo de un mecanismo diferencial es el de dividir el eje principal (7) en dos, permitiendo el giro desacoplado de cada una de las partes a las que llamaremos semiejes, pero a su vez permitiendo una transmisión de potencia a ambos desde un tercer eje (3). El eje transmisor finaliza en el piñón de ataque (2) que engrana con la corona (4), esta transmite la potencia a la carcasa del diferencial (6) donde están anclados los piñones satélites (1). Los satélites (1) transmiten la potencia a los engranajes planetarios (5) mediante el giro de la carcasa alrededor del eje principal.

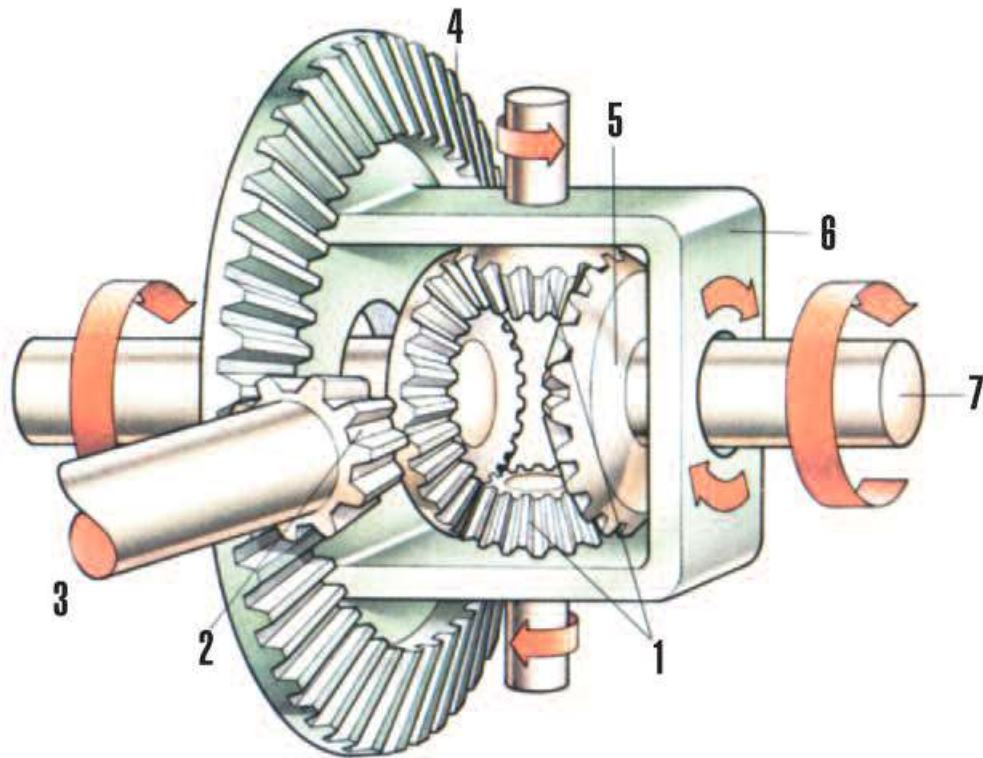


Figura 1.3.1.2 Dibujo diferencial (talleractual.com)

### 1.3.2. Diferencial en automoción

[1] Si un coche tuviera que ir siempre en línea recta, sin girar, el diferencial no sería necesario, sin embargo, cuando un vehículo cambia de dirección la rueda exterior efectúa un recorrido más largo que la rueda interna. Si el árbol de transmisión estuviera engranado rígidamente a ambas ruedas para que ambas pudieran girar solidariamente, cada una de ellas resbalaría sin girar para recorrer la curva. De ser así se reduciría considerablemente la durabilidad de los neumáticos, aparte de que el deslizamiento haría difícil controlar el coche en las curvas. El diferencial elimina todos estos problemas porque permite que, al cambiar de dirección, las ruedas efectúen giros diferentes.

Para estudiar la construcción y la acción del diferencial, considérese uno sencillo (Figura 1.3.2.1). Las dos ruedas del vehículo están unidas, a través de los semiejes, a dos piñones cónicos planetarios (5). Alrededor del eje de la izquierda se ha

montado una carcasa de diferencial (6). La carcasa lleva un cojinete que le permite girar independientemente del semieje izquierdo, y en su interior, un eje soporta un tercer piñón cónico (1). Este piñón, denominado piñón satélite del diferencial engrana con los otros dos, solidarios con los semiejes de las ruedas. Así pues, cuando la carcasa del diferencial gira, también lo hacen los dos piñones cónicos axiales, y con ellos las ruedas.

Ahora supóngase que una de las ruedas permanece inmóvil, entonces, cuando la carcasa del diferencial gira, el piñón satélite también girará alrededor del piñón planetario del eje fijo. Al girar en esta forma, transmite el movimiento de rotación al piñón cónico del otro semieje haciendo que la rueda gire.

Como puede verse, cuando una rueda gira más deprisa que la otra, el piñón satélite gira sobre su eje, transmitiendo una velocidad de rotación mayor a una rueda que a la otra. Cuando ambas van a la misma velocidad, el piñón satélite no gira sobre su eje. La carcasa del diferencial se hace girar por medio de una corona dentada solidaria con ella (4). Esta corona engrana con un piñón de ataque (2) situado en el extremo del árbol de transmisión (3), cuando el coche circula por una carretera recta, la corona dentada, la carcasa del diferencial, el piñón satélite y los dos piñones cónicos axiales giran como una unidad compacta, sin ningún movimiento relativo. Sin embargo, al empezar a tomar una curva, el piñón satélite gira sobre su eje para permitir que el movimiento de rotación sea más rápido en la rueda exterior que en la interior.

El listado de piezas que componen el mecanismo se puede consultar en la Tabla 1.3.2.1.

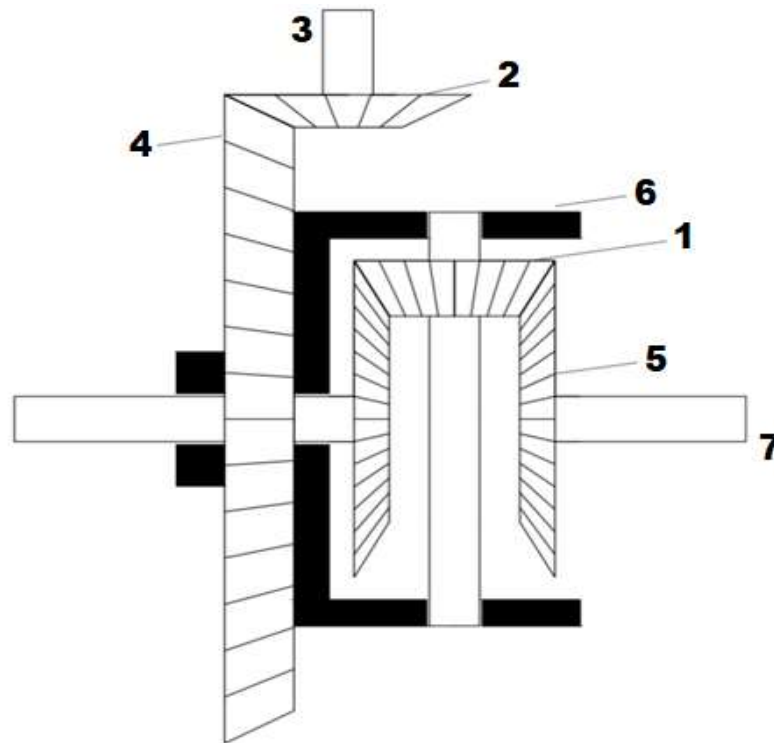


Figura 1.3.2.1 Conjunto diferencial (Original del autor)

Nº	Nombre del elemento
1	Engranaje cónico piñón <b>satélite</b>
2	Piñón de ataque
3	Eje de transmisión
4	Corona
5	Engranaje cónico piñón <b>planetario</b>
6	Carcasa del diferencial
7	Eje principal

Tabla 1.3.2.1 Partes del diferencial

### 1.3.3. Engranajes cónicos de dientes rectos

Los diferenciales y concretamente el diferencial que se someterá a estudio, se componen de cuatro engranajes cónicos de dientes rectos.

[2] Cuando dos ejes se intersectan deben conectarse por engranajes, los cilindros primitivos son reemplazados por conos primitivos tangentes entre sí a lo largo de un elemento, con sus vértices en la intersección de los ejes. Se colocan dientes sobre ambos conos formando engranajes cónicos. La relación de los engranajes no debe exceder 10:1 y para incremento de velocidad debe ser 1:5 o menor. Los engranajes cónicos no son en general intercambiables y se hacen y reemplazan como conjuntos acoplados.

Los engranajes cónicos rectos son los tipos más simples de engranajes cónicos debido a su facilidad de fabricación. Tales engranajes tienen dientes rectos u ahusados, mismos que si se extendieran hacia el interior se intersectarían en un punto común. La acción de los dientes de engranajes cónicos rectos es una en la que el contacto sobre el engranaje impulsado comienza en la parte superior del diente y avanza hacia la raíz.

Otros tipos de engranajes cónicos pueden ser los engranajes cónicos espirales, los engranajes cónicos Zerol o los engranajes hipoides tales como los que podemos encontrar en el eje transmisor de potencia al diferencial.

La mayoría de los cálculos para el diseño de engranes cónicos se basa en el diámetro de un círculo primitivo de acuerdo al tamaño del cono primitivo de ese engranaje en su punto más grande. Debido a las dificultades en asegurar un apoyo uniforme a lo largo del diente, el ancho de cara no se hace generalmente más largo que un tercio del lado del cono primitivo.

Para garantizar la operación apropiada de un par de engranes cónicos, debe tenerse cuidado de que los engranes estén montados correctamente. Los montajes del piñón y engrane deben dar soporte adecuado de manera que no se presente ningún movimiento axial. Si el piñón de un engranaje es suficientemente pequeño para que el eje del engrane pase por él sin interferencia, es posible usar dos soportes exteriores para el engrane. El piñón del conjunto casi siempre está

montado como un voladizo a menos que su tamaño permita al usuario incluir también un segundo soporte. Para determinar las cargas que los cojinetes de apoyo tendrán que soportar, es útil conocer las cargas que surgen debido al contacto de los dientes. Las cargas tangenciales aplicadas a los dientes de un engrane cónico pueden determinarse a partir del par de torsión aplicado a ese miembro y del diámetro del círculo primitivo al que esta aplicado.

Si tanto el engrane como el piñón están hechos del mismo material, la falla ocurrirá en el piñón. Si se usan diferentes materiales para el engrane y el piñón, el esfuerzo de diseño por flexión debe revisarse para ambos miembros del conjunto. Aunque la ecuación de diseño especifica que se usen el par de torsión y el diámetro del piñón, el hecho de que el par se divide entre el diámetro del círculo primitivo permite al diseñador usar el par y el diámetro del engrane para obtener los mismos resultados.

El estudio se realizará mediante software y los elementos de transmisión de potencia utilizados serán obtenidos del estándar ISO.

- Engranaje cónico de dientes rectos 5M 20GT 13PT 20PA 12FW
- Piñón cónico de dientes rectos 5M13PT 20GT 20PA 12FW

Las características de diseño de los engranajes se pueden consultar en la Tabla 1.3.3.1, la apariencia final en la Figura 1.3.3.1 y las vistas y acotación del perfil de los dientes en el Anexo 6.1.

Nombre	Piñón cónico de dientes rectos	Engranaje cónico de dientes rectos
Módulo	5	5
Número de dientes	13	20
Ángulo de presión	20	20
Anchura de la cara	12	12
Diámetro del cubo	25	35
Distancia de montaje	10	60
Diámetro del eje nominal	18	0.8
Designación	5M13PT 20GT 20PA 12FW	5M 20GT 13PT 20PA 12FW

Tabla 1.3.3.1 Engranajes ISO



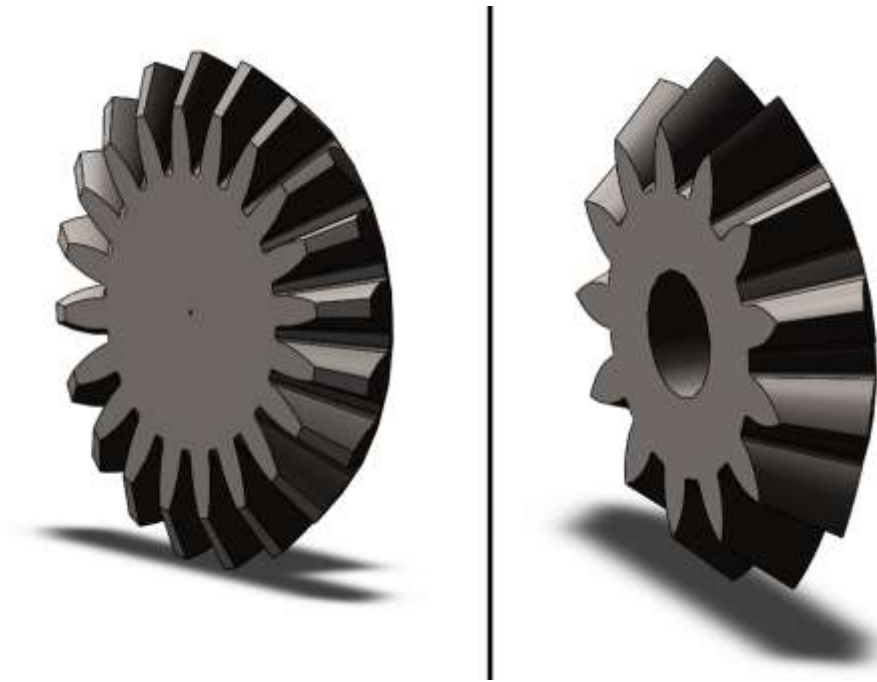


Figura 1.3.3.1 Engranajes (Original del autor)

#### 1.3.3.1. Materiales y tratamiento

Los dientes de los engranajes deben soportar grandes cargas y ser resistentes al desgaste por esto se someten a un tratamiento térmico de cementado.

[3] La cementación es un tratamiento termoquímico que se aplica cuando se necesita un núcleo tenaz y dureza en la superficie, como es el caso de los engranajes. Este proceso consiste en endurecer la capa superficial de un acero rodeándola de un agente cementante o carburante que va a ceder carbono (C).

Los aceros a utilizar serán bajos en carbono ( $< 0.2\%C$ ) para obtener tenacidad en el núcleo, que pueden ser desde el F-1510 (C 10 k) hasta el F-1513 (C 16 k). También valen aceros aleados especiales para cementación cuyas designaciones van desde el F-1515 (20 Mn 6) al F-1569 (14 Ni Cr Mo 13).

El porcentaje de carbono de la capa cementada deberá ser como máximo de 0.8 a 0.9 % de C porque si es más se desprende la capa al aparecer óxido de hierro. La temperatura oscila debido a que para que la pieza disuelva el carbono necesita estar en estado eutéctico que aparece a diferente temperatura según el porcentaje de carbono utilizado, variando entre 850 y 900°C.

### **1.3.4. Principal problema de un diferencial**

Como se puede determinar con un análisis detallado de este mecanismo, el par es limitado por el semieje que presente menor resistencia, es decir, si se produce un frenado de una de las dos partes esta dejará de girar recibiendo la otra toda la potencia del eje de transmisión. Este efecto provocará que rote únicamente el semieje que opone menor resistencia y es conocido como deslizamiento.

En un diferencial real debido a la fricción entre los cojinetes y los engranajes, además del arrastre que provocarán los fluidos lubricantes y que es proporcional a la velocidad, los semiejes tienden a bloquearse solidariamente recibiendo un poco de par el eje que más se opone al giro, pero de forma insuficiente para realizar un aprovechamiento eficaz de la potencia en condiciones de irregularidad de resistencia entre las partes del eje principal.

### **1.4. Metodología**

Se analizará la forma de funcionamiento del elemento para determinar una posible solución, esta será simulada en 3D para realizar un análisis estático de las fuerzas que intervienen en el ensamblaje de las piezas y determinar si cumplirán con las solicitaciones a las que se verán sometidos en aspectos como la tensión máxima soportada y la deformación de los materiales.

Posteriormente se mecanizará un prototipo del modelo y se someterá a pruebas para determinar la fiabilidad del diseño y buscar errores y mejoras en el diseño.

## **1.5. Análisis de las soluciones**

Para solventar la principal problemática, la transmisión de potencia al eje que opone menor resistencia, existen los diferenciales de deslizamiento limitado y los diferenciales autoblocantes.

Estas soluciones para solventar las carencias de transmisión de un diferencial son de un elevado coste y difícil implementación si lo que se busca es una mejora económica de un elemento ya diseñado y en funcionamiento.

Se diseñará un sistema basado en la fricción para frenar el giro relativo de los semiejes aprovechando que, cuando un eje gira con respecto a otro, los piñones satélites giran en sentidos opuestos.

### **1.5.1. Soluciones adoptadas por los fabricantes**

[4] [5] [6] Desde que en 1827 el ingeniero francés Onésiphore Pecqueur inventara el diferencial los fabricantes han buscado múltiples soluciones y mejoras a este elemento, así han surgido los actuales diferenciales de deslizamiento limitado y autoblocantes.

Entre los diferenciales de deslizamiento limitado los más comunes son:

#### **1.5.1.1 Autoblocante por discos de fricción**

En este tipo de diferenciales, un conjunto de discos similares a los de un embrague, como se puede ver en la Figura 1.5.1.1.1, realizados en acero endurecido y funcionando con lubricantes especiales bloquean los dos semiejes de forma solidaria bajo determinadas condiciones de funcionamiento. La carga aplicada sobre los discos se consigue mediante dos métodos. El primero es precargando los juegos de discos mediante un muelle helicoidal o una arandela Belleville escogidos para proporcionar un valor mínimo de par que haga que se rompa la barrera estática que mantiene los ejes solidarios. La segunda, se consigue mediante un tallado de

los dientes de los satélites especial, diseñado cuidadosamente para cargar los juegos de discos a medida que el par aumenta.



Figura 1.5.1.1.1 Autoblocante de discos (Coches.com)

#### 1.5.1.2 Diferencial viscoso o Ferguson

Como se puede ver en la figura 1.5.1.2.1, está constituido por una carcasa solidaria al árbol de transmisión que encierra unos discos, de los cuales, unos están unidos a la carcasa y otros al portadiscos solidario al eje de salida, los discos de ambas series van intercalados y con hendiduras y taladros, a través de los cuales puede pasar el aceite silicona mezclado con un 20% de aire, que llena todo el conjunto.

Cuando uno de los ejes pierde tracción el deslizamiento que se genera entre los discos alternos hace aumentar la temperatura y presión en el aceite silicona que los envuelve, aumentando las fuerzas de cizalladura, arrastrando los discos conductores a los conducidos, consiguiéndose un giro solidario entre ambos.

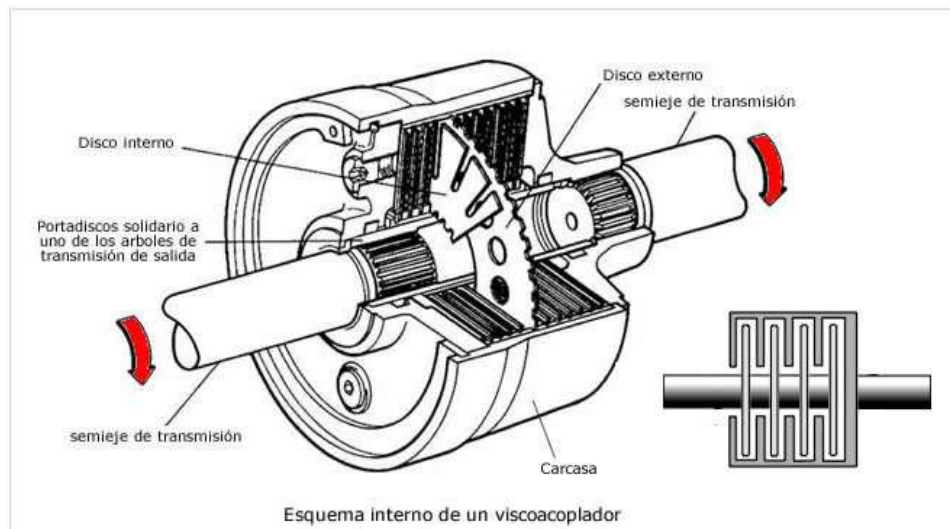


Figura 1.5.1.2.1 Diferencial Ferguson (Aficionadosalamecánica.com)

Puesto que el líquido viscoso que hay dentro del viscoacoplador no es un medio fijo de transmisión, depende de la temperatura y de la diferencia de velocidad entre discos, la tracción no es fija ni constante.

Este sistema de transmisión no es constante al 100% tiene un pequeño deslizamiento (diferencia de velocidad entre ejes) y retraso en su acoplamiento, lo que hace que el par no se transmita igual a los dos ejes. Pero este inconveniente es menor y por eso es muy utilizado, por su buen equilibrio entre precio y eficacia.

### 1.5.1.3 Diferencial Torsen

Su nombre procede de las palabras inglesas Torque Sensitive, que en español quieren decir sensible al par, fue inventado por Vernon Gleasman.

Basa su funcionamiento en la combinación de una serie de engranajes convencionales y helicoidales. En concreto, se utilizan tres pares de ruedas helicoidales que engranan a través de dientes rectos situados en sus extremos, como se puede ver en la figura Figura 1.5.1.3.1. La retención o el aumento de la fricción se produce porque las ruedas helicoidales funcionan como un mecanismo de tornillo sinfín: el punto de contacto entre los dientes se desplaza sobre una línea recta a lo largo del propio diente, lo que supone unir al movimiento de giro de las ruedas un movimiento de deslizamiento que supone fricción. El tarado o grado de

resistencia se determina precisamente por el ángulo de la hélice de estas ruedas helicoidales. El principal inconveniente de este diferencial es su elevado precio.

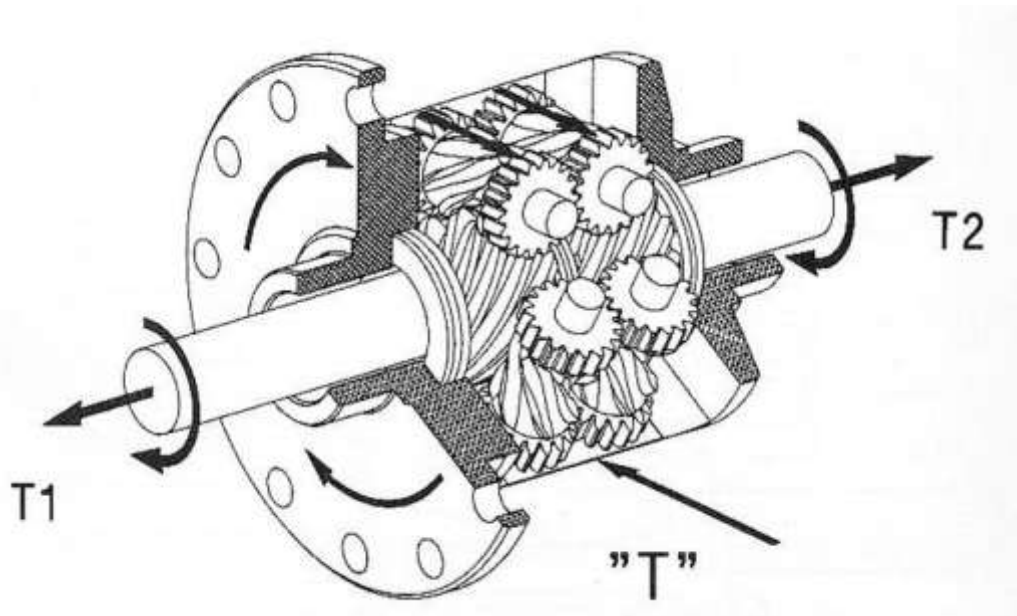


Figura 1.5.1.3.1 Diferencial Torsen (8000vueltas.com)

### 1.6. Justificación de la solución adoptada

El diseño sobre el que se realizará el estudio es el siguiente, véase Figura 1.6.1 y el Anexo 6.2

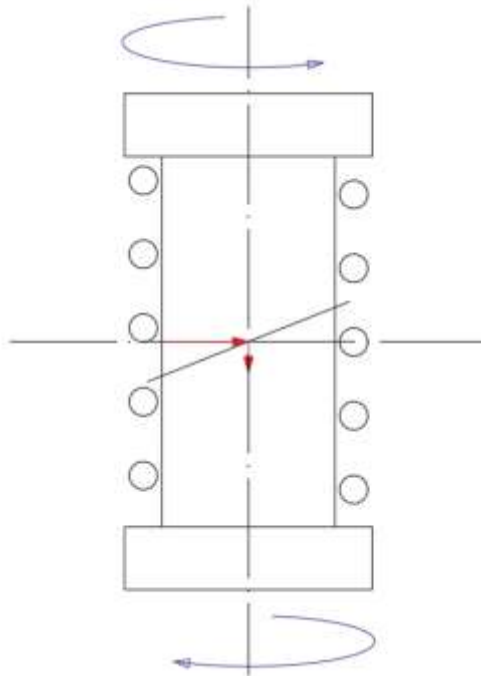


Figura 1.6.1 Casquillos (Original del autor)

Se trata de dos casquillos enfrentados que ejercen presión sobre los piñones gracias a la tensión de un muelle. Cuando aparece un giro relativo entre los planetarios, cada piñón satélite girará en sentido opuesto (curva azul) arrastrando consigo los casquillos que interfieren entre sí con un plano inclinado donde aparecen unas fuerzas (vectores en rojo) que aumentarán la tensión ya ejercida por el resorte incrementando así la fuerza de rozamiento del casquillo con el piñón.

En la Figura 1.6.2 se puede ver el ensamblaje completo del diferencial con los casquillos insertados en el eje, en la vista en sección se aprecian los casquillos en color azul.

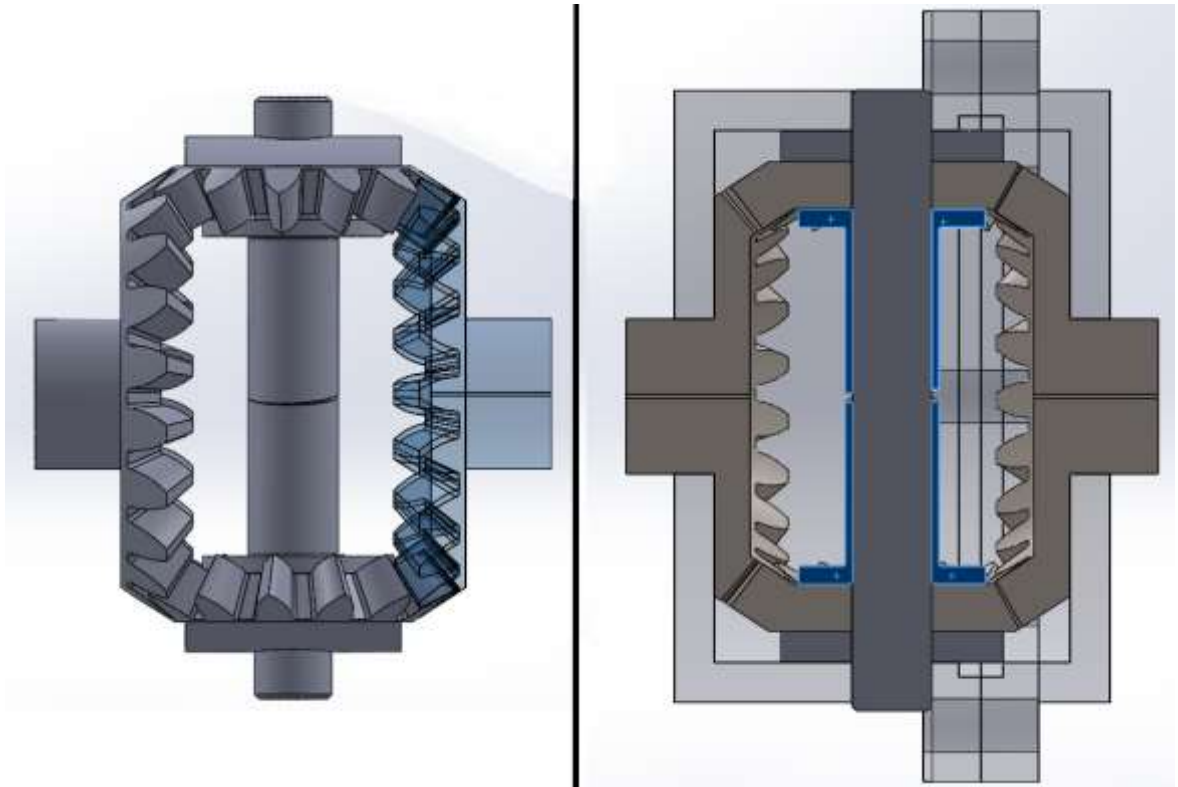


Figura 1.6.2 Ensamblaje (Original del autor)

### 1.6.1. Esfuerzos en un plano oblicuo bajo carga axial

El funcionamiento del mecanismo se basa en la acción de un plano inclinado y en como este distribuye las fuerzas para generar más rozamiento.

[7] Consideramos un elemento como el de la Figura 1.6.1.1 que se encuentra sometido a fuerzas axiales  $P$  y  $P'$ . Si se realiza un corte en dicho elemento, que forme un ángulo  $\theta$  con un plano normal y se dibuja el diagrama de cuerpo libre de la porción del elemento localizada a la izquierda del corte, se encuentra a partir de las condiciones de equilibrio del cuerpo libre que las fuerzas distribuidas que actúan en la sección deben ser equivalentes a la fuerza  $P$ .



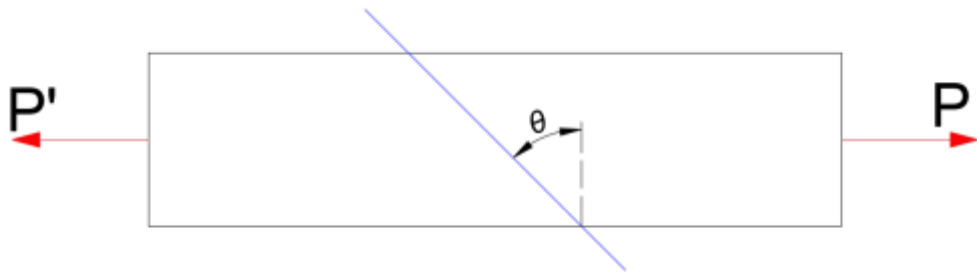


Figura 1.6.1.1 Fuerzas normales (Original del autor)

Como se puede ver en la Figura 1.6.1.2, separando  $P$  en sus componentes  $F$  y  $V$ , que son, respectivamente normal y tangencial al corte se tiene la Ec. 1.6.1.1.

$$F = P \cdot \sin \theta \quad V = P \cdot \cos \theta \quad [\text{Ec. 1.6.1.1}]$$

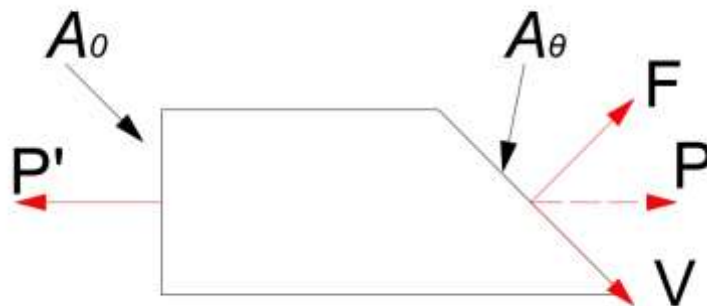


Figura 1.6.1.2 Diagrama de cuerpo libre (Original del autor)

La fuerza  $F$  representa la resultante de las fuerzas normales distribuidas a través de la sección, y la fuerza  $V$  representa la resultante de las fuerzas cortantes. Los valores promedio de los esfuerzos normales y cortantes correspondientes se obtienen dividiendo, respectivamente  $F$  y  $V$  entre el área  $A_\theta$  de la sección resultando la Ec. 1.6.1.2.

$$\sigma = \frac{F}{A_\theta} \quad \tau = \frac{V}{A_\theta} \quad [\text{Ec. 1.6.1.2}]$$

Al sustituir los valores de F y V de la ecuación 1.6.1.1 en la ecuación 1.6.1.2 y observando de la Figura 1.6.1.2 que  $A_0 = A_\theta \cdot \cos \theta$ , donde  $A_0$  denota el área de una sección perpendicular al eje del elemento, de lo que se obtiene la Ec. 1.6.1.3.

$$\sigma = \frac{P \cdot \cos \theta}{A_0 / \cos \theta} = \frac{P}{A_0} \cdot \cos^2 \theta \quad \tau = \frac{P \cdot \sin \theta}{A_0 / \sin \theta} = \frac{P}{A_0} \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \quad [\text{Ec. 1.6.1.3}]$$

De la primera de las ecuaciones 1.6.1.3 se observa que el valor del esfuerzo normal  $\sigma$  es máximo cuándo  $\theta = 0$ , es decir, cuándo el plano de la sección es perpendicular al eje del elemento, y que se aproxima a cero al aproximarse  $\theta$  a  $90^\circ$ . Se verifica que el valor de  $\sigma$  cuándo  $\theta = 0$  es el mostrado en la Ec. 1.6.1.4.

$$\sigma_m = \frac{P}{A_0} \quad [\text{Ec. 1.6.1.4}]$$

La segunda de las ecuaciones 1.6.1.3 muestra que el esfuerzo cortante  $\tau$  es cero para  $\theta = 0$  y para  $\theta = 90^\circ$ , y que para  $\theta = 45^\circ$  alcanza su valor máximo como muestra la Ec. 1.6.1.5.

$$\tau_m = \frac{P}{A_0} \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 45^\circ = \frac{P}{2A_0} \quad [\text{Ec. 1.6.1.5}]$$

La primera de las ecuaciones 1.6.1.3 indica que, cuando  $\theta = 45^\circ$ , el esfuerzo normal  $\sigma'$  también es igual a  $P/2A_0$  como se puede ver en la Ec. 1.6.1.6.

$$\sigma' = \frac{P}{A_0} \cdot \cos^2 45^\circ = \frac{P}{2A_0} \quad [\text{Ec. 1.6.1.6}]$$

Los resultados obtenidos en las ecuaciones anteriores se muestran gráficamente en la Figura 1.6.1.3. Se observa que la misma carga produce un esfuerzo normal y un esfuerzo cortante dependiendo de la orientación del corte.

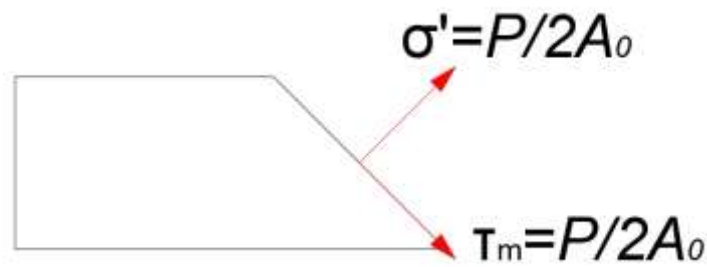


Figura 1.6.1.3 Distribución de cargas (Original del autor)

### 1.7. Lubricación

Se debe tener en cuenta que este elemento estará montado en una transmisión donde estará parcialmente sumergido en aceite y será lubricado por borboteo. El aceite será un SAE 80W-90, lubricante para engranajes.

Dado que lo que se busca es fricción el que la pieza sea lubricada se debe tener muy en cuenta ya que provocará efectos adversos, disminuyendo el coeficiente de fricción y efectos beneficiosos, disipando el calor generado.

Un lubricante se usa para reducir la fricción en cojinetes y superficies de deslizamiento en máquinas y disminuir así el desgaste, el calor y la posibilidad de trabazón entre las partes. Aunque una capa de aceite elimina la fricción excesiva en el contacto de metal con metal la fricción dentro de la película de aceite debe tomarse en cuenta. El estudio de la lubricación en el diseño de cojinetes tiene que ver, por tanto, con fenómenos relacionados principalmente con la película de aceite entre las partes móviles. [2]

La viscosidad absoluta de los aceites depende bastante de la temperatura del aceite puede disminuir varios órdenes de magnitud al aumentar dicha temperatura.

En este elemento, ya que no es una lubricación forzada y las piezas parten de un estado estático con contacto entre ellas, se tendrá una lubricación de régimen límite, Figura 1.7.1.

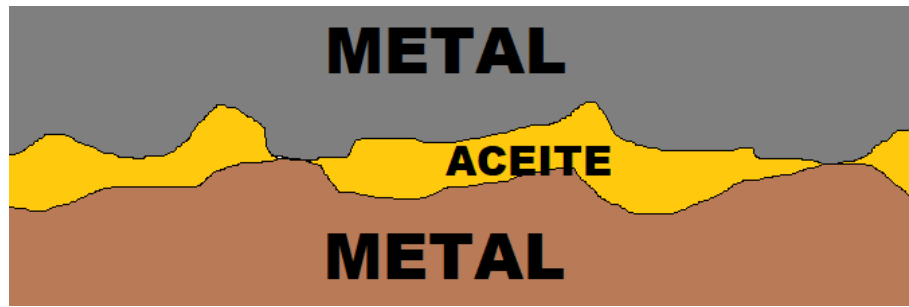


Figura 1.7.1 Lubricación por capa límite (Original del autor)

[8] Para tener en cuenta el arrastre producido por la lubricación se asimilará a dos placas, una estática y otra en movimiento, con una película lubricante.

En este caso  $U$  sería la velocidad tangencial de rotación correspondiente al radio medio de la superficie del casquillo, como se puede ver en la Ec. 1.7.1.

$$U = \omega \cdot r_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot r_e \quad [\text{Ec. 1.7.1}]$$

El esfuerzo viscoso, considerando solo el gradiente de velocidad en una dirección, será proporcional al mismo Ec. 1.7.2.

$$\tau = \mu \cdot \frac{da}{dy} \quad [\text{Ec. 1.7.2}]$$

Siendo la viscosidad dinámica del lubricante:  $\frac{da}{dy} = \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}}{\text{s}}$

Considerando el huelgo entre las piezas  $\delta$  obtenemos la Ec. 1.7.3.

$$\frac{da}{dy} = \frac{U}{\delta} = \tau - \mu \cdot \frac{U}{\delta} \quad [\text{Ec. 1.7.3}]$$

El esfuerzo viscoso se obtendrá por tanto de la Ec. 1.7.4.

$$\tau = \mu \cdot \frac{\omega \cdot r_e}{\delta} \quad [\text{Ec. 1.7.4}]$$

La fuerza viscosa se obtiene de la Ec. 1.7.5.

$$F = \tau \cdot A = \tau \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_e (r_e - r_i) \quad [\text{Ec. 1.7.5}]$$

Siendo el momento Ec. 1.7.6.

$$m = F \cdot r_e = 2 \cdot \pi \cdot r_e^2 (r_e - r_i) \cdot \tau = 2 \cdot \pi \cdot r_e^2 \cdot \mu \frac{(r_e - r_i)}{\delta} \cdot U = 2 \cdot \pi \cdot r_e^3 \cdot \omega \cdot \mu \frac{(r_e - r_i)}{\delta}$$

[Ec. 1.7.6]

Resultará finalmente una potencia de arrastre tal y como muestra la Ec. 1.7.5.

$$\dot{W} = m \cdot \omega = 2 \cdot \pi \cdot r_e^3 \cdot \omega^2 \cdot \mu \frac{(r_e - r_i)}{\delta} \quad (\text{W})$$

[Ec. 1.7.7]

### 1.7.1. Gripaje de materiales

En un análisis poco profundo del mecanismo se podría determinar que la lubricación tiene más efectos adversos que beneficiosos ya que el principal objetivo del elemento diseñado es el de aumentar el rozamiento, pero la lubricación es muy necesaria.

La lubricación disipa el calor generado y evita el excesivo desgaste de los materiales lo que provocaría arrastre de partículas metálicas entre las partes deslizantes, las altas temperaturas causan un mayor desgaste por acercarse al punto de fusión del material, así como una dilatación que puede desencadenar agarrotamientos.

Todos estos indicios debidos a una mala lubricación causan finalmente un gripaje o agarrotamiento, algo totalmente indeseado ya que el mecanismo perdería su función principal de dividir el eje principal en dos independientes y provocaría la destrucción de algunas de las piezas internas.

### 1.8. Cálculo de la presión aplicada

Según el resorte empleado en el mecanismo y el ángulo del corte entre las piezas tendremos más o menos fuerza de rozamiento, conociendo ciertos datos de forma empírica podríamos relacionar la tensión aplicada y el ángulo de contacto con las fuerzas deseadas para seleccionar el ángulo que más nos interese.

Conociendo la fuerza normal aplicada por el resorte ( $N$ ) y el coeficiente de rozamiento la fuerza de arrastre por fricción es la obtenida en la Ec. 1.8.1

$$F = \mu \cdot N \quad [\text{Ec. 1.8.1}]$$

Se desprecia el efecto de la gravedad, pero dado que el componente está en rotación se debería tener en cuenta el efecto de las fuerzas centrípetas sumándolas a  $N$  para la velocidad angular a la que se desee estudiar

Esta fuerza se trasmite a la cara del plano inclinado distribuyéndose a un único punto del casquillo opuesto, en este punto la fuerza se distribuye en dos vectores  $X$  e  $Y$ , las fuerzas en  $X$  tenderán a frenar el giro de los casquillos mientras que las fuerzas en  $Y$  se sumarán a la fuerza ejercida por el resorte de forma que resultará la Ec. 1.8.2

$$F = \mu \cdot (N + F \cdot \sin \theta) \quad [\text{Ec. 1.8.1}]$$

## 1.9. Análisis del elemento en SolidWorks

### 1.9.1. Análisis estático del conjunto diferencial

Ya con las piezas diseñadas y ensambladas el análisis del elemento comienza con un estudio estático.

En la tabla 1.9.1.1 se pueden consultar todas las piezas de las que se compone el ensamblaje objeto del estudio, así como el material seleccionado, en este caso acero aleado del que debemos resaltar la característica que más tendremos en cuenta a lo largo de la simulación que es el módulo elástico, en este caso de  $6.20422 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ .


Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: Acero aleado</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: <math>6.20422e+08 \text{ N/m}^2</math></p> <p>Límite de tracción: <math>7.23826e+08 \text{ N/m}^2</math></p> <p>Módulo elástico: <math>2.1e+11 \text{ N/m}^2</math></p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Densidad: <math>7700 \text{ kg/m}^3</math></p> <p>Módulo cortante: <math>7.9e+10 \text{ N/m}^2</math></p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: <math>1.3e-05 / \text{Kelvin}</math></p>	<p>Base_medialuna-1</p> <p>Base_medialuna-2</p> <p>Casquillo-1</p> <p>Casquillo-2</p> <p>Eje-1</p> <p>carcasa-1</p> <p>carcasaOpuesta-2</p> <p>straight bevel gear</p> <p>straight bevel gear</p> <p>straight bevel pinion</p> <p>straight bevel pinion</p>

Tabla 1.9.1.1 Propiedades del material

A continuación, se define un contacto entre las piezas, en el caso que nos ocupa el contacto se dará entre dos caras de los dientes de los engranajes, los detalles e imagen del contacto pueden verse en la Tabla 1.9.1.2.

Imagen del contacto	Propiedades del contacto
	<p>Tipo: Sin par de contacto de penetración</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p> <p>Valor de fricción: 0.05</p> <p>Avanzado: Nodo a superficie</p>

Tabla 1.9.1.2 Contacto entre componentes

El contacto global en el resto de los componentes conforma una unión rígida.

La fuerza aplicada será una fuerza de torsión en el cubo del engranaje planetario con un valor de 100 N/m.

Para el estudio se debe crear una malla, en este caso una malla sólida de 4 puntos jacobianos con un tamaño de elementos de 5.25 mm, una tolerancia de 0.26 mm y con un total de 18692 nodos, el aspecto de la malla se puede ver en la Figura 1.9.1.1.

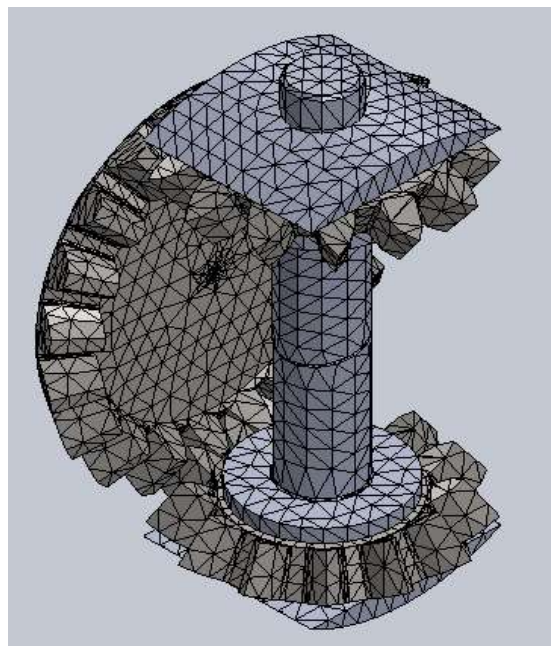


Figura 1.9.1.1 Malla (Original del autor)



Una vez ejecutado el estudio en primer lugar vemos los datos que nos arroja el análisis de las tensiones con el criterio de máxima tensión de von Mises basado en la teoría de von Mises-Hencky, también conocida como teoría de la energía de distorsión máxima. La teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuándo la tensión de von Mises es igual al límite de tensión. En la mayoría de los casos, el límite elástico se utiliza como límite de tensión. [9]

En la Figura 1.9.1.2 se ve el modelo en escala de color según las tensiones a las que es sometida la pieza, la máxima tensión que sufrirá para el par aplicado es de  $1.091 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ , se aprecia que la zona de máximas tensiones corresponde con el diámetro exterior del eje donde se aplica el par torsor. También podemos observar que, como era de esperar, la pieza cumple con creces las solicitaciones para las que se ha diseñado siendo la tensión máxima mucho menor que el límite elástico del material.

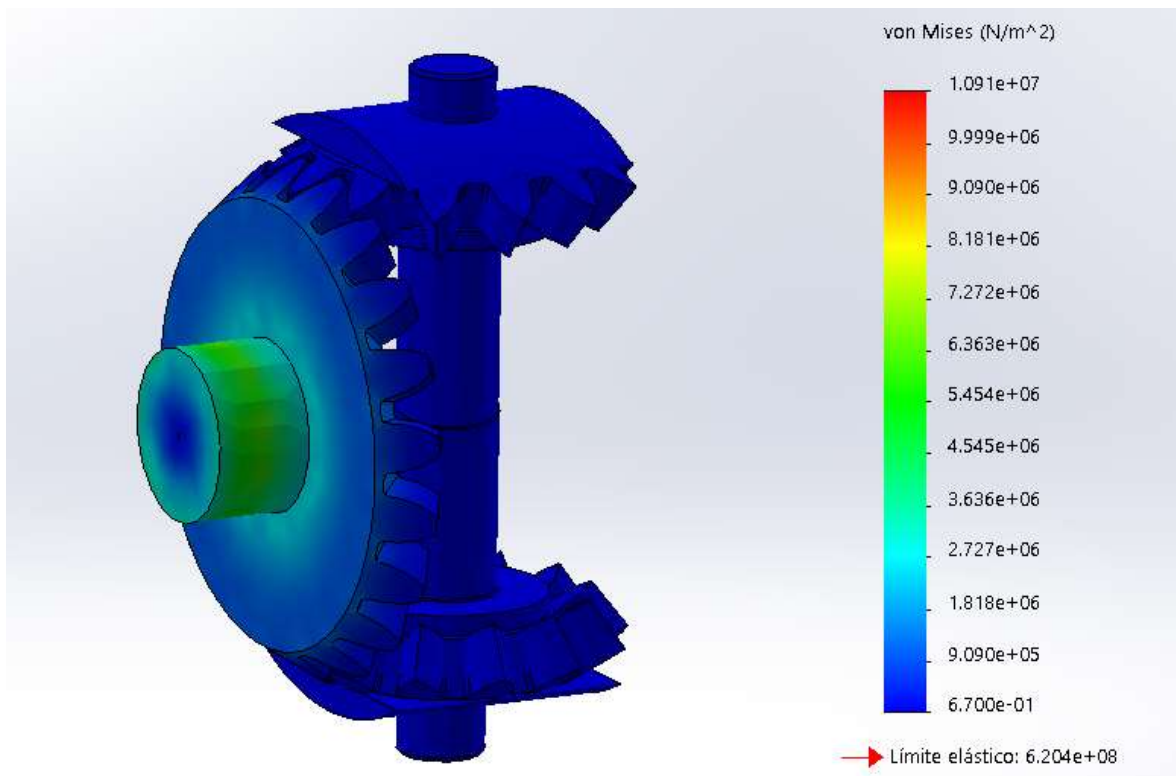


Figura 1.9.1.2 Tensiones (Original del autor)

En la Figura 1.9.1.3 se muestran los desplazamientos que serán mayores en la arista externa del eje, como se aprecia en la escala de colores, esto es debido a la torsión a la que se ve sometida este eje y por tanto el mayor desplazamiento está en la zona más alejada de los puntos de contacto. El valor del mayor desplazamiento es de  $9.972 \cdot 10^{-4}$  mm.

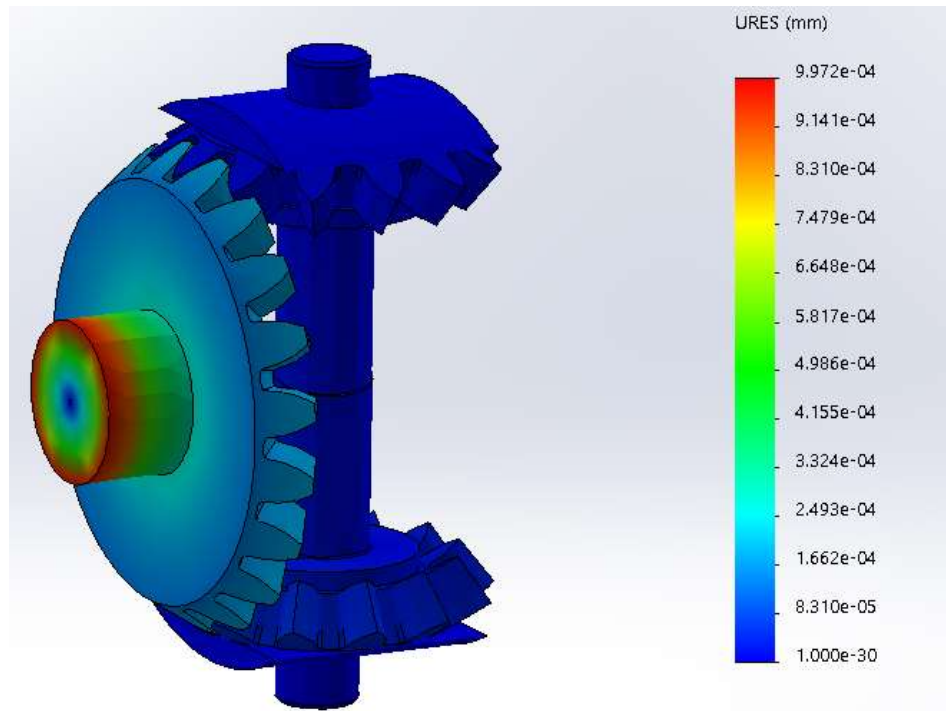


Figura 1.9.1.3 Desplazamientos (Original del autor)

Las deformaciones unitarias se pueden ver en la Figura 1.9.1.4 y corresponden con la zona de mayores tensiones.

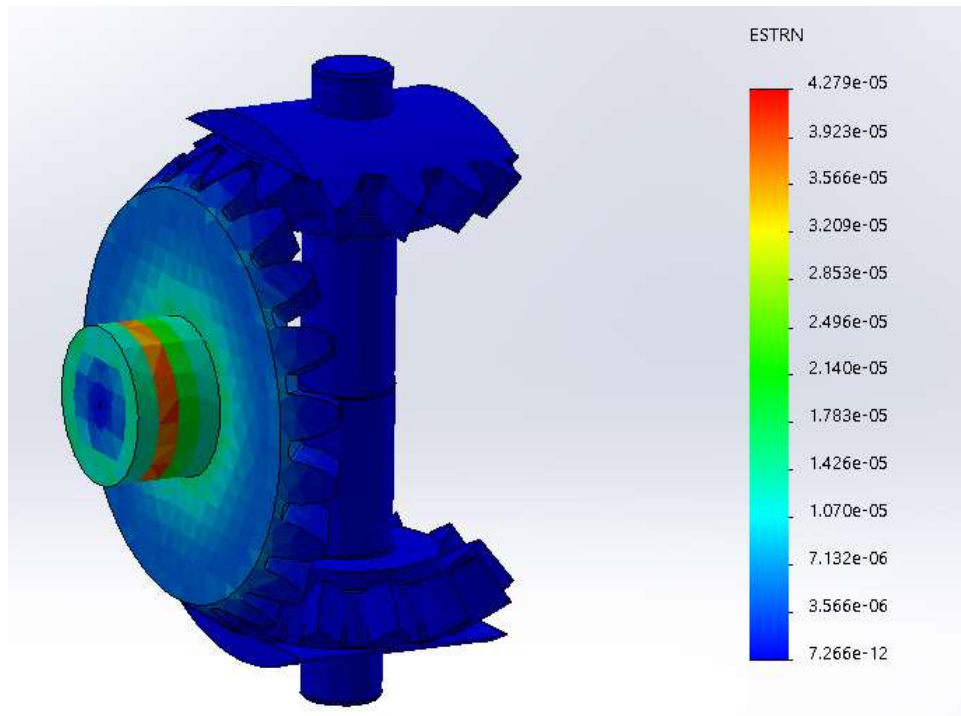


Figura 1.9.1.4 Deformaciones unitarias (Original del autor)

En el análisis de tensiones normales a X se muestran los máximos y mínimos en las aristas interiores del mecanizado de los dientes de los engranajes como se puede apreciar en la Figura 1.9.1.5.

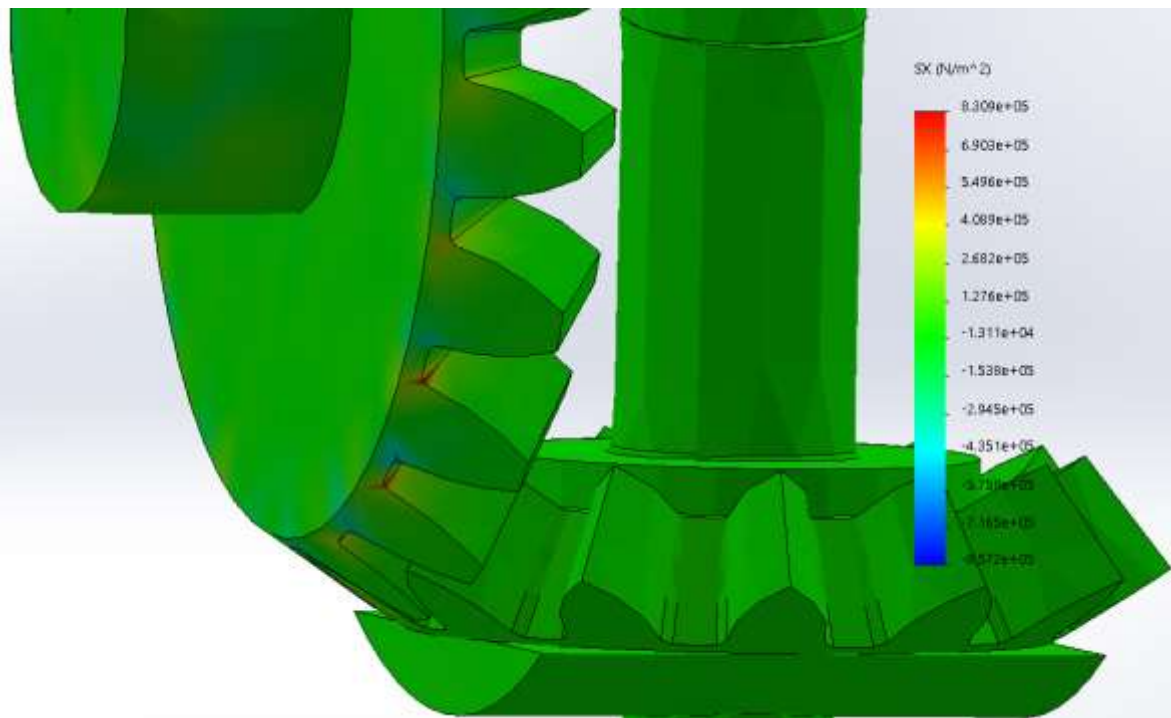


Figura 1.9.1.5 Normal X (Original del autor)

### 1.9.2. Análisis estático del casquillo

En este análisis se estudiarán las fuerzas que actúan sobre el casquillo que actúa como elemento intermedio generador de fricción, en este caso es necesario activar la opción del programa para un análisis con grandes desplazamientos.

En la Tabla 1.9.2.1 se pueden ver las características de los materiales empleados en la simulación, en este caso el casquillo será de bronce, mismo material en el que se fabricará el prototipo.


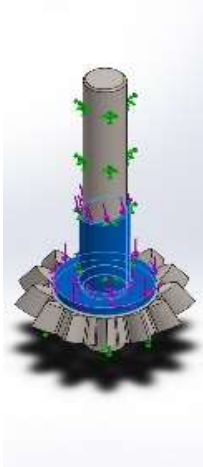
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: Acero aleado</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: <math>6.20422e+08 \text{ N/m}^2</math></p> <p>Límite de tracción: <math>7.23826e+08 \text{ N/m}^2</math></p> <p>Módulo elástico: <math>2.1e+11 \text{ N/m}^2</math></p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.28</p> <p>Densidad: <math>7700 \text{ kg/m}^3</math></p> <p>Módulo cortante: <math>7.9e+10 \text{ N/m}^2</math></p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: <math>1.3e-05 \text{ /Kelvin}</math></p>	<p>Eje-1</p> <p>straight bevel pinion</p>
	<p>Nombre: Bronce al estaño</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx.</p> <p>Límite elástico: <math>1.10297e+08 \text{ N/m}^2</math></p> <p>Límite de tracción: <math>2.61955e+08 \text{ N/m}^2</math></p> <p>Módulo elástico: <math>1.1e+11 \text{ N/m}^2</math></p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.33</p> <p>Densidad: <math>8300 \text{ kg/m}^3</math></p> <p>Módulo cortante: <math>3.7e+10 \text{ N/m}^2</math></p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: <math>1.8e-05 \text{ /Kelvin}</math></p>	<p>Casquillo</p>

Tabla 1.9.2.1 Propiedades de los materiales

En la Tabla 1.9.2.2 se muestran las cargas a las que someterá el modelo a estudiar:

- La Fuerza-1 corresponde a la tensión generada por el muelle sobre la base del casquillo
- La Fuerza-2 corresponde con la estimación de la carga generada por la rotación del casquillo opuesto
- La Torsión-1 es la fuerza de reacción por la rotación del piñon

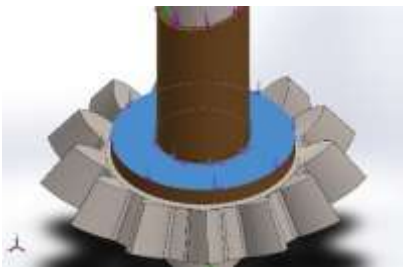
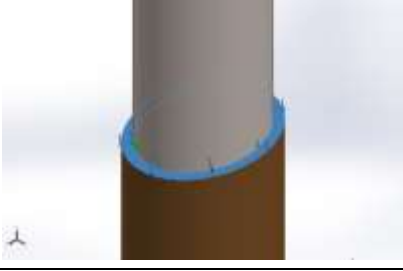
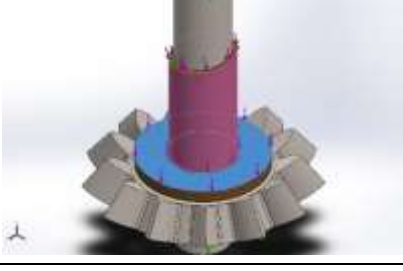
Nombre de carga	Imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		<p>Entidades: 1 cara(s)</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza normal</p> <p>Valor: 300 N</p>
Fuerza-2		<p>Entidades: 1 cara(s)</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza normal</p> <p>Valor: 100 N</p>
Torsión-1		<p>Entidades: 1 cara(s)</p> <p>Referencia: Cara&lt; 1 &gt;</p> <p>Tipo: Aplicar momento torsor</p> <p>Valor: 50 N.m</p>

Tabla 1.9.2.2 Fuerzas aplicadas

En la Tabla 1.9.2.3 se muestra los contactos entre componentes, ambos rozamientos del casquillo, en el primer caso con la cara del piñón y en el segundo con la superficie cilíndrica del eje que los soporta.

Como punto fijo del ensamblaje se selecciona la cara inferior del piñón.

Imagen del contacto	Propiedades del contacto
	<p>Tipo: Sin par de contacto de penetración</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p> <p>Valor de fricción: 0.05</p> <p>Avanzado: Nodo a superficie</p>
	<p>Tipo: Sin par de contacto de penetración</p> <p>Entidades: 2 cara(s)</p> <p>Avanzado: Nodo a superficie</p>

Tabla 1.9.2.3 Contactos entre componentes

Para el estudio se debe crear una malla, en este caso una malla sólida de 4 puntos jacobianos con un tamaño de elementos de 2.185 mm, una tolerancia de 0.11 mm y con una calidad de “Elementos cuadráticos de alto orden”

Una vez ejecutado el estudio en primer lugar vemos los datos que nos arroja el análisis de las tensiones con el método de von Mises.

En la Figura 1.9.2.1 se ve el modelo en escala de color según las tensiones a las que es sometida la pieza, la máxima tensión que sufrirá para el par aplicado es de  $3.568 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ , se aprecia que la zona de máximas tensiones corresponde con la cara superior donde se aplica la Fuerza-2, esto es debido a que la pared del

casquillo es delgada. A pesar de esto la tensión máxima es inferior al límite elástico del material,  $1.10297 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$  y tenemos un factor de seguridad de 3, por lo tanto el espesor del material es suficiente para la aplicación.

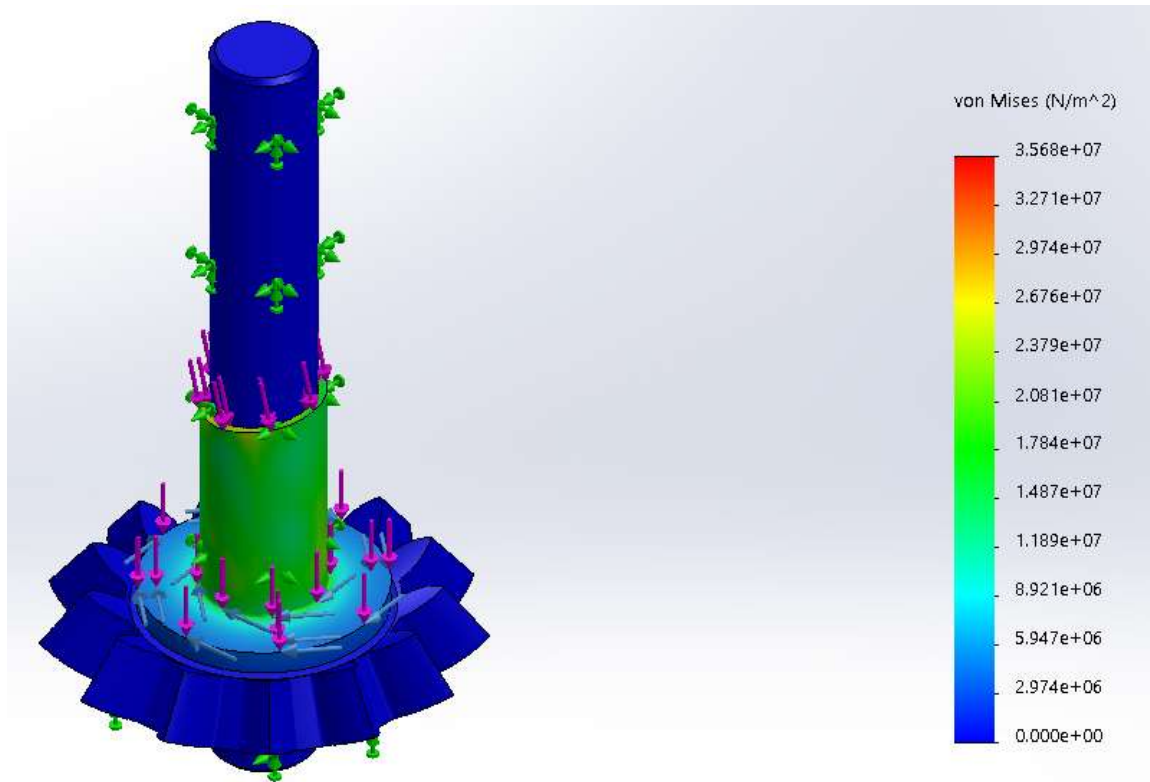


Figura 1.9.2.1 Tensiones del casquillo (Original del autor)

En la Figura 1.9.2.2 se muestran los desplazamientos que serán mayores en el diámetro externo del casquillo, se producen desplazamientos de hasta 5.046 mm en el estudio, ya que el sólido está en rotación y, como se ha dicho previamente, se realiza un análisis para grandes desplazamientos.

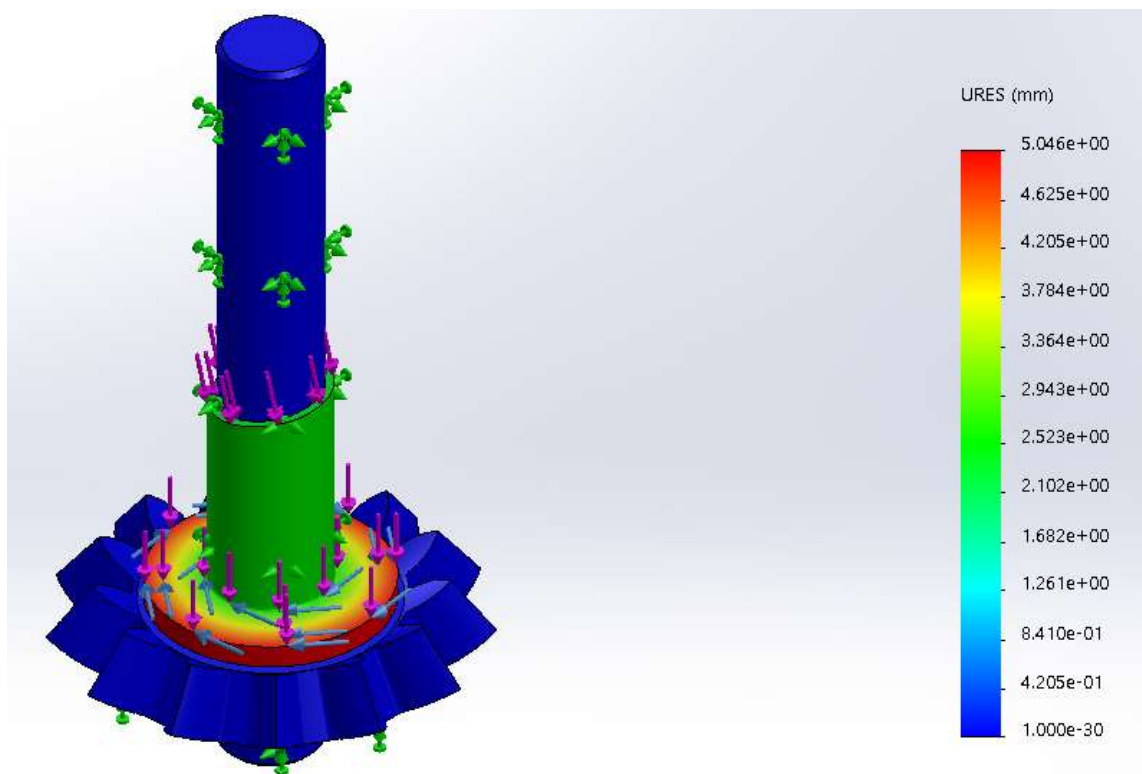


Figura 1.9.2.2 Desplazamiento del casquillo (Original del autor)



Las deformaciones unitarias se pueden ver en la Figura 1.9.2.3 y corresponden aproximadamente con la zona de mayores tensiones, siendo la máxima deformación  $2.352 \cdot 10^{-4}$ .

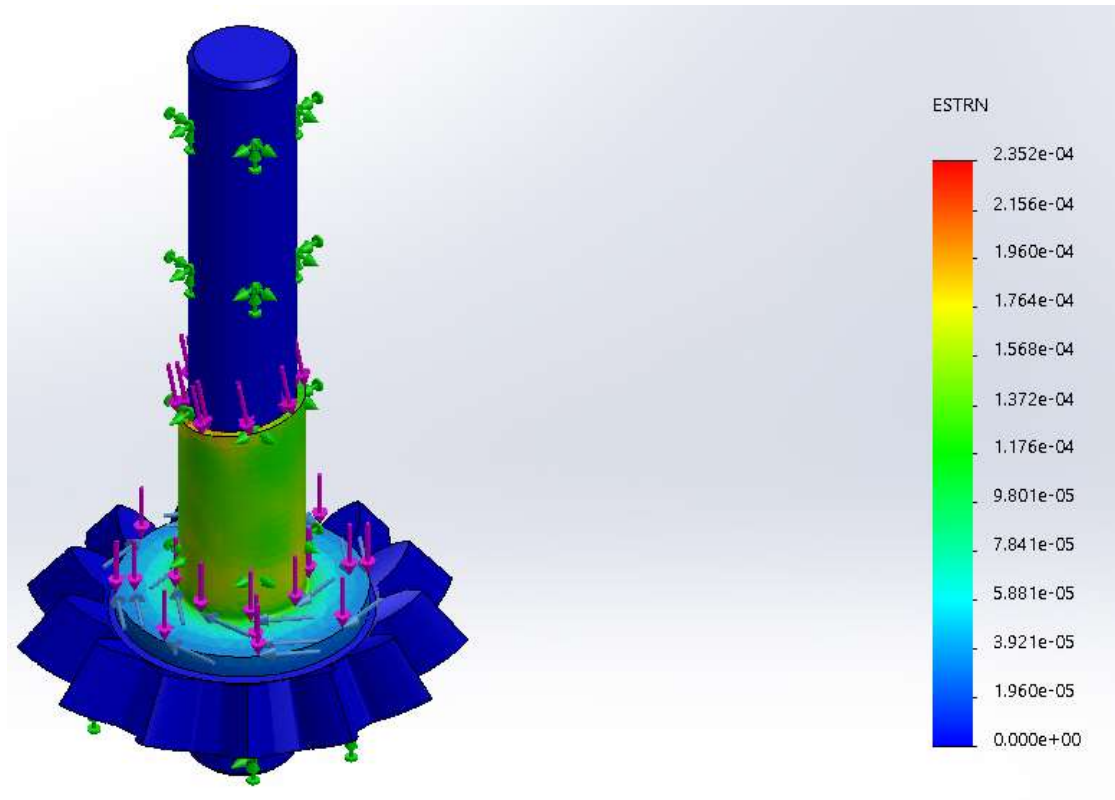


Figura 1.9.2.3 Deformación del casquillo (Original del autor)

### 1.10. Fabricación y montaje del prototipo

La fabricación de los casquillos se realiza siguiendo los procesos que se muestra en la Tabla 1.10.1, la hoja de procesos completa se puede consultar en el Anexo 6.3.

El bronce se ha seleccionado como material para la fabricación del prototipo debido a sus características como cojinete de fricción, por ser un material con gran resistencia al desgaste y con propiedades que confieren una menor dureza que el acero por lo que no provocará un desgaste excesivo en los piñones sobre los que infliere protegiendo así el resto del diferencial.

sub-fase	fase	Descripción	Herramienta	Verificación	RPM
1		Montar en plato de garras y centrar		Comparador de reloj	
	1	Refrentar a limpiar	Cuchilla de cilindrar	Calibre	400
	2	Cilindrar a Ø30	Cuchilla de cilindrar	Calibre	600
	3	Mandrinar a Ø18	Cuchilla de mandrinar	Calibre	600
	4	Ranurar en 8mm a Ø22	Cuchilla de ranurar	Calibre	125
	5	Cilindrar Ø22x39	Cuchilla de cilindrar	Calibre	400
2		Girar pieza y centrar		Comparador de reloj	
	8	Refrentar a 55	Cuchilla de cilindrar	Calibre	400
3		Quitar rebabas/Pulir aristas	Lima	Calibre	
4		Medir pieza		Calibre	

Tabla 1.10.1 Tabla de procesos

En la Figura 1.10.1 se puede ver el proceso de fabricación en torno.



Figura 1.10.1 Fabricación (Original del autor)

En la Figura 1.10.2 y en la Figura 1.10.3 se puede ver la pieza acabada y presentada en su posición.



Figura 1.10.2 Presentación del mecanismo (Original del autor)



Figura 1.10.3 Presentación en la carcasa (Original del autor)

En la Figura 1.10.4 se puede ver el conjunto completamente montado.



Figura 1.10.4 Montaje (Original del autor)

### 1.10.1. Errores en el diseño

Tras su fabricación y montaje se descubre un problema en el mecanismo que se provoca una pérdida parcial de funcionalidad del sistema.

El casquillo debe rozar con la cara interna del engranaje satélite para tratar de frenarlo y al ser arrastrado inferirá con el plano inclinado del casquillo opuesto aumentando la fuerza axial y así la fricción, pero de manera inevitable el casquillo también roza con el resorte. Este rozamiento con el resorte provoca una resistencia a la rotación relativa entre los casquillos y por tanto una menor acción del efecto que produce el plano inclinado.

Para remediar este problema se ha considerado añadir una arandela entre las dos superficies para reducir la fricción, véase Figura 1.10.1.1, el material del que debe estar hecha esta pieza debe tener un bajo coeficiente de fricción y resistir las cargas a las que será sometido, el teflón podría ser una buena opción para este cometido, pero se deberá realizar un análisis más detallado y las pruebas convenientes para determinar la mejor solución.



Figura 1.10.1.1 Posición arandela (Original del autor)

## 2. CONCLUSIONES

A lo largo de nuestra vida profesional no siempre necesitamos diseñar una instalación o elemento desde cero, sino de acciones a menudo más complejas que se basan en remodelar, adaptar a nuevas funcionalidades, mejorar o solventar errores en el diseño.

En esto se basa este proyecto, en analizar un dispositivo mecánico de forma detallada para encontrar sus fallos y deficiencias en el funcionamiento y a partir de ahí buscar una solución. Teniendo a un lado los complejos diseños llevados a cabo por los grandes fabricantes se ha buscado algo completamente diferente, centrándose en la economía y en la adaptabilidad a elementos ya fabricados, pues a menudo la solución que funcione de forma más simple es la más difícil de encontrar.

Tras la fase más ardua, idear el sistema, se realiza un análisis del elemento diseñado teniendo en cuenta todos los factores que pueden influir en él: distribución de fuerzas, lubricación y rozamiento. Posteriormente se lleva a cabo un estudio mediante software para determinar si soportará las cargas a las que se verá sometido, para finalmente fabricar y montar el dispositivo y así encontrar los errores cometidos en el diseño y determinar su grado de efectividad.

Las simulaciones mediante software arrojan resultados satisfactorios, pero cuándo se fabrica el prototipo se encuentran puntos débiles en el diseño que deberán solventarse. En cuanto al grado de efectividad, no se conoce con precisión debido a la necesidad de realizar pruebas más complejas y de precisión para las que no se disponen herramientas, como podría ser un torsiómetro, pese a esto los resultados obtenidos son satisfactorios. Comparando la solución propuesta con los diseños comerciales determinamos que cumple con su cometido, pero es menos efectivo, teniendo como punto fuerte su bajo coste y adaptabilidad a los actuales modelos de diferenciales.

### 3. BIBLIOGRAFÍA

- [1] W. H. Crouse, *Trasmisión y caja de cambios del automóvil*, Barcelona: McGraw-Hill, 1984.
- [2] M. F. Spotts y T. E. Shoup, *Elementos de máquinas*, México: Prentice Hall, 1999.
- [3] A. De Miguel Catoira, *Ciencia e Ingeniería de Materiales, Grado en Tecnologías Marinas*, 2016.
- [4] J. Lasheras, «8000vueltas.com,» [En línea]. Available: [www.8000vueltas.com](http://www.8000vueltas.com). [Último acceso: Julio 2019].
- [5] B. M. Notario, «coches.com,» Noviembre 2014. [En línea]. Available: [noticias.coches.com](http://noticias.coches.com). [Último acceso: Julio 2019].
- [6] D. Meganeboy, «Aficionados a la Mecánica,» 2014. [En línea]. Available: [www.aficionadosalamecanica.net](http://www.aficionadosalamecanica.net). [Último acceso: Julio 2019].
- [7] F. P. Beer, E. R. Johnston, J. T. DeWolf y D. F. Mazurek, *Mecánica de Materiales*, Mc Graw Hill.
- [8] P. J. Pritchard, *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics*, United States of America: John Wiley & Sons, INC., 2011.
- [9] D. Systemes, «help.solidworks.com,» 2010. [En línea]. [Último acceso: Junio 2019].



**4. ÍNDICE DE TABLAS**

Tabla 1.3.2.1 Partes del diferencial .....	7
Tabla 1.3.3.1 Engranajes ISO .....	9
Tabla 1.9.1.1 Propiedades del material .....	24
Tabla 1.9.1.2 Contacto entre componentes .....	25
Tabla 1.9.2.1 Propiedades de los materiales .....	29
Tabla 1.9.2.2 Fuerzas aplicadas .....	30
Tabla 1.9.2.3 Contactos entre componentes .....	31
Tabla 1.10.1 Tabla de procesos .....	35

**5. ÍNDICE DE FIGURAS**

Figura 1.3.1.1 Ejes (Original del autor) .....	4
Figura 1.3.1.2 Dibujo diferencial (talleractual.com) .....	5
Figura 1.3.2.1 Conjunto diferencial (Original del autor) .....	7
Figura 1.3.3.1 Engranajes (Original del autor) .....	10
Figura 1.5.1.1.1 Autoblocante de discos (Coches.com) .....	13
Figura 1.5.1.2.1 Diferencial Ferguson (Aficionadosalamecánica.com) .....	14
Figura 1.5.1.3.1 Diferencial Torsen (8000vueltas.com) .....	15
Figura 1.6.1 Casquillos (Original del autor) .....	16
Figura 1.6.2 Ensamblaje (Original del autor) .....	17
Figura 1.6.1.1 Fuerzas normales (Original del autor) .....	18
Figura 1.6.1.2 Diagrama de cuerpo libre (Original del autor) .....	18
Figura 1.6.1.3 Distribución de cargas (Original del autor) .....	20
Figura 1.7.1 Lubricación por capa límite (Original del autor) .....	21
Figura 1.9.1.1 Malla (Original del autor) .....	25
Figura 1.9.1.2 Tensiones (Original del autor) .....	26
Figura 1.9.1.3 Desplazamientos (Original del autor) .....	27
Figura 1.9.1.4 Deformaciones unitarias (Original del autor) .....	28
Figura 1.9.1.5 Normal X (Original del autor) .....	28
Figura 1.9.2.1 Tensiones del casquillo (Original del autor) .....	32
Figura 1.9.2.2 Desplazamiento del casquillo (Original del autor) .....	33

Figura 1.9.2.3 Deformación del casquillo (Original del autor) .....	34
Figura 1.10.1 Fabricación (Original del autor) .....	36
Figura 1.10.2 Presentación del mecanismo (Original del autor) .....	37
Figura 1.10.3 Presentación en la carcasa (Original del autor) .....	37
Figura 1.10.4 Montaje (Original del autor) .....	38
Figura 1.10.1.1 Posición arandela (Original del autor) .....	39



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE  
NÁUTICA E MÁQUINAS

# “TITULO: ESTUDIO Y ANÁLISIS DE UN MECANISMO DIFERENCIAL”

---

## ANEXOS

---



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

**ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E MÁQUINAS**

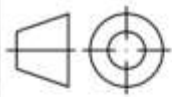
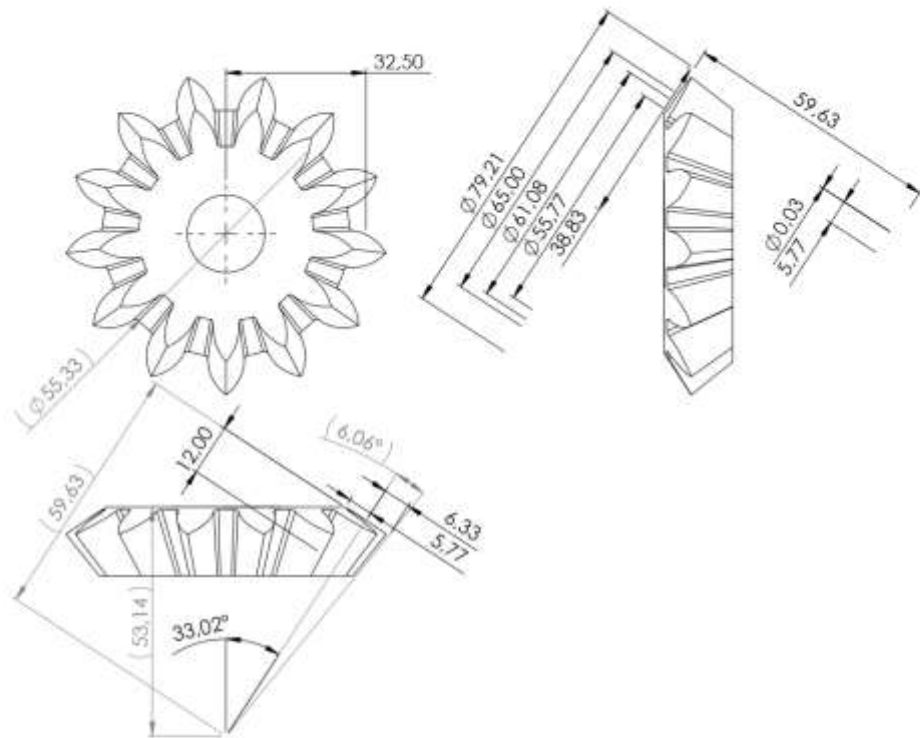
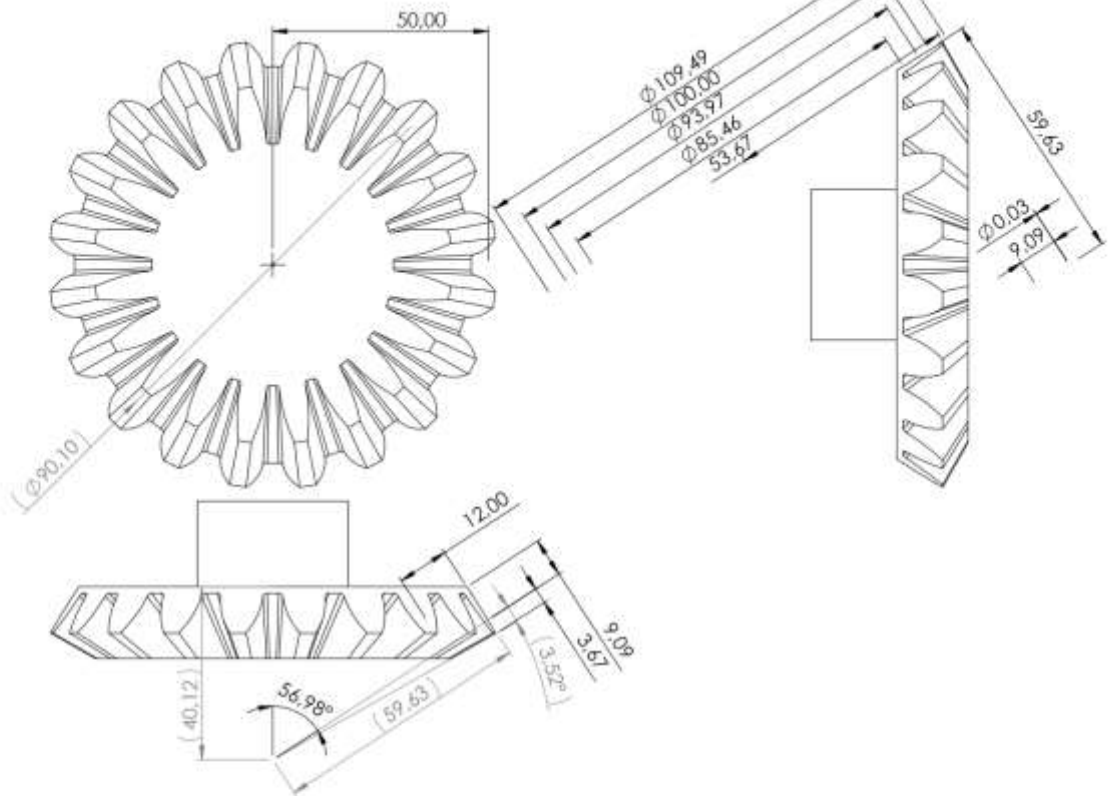
DATA: **SEPTIEMBRE 2019**

AUTOR: O alumno

Fdo.: David Quintas Freiría

## ÍNDICE

6.1 Engranajes .....	47
6.2. Casquillos.....	48
6.3. Hoja de procesos .....	49



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

E.T.S.N.M.  
INGENIERÍA MARINA

PROYECTO FIN DE MÁSTER

TÍTULO DEL PROYECTO

ESTUDIO Y ANÁLISIS DE UN MECANISMO DIFERENCIAL

TÍTULO DEL PLANO

ENGRANAJES

FECHA: SEPTIEMBRE 2019

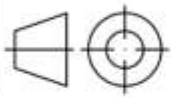
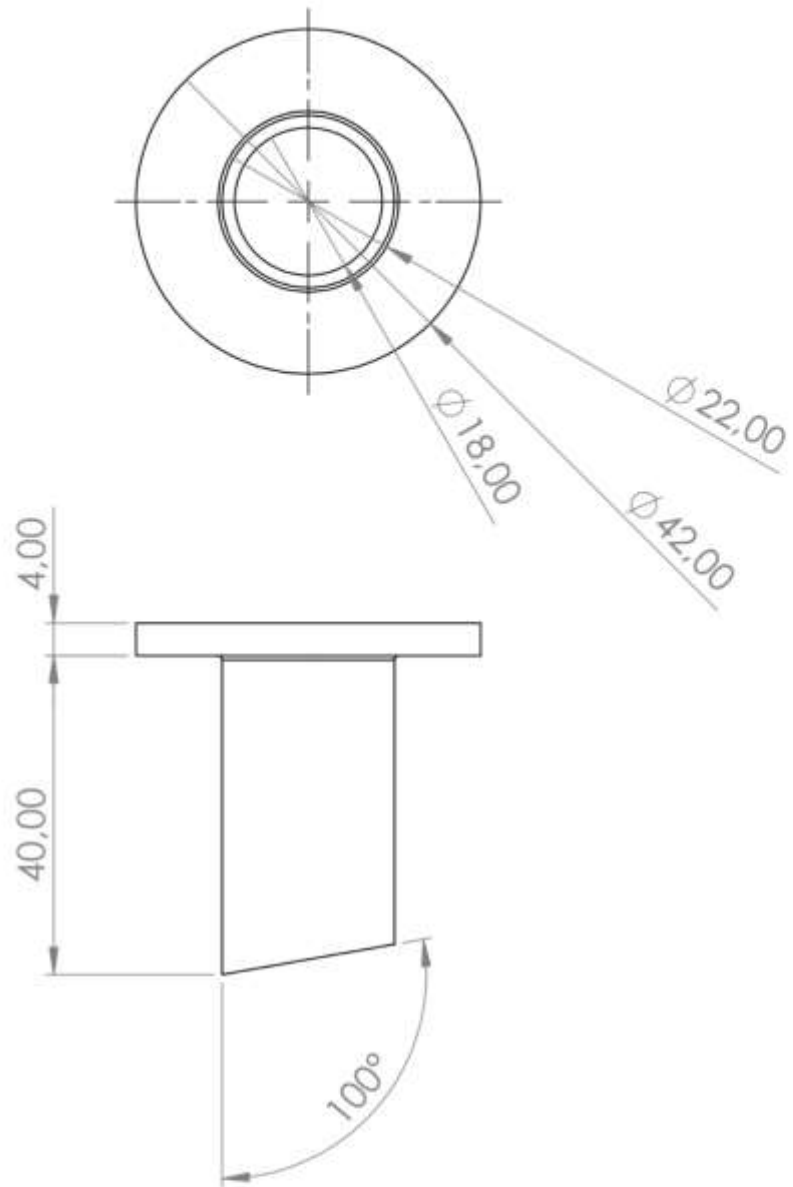
ESCALA: 1:1.75

AUTOR

DAVID QUINTAS FREIRÍA

FIRMA

PLANO Nº: 1



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

E.T.S.N.M.  
INGENIERÍA MARINA

PROYECTO FIN DE MÁSTER

TÍTULO DEL PROYECTO

ESTUDIO Y ANÁLISIS DE UN MECANISMO DIFERENCIAL

TÍTULO DEL PLANO

CASQUILLO

FECHA: SEPTIEMBRE 2019

ESCALA: 1:1

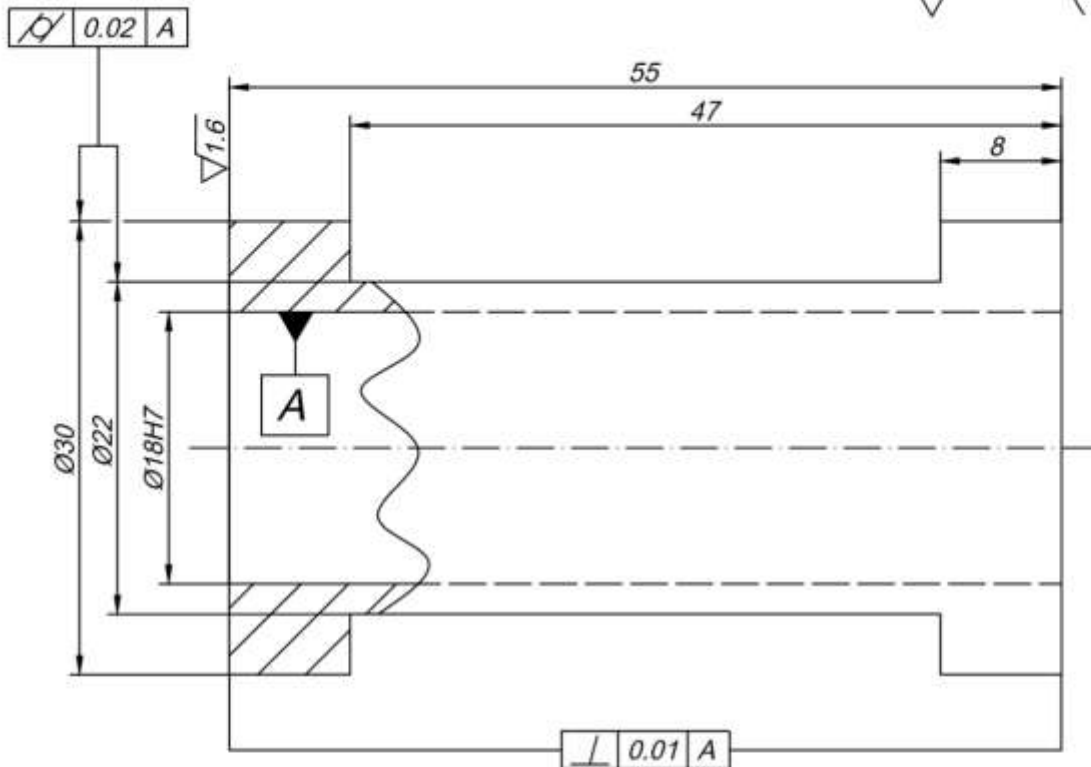
AUTOR

DAVID QUINTAS FREIRÍA

FIRMA

PLANO N°: 2

√3.2 (√1.6)



sub-fase	fase	Descripción	Herramienta	Verificación	RPM	Vel. Corte
1		Montar en plato de garras y centrar		Comparador de reloj		
	1	Refrentar a limpiar	Cuchilla de cilindrar	Calibre	400	
	2	Cilindrar a Ø30	Cuchilla de cilindrar	Calibre	600	
	3	Mandrinar a Ø18	Cuchilla de mandrinar	Calibre	600	
	4	Ranurar en 8mm a Ø22	Cuchilla de ranurar	Calibre	125	
	5	Cilindrar Ø22x39	Cuchilla de cilindrar	Calibre	400	
2		Girar pieza y centrar		Comparador de reloj		
	8	Refrentar a 55	Cuchilla de cilindrar	Calibre	400	
	3	Quitar rebabas/Pulir aristas	Lima	Calibre		
	4	Medir pieza		Calibre		



1	Norma		Bronce		Ø35x65
---	-------	--	--------	--	--------



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

E.T.S.N.M.  
INGENIERÍA MARINA

PROYECTO FIN DE MÁSTER

TÍTULO DEL PROYECTO

ESTUDIO Y ANÁLISIS DE UN MECANISMO DIFERENCIAL

TÍTULO DEL PLANO

FICHA DE TRABAJO

FECHA: SEPTIEMBRE 2019

ESCALA: 2:1

AUTOR

DAVID QUINTAS FREIRÍA

FIRMA

PLANO N°: 3