



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TRABAJO DE FINAL DE GRADO

**Grado en Ingeniería Mecánica**

# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA UNA CINTA TRANSPORTADORA**



**Volumen I**

**Memoria – Presupuesto- Pliego de Condiciones**

**Autor:** Daniel Sanchez Martinez  
**Director:** Benito Javier Luzón Narro  
**Departamento** Departamento de Ingeniería Mecánica  
**Convocatoria:** Junio 2018

TRABAJO FINAL DE GRADO

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA  
UNA CINTA TRANSPORTADORA**



**Memoria y Anexos**

**Autor:** Daniel Sanchez Martinez  
**Director:** Benito Javier Luzón Narro  
**Convocatoria:** Junio 2018







## Resum

El projecte de final de grau que s'ha realitzat a continuació consisteix a dissenyar i calcular un reductor de velocitat per la seva aplicació a una cinta transportadora de cereal.

Primerament, s'han valorat les necessitats prèvies de la cinta com son la seva velocitat de funcionament, el pes màxim de carrega que arrossega y la potència necessària per complir tots aquests requeriments.

A continuació, s'ha començat el disseny i càlcul de les diferents parts que conformen el reductor. Començant per la relació de transmissió, les característiques i dimensions dels engranatges cilíndrics rectes, el lubricant utilitzat, disposició i mida dels eixos, les unions a torsió i els altres elements necessaris pel funcionament del reductor.

En tercer lloc, per a la confecció dels plànols i diferents comprovacions, s'ha simulat amb el programa CAD i CAE de SolidWorks el reductor de velocitat i tots els seus elements.

Per últim, s'ha confeccionat un plec de condicions per aclarir les clàusules i execució del projecte. Així com un pressupost per concloure el cost total i de cada una de les parts del reductor de velocitat.

## Resumen

El proyecto de final de grado que se ha realizado a continuación consiste en diseñar y calcular un reductor de velocidad para su aplicación en una cinta transportadora de cereal.

En primera instancia, se han valorado las necesidades previas de dicha cinta como son la velocidad de funcionamiento de ésta, el peso máximo de carga que arrastra y la potencia necesaria para cumplir estos requerimientos.

A continuación, se ha comenzado el diseño y cálculo de las diferentes partes que conforman el reductor. Empezando por la relación de transmisión, las características y dimensiones de los engranajes cilíndricos rectos, el lubricante utilizado, disposición y tamaño de los ejes, las uniones a torsión y los demás elementos necesarios en el funcionamiento del reductor.

En tercer lugar, para la confección de los planos y diferentes comprobaciones, se ha simulado con el programa CAD y CAE de SolidWorks el reductor de velocidad y todos sus elementos.

Por último, se ha confeccionado un pliego de condiciones para aclarar las cláusulas y ejecución del proyecto. Así como un presupuesto para concluir el coste total y de cada una de las partes del reductor de velocidad.

## Abstract

The final grade Project that has been carried out we had to design and calculate a speed reducer to apply in a cereal conveyor.

In the first instance, the anticipated needs of this belt were assessed, such as the speed of operation of the belt, the maximum weight of the load it carries and the power required to meet these requirements.

Then it began with the design and the calculation of the different parts that make up the reducer. Starting with the transmission ratio, the characteristics and dimensions of the straight cylindrical gears, the lubricant used, the arrangement and size of the shafts, the joints and the other elements necessary for the operation of the gear unit.

Thirdly, for the preparation of the plans and the different checks, this has been simulated with the program CAD and CAE of SolidWorks the speed reducer and all its elements.

Finally a list of conditions has been prepared to clarify the clauses and execution of the project as well as budget to complete the total cost and each of the parts of the speed reducer.

# Índice

<b>RESUM</b>	<b>I</b>
<b>RESUMEN</b>	<b>II</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>III</b>
<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
1.1. Requerimientos previos.....	1
1.2. Objetivos del trabajo .....	2
1.3. Posibles soluciones .....	2
1.3.1. Transmisiones por rozamiento.....	2
1.3.2. Transmisiones flexibles por engrane.....	3
1.3.3. Transmisiones por engrane directo.....	4
1.4. Solución adoptada .....	7
<b>2. CONDICIONANTES Y NORMATIVA DEL PROYECTO</b>	<b>9</b>
<b>3. DESCRIPCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD</b>	<b>10</b>
3.1. Descripción general .....	10
3.2. Engranajes.....	10
3.2.1. Primera etapa.....	11
3.2.2. Segunda etapa .....	12
3.2.3. Tercera etapa .....	12
3.3. Lubricación.....	12
3.4. Ejes .....	13
3.4.1. Eje de entrada .....	13
3.4.2. Eje intermedio 1.....	13
3.4.3. Eje intermedio 2.....	14
3.4.4. Eje de salida.....	14
3.5. Rodamientos.....	15
3.5.1. Eje de entrada .....	15
3.5.2. Eje intermedio 1.....	16
3.5.3. Eje intermedio 2.....	16
3.5.4. Eje de salida.....	17
3.6. Uniones a torsión.....	17
3.6.1. Eje de entrada .....	17
3.6.2. Eje intermedio 1.....	18

3.6.3.	Eje intermedio 2 .....	18
3.6.4.	Eje de salida .....	18
3.7.	Arandelas elásticas.....	18
3.7.1.	Eje de entrada.....	19
3.7.2.	Eje intermedio 1 .....	19
3.7.3.	Eje intermedio 2 .....	20
3.7.4.	Eje de salida .....	20
3.8.	Casquillos espaciadores .....	21
3.9.	Sellado del reductor de velocidad .....	21
3.10.	Carcasa del reductor de velocidad .....	22
<b>4.</b>	<b>ANÁLISIS DEL IMPACTO AMBIENTAL</b> .....	<b>23</b>
<b>5.</b>	<b>CONCLUSIONES</b> .....	<b>25</b>
<b>6.</b>	<b>PRESUPUESTO</b> .....	<b>27</b>
6.1.	Mediciones.....	28
6.1.1.	Mano de obra .....	28
6.1.2.	Materiales.....	28
6.1.3.	Maquinaria .....	29
6.2.	Precios unitarios.....	29
6.2.1.	Materiales.....	29
6.2.2.	Maquinaria .....	30
6.3.	Precios descompuestos .....	30
6.3.1.	Engranaje 1 .....	30
6.3.2.	Engranaje 2 .....	30
6.3.3.	Engranaje 3 .....	31
6.3.4.	Engranaje 4 .....	31
6.3.5.	Engranaje 5 .....	31
6.3.6.	Engranaje 6 .....	31
6.3.7.	Eje de entrada.....	32
6.3.8.	Eje intermedio 1 .....	32
6.3.9.	Eje intermedio 2 .....	32
6.3.10.	Eje de salida .....	33
6.3.11.	Rodamientos.....	33
6.3.12.	Arandelas elásticas .....	33
6.3.13.	Chavetas .....	33
6.3.14.	Tornillería.....	34

6.3.15. Sellado y lubricante.....	34
6.3.16. Tapa derecha eje de entrada .....	34
6.3.17. Tapa izquierda eje intermedio 1.....	34
6.3.18. Tapa derecha eje intermedio 1.....	35
6.3.19. Tapa izquierda eje intermedio 2.....	35
6.3.20. Tapa derecha eje intermedio 2.....	35
6.3.21. Tapa izquierda eje de salida.....	35
6.3.22. Carcasa .....	35
6.4. Presupuesto final .....	36
6.4.1. Presupuesto ejecución de material .....	36
6.4.2. Presupuesto de ejecución por contrata .....	36
6.4.3. Presupuesto total.....	37

## **7. BIBLIOGRAFÍA** **39**

---

## **ANEXO A** **41**

---

A1. Cálculos .....	41
1.1.1 Introducción.....	41
1.1.2 Datos de partida .....	41
1.1.3 Cálculo y dimensionado de los engranajes .....	41
1.1.3.1 Relación de transmisión .....	41
1.1.3.2 Velocidad y par torsor de cada eje.....	42
1.1.3.3 Cálculo del diámetro del eje por rigidez torsional.....	43
1.1.3.4 Selección de módulos.....	43
1.1.3.5 Esfuerzos y dimensiones reales .....	47
1.1.3.6 Cálculo y selección del lubricante .....	48
1.1.3.6.1 Cálculo de la resistencia a la fatiga superficial en los flancos de los dientes	
51	
1.1.3.6.2 Cálculo de la resistencia a la fatiga de flexión en el talón del diente.....	58
1.1.4 Selección del material de los engranajes .....	64
1.1.5 Diseño de los ejes .....	65
1.1.5.1 Disposición de ejes y planos.....	65
1.1.5.2 Cálculo de los esfuerzos a los que están sometidos los ejes.....	65
1.1.5.3 Cálculo de los ejes a fatiga .....	83
1.1.6 Cálculo de las deformaciones en los ejes.....	90
1.1.7 Selección y cálculo de los rodamientos.....	93

1.1.7.1	Cálculo de los rodamientos a fatiga .....	93
1.1.8	Selección y dimensiones de las uniones a torsión .....	100
1.1.9	Selección y descripción de las arandelas elásticas .....	102
A2.	Pliego de condiciones .....	103
2.1	Condiciones generales .....	103
2.2	Prescripciones técnicas particulares.....	103
2.2.1	Especificación de materiales .....	103
2.2.1.1	Acero 1.4301 (X5CrNi18-10) .....	103
2.2.1.2	Acero 1.1151 (C22E) .....	104
2.2.1.3	Acero 1.1191 (C45E) .....	104
2.2.1.4	Hierro 0.6030 (GJL-300).....	105
2.3	Especificaciones de ejecución .....	106
2.3.1	Proceso de fabricación.....	106
2.3.1.1.1	Engranajes.....	106
2.3.1.2	Ejes .....	107
2.3.1.3	Tapas.....	108
2.3.1.4	Carcasa.....	109
2.3.2	Condiciones de montaje .....	109
2.3.2.1	Montaje del reductor de velocidad.....	109
2.3.2.2	Mantenimiento.....	111





# 1. Introducción

En la industria, por motivos económicos existen motores los cuales únicamente giran a un determinado número de revoluciones por minuto. En numerosas ocasiones es una velocidad de giro muy alta y la requerida para aplicaciones industriales es considerablemente menor.

Para solucionar dicho problema se diseñan reductores de velocidad los cuales a partir de engranajes y ejes consiguen reducir la velocidad que reciben del motor y transmitir una velocidad inferior a su salida pero con un par de fuerza superior al de entrada.

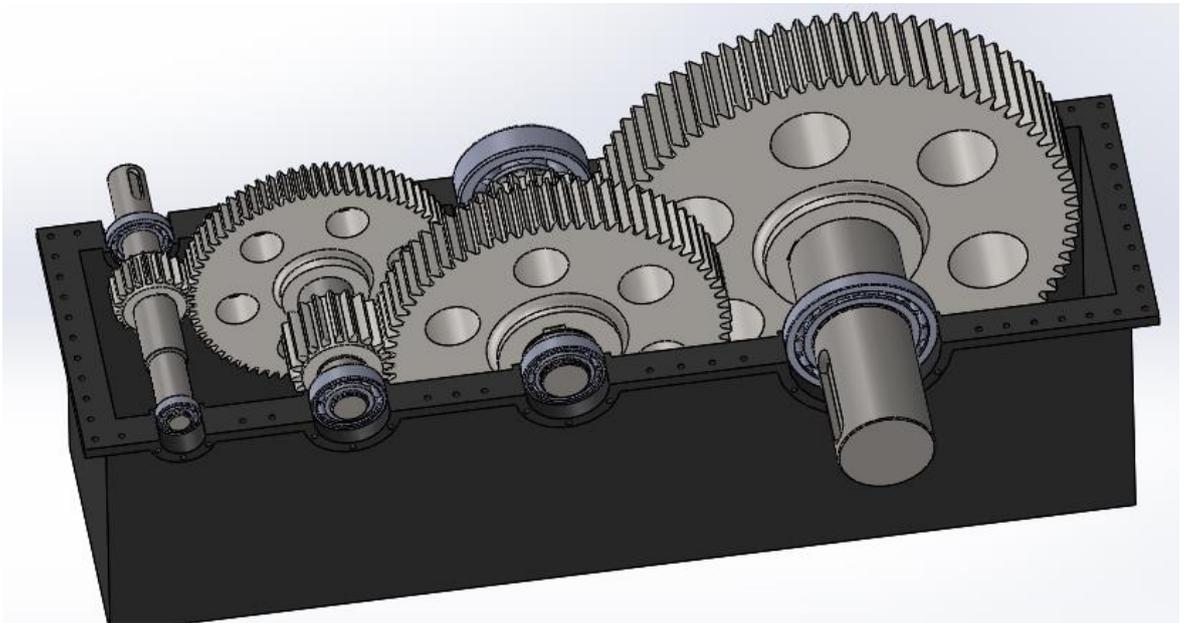


Figura 1.1. Reductor de velocidad diseñado.

## 1.1. Requerimientos previos

En el caso que se trata en este proyecto se requieren los siguientes aspectos:

- Velocidad de avance de la cinta transportadora: 1,5 m/s
- Carga máxima de la cinta: 200kg

Para satisfacer estos requerimientos se considera utilizar un motor eléctrico de 4 kW y 1500 revoluciones por minuto.

## 1.2. Objetivos del trabajo

En un proyecto como es el diseño y cálculo de un reductor de velocidad se dan diversos objetivos.

En primer lugar, comprobar que se cumplen todos los factores de seguridad que se proponen por parte del diseñador para asegurarse que la máquina no presente fallos durante su uso industrial.

En segundo lugar, que las deformaciones de las diferentes partes que componen el reductor se encuentran dentro de los límites establecidos para conseguir un rendimiento óptimo y un desgaste mínimo de todos sus componentes durante su funcionamiento.

En tercer lugar, conseguir un diseño compacto y también simplificado para que a la hora de requerir cualquier comprobación o reparación de los elementos sea lo más fácil, práctico y económico posible.

En último lugar, seleccionar correctamente los materiales con el fin de conseguir todos los objetivos anteriormente descritos y un presupuesto lo más ajustado posible.

## 1.3. Posibles soluciones

### 1.3.1. Transmisiones por rozamiento.

Su principal elemento es la correa. El rendimiento de estos elementos de transmisión es de entre el 85% y 96%. La relación de transmisión no es exacta y ésta depende de la potencia transmitida, causado por el deslizamiento entre correa y pulea. Principalmente sus ventajas son:

- Coste reducido y bajos requerimientos en la disposición de los ejes.
- Funcionamiento silencioso.
- Protección en sobrecargas y absorción elástica en choques moderados.

Por otro lado sus inconvenientes son:

- La relación de transmisión depende de la tensión de la correa y no es exacta, se produce un deslizamiento de entre el 1% y 3%.
- Existe una sobrecarga en los cojinetes debido a la tensión necesaria en la correa
- Son de duración limitada.
- Son sensibles al ambiente

### 1.3.1.1. Correas planas

Se utilizan en ejes paralelos, con relaciones de transmisión menores de 6 generalmente y de hasta 15 para sistemas con tensores. Debido a su deslizamiento su rendimiento es aproximadamente del 85%.



Figura 1.2. Transmisión por correa plana. (Fuente: [www.bandasybandas.co](http://www.bandasybandas.co))

### 1.3.1.2. Correas trapezoidales

Para una misma fuerza de presión transmiten una fuerza de hasta tres veces más, lo que sobrecarga menos los cojinetes. Poseen una relación de transmisión menor de 10. El rendimiento en estas correas puede alcanzar el 98%.

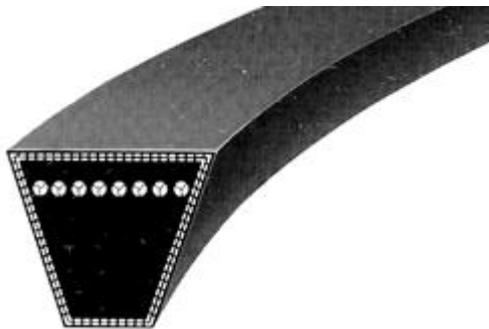


Figura 1.3. Transmisión por correa trapezoidal. (Fuente: [www.tagex.com](http://www.tagex.com))

## 1.3.2. Transmisiones flexibles por engrane

### 1.3.2.1. Cadenas

Son utilizados entre ejes paralelos. Con menos distancia que las correas son capaces de transmitir mayores fuerzas. La relación de transmisión suele ser menor de 7, pudiendo llegar con velocidades reducidas hasta una relación de transmisión de 10. Principalmente sus ventajas son:

- Menor coste que los engranajes.

- La relación de transmisión se mantiene constante.
- Con una sola cadena son capaces de mover varias ruedas.

Por otro lado sus inconvenientes son:

- Tienen una duración limitada.
- A velocidad máxima de funcionamiento tienen limitación de potencia.
- Deben estar protegidas frente al polvo y mantener una correcta lubricación.
- No tienen propiedades elásticas como las correas.
- Coste más elevado que las correas.

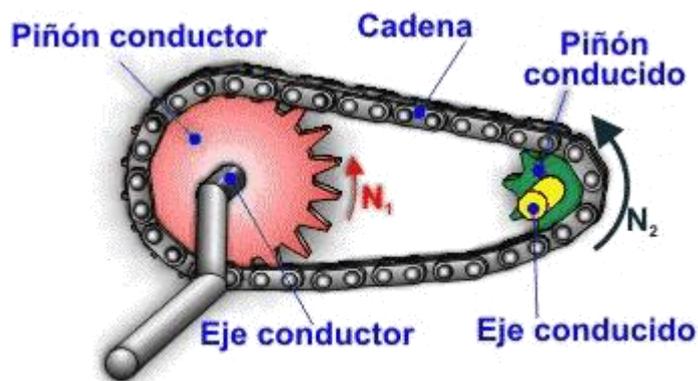


Figura 1.4. Transmisión por cadena. (Fuente: [www.edu.xunta.gal](http://www.edu.xunta.gal))

### 1.3.2.2. Correas dentadas.

En las correas dentadas se elimina el problema de la necesidad de lubricación y protección frente al polvo consiguiendo unas velocidades superiores de hasta 60 m/s. Su principal inconveniente es la necesidad de un mayor tamaño y espacio a iguales sollicitaciones que una cadena. De este modo se producen mayores vibraciones y ruido que las correas planas o trapezoidales.

### 1.3.3. Transmisiones por engrane directo.

Industrialmente este tipo de transmisión es el más utilizado debido a que se pueden hacer compactos, soportar diferentes valores de potencia, un alto rango de velocidades y de relaciones de transmisión. Pueden ser utilizados en diseños de ejes paralelos, cruzados y ejes que se cortan. Principalmente sus ventajas son:

Mantienen una relación de transmisión constante independientemente de la carga.

- Son de larga duración y una elevada fiabilidad.
- Compactos y de dimensiones reducidas.
- Rendimiento elevado.
- Bajo mantenimiento y de bajo coste.
- Soporta sobrecargas.

Por otro lado sus inconvenientes son:

- Coste de producción elevado.
- Generan vibraciones y ruidos durante su funcionamiento.
- Requieren un acoplamiento elástico en la mayoría de aplicaciones para soportar choques y vibraciones debido a su rigidez.

#### **1.3.3.1. Transmisiones por engranajes cilíndricos.**

En engranajes cilíndricos se emplean ejes paralelos. Éstos admiten en cada etapa relaciones de transmisión de hasta 8. El rendimiento de cada etapa de transmisión es del 96% al 99%. Existen dos posibilidades en el diseño de los dientes de estos engranajes:

- dientes rectos: los engranajes de diente recto son más económicos que los helicoidales dado que el diseño es más simple pero producen vibraciones que provocan ruidos durante el funcionamiento.
- dientes helicoidales: los engranajes de diente helicoidal poseen un mayor contacto entre dientes lo que provoca una transmisión más suave y con menos vibraciones. Esto provoca que tengan un funcionamiento más silencioso.



**Figura 1.5.** Engranajes cilíndricos rectos. (Fuente: [www.lpmechanica.blogspot.com.es](http://www.lpmechanica.blogspot.com.es))



**Figura 1.6.** Engranajes helicoidales. (Fuente: [www.mecapedia.uji.es](http://www.mecapedia.uji.es))

### **1.3.3.2. Transmisión por engranajes cónicos.**

La disposición de los ejes en este tipo de transmisión no es en paralelo, si no que se cortan en el espacio. Su relación de transmisión puede llegar a ser de 6. Existen dos tipos de dentado, recto y helicoidal. Este último posee una mayor superficie de contacto tal y como ocurre en los engranajes cilíndricos helicoidales suavizando así el funcionamiento y reduciendo las vibraciones.



**Figura 1.7.** Engranajes cónicos. (Fuente: [www.tecnerife.com](http://www.tecnerife.com))

### **1.3.3.3. Transmisión por engranajes de tornillo sin fin.**

En este tipo de engranaje se utiliza en ejes que se cruzan en el espacio sin cortarse. Al componerse de un tornillo sin fin y una rueda el movimiento siempre se transmite del tornillo a la rueda convirtiéndose en un sistema no reversible. Estas transmisiones tienen una relación de transmisión de 1 hasta 100 y un rendimiento del 45% al 97%. Este gran rango en el rendimiento es debido a que a mayor relación de transmisión menor rendimiento en este mecanismo.



**Figura 1.8.** Engranaje de tornillo sin fin-corona. (Fuente: [www.directindustry.es](http://www.directindustry.es))

## **1.4. Solución adoptada**

Tras evaluar todas las opciones posibles en los mecanismos de transmisión se ha seleccionado una transmisión por engrane directo. El motivo por el cual se escoge es debido al rendimiento elevado, un

reducido mantenimiento, una relación de transmisión constante, la alta fiabilidad que aporta y la larga duración del mismo.

Concretamente se elige una transmisión por engranajes cilíndricos rectos, debido a que para la aplicación requerida el ruido y las vibraciones no son un factor determinante. El coste es más elevado del que resultaría con una transmisión flexible por engrane o por rozamiento. Aunque, considerándose que el reductor se diseña para una aplicación de uso continuo, con un buen mantenimiento la transmisión elegida es mucho más rentable que las otras opciones.

## 2. Condicionantes y normativa del proyecto

Inicialmente se deben tener en cuenta diferentes factores que marcan el diseño y el cálculo del reductor de velocidad.

Por un lado tenemos los factores que se derivan de la aplicación y del lugar donde se utiliza el reductor. Estos son:

- Tamaño: no es un factor limitante dado que el reductor estará colocado en una nave industrial en la cual no hay problemas de espacio.
- Protección y mantenimiento del conjunto: no estará expuesto a lluvias ni a temperaturas extremas.
- Ruido generado: teniendo en cuenta que está recubierto de una carcasa y que es un ambiente industrial no es un factor determinante.

Por otro lado se tienen las diferentes normas que marcarán el diseño y el cálculo que se lleva a cabo:

- Los materiales de acero inoxidable se regirán por la norma UNE-EN 10088, los de acero no aleado por la norma UNE-EN 10083 y las fundiciones por la norma UNE-EN 1561.
- Los módulos seleccionados en las etapas se encuentran en la norma UNE 18005.
- Las uniones a torsión escogidas (chavetas) están recogidas en la norma UNE 17102.
- El diseño de los engranajes y cálculo a fatiga está regulado por la norma ISO 6336.
- La viscosidad del lubricante seleccionado está definido en la norma SAE J306.
- El cálculo a fatiga de rodamientos viene especificado en la norma ISO 281.
- Las tolerancias de las cotas en los planos están reguladas en la norma UNE 1120.
- Para los acabados superficiales en los planos se ha seguido la norma UNE 1037.
- La bibliografía ha sido confeccionada bajo la norma ISO 690.

### 3. Descripción del reductor de velocidad

#### 3.1. Descripción general

Se ha obtenido un reductor de velocidad de tres etapas debido a que la relación total de transmisión era superior a 8. Inicialmente se ha calculado todo el reductor con dos etapas y una relación de transmisión de  $i=6,8947$ . El resultado obtenido eran engranajes de tamaño muy elevado lo que provoca una carcasa de igual tamaño y un volumen de lubricante desmesurado. Posteriormente se analiza la hipótesis de calcular el reductor de velocidad con tres etapas y una relación de transmisión de cada etapa de  $i=3,605$ . Este valor se ha calculado de manera que fuera un número no entero para asegurarse que un fallo en un diente no incida siempre en el mismo diente de la rueda contraria y cause un desgaste excesivo.

La disposición escogida de los ejes es la siguiente:

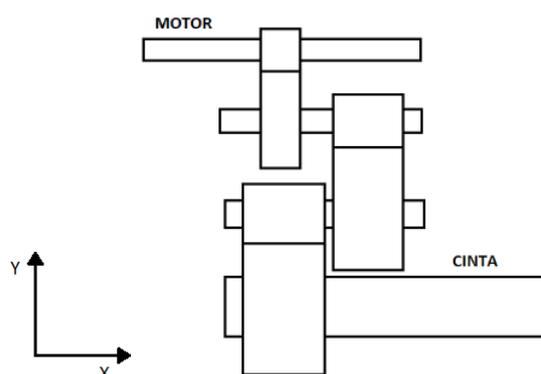


Figura 3.1. Disposición de los ejes.

Todos los valores aportados en el documento han sido previamente calculados y se pueden encontrar en el Anexo de cálculos.

#### 3.2. Engranajes

Los engranajes están numerados del 1 al 6, de manera ascendente a medida que la potencia es transmitida por cada uno de los engranajes iniciando esta transmisión de potencia por el eje conectado al motor.

Para la selección del módulo de las etapas se tuvo en cuenta evitar un número excesivo de dientes sin olvidar el efecto de interferencia que produce un desgaste excesivo y un socavamiento en la base del diente pudiendo llegar a romperse.

El factor de fiabilidad propuesto para el cálculo del material de los engranajes es de 1,25 por norma.

El material seleccionado en el diseño de los engranajes es un acero no aleado 1.1151 (C22E), con un tratamiento térmico de templado, para los engranajes 1 y 2 el cual tiene las siguientes propiedades:

- Límite de rotura a tracción:  $\sigma_u = 600$  MPa
- Límite elástico:  $\sigma_y = 480$  MPa
- Resistencia a la fatiga de flexión en el talón del diente:  $\sigma_{Flim} = 440$  MPa
- Resistencia a la fatiga superficial en los flancos de los dientes:  $\sigma_{Hlim} = 170$  MPa
- Dureza Brinell: HB= 200 HB
- Módulo de Young:  $E = 2,1 \cdot 10^5$  MPa

Para los engranajes 3, 4, 5 y 6 el material seleccionado es un acero no aleado 1.1191 (C45E), con un tratamiento térmico de normalizado, el cual tiene las siguientes propiedades:

- Límite de rotura a tracción:  $\sigma_u = 750$  MPa
- Límite elástico  $\sigma_y = 565$  MPa
- Límite de resistencia nominal a flexión:  $\sigma_{Flim} = 590$  MPa
- Tensión de contacto admisible:  $\sigma_{Hlim} = 200$  MPa
- Dureza Brinell: HB= 210 HB
- Módulo de Young:  $E = 2,1 \cdot 10^5$  MPa

### 3.2.1. Primera etapa

Las especificaciones obtenidas para los engranajes de la primera etapa son las siguientes:

- Módulo del engranaje:  $m = 3$
- Ángulo de presión:  $\alpha = 20^\circ$
- Ancho de los engranajes:  $b = 30$  mm
- Número de dientes del engranaje 1:  $z_1 = 20$  dientes
- Número de dientes del engranaje 2:  $z_2 = 72$  dientes
- Diámetro primitivo del engranaje 1:  $d_1 = 60$  mm

- Diámetro primitivo del engranaje 2:  $d_2= 216$  mm
- Distancia entre centros:  $D_c= 138$  mm

### 3.2.2. Segunda etapa

Las especificaciones obtenidas para los engranajes de la segunda etapa son los siguientes:

- Módulo del engranaje:  $m= 4$
- Ángulo de presión:  $\alpha= 20^\circ$
- Ancho de los engranajes:  $b= 50$  mm
- Número de dientes del engranaje 3:  $z_3= 19$  dientes
- Número de dientes del engranaje 4:  $z_4= 69$  dientes
- Diámetro primitivo del engranaje 3:  $d_3= 76$  mm
- Diámetro primitivo del engranaje 4:  $d_4= 276$  mm
- Distancia entre centros:  $D_c= 176$  mm

### 3.2.3. Tercera etapa

Las especificaciones obtenidas para los engranajes de la tercera etapa son los siguientes:

- Módulo del engranaje:  $m= 5$
- Ángulo de presión:  $\alpha= 20^\circ$
- Ancho de los engranajes:  $b= 70$  mm
- Número de dientes del engranaje 5:  $z_5= 21$  dientes
- Número de dientes del engranaje 6:  $z_6= 76$  dientes
- Diámetro primitivo del engranaje 5:  $d_5= 105$  mm
- Diámetro primitivo del engranaje 6:  $d_6= 380$  mm
- Distancia entre centros:  $D_c= 242,5$  mm

## 3.3. Lubricación

Es uno de los aspectos más importantes para que los engranajes funcionen correctamente y no sufran desgastes por rozamiento. Por otro lado también se encarga de refrigerar el sistema y evitar que la temperatura de trabajo sea muy elevada lo que produciría la soldadura de los engranajes entre sí.

Se ha escogido un lubricante de tipo aceite, concretamente el SAE 140 el cual tiene una viscosidad cinemática a una temperatura de trabajo de  $40^\circ\text{C}$  de entre 400 y 600 cSt. Éste, también lubricará los rodamientos seleccionados mediante salpicadura.

El sistema seleccionado de lubricación es de barboteo. Se llena hasta una altura de 110 mm desde la base del reductor con lubricantes para que los engranajes 2,4 y 6 estén sumergidos y estos lubriquen todo el conjunto. Esto provocará que en funcionamiento todas las piezas que sufren rozamiento estén lubricadas siendo así el sistema más económico de lubricación.

### 3.4. Ejes

Los reductores de velocidad de tres etapas constan de cuatro ejes: el eje de entrada, el eje intermedio 1, el eje intermedio 2 y el eje de salida. La disposición de estos cuatro ejes se puede observar en la Figura 0.1.

El material seleccionado para el diseño de todos ellos es un acero inoxidable 1.4301 el cual tiene las siguientes propiedades:

- Límite de rotura a tracción:  $\sigma_u = 515$  MPa
- Límite elástico:  $\sigma_y = 205$  MPa
- Dureza superficial: 200 HB
- Módulo de Young:  $E = 2,0 \cdot 10^5$  MPa

#### 3.4.1. Eje de entrada

La velocidad en este eje es de 1500 revoluciones por minuto y el diámetro de la sección que transmite momento torsor es de 30 mm.

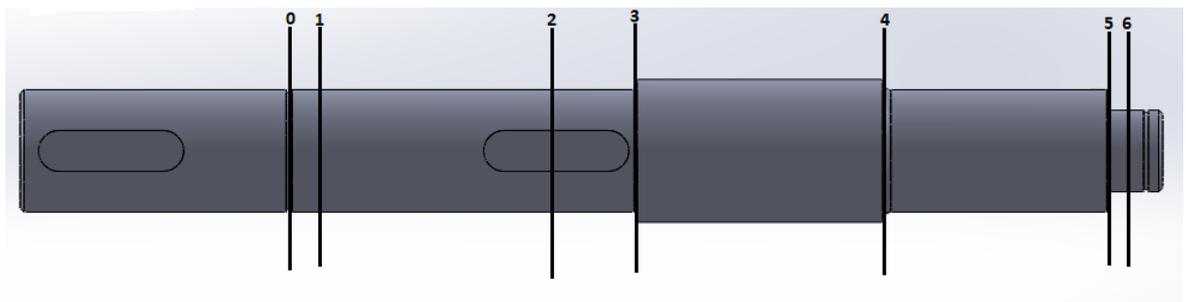
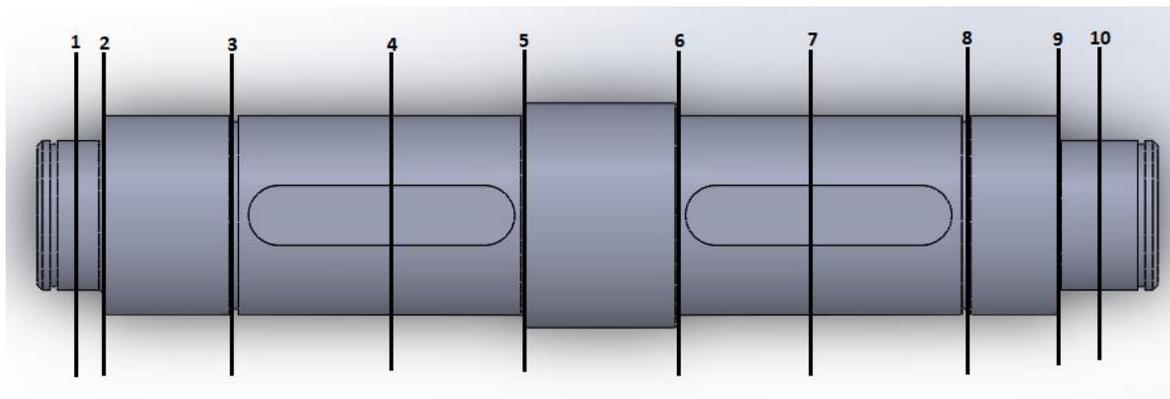


Figura 3.2. Diseño del eje de entrada con sus secciones críticas.

#### 3.4.2. Eje intermedio 1

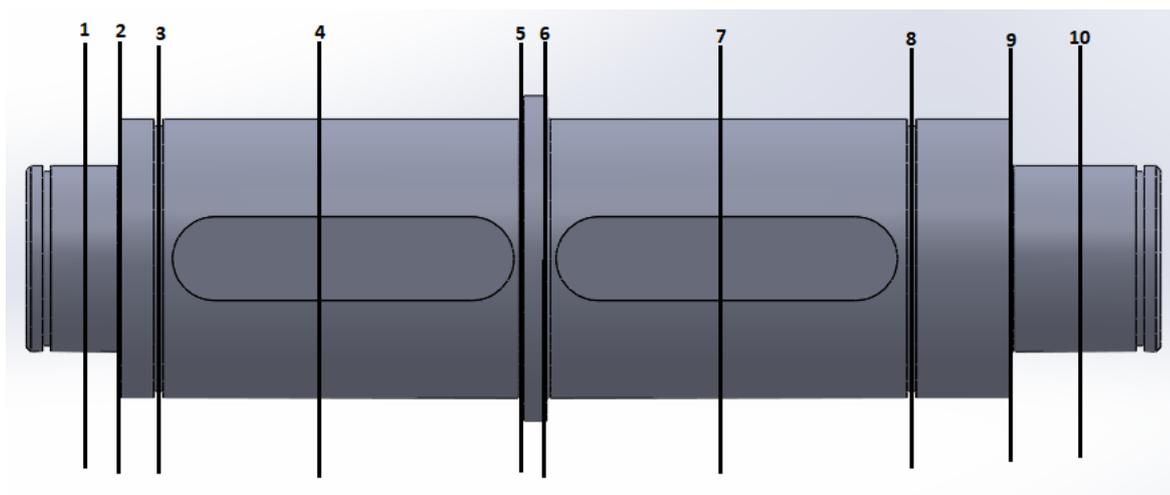
La velocidad en este eje es de 416,67 revoluciones por minuto y el diámetro de la sección que transmite momento torsor es de 40 mm.



**Figura 3.3.** Diseño del eje intermedio 1 con sus secciones críticas.

### 3.4.3. Eje intermedio 2

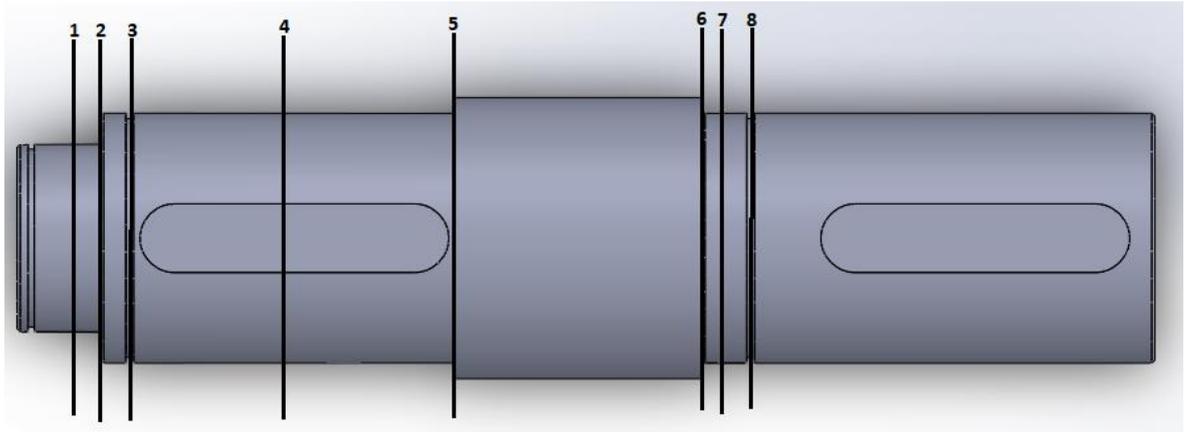
La velocidad en este eje es de 114,73 revoluciones por minuto y el diámetro de la sección que transmite momento torsor es de 60 mm.



**Figura 3.4.** Diseño del eje intermedio 2 con sus secciones críticas.

### 3.4.4. Eje de salida

La velocidad en este eje es de 31,7 revoluciones por minuto y el diámetro de la sección que transmite momento torsor es de 80 mm.



**Figura 3.5.** Diseño del eje de salidas con sus secciones críticas.

### 3.5. Rodamientos

Para acoplar los ejes a la carcasa se utilizan rodamientos. La elección de éstos está marcada por las reacciones que se producen en los apoyos de los ejes. Se escogen rodamientos radiales de una hilera de bolas por motivos económicos siempre y cuando cumplan con la sollicitación.

Se seleccionan rodamientos sin obturaciones laterales con el fin de que estén lubricados de la misma manera que los engranajes.

Los términos rodamiento izquierdo y rodamiento derecho hacen referencia a la disposición que se presenta de los ejes en la Figura 1.1.

#### 3.5.1. Eje de entrada

El rodamiento izquierdo seleccionado es un rodamiento radial de bolas SKF 16006:

- Diámetro interior: 30 mm
- Diámetro exterior: 55 mm
- Ancho: 9 mm
- Capacidad de carga dinámica: 11,9 kN
- Capacidad de carga estática: 7,35 kN
- Capacidad de carga de fatiga: 0,31 kN

El rodamiento derecho seleccionado es un rodamiento radial de bolas SKF 61904:

- Diámetro interior: 20 mm
- Diámetro exterior: 37 mm

- Ancho: 9 mm
- Capacidad de carga dinámica: 6,37 kN
- Capacidad de carga estática: 3,65 kN
- Capacidad de carga de fatiga: 0,156 kN

### 3.5.2. Eje intermedio 1

El rodamiento izquierdo seleccionado es un rodamiento radial de bolas SKF 61906:

- Diámetro interior: 30 mm
- Diámetro exterior: 47 mm
- Ancho: 9 mm
- Capacidad de carga dinámica: 7,28 kN
- Capacidad de carga estática: 4,55 kN
- Capacidad de carga de fatiga: 0,212 kN

El rodamiento derecho seleccionado es un rodamiento radial de bolas SKF 6206:

- Diámetro interior: 30 mm
- Diámetro exterior: 62 mm
- Ancho: 16 mm
- Capacidad de carga dinámica: 20,3 kN
- Capacidad de carga estática: 11,2 kN
- Capacidad de carga de fatiga: 0,475 kN

### 3.5.3. Eje intermedio 2

El rodamiento izquierdo seleccionado es un rodamiento radial de bolas SKF 6408:

- Diámetro interior: 40 mm
- Diámetro exterior: 110 mm
- Ancho: 27 mm
- Capacidad de carga dinámica: 63,7 kN
- Capacidad de carga estática: 36,5 kN
- Capacidad de carga de fatiga: 1,53 kN

El rodamiento derecho seleccionado es un rodamiento radial de bolas SKF 6206:

- Diámetro interior: 40 mm
- Diámetro exterior: 68 mm
- Ancho: 15 mm
- Capacidad de carga dinámica: 17,8 kN
- Capacidad de carga estática: 11 kN
- Capacidad de carga de fatiga: 0,49 kN

#### 3.5.4. Eje de salida

El rodamiento izquierdo seleccionado es un rodamiento radial de bolas SKF 6212:

- Diámetro interior: 60 mm
- Diámetro exterior: 110 mm
- Ancho: 22 mm
- Capacidad de carga dinámica: 55,3 kN
- Capacidad de carga estática: 36 kN
- Capacidad de carga de fatiga: 1,53 kN

El rodamiento derecho seleccionado es un rodamiento radial de bolas SKF 16016:

- Diámetro interior: 80 mm
- Diámetro exterior: 125 mm
- Ancho: 14 mm
- Capacidad de carga dinámica: 35,1 kN
- Capacidad de carga estática: 31,5 kN
- Capacidad de carga de fatiga: 1,32 kN

### 3.6. Uniones a torsión

En el presente proyecto se escoge como uniones a torsión el uso de chavetas. Las chavetas estarán formadas de acero 1.4301 del mismo modo que los ejes.

Se colocan dos chavetas en cada eje, ambas iguales por lo que se presenta las chavetas por cada eje.

#### 3.6.1. Eje de entrada

- Longitud (L): 35,5 mm

- Ancho (b): 10 mm
- Alto (h): 8 mm
- Profundidad en el eje ( $h_1$ ): 5 mm
- Profundidad en el engranaje ( $h_2$ ): 3,3 mm

### 3.6.2. Eje intermedio 1

- Longitud (L): 53 mm
- Ancho (b): 12 mm
- Alto (h): 8 mm
- Profundidad en el eje ( $h_1$ ): 5 mm
- Profundidad en el engranaje ( $h_2$ ): 3,3 mm

### 3.6.3. Eje intermedio 2

- Longitud (L): 73 mm
- Ancho (b): 18 mm
- Alto (h): 11 mm
- Profundidad en el eje ( $h_1$ ): 7 mm
- Profundidad en el engranaje ( $h_2$ ): 4,4 mm

### 3.6.4. Eje de salida

- Longitud (L): 98 mm
- Ancho (b): 22 mm
- Alto (h): 14 mm
- Profundidad en el eje ( $h_1$ ): 9 mm
- Profundidad en el engranaje ( $h_2$ ): 5,4 mm

## 3.7. Arandelas elásticas

Para fijar axialmente los elementos como son los engranajes y los rodamientos se utilizan arandelas elásticas. Son fiables y económicas pero se debe tener en cuenta el rebaje del diámetro necesario para su aplicación en el diseño del eje, provocando así un factor de entalla.

Se denominará cada arandela con el nombre de la parte móvil que fija.

### 3.7.1. Eje de entrada

Arandela del rodamiento izquierdo:

- Diámetro del eje: 30 mm
- Diámetro interior de la arandela: 28,6 mm
- Espesor: 1,5 mm

Arandela del engranaje 1:

- Diámetro del eje: 30 mm
- Diámetro interior de la arandela: 28,6 mm
- Espesor: 1,5 mm

Arandela del rodamiento derecho:

- Diámetro del eje: 20 mm
- Diámetro interior de la arandela: 19 mm
- Espesor: 1,2 mm

### 3.7.2. Eje intermedio 1

Arandela del rodamiento izquierdo:

- Diámetro del eje: 30 mm
- Diámetro interior de la arandela: 28,6 mm
- Espesor: 1,5 mm

Arandela de los engranajes 2 y 3:

- Diámetro del eje: 40 mm
- Diámetro interior de la arandela: 37,5 mm
- Espesor: 1,75 mm

Arandela del rodamiento derecho:

- Diámetro del eje: 30 mm
- Diámetro interior de la arandela: 28,6 mm
- Espesor: 1,5 mm

### 3.7.3. Eje intermedio 2

Arandela del rodamiento izquierdo:

- Diámetro del eje: 40 mm
- Diámetro interior de la arandela: 37,5mm
- Espesor: 1,75 mm

Arandela de los engranajes 4 y 5:

- Diámetro del eje: 60 mm
- Diámetro interior de la arandela: 57 mm
- Espesor: 2 mm

Arandela del rodamiento derecho:

- Diámetro del eje: 40 mm
- Diámetro interior de la arandela: 37,5 mm
- Espesor: 1,75 mm

### 3.7.4. Eje de salida

Arandela del rodamiento izquierdo

- Diámetro del eje: 60 mm
- Diámetro interior de la arandela: 57 mm
- Espesor: 2 mm

Arandela izquierda del engranaje 6:

- Diámetro del eje: 80 mm
- Diámetro interior de la arandela: 76,5 mm
- Espesor: 2,5 mm

Arandela del rodamiento derecho:

- Diámetro del eje: 80 mm
- Diámetro interior de la arandela: 76,5 mm
- Espesor: 2,5 mm

### 3.8. Casquillos espaciadores

En ocasiones es necesario fijar elementos que están separados uno de otro y para evitar el uso excesivo de arandelas elásticas se asegura fijar los elementos distanciados uno de otro con casquillos espaciadores, los cuales no conllevan un factor de entalla en el eje.

En el proyecto se ha dispuesto un solo casquillo espaciador ubicado en el primer eje, entre el engranaje 1 y el rodamiento izquierdo. Las características de éste son:

- Longitud: 35,75 mm
- Diámetro interior: 30 mm
- Diámetro exterior: 33 mm

### 3.9. Sellado del reductor de velocidad

Por tal de que no existan fugas en el sistema se coloca una junta ente las dos partes de la carcasa. En todos los ejes para facilitar el montaje de éstos existen unos agujeros pasantes los cuales posteriormente se tapan con unas tapas descritas en los planos.

En la zona del rodamiento izquierdo del eje de entrada y el rodamiento derecho del eje de salida de colocan dos retenes.

- Retén eje de entrada:
  - Diámetro interior: 30 mm
  - Diámetro exterior: 55 mm
  - Espesor: 7 mm
- Retén eje de salida:
  - Diámetro interior: 80 mm
  - Diámetro exterior: 125 mm
  - Espesor: 10 mm

### 3.10. Carcasa del reductor de velocidad

La carcasa del reductor de velocidad se compone de dos elementos, la tapa inferior o cárter y la tapa superior. El material seleccionado se trata de un hierro para fundición 0.6030. Las propiedades del material son:

- Límite de rotura a tracción:  $\sigma_u = 300$  MPa
- Límite elástico:  $\sigma_y = 225$  MPa
- Módulo de Young:  $1,2 \cdot 10^5$  MPa
- Dureza Brinell: HB = 215 HB

Es de gran importancia que la carcasa no presente deformaciones lo que producirá desalineaciones en los ejes y un mal funcionamiento del reductor provocando desgastes excesivos incluso el fallo de éste. El espesor está determinado en 10 mm para asegurar su correcto funcionamiento.

Se colocará un tapón en la parte inferior de un lateral del cárter para facilitar el cambio de aceite en el mantenimiento del reductor y un tapón en la cara superior de la tapa superior para facilitar el llenado de aceite del reductor a previo vaciado. En este aspecto también se coloca un visor de nivel para controlar que el nivel de aceite del reductor es el correcto.

## 4. Análisis del impacto ambiental

En el funcionamiento del reductor de velocidad se estima un cambio de aceite inicialmente a las 200 horas de funcionamiento del reductor y posteriormente cada 3000 horas de trabajo o cada año. Esto conlleva a que el aceite que se extrae del reductor se debe reciclar correctamente y rellenar posteriormente el reductor hasta el nivel necesario para un correcto funcionamiento del reductor.

En caso de avería del reductor como puede ser fugas o rotura del mismo se debe asegurar de recoger el aceite perdido, sellar el reductor correctamente y reciclar dicho aceite en un lugar apropiado.

Una vez que el reductor por cualquier motivo quede inoperativo y no se decida su reparación, éste debe ser separado en partes a partir de los materiales que lo componen. En el caso de los aceros y el hierro es posible su reutilización para otra aplicación. En el caso de los rodamientos debería comprobarse su estado para una posible reutilización o fundición del mismo. Las partes plásticas deberán ser recicladas en lugares especializados para ello.



## 5. Conclusiones

Tras finalizar el proyecto se pueden extraer una serie de conclusiones que se detallan a continuación:

Valorar y comparar todas las características de todos los tipos de mecanismos de transmisión que se encuentran en el mercado. Es básico conocer los antecedentes existentes a un proyecto propuesto para obtener el máximo rendimiento y eficiencia al mejor presupuesto posible.

Una vez estudiadas y valoradas las solicitudes que se exponen en un principio, es necesario un diseño inicial y tras realizar los cálculos de comprobación se debe rediseñar el proyecto. Este proceso se debe llevar a cabo hasta que se cumplen todos los factores de seguridad expuestos.

Se debe aplicar en todo momento la normativa que compete al tipo de proyecto que se diseña para que todos sus elementos trabajen de forma segura y eficiente a lo largo de toda la vida de la máquina.

Para aplicar fórmulas teóricas a proyectos reales son necesarios un gran número de factores correctores que acercan el modelo teórico al de condiciones reales.

En el caso del proyecto propuesto, existe la posibilidad de diseñar el reductor con 2 o 3 etapas. Aunque inicialmente se considere que un diseño de 2 etapas es el correcto, con un diseño de 3 etapas se obtiene un reductor más compacto y un peso inferior que con el diseño propuesto inicialmente.

El daño que produce la fatiga en los materiales en caso de aplicaciones con alto nivel de ciclos de carga es el fallo más peligroso y restrictivo. Se puede producir una rotura de la pieza diseñada sin superar el límite elástico o de rotura de un material. No solo se tiene en cuenta la fatiga para los ejes, sino también para los engranajes y rodamientos.

Por último, a nivel personal me ha ofrecido la oportunidad de desenvolverse en el ámbito industrial, tener una toma de contacto con las normalizaciones técnicas estipuladas y comprender que el factor económico es determinante en la toma de decisiones del diseño y realización de un proyecto.



## 6. Presupuesto

En este apartado se presenta el coste total que supone el proyecto. Para el caso de los materiales que tienen que ser mecanizados, para el cálculo de material necesario se tiene en cuenta el cilindro inicial del que se parte. Para ello previamente se calcula el volumen de la pieza antes de mecanizar:

$$V = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot L \quad (\text{Ec. 6.1})$$

Una vez sabemos el volumen de la pieza inicialmente, antes de ser mecanizada, mediante la densidad del material a tratar se obtiene la masa de la pieza:

$$\text{Masa} = V \cdot \rho \quad (\text{Ec. 6.2})$$

Para cada caso los datos obtenidos son:

	<i>ancho (m)</i>	<i>diámetro (m)</i>	<i>volumen (m3)</i>	<i>densidad (kg/m3)</i>	<i>masa (kg)</i>
<i>Engranaje 1</i>	0,045	0,065	0,000149324	7800	1,16
<i>Engranaje 2</i>	0,065	0,225	0,002584451	7800	20,16
<i>Engranaje 3</i>	0,065	0,085	0,000368843	7800	2,88
<i>Engranaje 4</i>	0,085	0,285	0,005422487	7800	42,30
<i>Engranaje 5</i>	0,085	0,115	0,000882886	7800	6,89
<i>Engranaje 6</i>	0,11	0,4	0,013823008	7800	107,82
<i>Eje entrada</i>	0,29	0,04	0,000364425	8000	2,92
<i>Eje intermedio 1</i>	0,23	0,05	0,000451604	8000	3,61
<i>Eje intermedio 2</i>	0,25	0,075	0,001104466	8000	8,84
<i>Eje salida</i>	0,365	0,095	0,0025872	8000	20,70
<i>Tapa ent. der.</i>	0,02	0,06	5,65487E-05	7200	0,41
<i>Tapa int.1 izq.</i>	0,02	0,07	7,6969E-05	7200	0,55
<i>Tapa int.1 der.</i>	0,02	0,085	0,00011349	7200	0,82
<i>Tapa int.2 izq.</i>	0,02	0,135	0,000286278	7200	2,06
<i>Tapa int.2 der.</i>	0,02	0,095	0,000141764	7200	1,02
<i>Tapa sal. izq.</i>	0,02	0,135	0,000286278	7200	2,06

**Tabla 6.1.** Masa de las materias primas.

Para estimar el material utilizado en el molde de la carcasa se ha calculado el peso de ésta mediante el aplicativo SolidWorks y se ha estimado un peso superior teniendo en cuenta los sobrantes del molde.

## 6.1. Mediciones

### 6.1.1. Mano de obra

- Oficial de primera: **14 h**
- Oficial de segunda: **37,05 h**

### 6.1.2. Materiales

- Hierro 0.6030: **116,92 kg**
- Acero 1.1151: **21,32 kg**
- Acero 1.1191: **159,88 kg**
- Acero 1.4301: **36,02 kg**
- Rodamiento SKF 16006: **1 ud**
- Rodamiento SKF 61904: **1 ud**
- Rodamiento SKF 61906: **1 ud**
- Rodamiento SKF 6408: **1 ud**
- Rodamiento SKF 6008: **1 ud**
- Rodamiento SKF 6212: **1 ud**
- Rodamiento SKF 16016: **1 ud**
- Arandela elástica diámetro 20 mm: **1 ud**
- Arandela elástica diámetro 30 mm: **3 ud**
- Arandela elástica diámetro 40 mm: **4 ud**
- Arandela elástica diámetro 60 mm: **3 ud**
- Arandela elástica diámetro 80 mm: **2 ud**
- Chaveta 10 x 8 x 35,5 mm: **1 ud**
- Chaveta 12 x 8 x 53 mm: **2 ud**
- Chaveta 18 x 11 x 73 mm: **2 ud**
- Chaveta 22 x 14 x 98 mm: **1 ud**
- Tornillo M6: **77 ud**
- Casquillo 30 x 33 x 37,75 mm: **1 ud**
- Molde carcasa: **2 ud**
- Lubricante SAE 140: **25 L**
- Retén 30 x 55 x 7 mm: **1 ud**
- Retén 80 x 110 x 10 mm: **1 ud**
- Junta carcasa: **1 ud**
- Tapón aceite: **2 ud**

### 6.1.3. Maquinaria

- Fresadora: **10,8 h**
- Torno: **14,7 h**
- Taladro: **2,1 h**
- Rectificadora: **2,2 h**
- Templado: **6 h**
- Normalizado: **14,25 h**

## 6.2. Precios unitarios

### 6.2.1. Materiales

- Hierro 0.6030: **1,6 € / kg**
- Acero 1.1151: **3,69 € / kg**
- Acero 1.1191: **5,24 € / kg**
- Acero 1.4301: **9,57 € / kg**
- Rodamiento SKF 16006: **3,89 € / ud**
- Rodamiento SKF 61904: **6,13 € / ud**
- Rodamiento SKF 61906: **14,06 € / ud**
- Rodamiento SKF 6206: **15,94 € / ud**
- Rodamiento SKF 6408: **18,54 € / ud**
- Rodamiento SKF 6008: **12,89 € / ud**
- Rodamiento SKF 6212: **34,59 € / ud**
- Rodamiento SKF 16016: **32,91 € / ud**
- Arandela elástica diámetro 20 mm: **0,6 € / ud**
- Arandela elástica diámetro 30 mm: **0,87 € / ud**
- Arandela elástica diámetro 40 mm: **0,93 € / ud**
- Arandela elástica diámetro 60 mm: **1,07 € / ud**
- Arandela elástica diámetro 80 mm: **1,08 € / ud**
- Chaveta 10 x 8 x 35,5 mm: **0,64 € / ud**
- Chaveta 12 x 8 x 53 mm: **2,05 € / ud**
- Chaveta 18 x 11 x 73 mm: **4,97 € / ud**
- Chaveta 22 x 14 x 98 mm: **8,56 € / ud**
- Tornillo M6: **0,24 € / ud**
- Casquillo 30 x 33 x 37,75 mm: **5,33 € / ud**
- Molde carcasa: **70 € / ud**
- Lubricante SAE 140: **7,66 € / L**



- Retén 30 x 55 x 7 mm: **3,64 €/ud**
- Retén 80 x 110 x 10 mm: **11,41 €/ud**
- Junta carcasa: **15,06 €/ud**
- Tapón aceite: **2,63 €/ud**

### 6.2.2. Maquinaria

- Fresadora: **35 €/h**
- Torno: **30 €/h**
- Taladro: **1,9 €/h**
- Rectificadora: **40 €/h**
- Templado: **20 €/h**
- Normalizado: **20 €/h**

## 6.3. Precios descompuestos

### 6.3.1. Engranaje 1

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio (€)/ud	Precio total (€)
Acero 1.1151	kg	1,16	3,69	4,30
Fresadora	h	0,8	35	28
Torno	h	0,4	30	12
Templado	h	2,5	20	50
Oficial de primera	h	0,8	13	10,4
Oficial de segunda	h	2,9	8	23,2
			<b>Total</b>	<b>127,90</b>

Tabla 6.2. Precio descompuesto del engranaje 1.

### 6.3.2. Engranaje 2

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio (€)/ud	Precio total (€)
Acero 1.1151	kg	20,16	3,69	74,39
Fresadora	h	1,8	35	63
Torno	h	0,9	30	27
Templado	h	3,5	20	70
Oficial de primera	h	1,8	13	23,4
Oficial de segunda	h	4,4	8	35,2
			<b>Total</b>	<b>292,99</b>

Tabla 6.3. Precio descompuesto del engranaje 2.

### 6.3.3. Engranaje 3

<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio (€)/ud</i>	<i>Precio total (€)</i>
<i>Acero 1.1191</i>	kg	2,88	5,24	15,08
<i>Fresadora</i>	h	1	35	35
<i>Torno</i>	h	0,5	30	15
<i>Normalizado</i>	h	2,5	20	50
<i>Oficial de primera</i>	h	1	13	13
<i>Oficial de segunda</i>	h	3	8	24
<b>Total</b>				<b>152,08</b>

Tabla 6.4. Precio descompuesto del engranaje 3.

### 6.3.4. Engranaje 4

<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio (€)/ud</i>	<i>Precio total (€)</i>
<i>Acero 1.1191</i>	kg	42,30	5,24	221,63
<i>Fresadora</i>	h	2	35	70
<i>Torno</i>	h	1	30	30
<i>Normalizado</i>	h	3,75	20	75
<i>Oficial de primera</i>	h	2	13	26
<i>Oficial de segunda</i>	h	4,75	8	38
<b>Total</b>				<b>460,63</b>

Tabla 6.5. Precio descompuesto del engranaje 4.

### 6.3.5. Engranaje 5

<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio (€)/ud</i>	<i>Precio total (€)</i>
<i>Acero 1.1191</i>	kg	6,89	5,24	36,09
<i>Fresadora</i>	h	1,2	35	42
<i>Torno</i>	h	0,7	30	21
<i>Normalizado</i>	h	3	20	60
<i>Oficial de primera</i>	h	1,2	13	15,6
<i>Oficial de segunda</i>	h	3,7	8	29,6
<b>Total</b>				<b>204,29</b>

Tabla 6.6. Precio descompuesto del engranaje 5.

### 6.3.6. Engranaje 6

<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio (€)/ud</i>	<i>Precio total (€)</i>
<i>Acero 1.1191</i>	kg	107,82	5,24	564,97
<i>Fresadora</i>	h	2,5	35	87,5
<i>Torno</i>	h	1,5	30	45

<i>Normalizado</i>	h	5	20	100
<i>Oficial de primera</i>	h	2,5	13	32,5
<i>Oficial de segunda</i>	h	6,5	8	52
			<b>Total</b>	<b>881,97</b>

**Tabla 6.7.** Precio descompuesto del engranaje 6.

### 6.3.7. Eje de entrada

<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio (€)/ud</i>	<i>Precio total (€)</i>
<i>Acero 1.4301</i>	kg	2,92	9,57	27,90
<i>Fresadora</i>	h	0,25	35	8,75
<i>Torno</i>	h	1,5	30	45
<i>Rectificado</i>	h	0,3	40	12
<i>Oficial de primera</i>	h	0,55	13	7,15
<i>Oficial de segunda</i>	h	1,5	8	12
			<b>Total</b>	<b>112,80</b>

**Tabla 6.8.** Precio descompuesto del eje de entrada.

### 6.3.8. Eje intermedio 1

<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio (€)/ud</i>	<i>Precio total (€)</i>
<i>Acero 1.4301</i>	kg	3,61	9,57	34,57
<i>Fresadora</i>	h	0,35	35	12,25
<i>Torno</i>	h	2	30	60
<i>Rectificado</i>	h	0,4	40	16
<i>Oficial de primera</i>	h	0,75	13	9,75
<i>Oficial de segunda</i>	h	2	8	16
			<b>Total</b>	<b>148,57</b>

**Tabla 6.9.** Precio descompuesto del eje intermedio 1.

### 6.3.9. Eje intermedio 2

<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio (€)/ud</i>	<i>Precio total (€)</i>
<i>Acero 1.4301</i>	kg	8,84	9,57	84,56
<i>Fresadora</i>	h	0,4	35	14
<i>Torno</i>	h	2,2	30	66
<i>Rectificado</i>	h	0,5	40	20
<i>Oficial de primera</i>	h	0,9	13	11,7
<i>Oficial de segunda</i>	h	2,2	8	17,6
			<b>Total</b>	<b>213,86</b>

**Tabla 6.10.** Precio descompuesto del eje intermedio 2.

### 6.3.10. Eje de salida

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio (€)/ud	Precio total (€)
Acero 1.4301	kg	20,70	9,57	198,08
Fresadora	h	0,5	35	17,5
Torno	h	2,5	30	75
Rectificado	h	0,6	40	24
Oficial de primera	h	1,1	13	14,3
Oficial de segunda	h	2,5	8	20
			<b>Total</b>	<b>348,88</b>

Tabla 6.11. Precio descompuesto del eje de salida.

### 6.3.11. Rodamientos

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio (€)/ud	Precio total (€)
Rodamiento SKF 16006	ud	1	3,89	3,89
Rodamiento SKF 61904	ud	1	6,13	6,13
Rodamiento SKF 61906	ud	1	14,06	14,06
Rodamiento SKF 6206	ud	1	15,94	15,94
Rodamiento SKF 6408	ud	1	18,54	18,54
Rodamiento SKF 6008	ud	1	12,89	12,89
Rodamiento SKF 6212	ud	1	34,59	34,59
Rodamiento SKF 16016	ud	1	32,91	32,91
			<b>Total</b>	<b>138,95</b>

Tabla 6.12. Precio descompuesto de los rodamientos

### 6.3.12. Arandelas elásticas

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio (€)/ud	Precio total (€)
Arandela elástica d. 20 mm	ud	1	0,6	0,6
Arandela elástica d. 30 mm	ud	3	0,87	2,61
Arandela elástica d. 40 mm	ud	4	0,93	3,72
Arandela elástica d. 60 mm	ud	3	1,07	3,21
Arandela elástica d. 80 mm	ud	2	1,08	2,16
Casquillo 30 x 33 x 37,75 mm	ud	1	5,33	5,33
			<b>Total</b>	<b>17,03</b>

Tabla 6.13. Precio descompuesto de las arandelas elásticas.

### 6.3.13. Chavetas

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio (€)/ud	Precio total (€)
Chaveta 10 x 8 x 35,5 mm	ud	1	0,64	0,64
Chaveta 12 x 8 x 53 mm	ud	2	2,05	4,1
Chaveta 18 x 11 x 73 mm	ud	2	4,97	9,94

<i>Chaveta 22 x 14 x 98 mm</i>	ud	1	8,56	8,56
			<b>Total</b>	<b>23,24</b>

**Tabla 6.14.** Precio descompuesto de las chavetas.

### 6.3.14. Tornillería

<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio (€)/ud</i>	<i>Precio total (€)</i>
<i>Tornillo M6 x 16 mm</i>	ud	89	0,24	18,48
			<b>Total</b>	<b>18,48</b>

**Tabla 6.15.** Precio descompuesto de la tornillería.

### 6.3.15. Sellado y lubricante

<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio (€)/ud</i>	<i>Precio total (€)</i>
<i>Tapones</i>	ud	2	2,63	5,26
<i>Junta carcasa</i>	ud	1	15,06	15,06
<i>Retén 30 x 55 x 7 mm</i>	ud	1	3,64	3,64
<i>Retén 80 x 125 x 10 mm</i>	ud	1	11,41	11,41
<i>Lubricante</i>	L	25	7,66	191,5
			<b>Total</b>	<b>226,87</b>

**Tabla 6.16.** Precio descompuesto del sellado y el lubricante.

### 6.3.16. Tapa derecha eje de entrada

<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio (€)/ud</i>	<i>Precio total (€)</i>
<i>Hierro 0.6030</i>	kg	0,41	1,6	0,65
<i>Torno</i>	h	0,2	35	7
<i>Taladro</i>	h	0,1	20	2
<i>Oficial de segunda</i>	h	0,3	8	2,4
			<b>Total</b>	<b>12,05</b>

**Tabla 6.17.** Precio descompuesto de la tapa derecha del eje de entrada.

### 6.3.17. Tapa izquierda eje intermedio 1

<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio (€)/ud</i>	<i>Precio total (€)</i>
<i>Hierro 0.6030</i>	kg	0,55	1,6	0,89
<i>Torno</i>	h	0,25	35	8,75
<i>Taladro</i>	h	0,1	20	2
<i>Oficial de segunda</i>	h	0,35	13	4,55
			<b>Total</b>	<b>16,19</b>

**Tabla 6.18.** Precio descompuesto de la tapa izquierda del eje intermedio 1.

### 6.3.18. Tapa derecha eje intermedio 1

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio (€)/ud	Precio total (€)
Hierro 0.6030	kg	0,82	1,6	1,31
Torno	h	0,25	35	8,75
Taladro	h	0,1	20	2
Oficial de segunda	h	0,35	13	4,55
			<b>Total</b>	<b>16,61</b>

Tabla 6.19. Precio descompuesto de la tapa derecha del eje intermedio 1.

### 6.3.19. Tapa izquierda eje intermedio 2

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio (€)/ud	Precio total (€)
Hierro 0.6030	kg	2,06	1,6	3,30
Torno	h	0,25	35	8,75
Taladro	h	0,1	20	2
Oficial de segunda	h	0,35	13	4,55
			<b>Total</b>	<b>18,60</b>

Tabla 6.20. Precio descompuesto de la tapa izquierda del eje intermedio 2.

### 6.3.20. Tapa derecha eje intermedio 2

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio (€)/ud	Precio total (€)
Hierro 0.6030	kg	1,02	1,6	1,63
Torno	h	0,25	35	8,75
Taladro	h	0,1	20	2
Oficial de segunda	h	0,35	13	4,55
			<b>Total</b>	<b>16,93</b>

Tabla 6.21. Precio descompuesto de la tapa derecha del eje intermedio 2.

### 6.3.21. Tapa izquierda eje de salida

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio (€)/ud	Precio total (€)
Hierro 0.6030	kg	2,06	1,6	3,30
Torno	h	0,3	35	10,5
Taladro	h	0,1	20	2
Oficial de segunda	h	0,4	13	5,2
			<b>Total</b>	<b>21,00</b>

Tabla 6.22. Precio descompuesto de la tapa izquierda del eje de salida.

### 6.3.22. Carcasa

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio (€)/ud	Precio total (€)
Hierro 0.6030	kg	110	1,6	176
Molde carcasa	ud	2	70	140

<i>Taladro</i>	h	1,5	20	30
<i>Rectificado</i>	h	0,4	40	16
<i>Oficial de primera</i>	h	1,4	13	18,2
<i>Oficial de segunda</i>	h	1,5	8	12
			<b>Total</b>	<b>392,2</b>

**Tabla 6.23.** Precio descompuesto de la carcasa.

## 6.4. Presupuesto final

### 6.4.1. Presupuesto ejecución de material

	Precio (€)
<i>Engranaje 1</i>	127,90
<i>Engranaje 2</i>	292,99
<i>Engranaje 3</i>	152,08
<i>Engranaje 4</i>	460,63
<i>Engranaje 5</i>	204,29
<i>Engranaje 6</i>	881,97
<i>Eje de entrada</i>	112,80
<i>Eje intermedio 1</i>	148,57
<i>Eje intermedio 2</i>	213,86
<i>Eje de salida</i>	348,88
<i>Rodamientos</i>	138,95
<i>Arandelas elásticas</i>	17,03
<i>Chavetas</i>	23,24
<i>Tornillería</i>	18,48
<i>Sellado y lubricante</i>	226,87
<i>Tapa derecha eje de entrada</i>	12,05
<i>Tapa izquierda eje intermedio 1</i>	16,19
<i>Tapa derecha eje intermedio 1</i>	16,61
<i>Tapa izquierda eje intermedio 2</i>	18,60
<i>Tapa derecha eje intermedio 2</i>	16,93
<i>Tapa izquierda eje de salida</i>	21,00
<i>Carcasa</i>	392,20
<b><i>Presupuesto de ejecución material</i></b>	<b>3862,10</b>

**Tabla 6.24.** Presupuesto de ejecución material descompuesto.

### 6.4.2. Presupuesto de ejecución por contrata

	Precio (€)
<i>Presupuesto de ejecución material</i>	3862,10
<i>Gastos generales 16%</i>	617,94
<i>Beneficio industrial del contratista 6%</i>	231,73

<b><i>Presupuesto de ejecución por contrata</i></b>	<b>4711,76</b>
---	----------------

**Tabla 6.25.** Presupuesto de ejecución por contrata descompuesto.

### 6.4.3. Presupuesto total

	<i>Precio</i>
<i>Presupuesto de ejecución por contrata</i>	4711,76
<i>Impuesto valor añadido (IVA) 21%</i>	600,03
<b><i>Presupuesto total</i></b>	<b>5311,79</b>

**Tabla 6.26.** Presupuesto total del reductor de velocidad.



## 7. Bibliografía

Budynas, Richard; Nisbett, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de shigley. México.McGraw-Hill, 8ª edición. 2012.

Mott, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. University of Dayton, 4ª edición. 2006

Lafont Morgado, Pilar; Díaz Lantada, Andrés; Echávarri Otero, Javier. Diseño y cálculo de transmisiones por engranajes. Madrid. 2009.

Medias. Capacidad de carga y duración de vida de rodamientos. [medias.schaeffler.com/medias/es](http://medias.schaeffler.com/medias/es). (Consultado: Julio 2017)

Catálogo online de rodamientos. [www.skf.com/es](http://www.skf.com/es). (Consultado: Julio 2017)

Catálogo de precios de material. [www.spanish.alibaba.com](http://www.spanish.alibaba.com). (Consultado: Setiembre 2017)

Catálogo de precios de material. <http://www.suministrostorras.com>. (Consultado Setiembre 2017)

Viscosidades dinámicas de lubricantes. <http://www.widman.biz/Seleccion/iso-sae> (Consultado Enero 2018)



# Anexo A

## A1. Cálculos

### 1.1.1 Introducción

En este apartado se detallan todos los cálculos y procedimientos por los cuales se ha llevado a cabo el diseño del reductor de velocidad. Para ello, se ha realizado mediante hojas de cálculo lo que facilitan las iteraciones y facilitan pruebas de acierto y error. En dicho documento sólo se muestran los resultados finales por tal de facilitar el entendimiento de todos los cálculos.

### 1.1.2 Datos de partida

Inicialmente se tiene una sollicitación de velocidad de la cinta transportadora de 1,5 m/s y una carga máxima simultánea de 200 kg. Se estima que la eficiencia del reductor de velocidad es del 94% y las pérdidas por fricción de la cinta 16%. La potencia necesaria para dicha aplicación es:

$$P = \frac{m \cdot g \cdot v}{n_{reductor} \cdot n_{fricción}} = \frac{200 \cdot 9,81 \cdot 1,5}{0,94 \cdot 0,84} = 3727,2 \text{ W} \quad (\text{Ec. 0.1})$$

El motor escogido es un motor eléctrico de 4 kW y 1500 rpm. El motivo de la elección de las revoluciones es económico.

### 1.1.3 Cálculo y dimensionado de los engranajes

#### 1.1.3.1 Relación de transmisión

La velocidad necesaria en el eje de salida para obtener en la cinta 1,5 m/s son 32 rpm. Con lo cual se obtiene una relación de transmisión de:

$$i_{total} = \frac{w_e}{w_s} = \frac{1500}{32} = 46,875 \quad (\text{Ec. 0.2})$$

El valor obtenido es superior a 8, valor máximo permitido en relaciones de transmisión por engranajes cilíndricos de dientes rectos. El valor máximo aconsejado es de 6, el obtenido por este cálculo es de 6,84 por lo que se comprueba el resultado del reductor con dos o tres etapas. Se comprueban ambas

hipótesis y se decide calcular el reductor con tres etapas, con una relación de transmisión de cada etapa:

$$i_{etapa\ 1} = i_{etapa\ 2} = i_{etapa\ 3} = \sqrt[3]{i_{total}} = \sqrt[3]{46,875} = 3,605 \quad (\text{Ec. 0.3})$$

### 1.1.3.2 Velocidad y par torsor de cada eje

Con el valor de la velocidad de entrada del motor y la relación de transmisión de cada etapa calculada anteriormente, se calcula la velocidad del primer eje intermedio del reductor:

$$w_{i1} = \frac{w_e}{i_1} = \frac{1500}{3,605} = 416,016 \text{ rpm} \quad (\text{Ec. 0.4})$$

La velocidad del segundo eje intermedio del reductor se calcula a partir de la velocidad del primer eje intermedio y de la relación de transmisión:

$$w_{i2} = \frac{w_{i1}}{i_2} = \frac{416,016}{3,605} = 115,38 \text{ rpm} \quad (\text{Ec. 0.5})$$

Para calcular el par torsor en cada eje es necesario la potencia y la velocidad de giro del eje:

$$T = \frac{P}{w} \quad (\text{Ec. 0.6})$$

En cada eje el par torsor:

$$T_e = \frac{P}{w_e} = \frac{4000 \cdot 60}{1500 \cdot 2 \cdot \pi} = 25,46 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 0.7})$$

$$T_{i1} = \frac{P}{w_{i1}} = \frac{4000 \cdot 60}{416,016 \cdot 2 \cdot \pi} = 91,81 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 0.8})$$

$$T_{i2} = \frac{P}{w_{i2}} = \frac{4000 \cdot 60}{115,38 \cdot 2 \cdot \pi} = 331,05 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 0.9})$$

$$T_s = \frac{P}{w_s} = \frac{4000 \cdot 60}{32 \cdot 2 \cdot \pi} = 1193,66 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 0.10})$$

### 1.1.3.3 Cálculo del diámetro del eje por rigidez torsional

En el dimensionado de los ejes el factor más restrictivo es el de rigidez torsional. Con la finalidad de transmitir la potencia de manera uniforme y evitar vibraciones torsionales las cuales producen un elevado desgaste de los engranajes.

En las zonas en las que no existe par torsor el eje puede verse disminuido como se observa más adelante.

Para el cálculo de los ejes se ha escogido un giro máximo de 0,25º/m el cual evita los problemas expuestos anteriormente. El momento torsor produce un giro sobre una longitud definido por la siguiente ecuación:

$$\frac{\theta}{L} = \frac{32 \cdot T}{\pi \cdot d^4 \cdot G} \quad (\text{Ec. 0.11})$$

- $\theta$  = giro producido en el eje (radianes)
- T = par torsor (N·m)
- d = diámetro del eje (m)
- G = módulo de rigidez torsional, siendo para el acero  $8,1 \cdot 10^{10}$  N/m<sup>2</sup>

Los diámetros mínimos y los seleccionados son:

EJE	<i>d</i> <sub>min</sub> (m)	<i>d</i> (m)
<i>Entrada</i>	0,0292	0,03
<i>Primer intermedio</i>	0,0398	0,04
<i>Segundo intermedio</i>	0,0555	0,06
<i>Salida</i>	0,0765	0,08

**Tabla 0.1.** Diámetros de los ejes del reductor.

### 1.1.3.4 Selección de módulos

Para seleccionar los módulos de ambas etapas primero es necesario calcular el diámetro primitivo de los piñones de cada etapa y después multiplicar por la relación de transmisión *i*. En el cálculo de los diámetros primitivos se tiene en cuenta las uniones a torsión que se han seleccionado que en este caso son chavetas estandarizadas las cuales se rigen por la norma UNE 17.102:

Chavetas

1

2

3

4

Longitud [mm]	35,5	Longitud [mm]	53	Longitud [mm]	73	Longitud [mm]	98
Ancho (b) [mm]	10	Ancho (b) [mm]	12	Ancho (b) [mm]	18	Ancho (b) [mm]	22
Alto (h) [mm]	8	Alto (h) [mm]	8	Alto (h) [mm]	11	Alto (h) [mm]	14
Profundidad de eje (h1) [mm]	5	Profundidad de eje (h1) [mm]	5	Profundidad de eje (h1) [mm]	7	Profundidad de eje (h1) [mm]	9
Profundidad de cubo (h2) [mm]	3,3	Profundidad de cubo (h2) [mm]	3,3	Profundidad de cubo (h2) [mm]	4,4	Profundidad de cubo (h2) [mm]	5,4

**Tabla 0.2.** Chavetas normalizadas seleccionadas en el reductor.

El diámetro mínimo se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$d_{\min \text{ piñón}} = d_{\text{eje}} + 2 \cdot (h_2 + L + h_a) \quad (\text{Ec. 0.12})$$

En la cual:

- $h_2$  : la profundidad del chavetero en el eje
- L: criterio de diseño escogido como 2 veces el módulo
- $h_a$ : en dientes normalizados de perfil envolvente la altura de adendo es 1,25·módulo

Además, en el diseño de los engranajes se debe evitar la interferencia entre piñón y rueda. En la siguiente tabla se muestra los dientes máximos de la rueda para unos dientes determinados del piñón:

$z_{\text{piñón}}$	$Z_{\text{rueda}}$
12	12
13	16
14	26
15	45
16	101
17	1309
18	$\infty$

**Tabla 0.3.** Número máximo de dientes de la rueda para evitar interferencia.

Otro criterio de diseño escogido es un máximo de 80 dientes en las ruedas, por tal de limitar el mecanizado excesivo de los engranajes.

Valores que definen la selección del módulo:

$$z_{\text{piñón}}^* = \frac{d_{\text{min piñón}}}{m} \quad (\text{Ec. 0.13})$$

$$z_{\text{piñón}} = \text{número entero más próximo a } z_{\text{piñón}}^* \quad (\text{Ec. 0.14})$$

- $i_{\text{real}}$  = relación de transmisión real/final
- D centros = distancia entre centros piñón/rueda

#### ETAPA 1

módulo	$d$ mínimo (mm)	$z^* 1$	$z 1$	$z^* 2$	$z 2$	$i$ real	$D$ centros (mm)	Validez
0,5	43,25	86,5	87	313,69	314	3,609	100,25	Límite
0,6	43,9	73,17	74	266,82	267	3,608	102,3	Límite
0,8	45,2	56,5	57	205,52	206	3,614	105,2	Límite
1	46,5	46,5	47	169,46	169	3,596	108	Límite
1,25	48,125	38,5	39	140,62	141	3,615	112,5	Límite
1,5	49,75	33,17	34	122,59	123	3,618	117,75	Límite
2	53	26,5	27	97,35	97	3,593	124	Límite
2,5	56,25	22,5	23	82,93	83	3,609	132,5	Límite
3	59,5	19,83	20	72,11	72	3,6	138	Válido
4	66	16,5	17	61,30	61	3,588	156	Válido
5	72,5	14,5	15	54,08	54	3,6	172,5	Interferencia
6	79	13,17	14	50,48	50	3,571	192	Interferencia
8	92	11,5	12	43,27	43	3,583	220	Interferencia

**Tabla 0.4.** Selección del módulo en función de los dientes de los engranajes en la primera etapa.

#### ETAPA 2

módulo	$d$ mínimo (mm)	$z^* 3$	$z 3$	$z^* 4$	$z 4$	$i$ real	$D$ centros (mm)	Validez
0,5	53,25	106,5	107	385,80	386	3,607	123,25	Límite
0,6	53,9	89,83	90	324,51	325	3,611	124,5	Límite
0,8	55,2	69	69	248,79	249	3,609	127,2	Límite
1	56,5	56,5	57	205,52	206	3,614	131,5	Límite
1,25	58,13	46,5	47	169,46	169	3,596	135	Límite
1,5	59,75	39,83	40	144,22	144	3,6	138	Límite

2	63	31,5	32	115,38	115	3,594	147	Límite
2,5	66,25	26,5	27	97,35	97	3,593	155	Límite
3	69,5	23,17	23	82,93	83	3,609	159	Límite
4	76	19	19	68,51	69	3,632	176	Válido
5	82,5	16,5	17	61,30	61	3,588	195	Válido
6	89	14,83	15	54,08	54	3,6	207	Interferencia
8	102	12,75	13	46,87	47	3,615	240	Interferencia

**Tabla 0.5.** Selección del módulo en función de los dientes de los engranajes en la segunda etapa.

### ETAPA 3

módulo	<i>d</i> mínimo (mm)	<i>z</i> * 5	<i>z</i> 5	<i>z</i> * 4	<i>z</i> 4	<i>i</i> real	<i>D</i> centros (mm)	Validez
0,5	77,25	154,5	155	558,87	559	3,606	178,5	Límite
0,6	77,9	129,83	130	468,73	469	3,608	179,7	Límite
0,8	79,2	99	99	356,96	357	3,606	182,4	Límite
1	80,5	80,5	81	292,06	292	3,605	186,5	Límite
1,25	82,13	65,7	66	237,97	238	3,606	190	Límite
1,5	83,75	55,83	56	201,91	202	3,607	193,5	Límite
2	87	43,5	44	158,65	159	3,614	203	Límite
2,5	90,25	36,1	36	129,80	130	3,611	207,5	Límite
3	93,5	31,17	31	111,77	112	3,613	214,5	Límite
4	100	25	25	90,14	90	3,6	230	Límite
5	106,5	21,3	21	75,72	76	3,619	242,5	Válido
6	113	18,83	19	68,51	69	3,632	264	Válido
8	126	15,75	16	57,69	58	3,625	296	Válido

**Tabla 0.6.** Selección del módulo en función de los dientes de los engranajes en la tercera etapa.

En la primera etapa se selecciona un módulo de 3, en la segunda etapa un módulo de 4 y en la tercera etapa un módulo de 5.

Para determinar el ancho de los engranajes se ha llevado a cabo una estimación del mismo a partir de la relación del ancho y del diámetro del engranaje conductor.

Esta estimación debe estar comprendida en los límites establecidos en la relación  $b/d$ (piñón) para un correcto funcionamiento del reductor:

$$\frac{d_{\text{piñón}}}{2} < b < 2 \cdot d_{\text{piñón}} \quad (\text{Ec. 0.15})$$

A continuació se presenta la relació estimada:

$$\frac{b}{d_{\text{piñón}}} = 0,65 \quad (\text{Ec. 0.16})$$

Con dicha estimació de la relació, se han establecido los anchos finales de los engranajes:

Etapa	1	2	3
Estimación (mm)	39	49,4	68,25
Ancho b (mm)	30	50	70

**Tabla 0.7.** Estimación y ancho seleccionado de los engranajes en cada etapa.

A continuació se presenta en una tabla todos los datos calculados y seleccionados para ambas etapas:

Etapa	1		2		3	
módulo	m1	3	m2	4	m3	5
z piñón	z1	20	z3	19	z5	21
z rueda	z2	72	z4	69	z6	76
d piñón (mm)	d1	60	d3	76	d5	105
d rueda (mm)	d2	216	d4	276	d6	380
Ancho b (mm)	b1	30	b2	50	b3	70
i real	z2/z1	3,6	z4/z3	3,632	z6/z5	3,619
D centros (mm)		138		176		242,5

**Tabla 0.8.** Resumen de los engranajes calculados.

La nueva transmisión total/real será:

$$i_{\text{total}} = \frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5} = 47,314 \quad (\text{Ec. 0.17})$$

### 1.1.3.5 Esfuerzos y dimensiones reales

Debido a que la relación total ha variado con el cálculo real del engranaje, la velocidad final de salida se ve alterada mínimamente y con ella el par torsor de salida. Por lo que finalmente tenemos que:

eje	velocidad angular (rpm)		Par torsor (N·m)		Diámetro (mm)	(m)
Entrada	We	1500	Te	25,465	30	0,03
Intermedio 1	Wi1	416,667	Ti1	91,673	40	0,04
Intermedio 2	Wi2	114,734	Ti2	332,919	60	0,06

Salida	Ws	31,703	Ts	1204,848	80	0,08
--------	----	--------	----	----------	----	------

**Tabla 0.9.** Velocidad angular y par torsor reales con el diseño seleccionado.

Para calcular los esfuerzos producidos entre los dientes del piñón y la rueda de cada etapa se tiene en cuenta que el ángulo de presión en nuestro engranaje cilíndrico de diente recto es de 20°. Es por este motivo por el que se descompone el esfuerzo producido en el diente en dos fuerzas, una tangencial al diente y otra radial.

La fuerza tangencial producida se calcula:

$$F_{t1} = \frac{T_1}{d_1/2} \tag{Ec. 0.18}$$

A partir de este resultado y con el ángulo de presión de los dientes obtenemos la fuerza radial:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \text{tg}(\alpha) \tag{Ec. 0.19}$$

Los esfuerzos producidos en los engranajes 1 y 2, 3 y 4, 5 y 6 son de igual valor pero signo contrario, a fin de comprobarlo se han calculado todos ellos y expuesto con mismo signo, el cual se observará más adelante en los ejes correspondientes:

Etapa	1		2		3	
Engranaje	1	2	3	4	5	6
Ft (N)	797,636	797,636	2266,965	2266,965	5958,880	5958,880
Fr (N)	290,316	290,316	825,108	825,108	2168,855	2168,855

**Tabla 0.10.** Esfuerzos a los que están sometidos los engranajes.

### 1.1.3.6 Cálculo y selección del lubricante

Este proceso es de gran importancia debido a que una mala lubricación en los engranajes acaba produciendo un desgaste elevado lo que acaba produciendo una rotura de los mismos.

Para llevar a cabo la selección del lubricante, se calcula la viscosidad cinemática necesaria en cada etapa para un correcto engrane.

Para ello se empleará el método United:

$$K = \frac{F_t}{b_1 \cdot d_1} \cdot \frac{i + 1}{i} \cdot K_A \quad (\text{Ec. 0.20})$$

Dónde:

- $F_t$ : Fuerza tangencial
- $b_1$ : ancho de la etapa
- $d_1$ : diámetro del piñón de la etapa
- $i$ : relación de transmisión de la etapa
- $K_A$ : Coeficiente de aplicación

Se debe comprobar que:

$$2.5 \cdot 10^{-4} \leq \frac{K}{V_t} \leq 2 \quad (\text{Ec. 0.21})$$

$$V_t \leq 20 \quad (\text{Ec. 0.22})$$

- $V_t$ : velocidad tangencial en el piñón de la etapa

Posteriormente se calcula la viscosidad cinemática adecuada del lubricante necesario a 38º C:

$$\log(v_{38}) = -0,02767 \cdot \left(\log\left(\frac{K}{v_t}\right)\right)^3 - 0,10865 \cdot \left(\log\left(\frac{K}{v_t}\right)\right)^2 + 0,3263 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t}\right) + 3,0079 \quad (\text{Ec. 0.23})$$

Se procede al cálculo de la viscosidad cinemática de la primera etapa del reductor:

ETAPA 1	
$K$	0,07077787
$V_t$	4,71238898 m/s

$K/Vt$	0,01501953	
$\log(K/Vt)$	-1,82334362	
$\log(v38)$	2,21945868	
$v38$	165,751965	mm/s <sup>2</sup>

**Tabla 0.11.** Datos para el cálculo del lubricante en la primera etapa.

Se procede al cálculo para la segunda etapa del reductor:

ETAPA 2		
$K$	0,09510532	
$Vt$	1,65806279	m/s
$K/Vt$	0,0573593	
$\log(K/Vt)$	-1,24139614	
$\log(v38)$	2,48833048	
$v38$	307,843848	mm/s <sup>2</sup>

**Tabla 0.12.** Datos para el cálculo del lubricante en la segunda etapa.

Finalmente se lleva a cabo el mismo procedimiento para la tercera etapa del reductor:

ETAPA 3		
$K$	0,12934375	
$Vt$	0,63078476	m/s
$K/Vt$	0,20505211	
$\log(K/Vt)$	-0,68813576	
$\log(v38)$	2,74092855	
$v38$	550,717079	mm/s <sup>2</sup>

**Tabla 0.13.** Datos para el cálculo del lubricante en la tercera etapa.

Finalmente observando los datos obtenidos el lubricante seleccionado se trata de un aceite tipo SAE para cajas de engranajes denominado SAE 140 el cual posee una viscosidad cinemática a una temperatura de trabajo de 40° C de entre 400 y 600 cSt. La unidad cSt es equivalente a mm/s<sup>2</sup> por los que se han llevado a cabo los cálculos.

### 1.1.3.6.1 Cálculo de la resistencia a la fatiga superficial en los flancos de los dientes

En este apartado de comprueba que el material escogido soportará a fatiga la presión superficial producida en los flancos de los dientes de los engranajes.

El comité ISO propone las siguientes expresiones para el cálculo de la resistencia a fatiga superficial en los flancos de los de los dientes:

- **Cálculo de la presión de Hertz:**

$$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \cdot Z_\varepsilon \quad (\text{Ec. 0.24})$$

Dónde:

- $d_1$ : Diámetro del piñón de la etapa.
- $i$ : Relación de transmisión de la etapa.
- $F_t$ : Fuerza tangencial de la etapa.
- $Z_H$ : Factor geométrico.

Este depende del ángulo de presión de los engranajes y del ángulo  $b$  en caso de engranajes helicoidales. Para un ángulo de presión de  $20^\circ$  y engranaje cilíndrico de diente recto,  $Z_H = 2,5$ .

- $Z_E$ : Factor de elasticidad.

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (\text{Ec. 0.25})$$

- $Z_\varepsilon$ : Factor de conducción.

Para dentado recto:

$$\sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}} \tag{Ec. 0.26}$$

-  $\varepsilon_a$ : Coeficiente de recubrimiento.

$$\frac{1}{\pi \cdot \cos\alpha} \cdot \left( \sqrt{\frac{z_1^2}{4} \cdot \text{sen}^2\alpha + y_1^2 + z_1 \cdot y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \cdot \text{sen}^2\alpha + y_2^2 + z_2 \cdot y_2} - \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \text{sen}\alpha \right) \tag{Ec. 0.27}$$

Para la cual  $y_1 = y_2 = 1$  para dientes rectos

Las solicitaciones a las que están sometidos los dientes del engranaje se calculan mediante:

- **Presión de Hertz de cálculo en los flancos:**

$$\sigma_H = \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot \sigma_{H0}}$$

Dónde:

- $K_A$ : Factor de aplicación.

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques importantes
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choques ligeros	1,25	1,50	2 o mayor
Choques moderados	1,50	1,75	2,25 o mayor

**Tabla 0.14.** Factor de aplicación en función de la máquina motriz y la arrastrada.

Máquina motriz -> motor eléctrico = movimiento uniforme, se suponen choques moderados de la máquina arrastrada. Se obtiene una  $K_A = 1,25$

- $K_V$ : Factor dinámico.

Calidad del engranaje  $Q_{ISO} = 6$

$Q_{ISO}$	10	9	8	7	6	5	4	3
B	0.25	0.18	0.13	0.09	0.06	0.04	0.03	0.02

**Tabla 0.15.** Factor B en función de la calidad ISO del material.

$$K_V = 1 + B \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} \quad (\text{Ec. 0.28})$$

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

$Q_{ISO} = 6$ , tipo de ajuste = b,c;

$Q_{ISO}$	Tipo Ajuste	$H_1$	$H_2$	$H_3$
5	a	1.14870	$2.17866 \cdot 10^{-4}$	0.17737
5	b, c	1.11024	$4.84048 \cdot 10^{-3}$	0.17350
6	a	1.14439	$3.10712 \cdot 10^{-4}$	0.18211
6	b, c	1.10851	$1.57148 \cdot 10^{-4}$	0.18092
7	a	1.17115	$4.67862 \cdot 10^{-4}$	0.18114
7	b, c	1.11765	$2.21430 \cdot 10^{-4}$	0.18277
8	a	1.22585	$6.21433 \cdot 10^{-4}$	0.18219
8	b, c	1.14813	$3.17861 \cdot 10^{-4}$	0.18064

**Tabla 0.16.** Factores de distribución longitudinal de carga en función de la calidad ISO del material.

$$K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \quad (\text{Ec. 0.29})$$

- $K_{H\alpha}$ : Factor de distribución transversal de carga.

$Q_{ISO} < 7$ ,

$$K_{H\alpha} = 1 \quad (\text{Ec. 0.30})$$

- Cálculo del límite admisible para la presión de cálculo en los flancos de los dientes:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \quad (\text{Ec. 0.31})$$

Dónde:

- $\sigma_{Hlim}$ : Resistencia a la fatiga superficial en los flancos de los dientes. Se evalúa a  $5 \cdot 10^7$  ciclos de carga y se obtiene mediante ensayos del material escogido.
- $Z_N$ : Factor de duración.

Diseño a vida infinita, número de ciclos de puesta en carga  $\Rightarrow 10^7$ ,  $Z_N = 1$

- $Z_L$ : Factor de viscosidad.

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} \quad (\text{Ec. 0.32})$$

$$C_{ZL} = 0,08 \cdot \frac{\sigma_{Hlim} - 85}{35} + 0,83 \quad (\text{Ec. 0.33})$$

Poner  $\sigma_{Hlim} = 85$ , para  $\sigma_{Hlim} \leq 85$  daN/mm<sup>2</sup>

Poner  $\sigma_{Hlim} = 120$ , para  $\sigma_{Hlim} \geq 120$  daN/mm<sup>2</sup>

- $Z_V$ : Factor de velocidad.

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{\left(0,8 + \frac{32}{V}\right)}} \quad (\text{Ec. 0.34})$$

$$C_{ZV} = 0,85 + 0,08 \cdot \frac{\sigma_{Hlim} - 85}{35} \quad (\text{Ec. 0.35})$$

Poner  $\sigma_{Hlim} = 85$ , para  $\sigma_{Hlim} \leq 85$  daN/mm<sup>2</sup>

Poner  $\sigma_{Hlim} = 120$ , para  $\sigma_{Hlim} \geq 120$  daN/mm<sup>2</sup>

- $Z_R$ : Factor de rugosidad.

$$Z_R = \left( \frac{3}{R_{tm100}} \right)^{C_{ZR}} \quad (\text{Ec. 0.36})$$

Obteniendo la rugosidad media:

$$R_{tm100} = R_{tm} \cdot \sqrt{\frac{100}{D_C}} \quad (\text{Ec. 0.37})$$

Quedando definido  $R_{tm}$  con  $Q_{ISO}$

**Tabla 0.17.** Rugosidad media en función de la calidad ISO del material.

$$C_{ZR} = 0,12 + \frac{100 - \sigma_{Hlim}}{500} \quad (\text{Ec. 0.38})$$

Poner  $\sigma_{Hlim} = 85$ , para  $\sigma_{Hlim} \leq 85$  daN/mm<sup>2</sup>

Poner  $\sigma_{Hlim} = 120$ , para  $\sigma_{Hlim} \geq 120$  daN/mm<sup>2</sup>

- $Z_W$ : Factor de relación de durezas.

Es un factor que tiene en cuenta el desgaste que puede producir tener un piñón con un buen tratamiento superficial y gran acabado que engrana una rueda de menor calidad pudiendo el piñón causar daños en la rueda.

Dado que piñón y rueda están formados por el mismo material, con mismo tratamiento térmico, mismo acabado y misma calidad;  $Z_W = 1$

- **Gracias a la expresión del factor de fiabilidad:**

$$K_{RH} = \left( \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} \right)^2 \quad (\text{Ec. 0.39})$$

Por norma se estima un factor de fiabilidad de 1,25.

- **De esta manera se aísla el valor de resistencia a la fatiga superficial en los flancos de los dientes,  $\sigma_{Hlim}$ , de tal manera:**

$$\sigma_{Hlim} = \frac{\sigma_H \cdot \sqrt{K_{RH}}}{Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W} \quad (\text{Ec. 0.40})$$

A continuación, debido a la complejidad de los cálculos se presentan los resultados obtenidos para ambas etapas:

#### ETAPA 1

<i>Factores de influencia</i>	
<i>Ka</i>	1,25
<i>Kv</i>	1,05655
<i>H1</i>	1,11
<i>H2</i>	0,00015
<i>H3</i>	0,18
<i>F1</i>	1,09895
<i>F2</i>	0,000136
<i>F3</i>	0,15526
<i>KHb</i>	1,1595
<i>KFb</i>	1,14184
<i>KHA</i>	1
<i>KFA</i>	1

**Tabla 0.18.** Factores de influencia obtenidos para la etapa 1.

<i>Resistencia a la fatiga superficial</i>	
<i>ZN</i>	1
<i>ZL</i>	1,16566
<i>ZR</i>	1,05932
<i>ZV</i>	0,95889
<i>ZW</i>	1
<i>CZL</i>	0,83
<i>CZR</i>	0,15
<i>CZV</i>	0,85
<i>Rtm100</i>	2,043016
<i>Zh</i>	2,5
<i>ZE</i>	60,024
<i>Zc</i>	0,8786
<i>E</i>	20600
<i>v</i>	0,3
<i>Ea</i>	1,68422
<i>Krh</i>	1,25
<i>σH0</i>	31,37 daN/mm <sup>2</sup>
<i>σH</i>	38,82daN/mm <sup>2</sup>
<b><i>σHlim</i></b>	<b>36,66 daN/mm<sup>2</sup></b>

**Tabla 0.19.** Resistencia a la fatiga superficial obtenida en la etapa 1.

ETAPA 2

<i>Factores de influencia</i>	
<i>Ka</i>	1,25
<i>Kv</i>	1,0189
<i>H1</i>	1,11
<i>H2</i>	0,00015
<i>H3</i>	0,18
<i>F1</i>	1,09895
<i>F2</i>	0,000136
<i>F3</i>	0,15526
<i>KHB</i>	1,19541
<i>KFB</i>	1,17294
<i>KHA</i>	1
<i>KFA</i>	1

**Tabla 0.20.** Factores de influencia obtenidos para la etapa 2.

<i>Resistencia a la fatiga superficial</i>	
<i>ZN</i>	1
<i>ZL</i>	1,16566
<i>ZR</i>	1,07882
<i>ZV</i>	0,91692
<i>ZW</i>	1
<i>Zh</i>	2,5
<i>ZE</i>	60,024
<i>Zc</i>	0,8804
<i>E</i>	20600
<i>v</i>	0,3
<i>Ea</i>	1,674673
<i>Krh</i>	1,25
<i>σ<sub>HO</sub></i>	36,44 daN/mm <sup>2</sup>
<i>σ<sub>H</sub></i>	44,96 daN/mm <sup>2</sup>
<b><i>σ<sub>Hlim</sub></i></b>	<b>43,60 daN/mm<sup>2</sup></b>

**Tabla 0.21.** Resistencia a la fatiga superficial obtenida en la etapa 2.

ETAPA 3

<i>Factores de influencia</i>	
<i>Ka</i>	1,25
<i>Kv</i>	1,00795

<i>H1</i>	1,11
<i>H2</i>	0,00015
<i>H3</i>	0,18
<i>F1</i>	1,09895
<i>F2</i>	0,000136
<i>F3</i>	0,15526
<i>KHb</i>	1,2005
<i>KFb</i>	1,17745
<i>Kha</i>	1
<i>Kfa</i>	1

**Tabla 0.22.** Factores de influencia obtenidos para la etapa 3.

<i>Resistencia a la fatiga superficial</i>	
<i>ZN</i>	1
<i>ZL</i>	1,16566
<i>ZR</i>	1,10507
<i>ZV</i>	0,89179
<i>ZW</i>	1
<i>CZL</i>	0,83
<i>CZR</i>	0,15
<i>CZV</i>	0,85
<i>Rtm100</i>	1,541187
<i>Zh</i>	2,5
<i>ZE</i>	60,024
<i>Zc</i>	0,8767
<i>E</i>	20600
<i>v</i>	0,3
<i>Ea</i>	1,694058
<i>Krh</i>	1,25
<i>σH0</i>	42,32 daN/mm <sup>2</sup>
<i>σH</i>	52,05 daN/mm <sup>2</sup>
<b><i>σHlim</i></b>	<b>50,66 daN/mm<sup>2</sup></b>

**Tabla 0.23.** Resistencia a la fatiga superficial obtenida en la etapa 3.

### 1.1.3.6.2 Cálculo de la resistencia a la fatiga de flexión en el talón del diente

En este apartado de comprueba que el material escogido soportará la tensión nominal producida en el talón de los dientes de los engranajes.

El comité ISO propone la siguiente expresión para el cálculo de la resistencia a la fatiga de flexión en el talón del diente:

- **Cálculo de la tensión nominal en el talón del diente:**

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{sa} \cdot Y_{\epsilon} \quad (\text{Ec. 0.41})$$

Dónde:

- $F_t$ : Fuerza tangencial de la etapa.
- $m$ : Módulo de la etapa.
- $Y_{Fa}$ : Factor de forma para la carga aplicada en la cabeza.

En engranajes cilíndrico de dientes rectos y ángulo de presión de 20°;

$$Y_{Fa} = 3,02709 \cdot 10^{-9} \cdot z_1^4 - 2,27098 \cdot 10^{-6} \cdot z_1^3 + 5,32734 \cdot 10^{-4} \cdot z_1^2 - 0,04735 \cdot z_1 + 3,63291 \quad (\text{Ec. 0.42})$$

- $Y_{sa}$ : Factor de concentración de tensiones en la base del diente.

En engranajes cilíndrico de dientes rectos y ángulo de presión de 20°;

$$Y_{sa} = 2,58282 \cdot 10^{-7} \cdot z_1^3 - 9,97662 \cdot 10^{-5} \cdot z_1^2 + 0,01319 \cdot z_1 + 1,43766 \quad (\text{Ec. 0.43})$$

- $Y_{\epsilon}$ : Factor de conducción.

$$Y_{\epsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_a} \quad (\text{Ec. 0.44})$$

-  $\epsilon_a$ : Coeficiente de recubrimiento.

$$\frac{1}{\pi \cdot \cos \alpha} \cdot \left( \sqrt{\frac{z_1^2}{4} \cdot \text{sen}^2 \alpha + y_1^2 + z_1 \cdot y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \cdot \text{sen}^2 \alpha + y_2^2 + z_2 \cdot y_2} - \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \text{sen} \alpha \right) \quad (\text{Ec. 0.45})$$

Para la cual  $y_1 = y_2 = 1$  para dientes rectos

- **Tensión de cálculo en el Talón del Diente:**

$$\sigma_F = K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot \sigma_{F0} \quad (\text{Ec. 0.46})$$

Dónde:

- $K_A$ : Factor de aplicación.

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques importantes
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choques ligeros	1,25	1,50	2 o mayor
Choques moderados	1,50	1,75	2,25 o mayor

**Tabla 0.24.** Coeficiente de aplicación en función de la máquina motriz y la arrastrada.

Máquina motriz -> motor eléctrico = movimiento uniforme, se suponen choques moderados de la máquina arrastrada. Se obtiene una  $K_A = 1,25$

- $K_V$ : Factor dinámico.

Calidad del engranaje  $Q_{ISO} = 6$

$Q_{ISO}$	10	9	8	7	6	5	4	3
B	0.25	0.18	0.13	0.09	0.06	0.04	0.03	0.02

**Tabla 0.25.** Coeficiente B en función de la calidad ISO del material.

$$K_V = 1 + B \cdot \frac{v \cdot Z_1}{100} \quad (\text{Ec. 0.47})$$

- $K_{F\beta}$ : Factor de distribución longitudinal de la carga.

$Q_{ISO} = 6$ , tipo de ajuste = b,c;

Q <sub>ISO</sub>	Tipo Ajuste	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>
5	a	1.12665	1.96054·10 <sup>-4</sup>	0.15407
5	b, c	1.09429	5.38323·10 <sup>-5</sup>	0.15221
6	a	1.13507	2.53573·10 <sup>-4</sup>	0.15415
6	b, c	1.09895	1.35713·10 <sup>-4</sup>	0.15526
7	a	1.14779	4.00005·10 <sup>-4</sup>	0.15570
7	b, c	1.11330	1.75004·10 <sup>-4</sup>	0.15651
8	a	1.20567	5.21432·10 <sup>-4</sup>	0.15273
8	b, c	1.13592	2.71432·10 <sup>-4</sup>	0.15240

**Tabla 0.26.** Coeficiente B de la distribución longitudinal de carga.

$$K_{F\beta} = F_1 + F_2 \cdot b + F_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \quad (\text{Ec. 0.48})$$

- K<sub>Fα</sub>: Factor de distribución transversal de la carga.

Q<sub>ISO</sub> < 7,

$$K_{F\alpha} = 1 \quad (\text{Ec. 0.49})$$

- **Cálculo del límite Admisible para la Tensión de Cálculo en el Talón del diente:**

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X \quad (\text{Ec. 0.50})$$

Dónde:

- σ<sub>Flim</sub>: Resistencia a la fatiga de flexión en el talón del diente. Se evalúa a 3·10<sup>6</sup> ciclos de carga y se obtiene mediante ensayos del material escogido.
- Y<sub>ST</sub>: Factor de concentración de tensiones del engranaje de referencia.

$$Y_{ST} = 2,0 \quad (\text{Ec. 0.51})$$

- $Y_{NT}$ : Factor de duración por flexión.

Diseño a vida infinita,  $Y_{NT} = 1$

- $Y_{\delta rT}$ : Factor de sensibilidad relativo a la entalla.

$$Y_{\delta rT} = 0,4559 + 0,2941 \cdot Y_{sa} \quad (\text{Ec. 0.52})$$

- $Y_{RrT}$ : Factor de rugosidad relativa.

$$Y_{RrT} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_{tm} + 1)^{\frac{1}{10}} \quad (\text{Ec. 0.53})$$

- $Y_X$ : Coeficiente de tamaño.

Si  $m \leq 5$ ,  $Y_X = 1$

- **Con la expresión del factor de fiabilidad :**

$$K_{RF} = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F} \quad (\text{Ec. 0.54})$$

Por norma se estima un factor de fiabilidad de 1,25.

- **De esta manera se aísla la resistencia a la fatiga de flexión en el talón del diente,  $\sigma_{Flim}$ , de tal manera:**

$$\sigma_{Flim} = \frac{S_F \cdot \sigma_F}{Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X} \quad (\text{Ec. 0.55})$$

A continuación, debido a la complejidad de los cálculos se presentan los resultados obtenidos para ambas etapas:

ETAPA 1

<i>Resistencia a la fatiga de flexión</i>	
YST	2
YNT	1
YsrT	0,9874
YRrT	1,07613
Yx	1
Yfa	2,8813
Ysa	1,6636
Ye	0,6953
Ea	1,68422
Krf	1,25
$\sigma_{FO}$	2,95 daN/mm <sup>2</sup>
$\sigma_F$	4,45 daN/mm <sup>2</sup>
<b><math>\sigma_{Flim}</math></b>	<b>2,62 daN/mm<sup>2</sup></b>

**Tabla 0.27.** Resistencia a la fatiga de flexión obtenida en la etapa 1.

ETAPA 2

<i>Resistencia a la fatiga de flexión</i>	
YST	2
YNT	1
YsrT	0,98675
YRrT	1,07613
Yx	1
Yfa	2,9104
Ysa	1,654
Ye	0,6978
Ea	1,674673
Krf	1,25
$\sigma_{FO}$	3,81 daN/mm <sup>2</sup>
$\sigma_F$	5,69 daN/mm <sup>2</sup>
<b><math>\sigma_{Flim}</math></b>	<b>3,35 daN/mm<sup>2</sup></b>

**Tabla 0.28.** Resistencia a la fatiga de flexión obtenida en la etapa 2.

ETAPA 3

<i>Resistencia a la fatiga de flexión</i>	
YST	2

YNT	1
YsrT	0,98803
YRrT	1,07613
Yx	1
Yfa	2,8531
Ysa	1,673
Ye	0,6927
Ea	1,694058
Krf	1,25
$\sigma_{FO}$	5,63 daN/mm <sup>2</sup>
$\sigma_F$	8,35 daN/mm <sup>2</sup>
<b><math>\sigma_{Flim}</math></b>	<b>4,91 daN/mm<sup>2</sup></b>

Tabla 0.29. Resistencia a la fatiga de flexión obtenida en la etapa 3.

### 1.1.4 Selección del material de los engranajes

Para la selección del material de los engranajes se contrastan los valores aportados por la norma ISO 6336 y se tienen en cuenta los materiales que cumplan con los límites de resistencia a la fatiga de flexión y límites de resistencia superficial obtenidos en los apartados anteriores.

FIG.	TIPO DE MATERIAL	Nº	DESIGNACIÓN		TRATAMIENTO	DUREZA		Resistencia a la Fatiga Superficial en los Flancos de los Dientes $\sigma_{Flim}$ (daN/mm <sup>2</sup> )	Resistencia a la Fatiga de Flexión en el Talón del Diente $\sigma_{Flim}$ (daN/mm <sup>2</sup> )	Resistencia Estática $\sigma_B$ (daN/mm <sup>2</sup> )
			NORMA EUROPEA	NORMA ALEMANA		NÚCLEO	FLANCOS			
9 y 10	Aceros para temple y revenido		EN 10083-1	DIN 17200						
		1	C22E	CK22	Templado	HV10=140	HV10=140	44	17	50
		2	C45E	CK45	Normalizado	HV10=185	HV10=185	59	20	80
		3	34Cr4	34Cr4	Templado	HV10=260	HV10=260	65	26	90
		4	37Cr4	37Cr4	Templado	HV10=260	HV10=260	65	27	95
11 y 12	Aceros para cementar		EN 10084	DIN 17210						
		6	C15E	CK15	Cementado	HV10=190	HV1=720	160	23	90
		7	16MnCr5	16MnCr5		HV10=270	HV1=720	163	46	140
		8	20MnCr5	20MnCr5		HV10=330	HV1=720	163	48	150
		9	20MoCr4	20MoCr4		HV10=270	HV1=720	163	40	130
10	18CrNiMo7-6	17CrNiMo6	HV10=400	HV1=720		163	50	170		
13 y 14	Aceros para Temple y revenido		EN 10083-1	DIN 17200	Temple rotativo incluido el talón del diente					
		11	C45E	CK45		HV10=220	HV10=560	110	27	100
		12	37Cr4	37Cr4		HV10=270	HV10=610	128	31	115
		13	42CrMo4	42CrMo4		HV10=275	HV10=650	136	35	130
15 y 16	Acero para nitrurar y revenido		EN 10085	Stahl-Eisen Werkstoffblatt 850-60						
		14	31CrMoV9	31CrMoV9	Nitruración en atmósfera de gas	HV10=320	HV1=700	140	50	150
		15	42CrMo4	42CrMo4	Nitruración en atmósfera de gas	HV10=275	HV1=550	122	43	145
16	Acero para temple y revenido	16	C45E	CK45	Nitruración al baño	HV10=220	HV1=400	110	35	110

Tabla 0.30. Valores de resistencia a la fatiga superficial y fatiga de flexión

Finalmente se selecciona el acero no aleado 1.1151 (C22E) con un tratamiento superficial de templado para los engranajes 1 y 2 y el acero no aleado 111.91 (C45E) con un tratamiento superficial de normalizado para los engranajes 3, 4, 5 y 6.

### 1.1.5 Diseño de los ejes

Primeramente el factor más restrictivo en el diseño de los ejes es el de rigidez torsional, que afecta las zonas en las que se encuentra momento torsor. Aun así se debe comprobar que con dicho diámetro el eje resiste a fatiga a una vida infinita con un factor de seguridad que ha sido escogido como mínimo de 3.

Las secciones en las que no aparece momento torsor pueden estar diseñadas con un diámetro inferior para conseguir un diseño más compacto. Este diámetro elegido también debe resistir a fatiga a vida infinita como anteriormente se ha explicado.

Para dicho diseño se ha elegido un acero el cual sus propiedades son: límite elástico de 205 MPa y límite de rotura a tracción de 515 MPa.

#### 1.1.5.1 Disposición de ejes y planos

Los ejes se han dispuesto de manera que la carcasa del reductor sea lo más simple posible para abaratar el coste de éste:

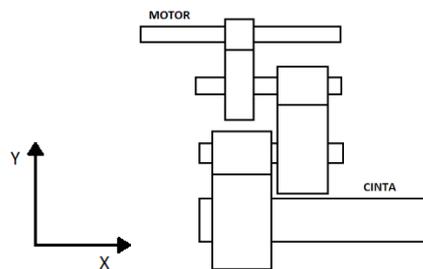


Figura 0.1. Disposición de los ejes.

De tal manera los esfuerzos siempre se encontraran en los ejes Y y Z.

#### 1.1.5.2 Cálculo de los esfuerzos a los que están sometidos los ejes

Una vez calculadas las fuerzas que intervienen en los ejes, se debe calcular los esfuerzos en los apoyos en éstos. Para todos los cálculos suponemos un movimiento horario del motor eléctrico.

Para ello se utilizan los principios de estática como son que la suma total de fuerzas en el eje es igual a cero:

$$\sum F_i = 0 \quad (\text{Ec. 0.56})$$

Y la suma total de momentos en el eje son igual a cero:

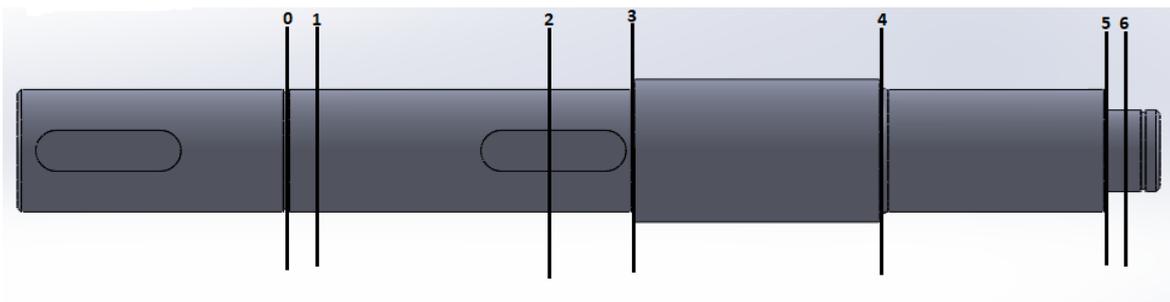
$$\sum M_i = 0 \quad (\text{Ec. 0.57})$$

Todas las reacciones y momentos se calculan sobre las proyecciones de los ejes, posteriormente para obtener reacción en el apoyo y momento en la sección se calcula mediante:

$$R = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} \quad (\text{Ec. 0.58})$$

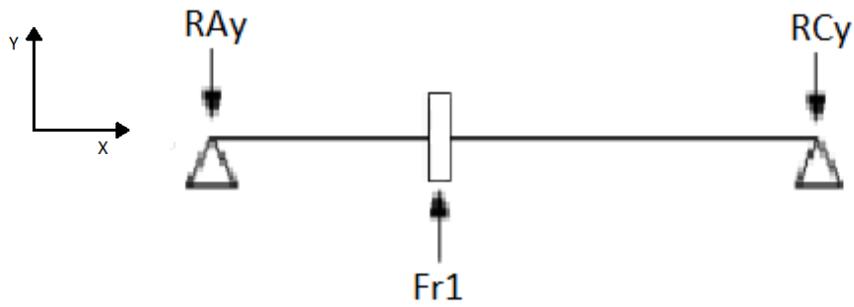
$$M = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} \quad (\text{Ec. 0.59})$$

#### EJE DE ENTRADA



**Figura 0.2.** Diseño del eje de entrada y sus secciones críticas.

#### PLANO XY

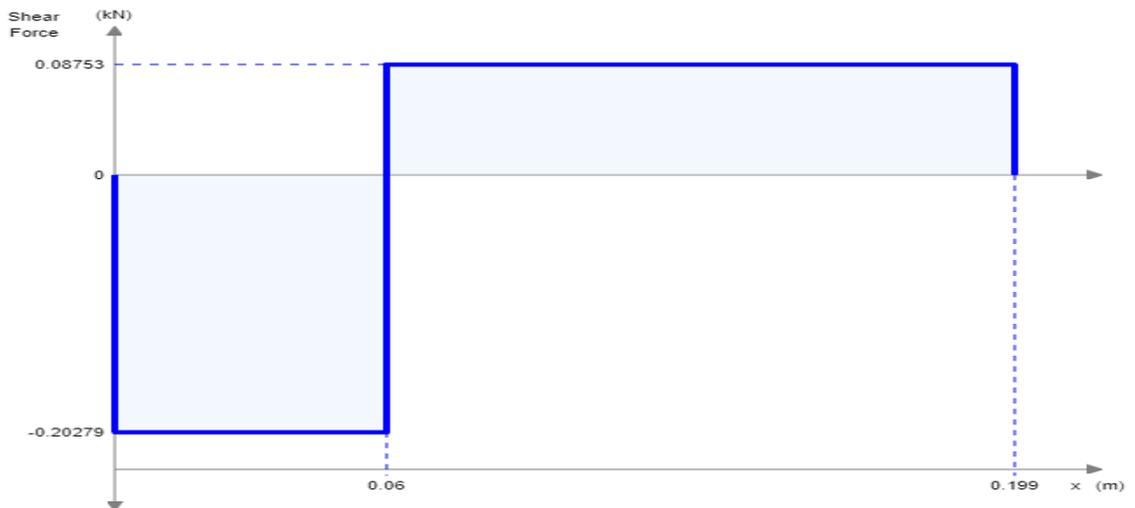


**Figura 0.3.** Representación de los esfuerzos en el eje de entrada en el plano XY

Reacciones:

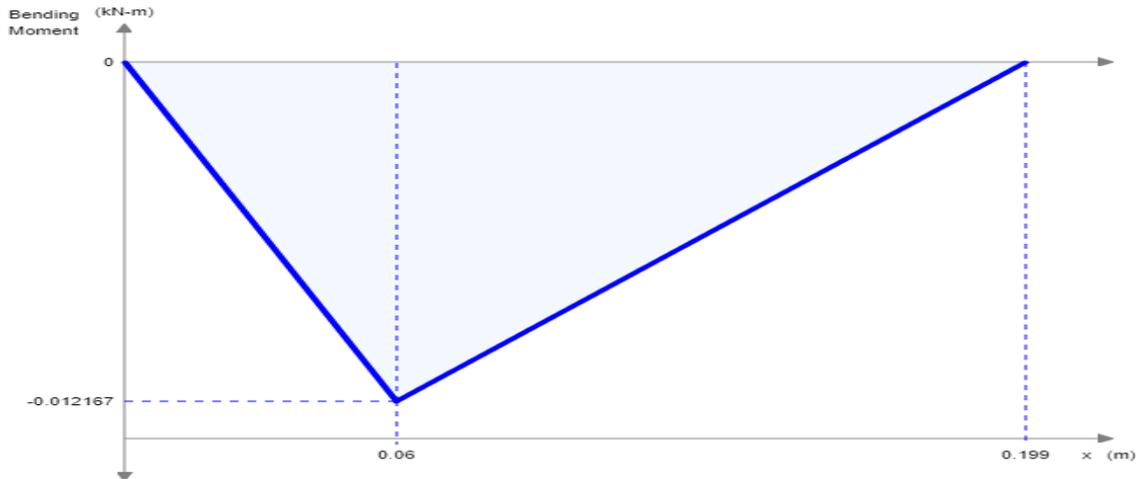
$RAy$	202,78	N	$RCy$	87,53	N	$Fr1$	290,32	N
-------	--------	---	-------	-------	---	-------	--------	---

Diagrama de esfuerzos cortantes:



**Figura 0.4.** Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XY eje de entrada

Diagrama de momentos flectores:



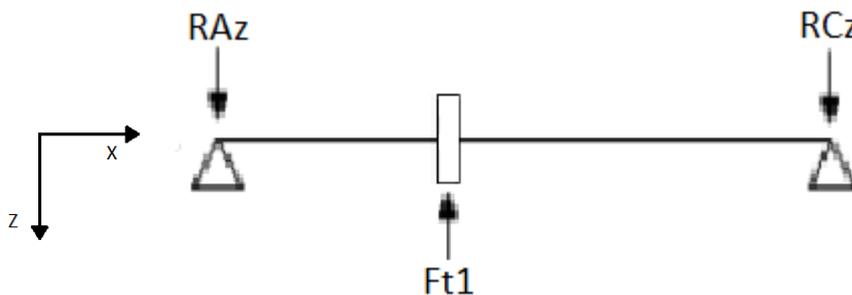
**Figura 0.5.** Diagrama de momentos flectores en el plano XY eje de entrada

Momentos flectores obtenidos en cada sección crítica:

Sección	1	2	3	4	5	6
$L$ (mm)	0	60	79,75	139,75	194,5	199
$L$ (m)	0	0,06	0,07975	0,13975	0,1945	0,199
$Mz$ (N·m)	0	12,167	10,438	5,186	0,394	0

**Tabla 0.31.** Momentos flectores del eje de entrada en el plano XY.

PLANO XZ

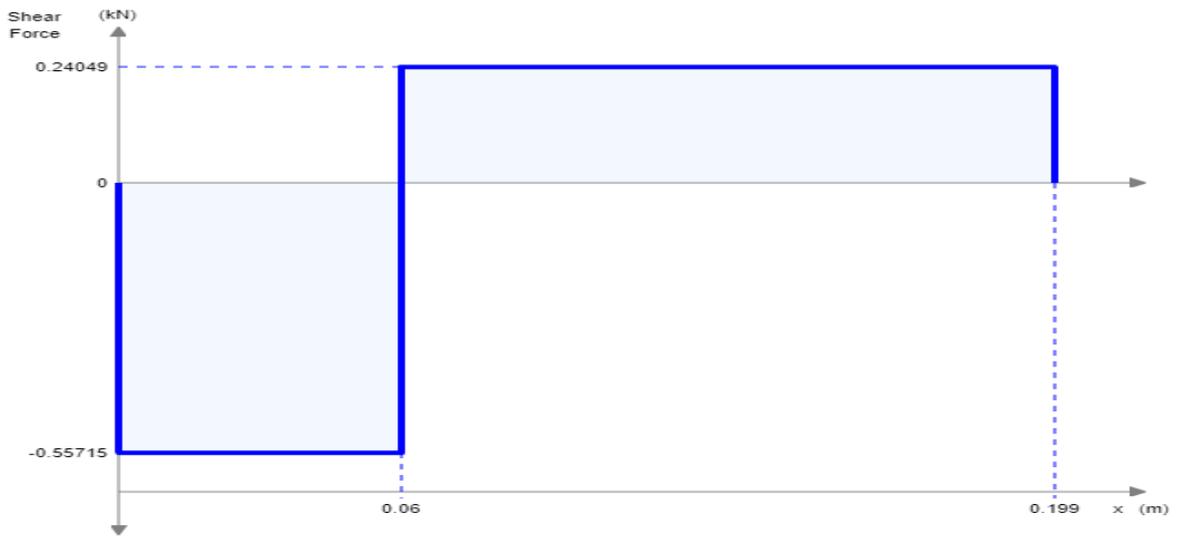


**Figura 0.6.** Representación de los esfuerzos en el eje de entrada en el plano XZ

Reacciones:

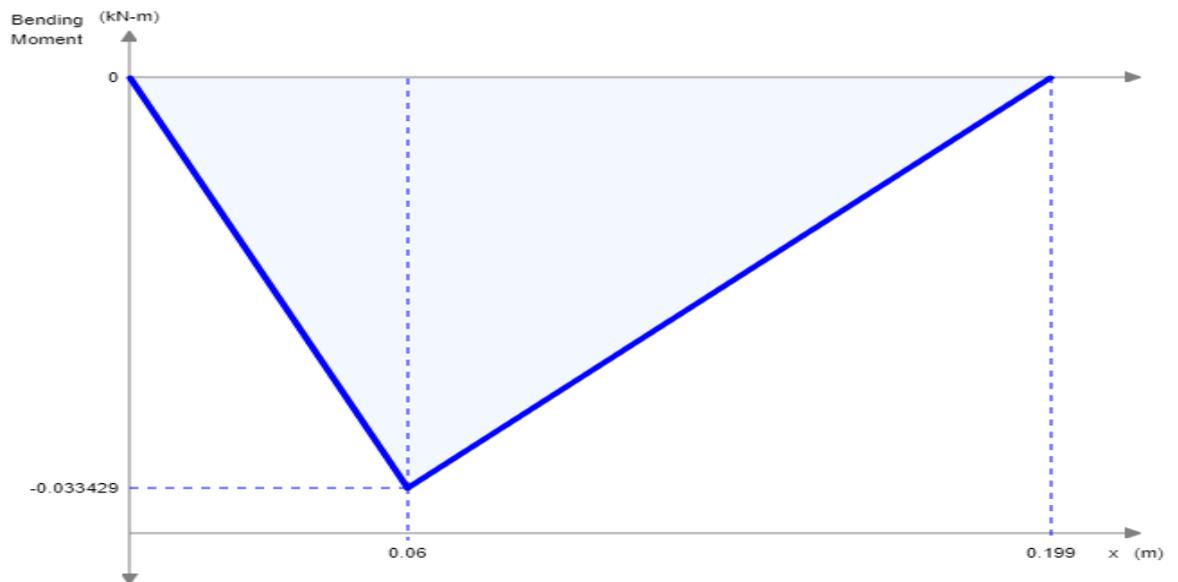
$RAz$	557,14	N	$RCz$	240,49	N	$Ft1$	797,64	N
-------	--------	---	-------	--------	---	-------	--------	---

Diagrama de esfuerzos cortantes:



**Figura 0.7.** Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XZ eje de entrada

Diagrama de momentos flectores:



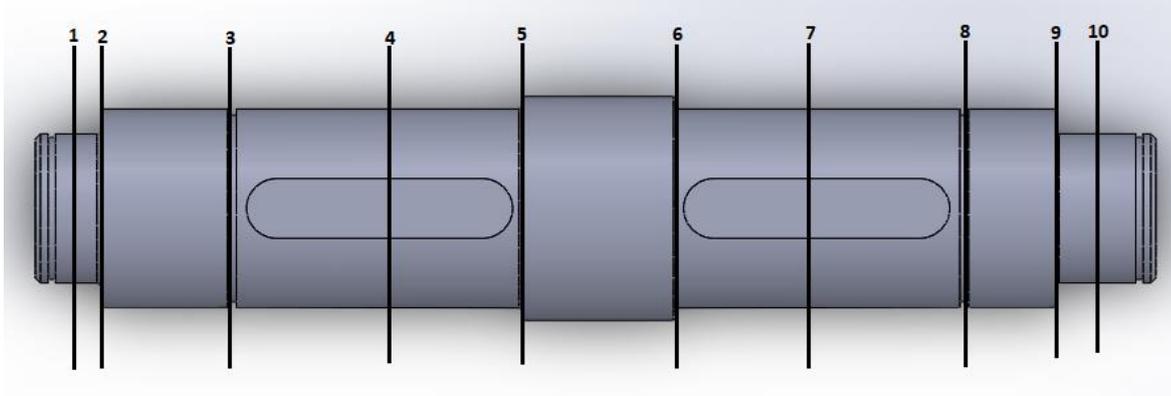
**Figura 0.8.** Diagrama de momentos flectores en el plano XZ eje de entrada

Momentos flectores obtenidos en cada sección crítica:

Sección	1	2	3	4	5	6
$L$ (mm)	0	60	79,75	139,75	194,5	199
$L$ (m)	0	0,06	0,07975	0,13975	0,1945	0,199
$M_y$ (N·m)	0	33,429	28,679	14,249	1,082	0

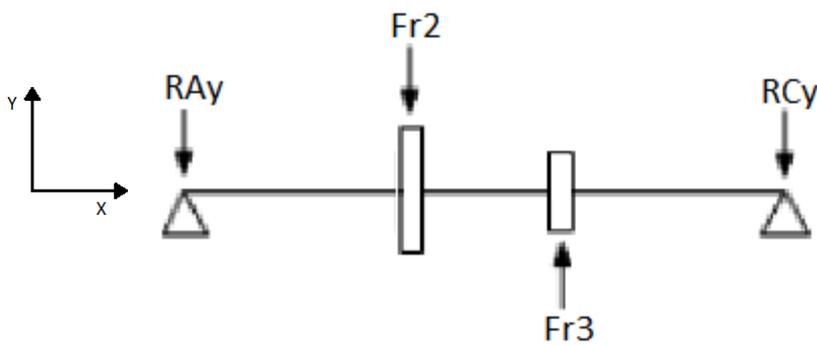
**Tabla 0.32.** Momentos flectores del eje de entrada en el plano XZ.

EJE INTERMEDIO 1



**Figura 0.9.** Diseño del primer eje intermedio y sus secciones críticas

PLANO XY

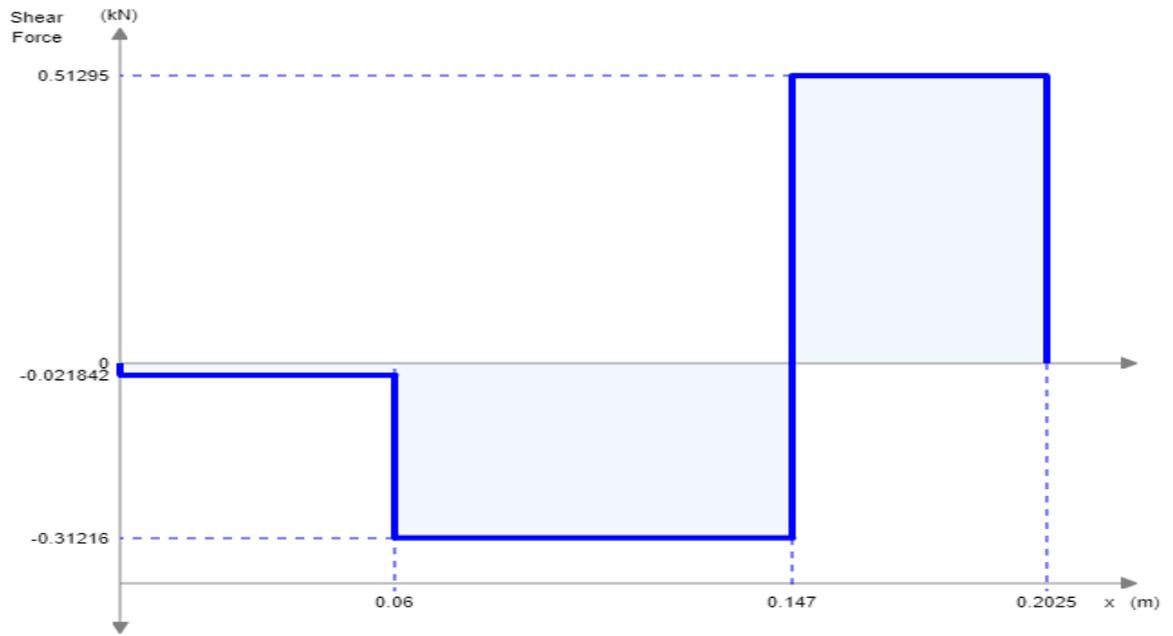


**Figura 0.10.** Representación de los esfuerzos en el primer eje intermedio en el plano XY

Reacciones:

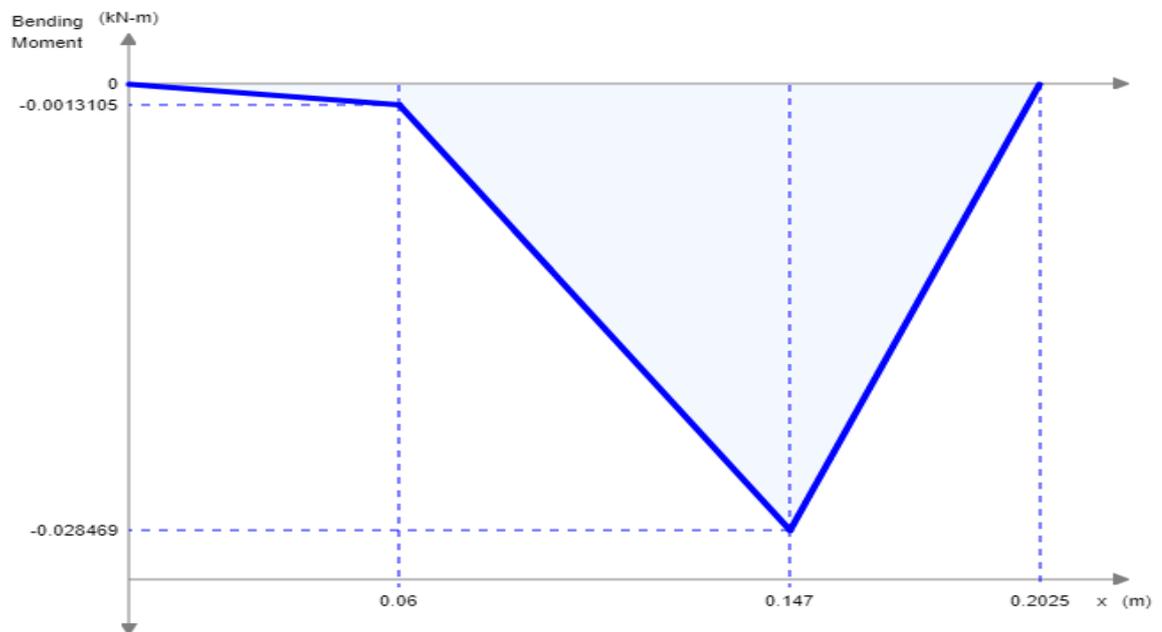
$RA_y$	21,84 N	$RC_y$	512,95 N	$Fr_2$	290,32 N	$Fr_3$	825,11 N
--------	---------	--------	----------	--------	----------	--------	----------

Diagrama de esfuerzos cortantes:



**Figura 0.11.** Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XY primer eje intermedio

Diagrama de momentos flectores:



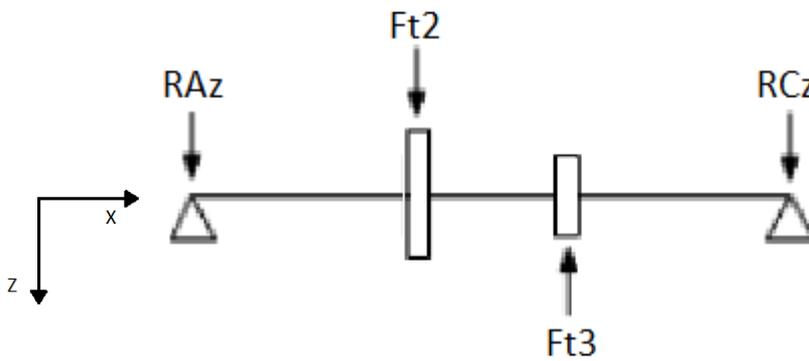
**Figura 0.12.** Diagrama de momentos flectores en el plano XY primer eje intermedio

Momentos flectores obtenidos en cada sección crítica:

Sección	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$L (mm)$	0	4,5	30,625	60	88,5	118,5	147	176,375	194,5	202,5
$L (m)$	0	0,0045	0,030625	0,06	0,0885	0,1185	0,147	0,176375	0,1945	0,2025
$Mz (N\cdot m)$	0	0,10	0,67	1,31	10,21	19,57	28,47	13,40	4,10	0,00

**Tabla 0.33.** Momentos flectores del primer eje intermedio en el plano XY.

PLANO XZ

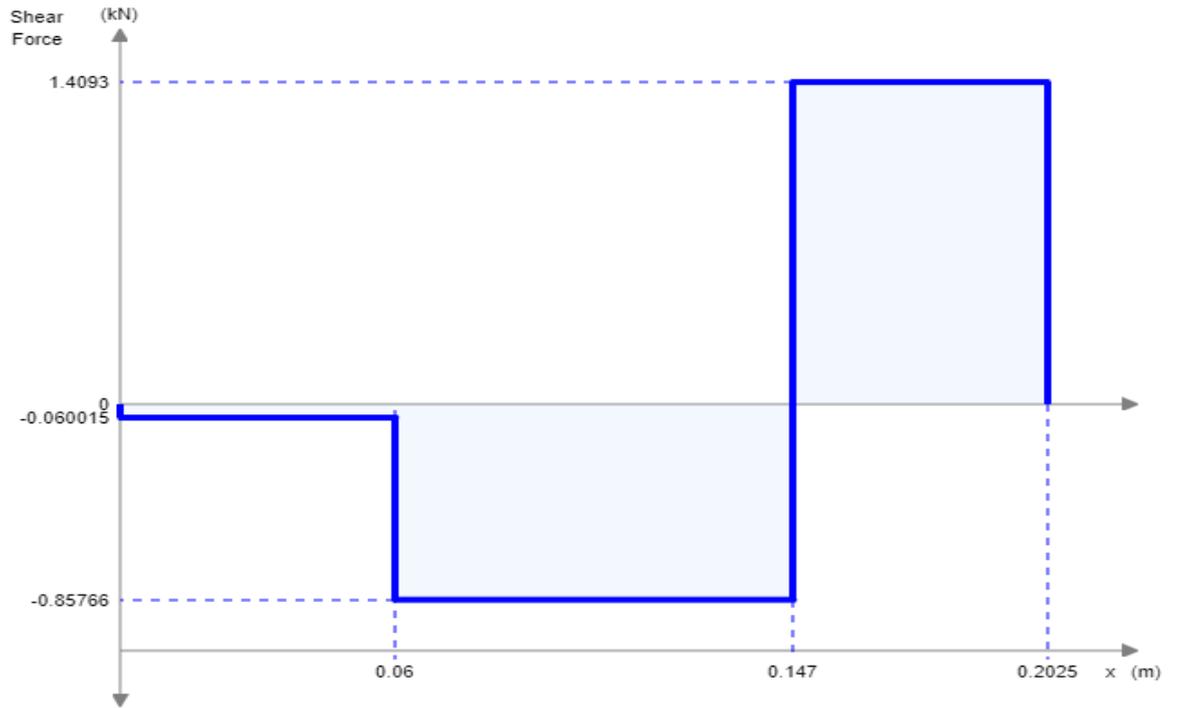


**Figura 0.13.** Representación de los esfuerzos en el primer eje intermedio en el plano XZ.

Reacciones:

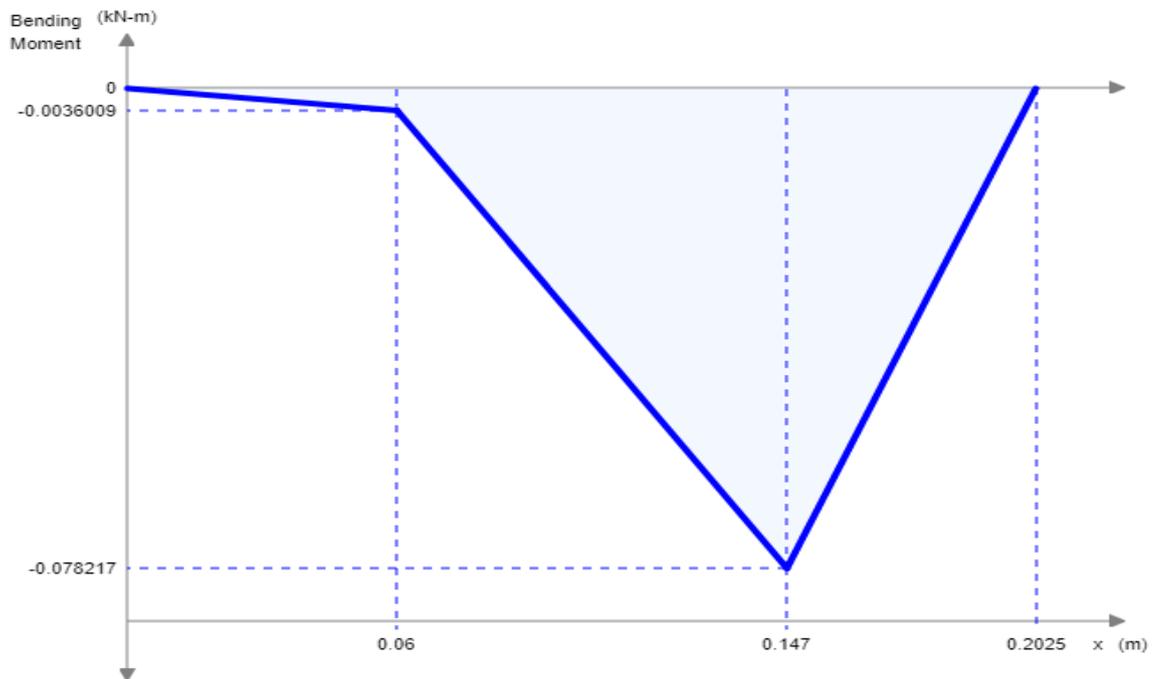
$RAz$	60,02	N	$RCz$	1409,31	N	$Ft2$	797,64	N	$Fr3$	2266,97N
-------	-------	---	-------	---------	---	-------	--------	---	-------	----------

Diagrama de esfuerzos cortantes:



**Figura 0.14.** Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XZ primer eje intermedio.

Diagrama de momentos flectores:



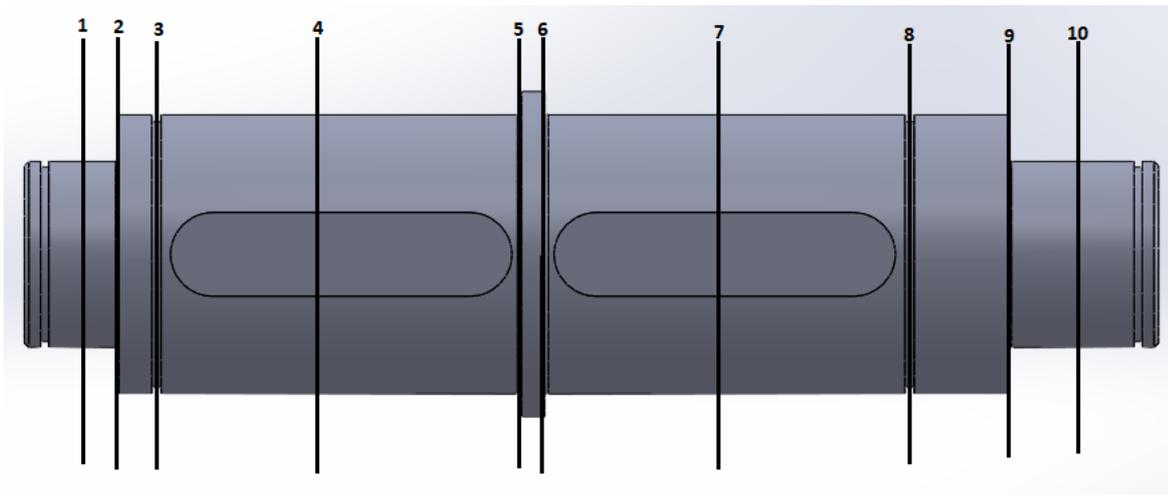
**Figura 0.15.** Diagrama de momentos flectores en el plano XZ primer eje intermedio.

Momentos flectores obtenidos en cada sección crítica:

Sección	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$L$ (mm)	0	4,5	30,625	60	88,5	118,5	147	176,375	194,5	202,5
$L$ (m)	0	0,0045	0,030625	0,06	0,0885	0,1185	0,147	0,176375	0,1945	0,2025
$My$ (N·m)	0	0,27	1,84	3,60	28,04	53,77	78,22	36,82	11,27	0,00

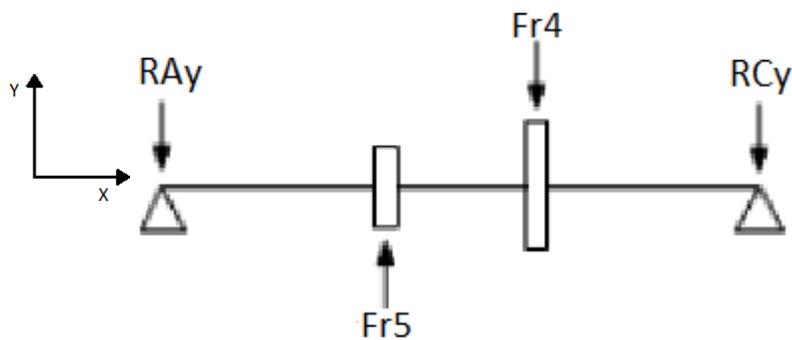
**Tabla 0.34.** Momentos flectores del primer eje intermedio en el plano XZ.

EJE INTERMEDIO 2



**Figura 0.16.** Diseño del segundo eje intermedio y sus secciones críticas

PLANO XY

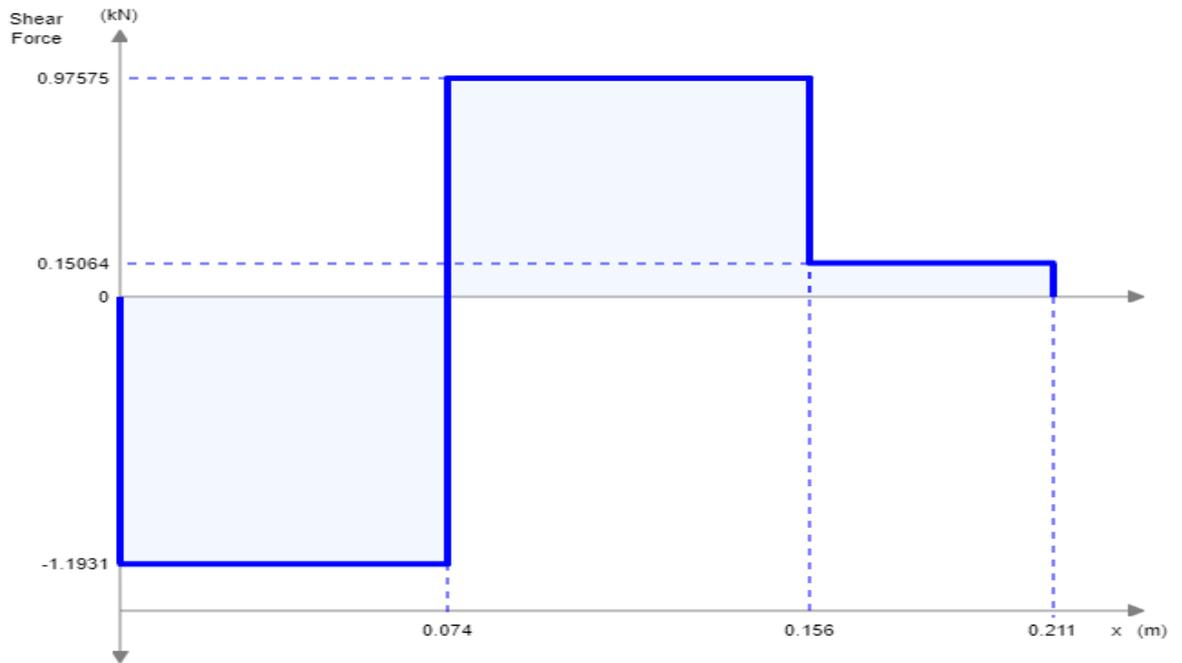


**Figura 0.17.** Representación de los esfuerzos en el segundo eje intermedio en el plano XY

Reacciones:

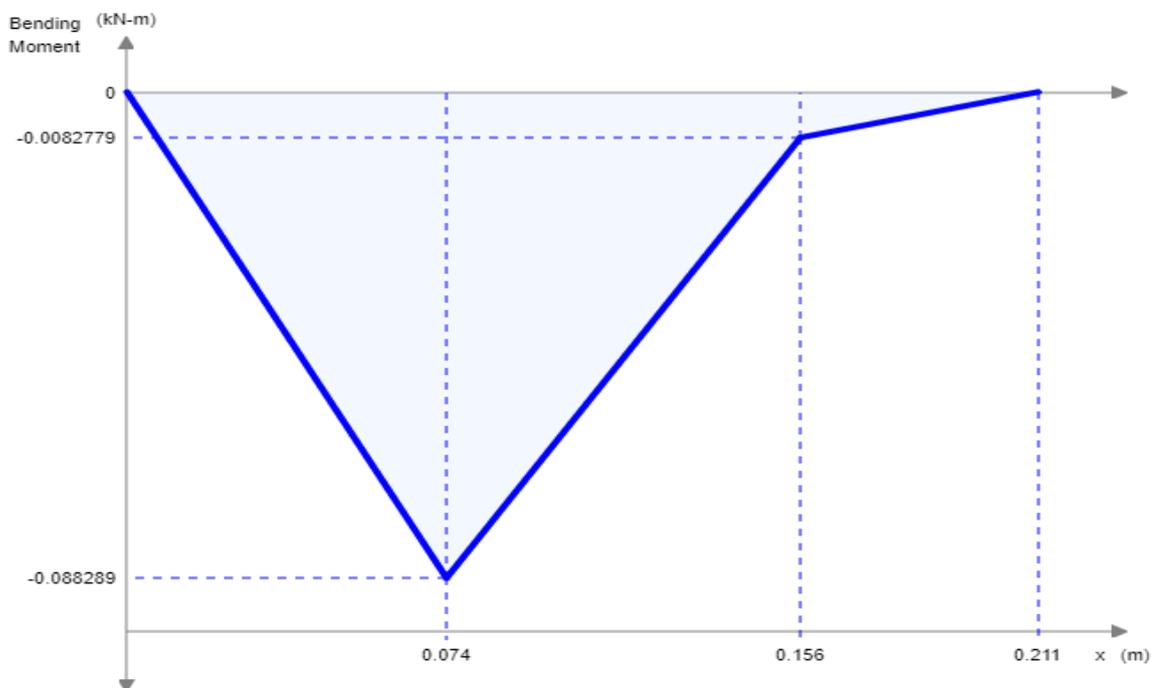
$RA_y$  1193,14 N       $RC_y$  150,61 N       $Fr_5$  2168,85, N       $Fr_4$  825,11 N

Diagrama de esfuerzos cortantes:



**Figura 0.18.** Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XY segundo eje intermedio.

Diagrama de momentos flectores:



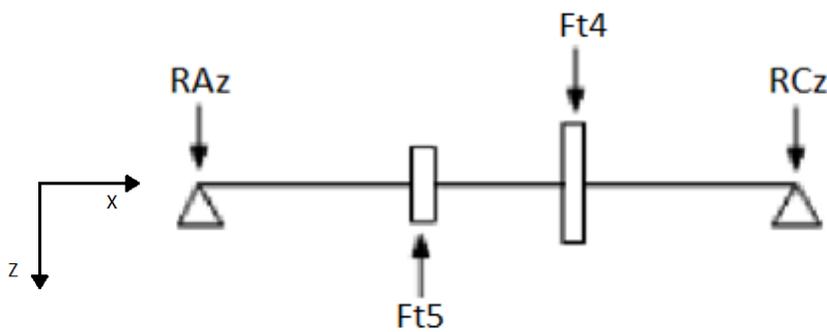
**Figura 0.19.** Diagrama de momentos flectores en el plano XY segundo eje intermedio.

Momentos flectores obtenidos en cada sección crítica:

Sección	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$L (mm)$	0	13,5	34,5	74	112,5	117,5	156	195,5	203,5	211
$L (m)$	0	0,0135	0,0345	0,074	0,1125	0,1175	0,156	0,1955	0,2035	0,211
$Mz (N\cdot m)$	0	16,11	41,16	88,29	50,73	45,85	8,28	2,33	1,13	0

**Tabla 0.35.** Momentos flectores del segundo eje intermedio en el plano XY.

PLANO XZ

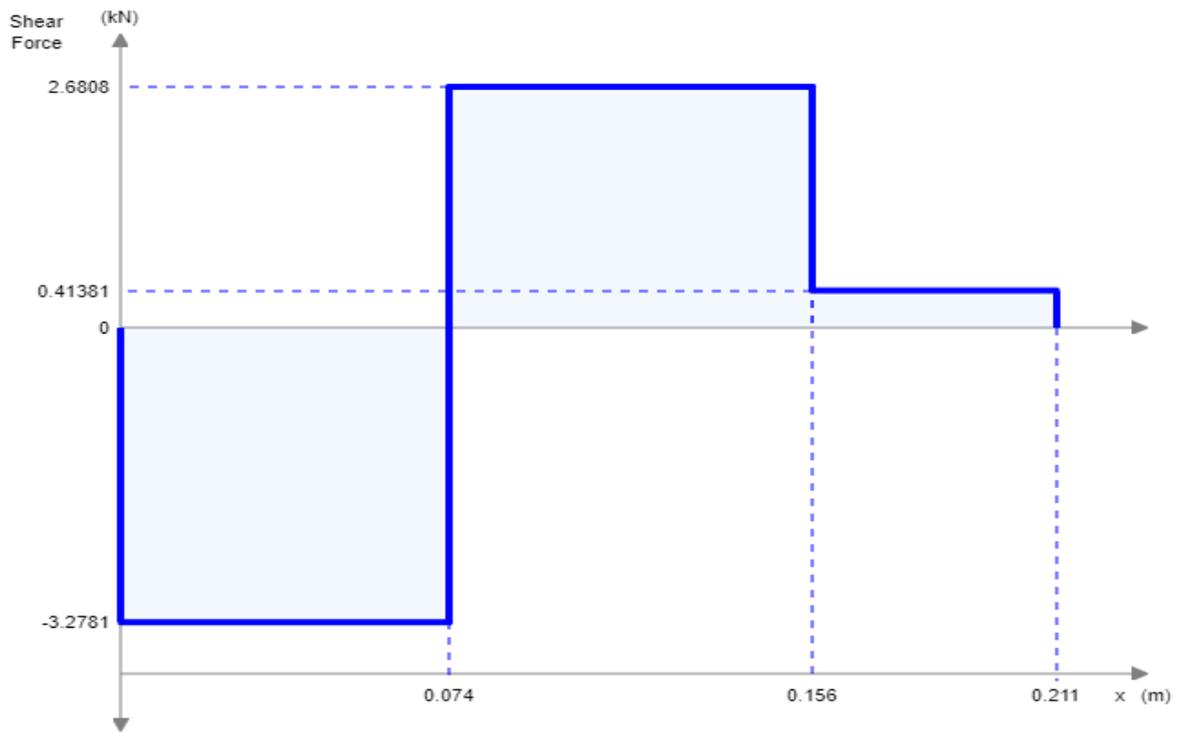


**Figura 0.20.** Representación de los esfuerzos en el segundo eje intermedio en el plano XZ.

Reacciones:

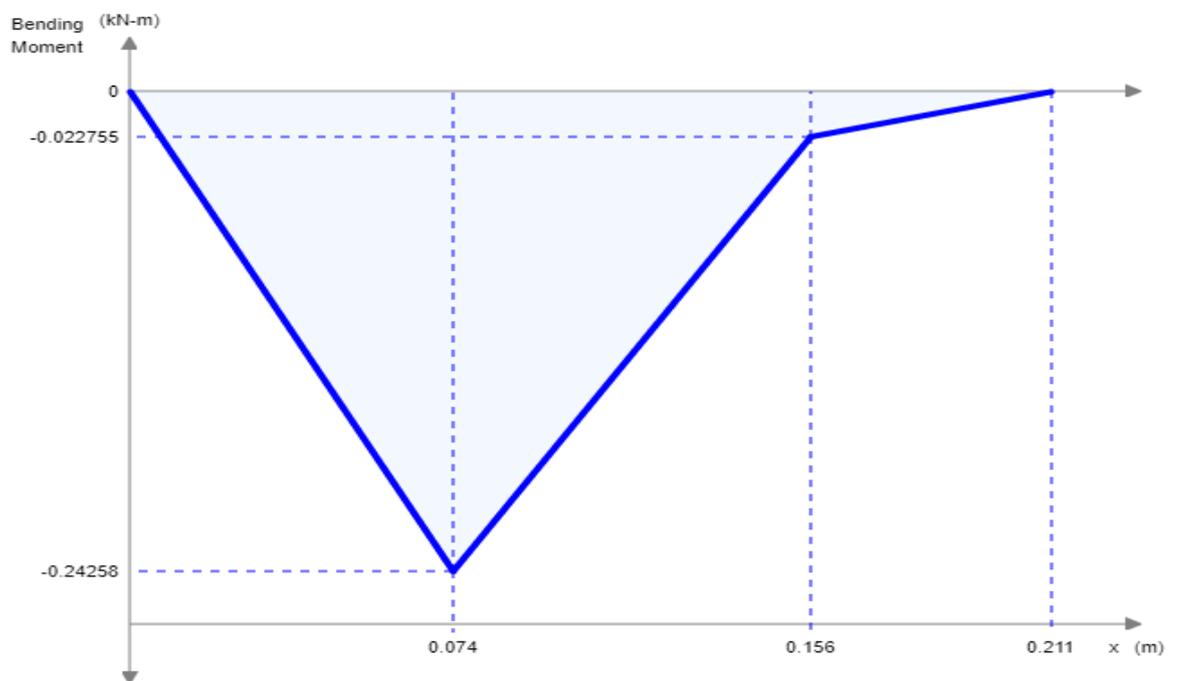
$RAz$	3278,12	N	$RCz$	413,79	N	$Ft5$	5958,88	N	$Ft4$	2266,97N
-------	---------	---	-------	--------	---	-------	---------	---	-------	----------

Diagrama de esfuerzos cortantes:



**Figura 0.21.** Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XZ segundo eje intermedio.

Diagrama de momentos flectores:



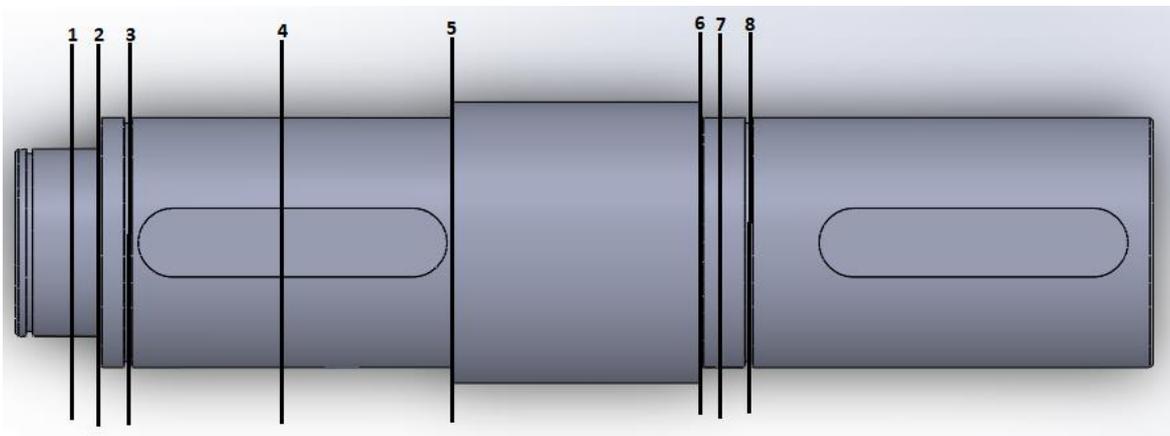
**Figura 0.22.** Diagrama de momentos flectores en el plano XZ segundo eje intermedio.

Momentos flectores obtenidos en cada sección crítica:

Sección	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$L$ (mm)	0	13,5	34,5	74	112,5	117,5	156	195,5	203,5	211
$L$ (m)	0	0,0135	0,0345	0,074	0,1125	0,1175	0,156	0,1955	0,2035	0,211
$M_y$ (N·m)	0	44,25	113,10	242,58	139,37	125,97	22,76	6,41	3,10	0,00

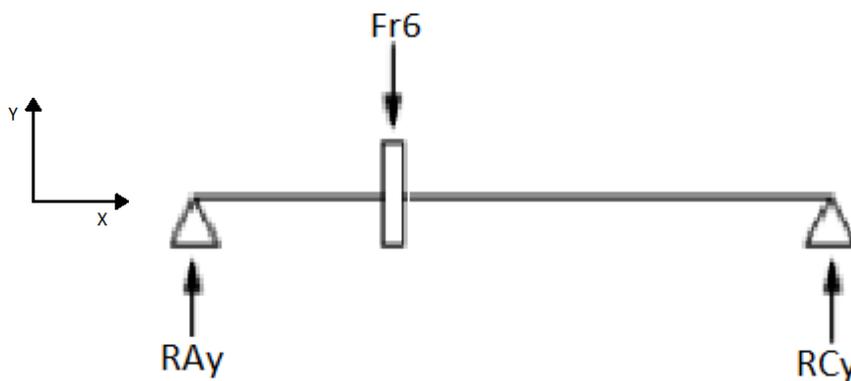
**Tabla 0.36.** Momentos flectores del segundo eje intermedio en el plano XZ.

EJE DE SALIDA



**Figura 0.23.** Diseño del eje de salida y sus secciones críticas

PLANO XY

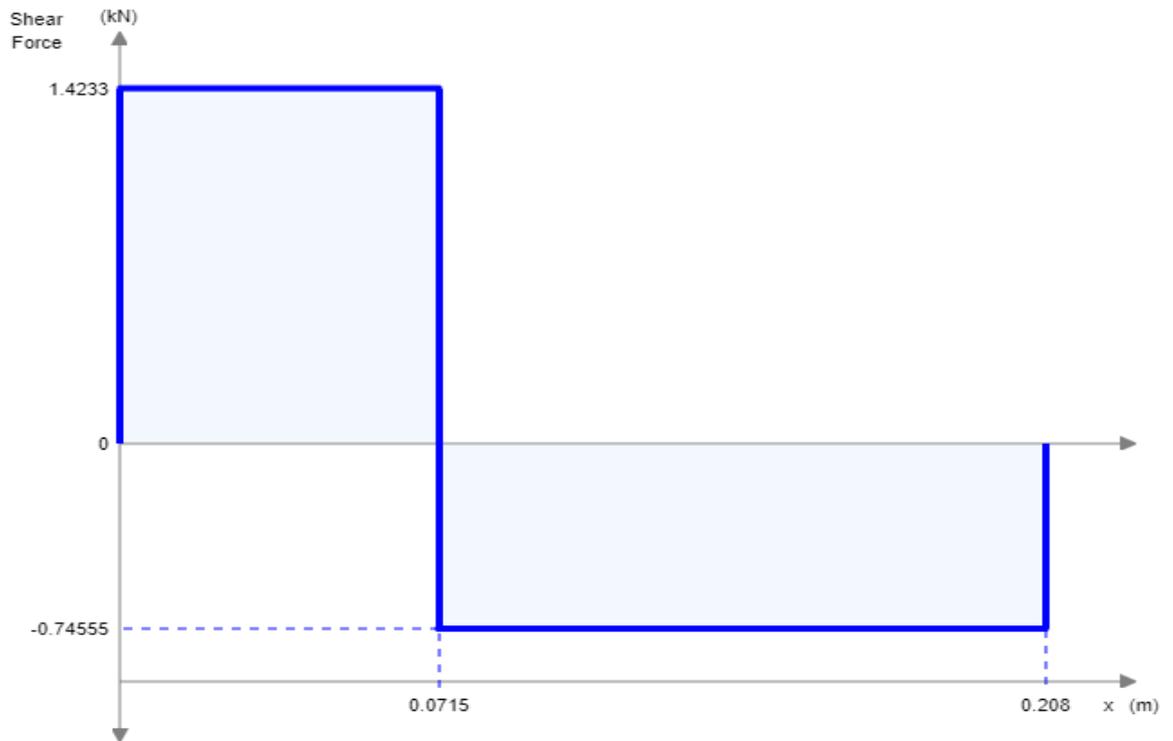


**Figura 0.24.** Representación de los esfuerzos en el eje de salida en el plano XY

Reaccions:

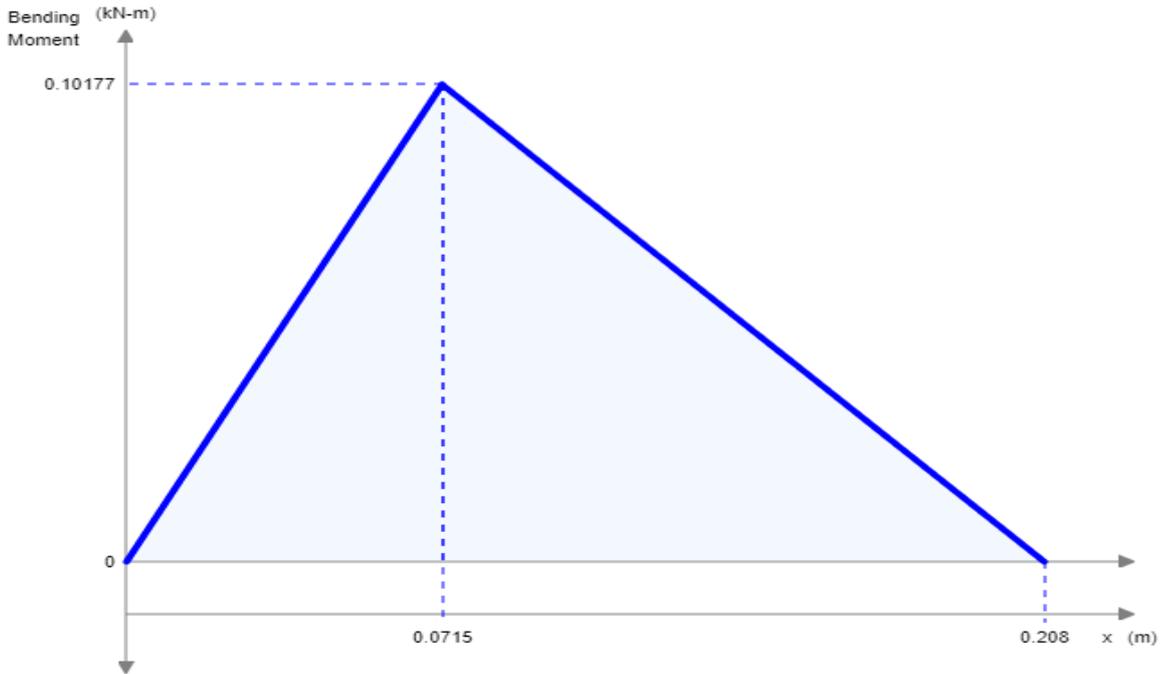
$RA_y$	1423,31	N	$RC_y$	745,54	N	$Fr_6$	2168,85	N
--------	---------	---	--------	--------	---	--------	---------	---

Diagrama de esfuerzos cortantes:



**Figura 0.25.** Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XY eje de salida

Diagrama de momentos flectores:



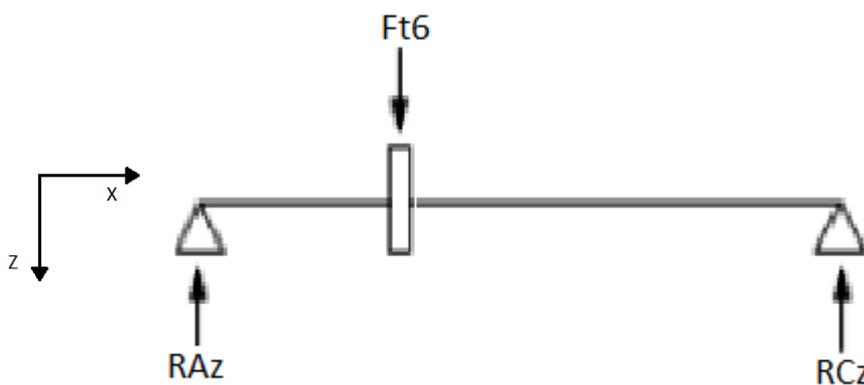
**Figura 0.26.** Diagrama de momentos flectores en el plano XY eje de salida

Momentos flectores obtenidos en cada sección crítica:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
$L$ (mm)	0	11	19,25	71,5	122,5	201	208
$L$ (m)	0	0,011	0,01925	0,0715	0,1225	0,201	0,208
$M_z$ (N·m)	0	15,66	27,40	101,77	63,74	5,22	0

**Tabla 0.37.** Momentos flectores del eje de salida en el plano XY.

PLANO XZ



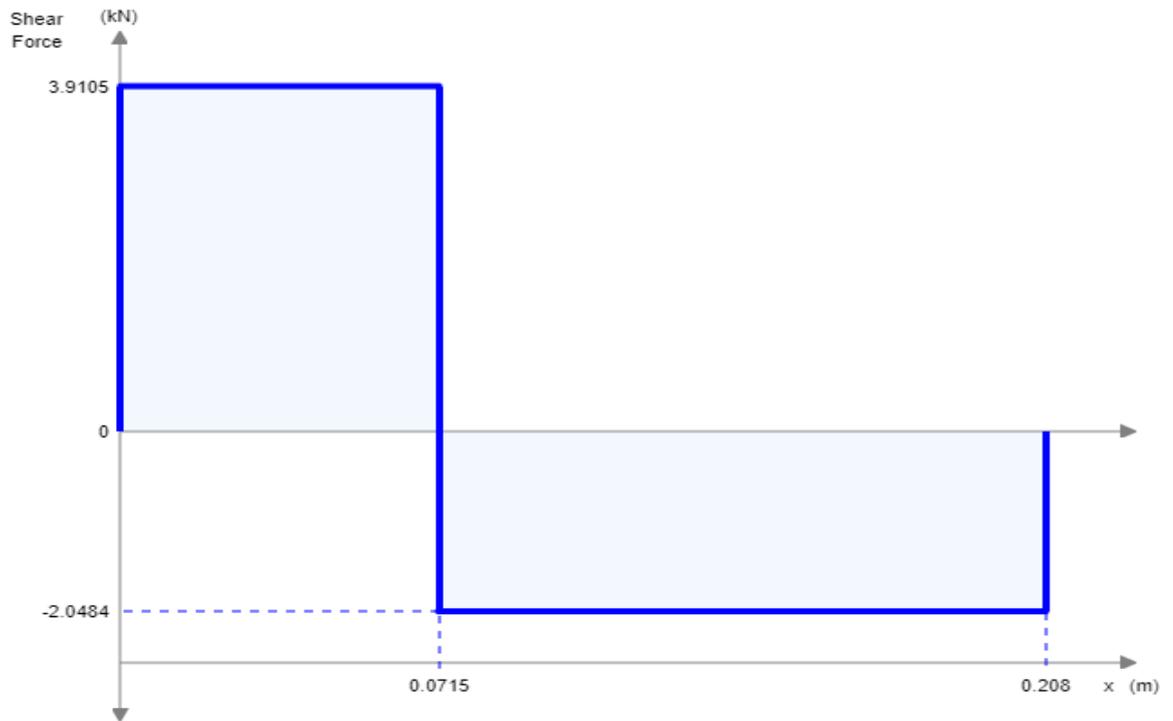
**Figura 0.27.** Representación de los esfuerzos en el eje de salida en el plano XZ

Reaccions:

$R_{Az}$  3910,51 N       $R_{Cz}$  2048,36 N       $F_{t6}$  5958,88 N

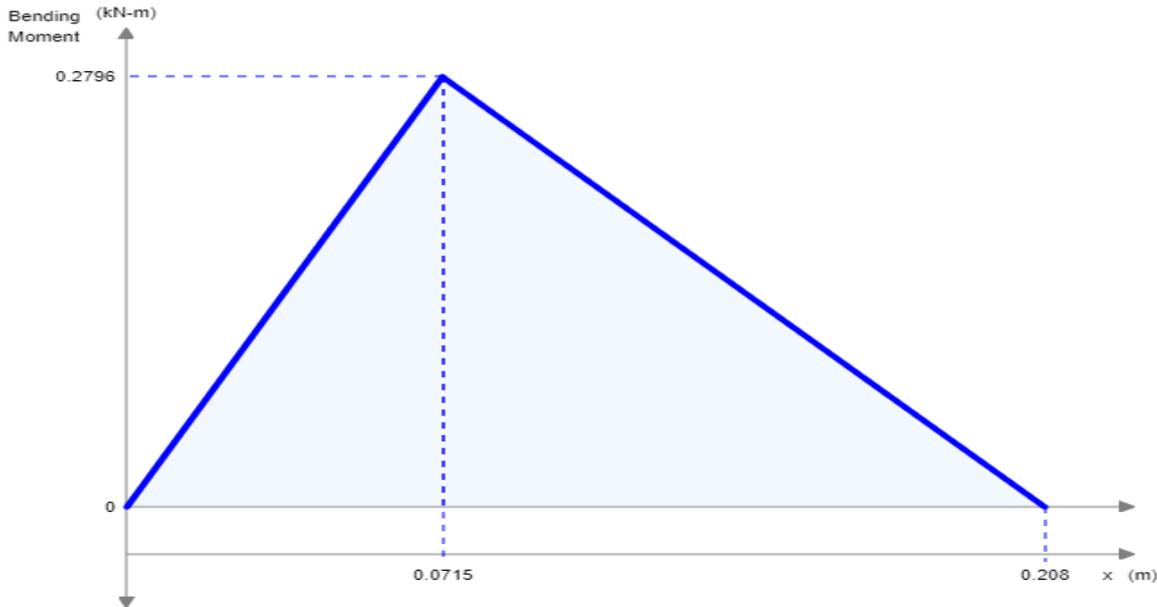
---

Diagrama de esfuerzos cortantes:



**Figura 0.28.** Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XZ eje de salida

Diagrama de momentos flectores:



**Figura 0.29.** Diagrama de momentos flectores en el plano XZ eje de salida

Momentos flectores obtenidos en cada sección crítica:

Sección	1	2	3	4	5	6	7
$L (mm)$	0	11	19,25	71,5	122,5	201	208
$L (m)$	0	0,011	0,01925	0,0715	0,1225	0,201	0,208
$M_y (N \cdot m)$	0	43,02	75,28	279,60	175,14	14,34	0

**Tabla 0.38.** Momentos flectores del eje de salida en el plano XZ.

Finalmente los momentos existentes en cada una de las secciones críticas de cada eje son los siguientes:

EJE DE ENTRADA:

Sección	1	2	3	4	5	6
$L (mm)$	0	60	79,75	139,75	194,5	199
$L (m)$	0	0,06	0,07975	0,1398	0,1945	0,199
$M (N \cdot m)$	0	35,5739	30,51936	15,164	1,1517	0
$T (N \cdot m)$	25,4648	25,4648	0	0	0	0

**Tabla 0.39.** Momentos resultantes en cada sección crítica del eje de entrada.

EJE INTERMEDIO 1:

Sección	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$L (mm)$	0	4,5	30,625	60	88,5	118,5	147	176,38	194,5	202,5
$L (m)$	0	0,0045	0,030625	0,06	0,0885	0,119	0,147	0,1764	0,1945	0,2025
$M (N \cdot m)$	0	0,28741	1,955982	3,8321	29,844	57,22	83,24	39,181	11,998	0

$T (N\cdot m)$	0	0	0	91,816	91,816	91,82	91,82	0	0	0
----------------	---	---	---	--------	--------	-------	-------	---	---	---

**Tabla 0.40.** Momentos resultantes en cada sección crítica del eje intermedio 1.

EJE INTERMEDIO 2:

Sección	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$L (mm)$	0	13,5	34,5	74	112,5	117,5	156	195,5	203,5	211
$L (m)$	0	0,0135	0,0345	0,074	0,1125	0,118	0,156	0,1955	0,2035	0,211
$M (N\cdot m)$	0	47,0948	120,3534	258,15	148,32	134,1	24,22	6,8254	3,3026	0
$T (N\cdot m)$	0	0	0	331,06	331,06	331,1	331,1	0	0	0

**Tabla 0.41.** Momentos resultantes en cada sección crítica del eje intermedio 2.

EJE DE SALIDA:

Sección	1	2	3	4	5	6	7	8
$L (mm)$	0	11	19,25	71,5	122,5	201	208	216,25
$L (m)$	0	0,011	0,01925	0,0715	0,1225	0,201	0,208	0,2163
$M (N\cdot m)$	0	45,7763	80,10855	297,55	186,37	15,26	0	0
$T (N\cdot m)$	0	0	0	1193,7	1193,7	1194	1194	1193,7

**Tabla 0.42.** Momentos resultantes en cada sección crítica del eje de salida.

### 1.1.5.3 Cálculo de los ejes a fatiga

El fallo a fatiga es uno de los más importantes debido a que para que se produzca no es necesario superar la tensión de rotura del material ni el límite elástico de este. Se produce cuando se alcanza un número elevado de ciclos de carga del material, es por ello que se debe calcular el límite a fatiga del material y con él el coeficiente de seguridad obtenido para cada sección.

Para ello se calculan los momentos alternantes y medios a los que está expuesto el eje, que en este caso se trata únicamente de momento flector alternante y momento torsor medio, ya que el momento flector medio es cero y el momento torsor alternante también.

Se utiliza la siguiente igualdad:

$$\frac{\sigma_y}{X} = \sqrt{\left(\sigma_m + \frac{\sigma_y}{\sigma_e} \cdot \sigma_a\right)^2 + \left(\tau_m + \frac{\sigma_y}{\sigma_e} \cdot \tau_a\right)^2} = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{\sigma_y}{\sigma_e} \cdot M_a\right)^2 + (\tau_m)^2} \quad (\text{Ec. 0.60})$$

Dónde:

- $\sigma_y$ : límite de fluencia del material
- X: factor de seguridad

- $\sigma_e$ : límite a fatiga
- $M_a$ : momento flector alternante
- $T_m$ : momento torsor medio
- $d$ : diámetro de la sección

Cálculo del límite a fatiga  $\sigma_e$ :

$$\sigma_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot \frac{\sigma_{e'}}{K_f} \quad (\text{Ec. 0.61})$$

Dónde:

- $S_{e'}$ : límite a fatiga de una probeta en ensayo de flexión.
  - Si  $\sigma_u \leq 1400\text{MPa}$ ;  $\sigma_{e'} = 0,5 \cdot \sigma_u$
  - Si  $\sigma_u > 1400\text{MPa}$ ;  $\sigma_{e'} = 700\text{MPa}$
- $K_a$ : Factor de superficie.

$$K_a = a \cdot S_u^{-b} \quad (\text{Ec. 0.62})$$

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE b
	Kpsi	Mpa	
Rectificado	1.34	1.58	0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	0.718
Forjado	39.9	272	0.995

**Tabla 0.43.** Coeficiente a y b en función del acabo superficial para el factor de superficie.

- $K_b$ : Factor de tamaño.
  - Si  $2,79 \leq d \leq 51\text{mm}$ ;

$$K_b = \left( \frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} \quad (\text{Ec. 0.63})$$

- Si  $51 < d < 254\text{mm}$ ;

$$K_b = 0,859 - 0,837 \cdot d \quad (\text{Ec. 0.64})$$

- $K_c$ : Factor de tipo de carga.

El momento alternante es el dominante a la hora de escoger el tipo de carga, en este caso, flexión;

$$K_c = \begin{cases} 0,8 & \text{Carga axial} \\ 1 & \text{Flexión} \\ 0,577 & \text{Torsión y cortante} \end{cases}$$

- $K_d$ : factor de temperatura.

Suponemos una temperatura de trabajo de 80 °C;

- Si  $T < 300$  °C;  $K_d = 1$

- $K_e$ : factor de confiabilidad.

Se estima una confiabilidad del 99,9%;

Confiabilidad (%)	$K_e$
50	1
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

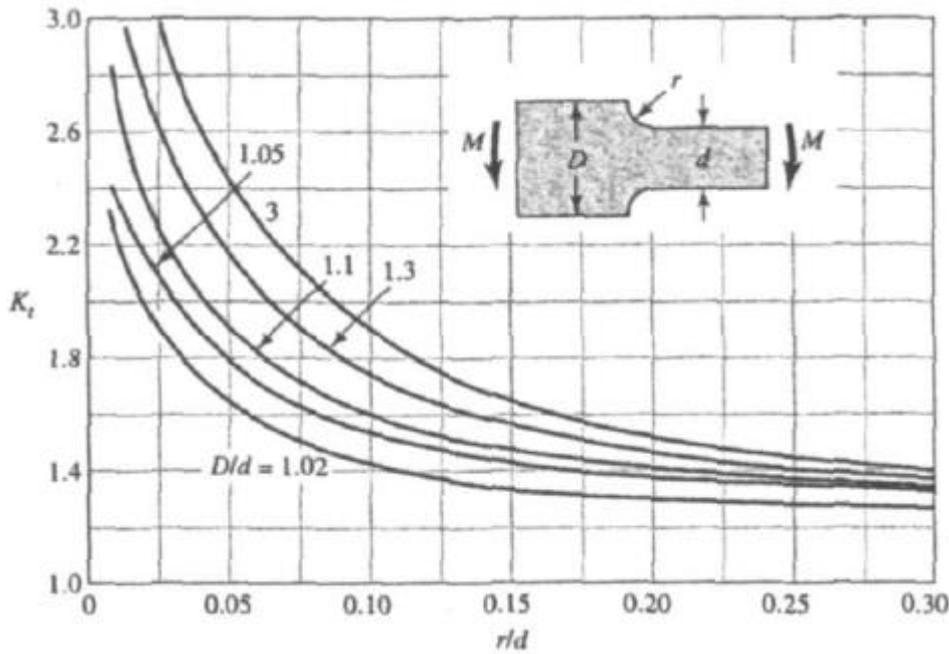
**Tabla 0.44.** Factor de confiabilidad en función de la confiabilidad.

- $K_f$ : factor de entalla.

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad (\text{Ec. 0.65})$$

Dónde:

- $K_t$ : factor de concentración de tensiones.



Gráfica 0.1. Cálculo del factor de entalla.

- q: factor de sensibilidad a la entalla.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{r}} \tag{Ec. 0.66}$$

$$\alpha = 0,025 \cdot \left( \frac{2070MPa}{S_u} \right)^{1,8} \tag{Ec. 0.67}$$

Debido a la complejidad del factor de entalla por encima de los otros factores se calcula aparte:

EJE DE ENTRADA

Sección	D/d	r (mm)	r/d	Kt	a	a/r	q	Kf
0	1,049	0,5	0,017	3	0,306	0,612	0,621	2,24
1	RODAMIENTO	-	-	-	0,306	-	-	1,00
2	CHAVETA	0,75	0,025	2	0,306	0,408	0,710	1,71
3		1,167	0,75	2,3	0,306	0,408	0,710	1,92
4		1,167	2	1,75	0,306	0,153	0,867	1,65
5		1,5	1,5	2,2	0,306	0,008	0,992	1,85
6	RODAMIENTO	-	-	-	0,306	-	-	1,00

**Tabla 0.45.** Cálculo del factor de entalla para el eje de entrada.

**EJE INTERMEDIO 1**

Sección	D/d	r (mm)	r/d	Kt	a	a/r	q	Kf
1	RODAMIENTO	-	-	-	0,306	-	-	1,00
2	1,333	0,75	0,025	2,4	0,306	0,408	0,710	1,99
3	1,067	0,5	0,013	3	0,306	0,612	0,621	2,24
4	CHAVETA	0,75	0,019	2,25	0,306	0,408	0,710	1,89
5	1,125	0,75	0,019	2,45	0,306	0,408	0,710	2,03
6	1,125	0,75	0,019	2,45	0,306	0,408	0,710	2,03
7	CHAVETA	0,75	0,019	2,25	0,306	0,408	0,710	1,89
8	1,067	0,5	0,013	3	0,306	0,612	0,621	2,24
9	1,333	0,75	0,025	2,4	0,306	0,408	0,710	1,99
10	RODAMIENTO	-	-	-	0,306	-	-	1,00

**Tabla 0.46.** Cálculo del factor de entalla para el eje intermedio 1.

**EJE INTERMEDIO 2**

Sección	D/d	r (mm)	r/d	Kt	a	a/r	q	Kf
1	RODAMIENTO	-	-	-	0,306	-	-	1
2	1,5	0,8	0,02	3	0,306	0,382	0,723	2,45
3	1,053	0,6	0,011	3	0,306	0,510	0,662	2,32
4	CHAVETA	0,8	0,013	2,6	0,306	0,382	0,723	2,16
5	1,167	0,8	0,013	2,6	0,306	0,382	0,723	2,16
6	1,167	0,8	0,013	2,6	0,306	0,382	0,723	2,16
7	CHAVETA	0,8	0,013	2,6	0,306	0,382	0,723	2,16
8	ARANDELA	0,6	0,011	3	0,306	0,510	0,662	2,32
9	1,5	0,8	0,02	3	0,306	0,382	0,723	2,45
10	RODAMIENTO	-	-	-	0,306	-	-	1

**Tabla 0.47.** Cálculo del factor de entalla para el eje intermedio 2.

**EJE DE SALIDA**

Sección	D/d	r (mm)	r/d	Kt	a	a/r	q	Kf
1	RODAMIENTO	-	-	-	0,306	-	-	1
2	1,333	0,8	0,013	3	0,306	0,382	0,723	2,45
3	1,046	0,7	0,009	3	0,306	0,437	0,696	2,39
4	CHAVETA	0,8	0,01	2,8	0,306	0,382	0,723	2,30
5	1,125	0,8	0,013	2,6	0,306	0,382	0,723	2,16

6	1,125	0,8	0,013	2,6	0,306	0,382	0,723	2,16
7	RODAMIENTO	-	-	-	0,306	-	-	1
8	1,046	0,7	0,009	3	0,306	0,437	0,696	2,39

**Tabla 0.48.** Cálculo del factor de entalla para el eje de salida.

Una vez obtenidos todos los factores de entalla para todos los ejes y todas las secciones se procede a calcular el factor de seguridad en cada sección se cada eje.

#### EJE DE ENTRADA

Sección	$M$ (N·m)	$T$ (N·m)	$d$ (m)	$K_a$	$K_b$	$K_c$	$K_d$	$K_e$	$K_f$	$\sigma_e$ (MPa)	$X$
0	0	25,465	0,0286	0,9	0,868	1	1	0,753	2,24	67,594	18,49
1	0	25,465	0,03	0,9	0,864	1	1	0,753	1,00	150,706	21,34
2	35,574	25,465	0,03	0,9	0,864	1	1	0,753	1,71	88,114	6,28
3	30,519	0	0,03	0,9	0,864	1	1	0,753	1,92	78,351	6,81
4	15,164	0	0,03	0,9	0,864	1	1	0,753	1,65	91,308	15,96
5	1,152	0	0,02	0,9	0,902	1	1	0,753	1,85	84,963	57,94
6	0	0	0,02	0,9	0,902	1	1	0,753	1,00	157,389	$\infty$

**Tabla 0.49.** Factor de seguridad en cada sección en el eje de entrada.

#### EJE INTERMEDIO 1

Sección	$M$ (N·m)	$T$ (N·m)	$d$ (m)	$K_a$	$K_b$	$K_c$	$K_d$	$K_e$	$K_f$	$\sigma_e$ (MPa)	$X$
1	0	0	0,03	0,9	0,864	1	1	0,753	1,00	150,706	$\infty$
2	0,287	0	0,03	0,9	0,864	1	1	0,753	1,99	75,561	696,88
3	1,956	0	0,0375	0,9	0,843	1	1	0,753	2,24	65,663	173,80
4	3,832	91,816	0,04	0,9	0,837	1	1	0,753	1,89	77,406	13,94
5	29,844	91,816	0,04	0,9	0,837	1	1	0,753	2,03	71,988	10,30
6	57,225	91,816	0,04	0,9	0,837	1	1	0,753	2,03	71,988	6,89
7	83,237	91,816	0,04	0,9	0,837	1	1	0,753	1,89	77,406	5,39
8	39,181	0	0,0375	0,9	0,843	1	1	0,753	2,24	65,663	8,68
9	11,998	0	0,03	0,9	0,864	1	1	0,753	1,99	75,561	16,69
10	0	0	0,03	0,9	0,864	1	1	0,753	1,00	150,706	$\infty$

**Tabla 0.50.** Factor de seguridad en cada sección en el eje intermedio 1.

#### EJE INTERMEDIO 2

Sección	$M$ (N·m)	$T$ (N·m)	$d$ (m)	$K_a$	$K_b$	$K_c$	$K_d$	$K_e$	$K_f$	$\sigma_e$ (Mpa)	$X$
---------	-----------	-----------	---------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	------------------	-----

1	0	0	0,04	0,9	0,837	1	1	0,753	1	146,138
2	47,0948	0	0,04	0,9	0,837	1	1	0,753	2,45	59,723
3	120,353	0	0,057	0,9	0,806	1	1	0,753	2,32	60,523
4	258,149	331,056	0,06	0,9	0,802	1	1	0,753	2,16	64,858
5	148,316	331,056	0,06	0,9	0,802	1	1	0,753	2,16	64,858
6	134,052	331,056	0,06	0,9	0,802	1	1	0,753	2,16	64,858
7	24,2193	331,056	0,06	0,9	0,802	1	1	0,753	2,16	64,858
8	6,82543	0	0,057	0,9	0,806	1	1	0,753	2,32	60,523
9	3,30263	0	0,04	0,9	0,837	1	1	0,753	2,45	59,723
10	0	0	0,04	0,9	0,837	1	1	0,753	1	146,138

**Tabla 0.51.** Factor de seguridad en cada sección en el eje intermedio 2.

EJE DE SALIDA

Sección	M (N·m)	T (N·m)	d (m)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	$\sigma_e$ (Mpa)	X
1	0	0	0,06	0,9	0,802	1	1	0,753	1	139,934	$\infty$
2	45,776	0	0,06	0,9	0,802	1	1	0,753	2,45	57,188	26,49
3	80,109	0	0,0765	0,9	0,781	1	1	0,753	2,39	57,001	31,27
4	297,546	1193,662	0,08	0,9	0,778	1	1	0,753	2,30	58,939	6,52
5	186,375	1193,662	0,08	0,9	0,778	1	1	0,753	2,16	62,892	7,69
6	15,259	1193,662	0,08	0,9	0,778	1	1	0,753	2,16	62,892	8,63
7	0	1193,662	0,08	0,9	0,778	1	1	0,753	1	135,692	8,63
8	0	1193,662	0,0765	0,9	0,781	1	1	0,753	2,39	57,001	7,55

**Tabla 0.52.** Factor de seguridad en cada sección en el eje de salida.

Finalmente se comprueba que en los 4 ejes en todas las secciones el factor de seguridad es superior a 3 en todas ellas lo que nos asegura que para las cargas expuestas los ejes no sufrirán fallo a fatiga.

### 1.1.6 Cálculo de las deformaciones en los ejes

Los esfuerzos a los que están sometidos los ejes provocan unas deformaciones en los ejes las cuales están limitadas para que el buen funcionamiento del reductor no se vea afectado produciendo un contacto entre engranajes inadecuado.

Las deformaciones admisibles están determinadas según el paso diametral seleccionado en cada etapa:

- Engranajes rectos con  $P < 10$ ; 0,254 mm
- Engranajes rectos con  $11 < P < 19$ ; 0,127 mm
- Engranajes rectos con  $20 < P < 50$ ; 0,0762 mm

Para ello se dispone a calcular el paso diametral en cada etapa.

$$P = m \cdot \pi \quad (\text{Ec. 0.68})$$

Paso diametral en cada etapa:

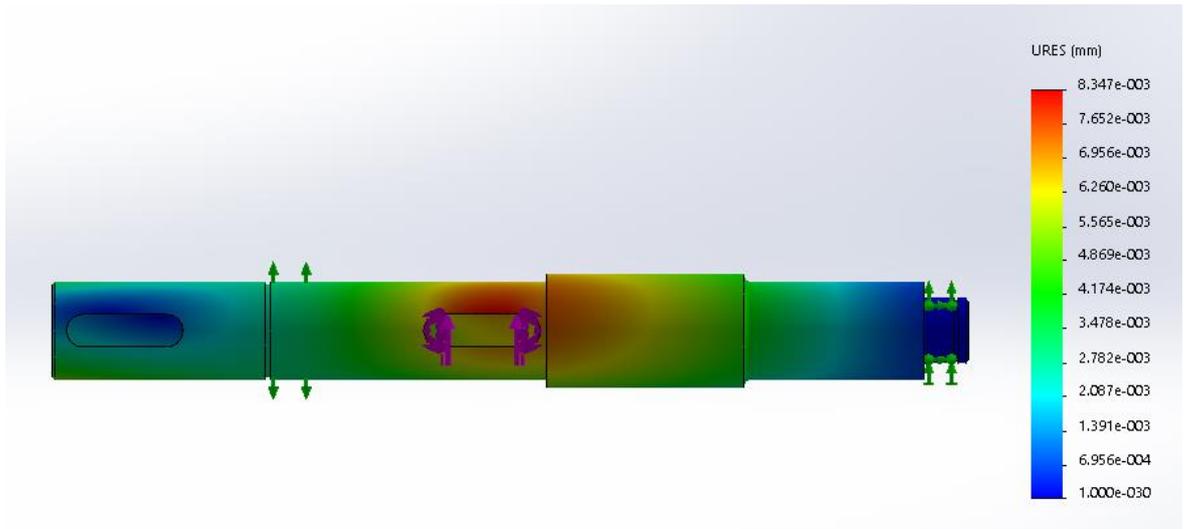
<i>Etapa</i>	<i>Paso diametral (P)</i>
1	9,42
2	12,57
3	15,71

**Tabla 0.53.** Paso diametral obtenido en cada etapa del reductor.

En la etapa 1 la deformación máxima admitida será de 0,254 mm y en las etapas 2 y 3 las deformaciones máximas admitidas serán de 0,127 mm.

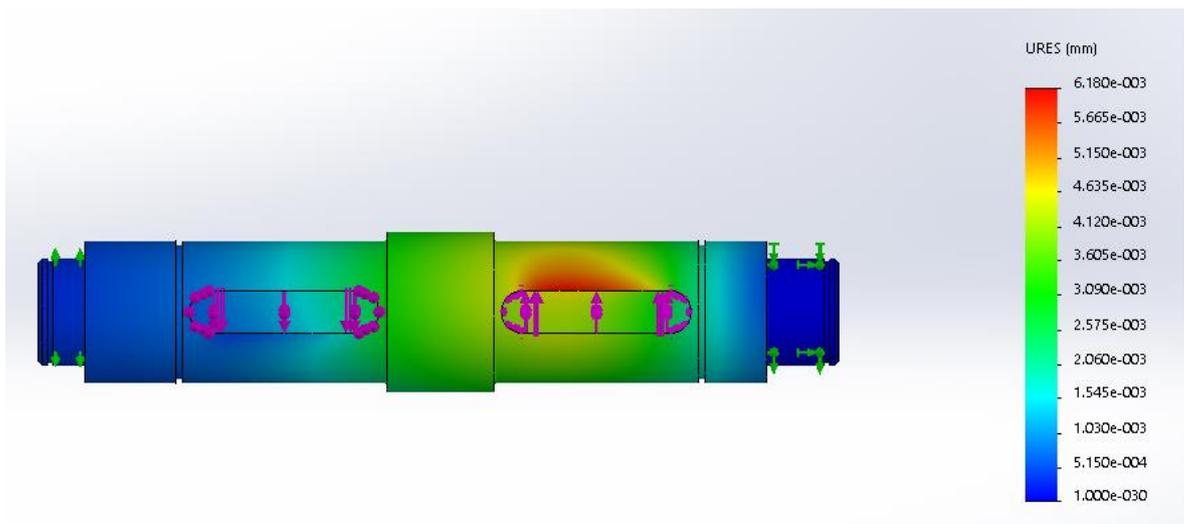
Para el cálculo de todas las deformaciones sufridas en cada eje se ha realizado un estudio en CAD y CAE con el programa SolidWroks por tal de obtener unos resultados óptimos.

EJE DE ENTRADA



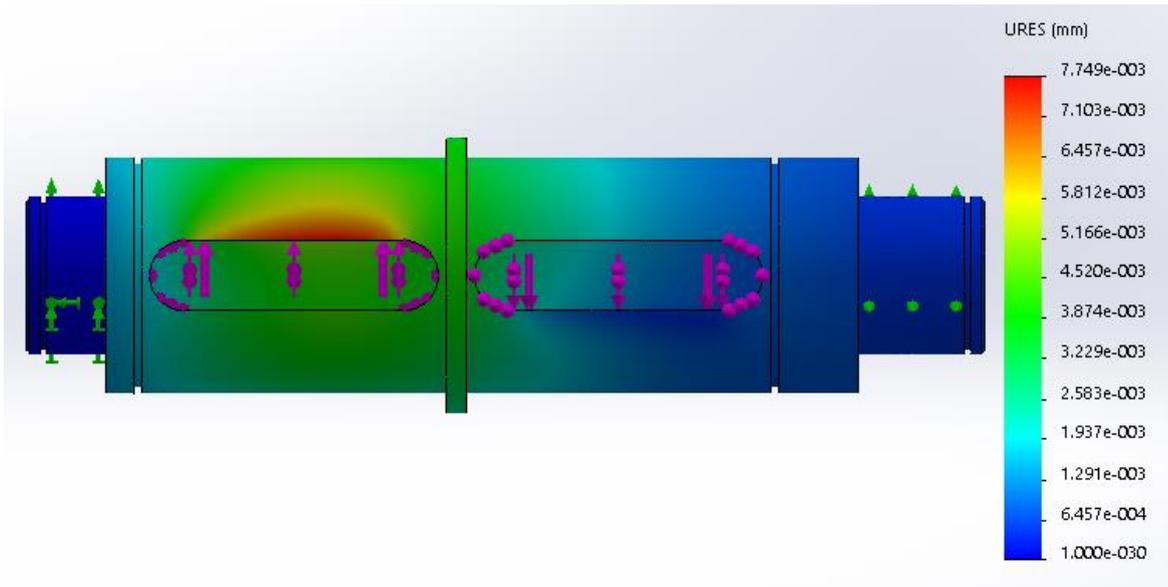
**Figura 0.30.** Deformaciones obtenidas en el eje de entrada.

EJE INTERMEDIO 1



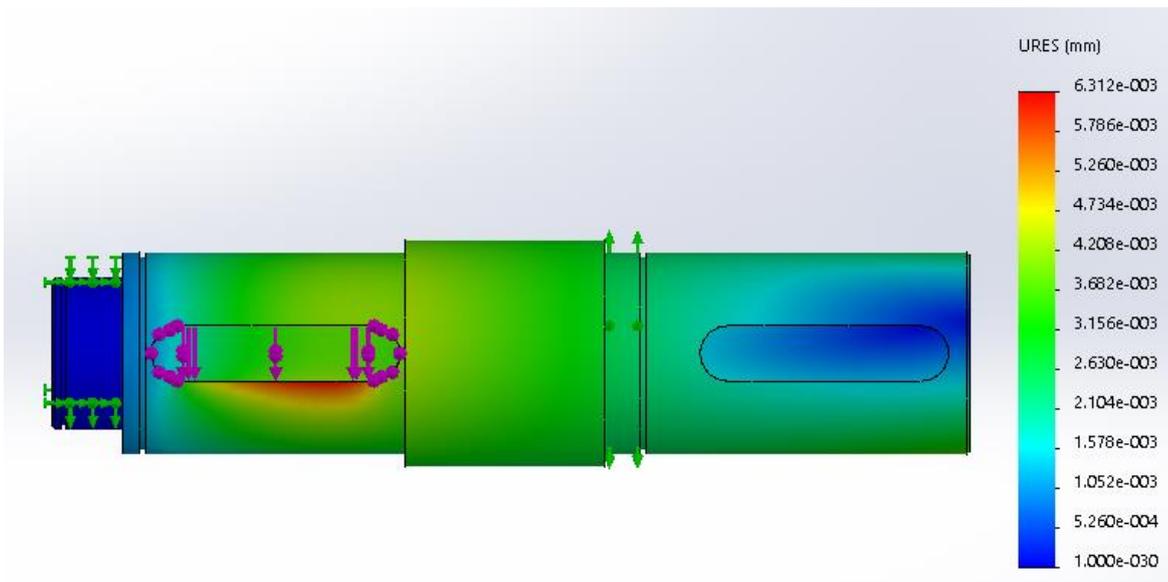
**Figura 0.31.** Deformaciones obtenidas en el eje intermedio 1.

EJE INTERMEDIO 2



**Figura 0.32.** Deformaciones obtenidas en el eje intermedio 2.

EJE DE SALIDA



**Figura 0.33.** Deformaciones obtenidas en el eje de salida.

Debido a que la mayor deformación hallada es de  $8,347 \cdot 10^{-3}$ , la deformación en todos los ejes cumplen las restricciones.

## 1.1.7 Selección y cálculo de los rodamientos

Para la selección de los rodamientos se han elegido radiales de bolas, por su simplicidad y con ello su coste menor frente a otros tipos de rodamientos. Para el cálculo se necesitan valores ofrecidos por el fabricante del rodamiento con el fin de comprobar que el rodamiento resiste al fallo por fatiga así es que se han obtenido datos de diferentes rodamientos radiales de bolas de un catálogo online de SKF para dichas comprobaciones.

Tras los cálculos y comprobar los precios de los rodamientos, no se seleccionan los modelos W de ningún rodamiento debido a que el precio es más elevado dado que están fabricados para soportar velocidades más altas lo que encarece el producto. Por tanto se selecciona el modelo normal que soporta más carga dinámica y soportan en todos los casos las velocidades máximas solicitadas por el reductor.

### 1.1.7.1 Cálculo de los rodamientos a fatiga

Primeramente se calculará la capacidad de carga dinámica del rodamiento bajo las sollicitaciones del apoyo y posteriormente se comparará con el valor que aporta el fabricante sobre la capacidad de carga dinámica que resiste el rodamiento.

$$C_{calc} = F \cdot \sqrt[q]{\frac{L \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_{ISO} \cdot 10^6}} \quad (\text{Ec. 0.69})$$

Dónde:

- $C_{calc}$ : capacidad de carga dinámica del rodamiento bajo las sollicitaciones del apoyo.
- F: fuerza en el apoyo.
- q: coeficiente en función del tipo de rodamiento. q= 3 para rodamientos de bolas.
- L: vida del rodamiento en ciclos.

Estimando oportuno un uso de servicio continuado las 24 horas.

Tipo de aplicación	Vida (horas·1000)
Instrumentos y similares de uso infrecuente	Hasta 0.5
Electrodomésticos	1 - 2
Motores para aviación	2 - 4
Máquinas de periodos de servicio corto o intermitente, donde la interrupción del servicio es de escasa importancia.	4 - 8
Máquinas de uso intermitente en las que su funcionamiento fiable sea de gran importancia.	8 - 14
Máquinas con servicios de 8 h que no se usan siempre a plena carga.	14 - 20
Máquinas con servicios de 8 h que se usan a plena carga.	20 - 30
Máquinas de servicio continuo las 24 h	50 - 60
Máquinas de servicio continuo las 24 h, en las que el funcionamiento fiable sea de extrema importancia	100 - 200

**Tabla 0.54.** Vida de los rodamientos en función del tipo de aplicación.

- $n$ : velocidad angular del eje en revoluciones por minuto.
- $a_1$ : coeficiente de fiabilidad.

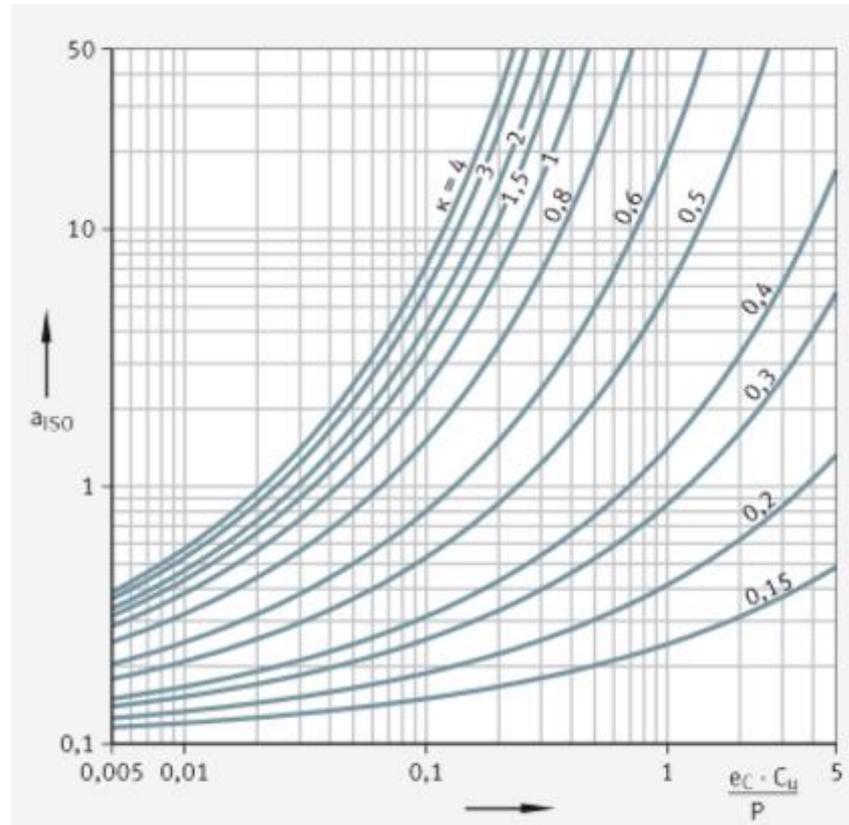
Se estima oportuno un coeficiente del 99%:

Fiabilidad %	$a_1$
90	1
95	0,64
96	0,55
97	0,47
98	0,37
99	0,25
99,2	0,22

**Tabla 0.55.** Coeficiente de fiabilidad en función de la fiabilidad.

- $a_{ISO}$ : factor de condiciones de trabajo.

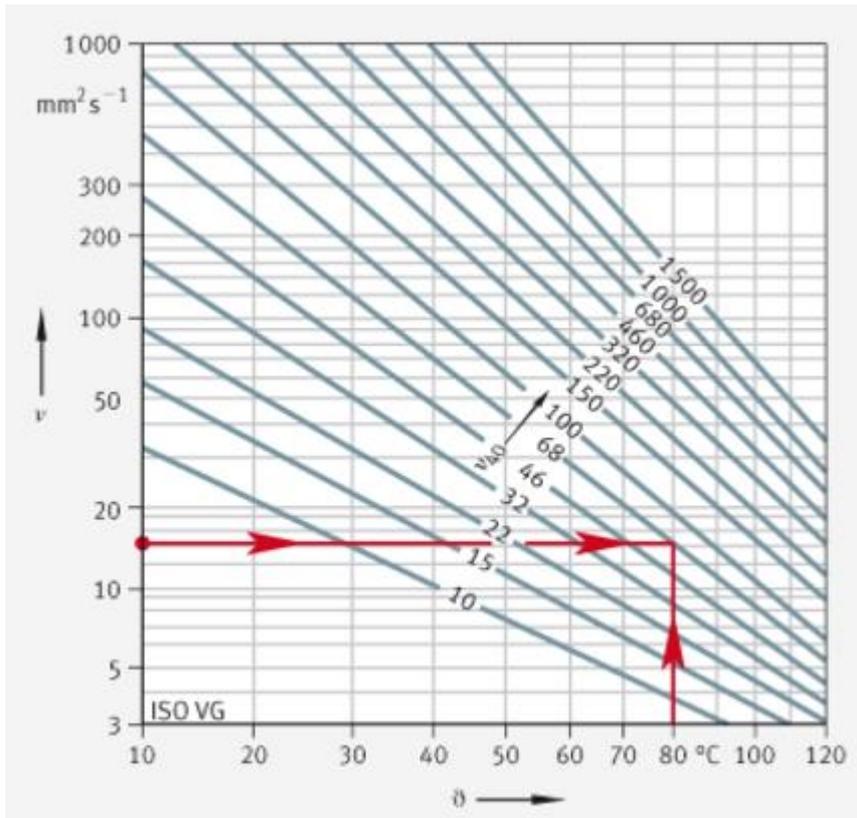
Se obtiene a partir de la siguiente gráfica:



**Gráfica 0.2.** Factor de condiciones de trabajo para rodamientos de bolas radiales.

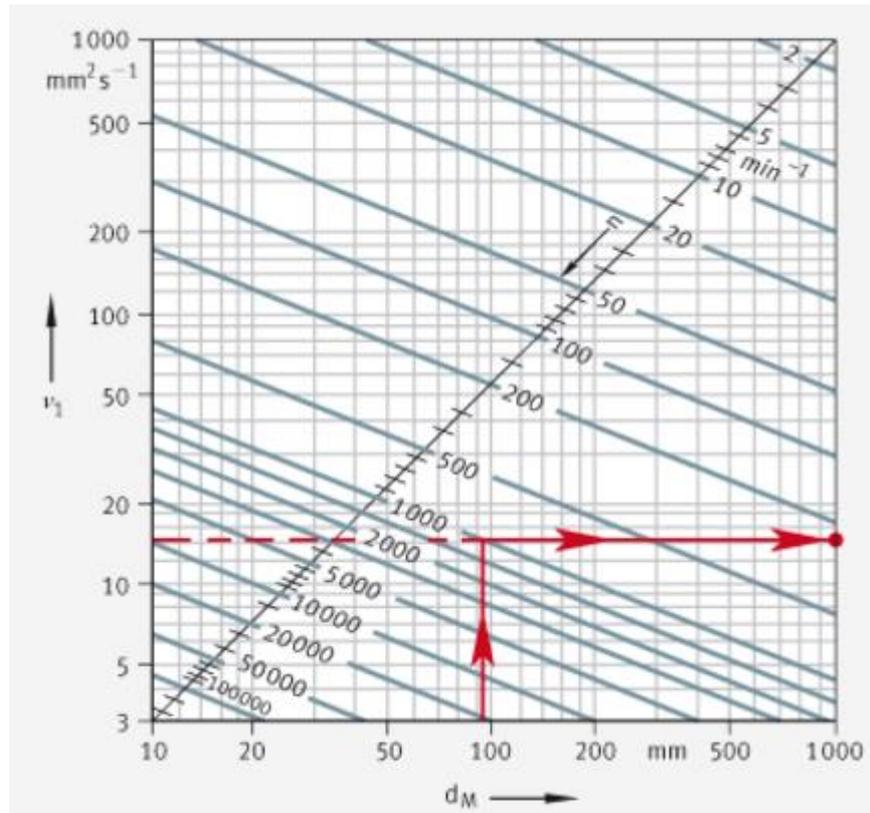
Dónde:

- $k$ : relación de viscosidades =  $v/v_1$
- $v$ : viscosidad dinámica del lubricante a la temperatura de trabajo (80 °C)



**Gráfica 0.3.** Viscosidad dinámica del lubricante a temperatura de trabajo.

- $v_1$ : viscosidad relativa.



**Gráfica 0.4.** Viscosidad relativa para rodamientos de bolas radiales.

- $n$ : velocidad angular del eje en revoluciones por minuto.
- $d_m$ : diámetro medio del rodamiento.
- $n_c \cdot P_u / F$

Se estima un nivel de contaminación ( $n_c$ ) en el rodamiento ligero.

Condición	$d_m < 100 \text{ mm}$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
<b>Limpieza extrema</b> Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
<b>Gran limpieza</b> Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y obturados	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
<b>Limpieza normal</b> Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
<b>Contaminación ligera</b>	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
<b>Contaminación típica</b> Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integrales, filtrado grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas del exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
<b>Contaminación alta</b> Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación inadecuada	0,1 ... 0	0,1 ... 0
<b>Contaminación muy alta</b> $\eta_c$ puede estar fuera de la escala produciendo una reducción mayor de la vida útil de lo establecido por la ecuación Ec. 4	0	0

**Tabla 0.56.** Nivel de contaminación del rodamiento en función de la condición y el diámetro.

- $P_u$ : carga límite de fatiga aportado por el fabricante.

Una vez obtenidos todos los datos, se procede a comprobar la validez de los rodamientos de cada eje.

EJE DE ENTRADA

Rodamiento izquierdo:

MODELO	$C (N)$	$D (mm)$	$d (mm)$	$d_m (mm)$	$P_u (N)$	$v_1 (mm^2/s)$	$k$	$N_c \cdot P_u / F_{eq}$	$a_{iso}$	$C_{calc}$	Validez
61906	7280	47	30	38,5	212	19	3,158	0,1073	6	9086,879	NO
16006	11900	55	30	42,5	310	18	3,333	0,1569	12	7212,261	SI

6006	13800	55	30	42,5	355	18	3,333	0,1796	13	7022,376	SI
------	-------	----	----	------	-----	----	-------	--------	----	----------	----

**Tabla 0.57.** Comparativa de los posibles rodamientos izquierdos en el eje de entrada.

Rodamiento derecho:

MODELO	C (N)	D (mm)	d (mm)	dm (mm)	Pu (N)	v1 (mm2/s)	k	Nc·Pu/Feq	a iso	C calc	Validez
61904	6370	37	20	28,5	156	25	2,4	0,1829	14	2957,279	SI
16004	7280	42	20	31	173	21	2,857	0,2028	25	2437,558	SI
6004	9950	42	20	31	212	21	2,857	0,2485	40	2084,083	SI

**Tabla 0.58.** Comparativa de los posibles rodamientos derechos en el eje de entrada.

EJE INTERMEDIO 1

Rodamiento izquierdo:

MODELO	C (N)	D (mm)	d (mm)	dm (mm)	Pu (N)	v1 (mm2/s)	k	Nc·Pu/Feq	a iso	C calc	Validez
61906	7280	47	30	38,5	212	50	1,2	0,9958	80	269,3452	SI
16006	11900	55	30	42,5	310	48	1,25	1,4561	130	229,0998	SI
6006	13800	55	30	42,5	355	48	1,25	1,6675	200	198,4552	SI

**Tabla 0.59.** Comparativa de los posibles rodamientos izquierdos en el primer eje intermedio.

Rodamiento derecho:

MODELO	C (N)	D (mm)	d (mm)	dm (mm)	Pu (N)	v1 (mm2/s)	k	Nc·Pu/Feq	a iso	C calc	Validez
61906	7280	47	30	38,5	212	50	1,2	0,0424	0,9	28226,54	NO
16006	11900	55	30	42,5	310	48	1,25	0,062	1,8	22403,42	NO
6006	13800	55	30	42,5	355	48	1,25	0,071	1,9	22003,27	NO
6206	20300	62	30	46	475	45	1,333	0,095	3	18895,78	SI

**Tabla 0.60.** Comparativa de los posibles rodamientos derechos en el primer eje intermedio.

EJE INTERMEDIO 2

Rodamiento izquierdo:

MODELO	C (N)	D (mm)	d (mm)	dm (mm)	Pu (N)	v1 (mm2/s)	k	Nc·Pu/Feq	a iso	C calc	Validez
61908	13800	62	40	51	425	120	0,5	0,0365	0,3	61605,19	NO
6008	17800	68	40	54	490	118	0,508	0,0421	0,34	59087,83	NO

6208	32500	80	40	60	800	115	0,522	0,0688	0,4	55972,03	NO
6308	42300	90	40	65	1020	110	0,545	0,0877	0,6	48896,07	NO
6408	63700	110	40	75	1530	100	0,6	0,1316	0,8	44425,03	SI

**Tabla 0.61.** Comparativa de los posibles rodamientos izquierdos en el segundo eje intermedio.

Rodamiento derecho:

MODELO	C (N)	D (mm)	d (mm)	dm (mm)	Pu (N)	v1 (mm <sup>2</sup> /s)	k	Nc·Pu/Feq	a iso	C calc	Validez
61908	13800	62	40	51	425	120	0,5	0,2895	2,8	3693,439	SI
6008	17800	68	40	54	490	118	0,508	0,3338	3	3609,468	SI

**Tabla 0.62.** Comparativa de los posibles rodamientos derechos en el segundo eje intermedio.

EJE DE SALIDA

Rodamiento izquierdo:

MODELO	C (N)	D (mm)	d (mm)	dm (mm)	Pu (N)	v1 (mm <sup>2</sup> /s)	k	Nc·Pu/Feq	a iso	C calc	Validez
6012	30700	95	60	77,5	980	300	0,2	0,0706	0,18	56751,56	NO
6212	55300	110	60	85	1530	280	0,214	0,1103	0,21	53909,11	SI
6312	85200	130	60	95	2200	270	0,222	0,1586	0,23	52298,91	SI

**Tabla 0.63.** Comparativa de los posibles rodamientos izquierdos en el eje de salida.

Rodamiento derecho:

MODELO	C (N)	D (mm)	d (mm)	dm (mm)	Pu (N)	v1 (mm <sup>2</sup> /s)	k	Nc·Pu/Feq	a iso	C calc	Validez
61916	25100	110	80	95	1020	270	0,222	0,1404	0,23	27394,67	NO
16016	35100	125	80	102,5	1320	260	0,231	0,1817	0,24	27008,78	SI
6016	49400	125	80	102,5	1660	260	0,231	0,2285	0,28	25656,02	SI

**Tabla 0.64.** Comparativa de los posibles rodamientos derechos en el eje de salida.

### 1.1.8 Selección y dimensiones de las uniones a torsión

Las uniones a torsión seleccionada son chavetas. Para su cálculo es necesario el diámetro del eje y la tabla aportada por la norma UNE 17102-1. La longitud se recomienda que sea un 25% superior al diámetro del eje, es decir  $L = 1,25 \cdot d$ .

**Chavetero para chavetas paralelas**

Dimensiones en mm.

Diámetro del eje d		Sección de la chaveta b X h	Ancho b, tolerancia					Profundidad				Chafilón R <sub>1</sub>		
			Nominal	Clase de ajuste del enchavetado				Eje h <sub>1</sub>		Cubo h <sub>2</sub>				
				Libre	Eje h9	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Ajustado	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Mín.
Más de	hasta													
10	12	4X4	4						2,5		1,8		0,08	0,16
12	17	5X5	5	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	3	+0,1	2,3	+0,1	0,16	0,25
17	22	6X6	6						3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8X7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015			3,3		0,16	0,25
30	38	10X8	10						4		3,3		0,25	0,40
38	44	12X8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14X9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16X10	16						6		4,3		0,25	0,40
58	65	18X11	18						7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20X12	20						7,5		4,9		0,40	0,60
75	85	22X14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25X14	25						9		5,4		0,40	0,60
95	110	28X16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32X18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36X20	36						12		8,4		0,70	1,00
150	170	40X22	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45X25	45						15		10,4		0,70	1,00
200	230	50X28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56X32	56						20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00
260	290	63X32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20		12,4		1,20	1,60
290	330	70X36	70						22		14,4		1,20	1,60
330	380	80X40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90X45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	28		17,4		2,00	2,50
440	500	100X50	100						31		19,5		2,00	2,50

**Tabla 0.65.** Tabla estandarizada para cálculos de chavetas

En cada eje se alojan dos chavetas de iguales dimensiones.

En el eje de entrada se tiene un diámetro de 30 mm, con lo cual la chaveta escogida es:

- Longitud (L): 35,5 mm
- Ancho (b): 10 mm
- Alto (h): 8 mm
- Profundidad en el eje (h<sub>1</sub>): 5 mm
- Profundidad en el engranaje (h<sub>2</sub>): 3,3 mm

En el eje intermedio 1 se tiene un diámetro de 40 mm, con lo cual la chaveta escogida es:

- Longitud (L): 53 mm
- Ancho (b): 12 mm
- Alto (h): 8 mm
- Profundidad en el eje (h<sub>1</sub>): 5 mm

- Profundidad en el engranaje ( $h_2$ ): 3,3 mm

En el eje intermedio 2 se tiene un diámetro de 60 mm, con lo cual la chaveta escogida es:

- Longitud (L): 73 mm
- Ancho (b): 18 mm
- Alto (h): 11 mm
- Profundidad en el eje ( $h_1$ ): 7 mm
- Profundidad en el engranaje ( $h_2$ ): 4,4 mm

En el eje de salida se tiene un diámetro de 80 mm, con lo cual la chaveta escogida es:

- Longitud (L): 98 mm
- Ancho (b): 22 mm
- Alto (h): 14 mm
- Profundidad en el eje ( $h_1$ ): 9 mm
- Profundidad en el engranaje ( $h_2$ ): 5,4 mm

### 1.1.9 Selección y descripción de las arandelas elásticas

Las arandelas seleccionadas son del tipo DIN 471 y sus dimensiones han sido seleccionadas mediante un catálogo online, Associated Spring RAYMOND, a partir del diámetro del eje:

<i>Diámetro del eje (mm)</i>	<i>Diámetro interior de la arandela (mm)</i>	<i>Espesor (mm)</i>
20	19	1,2
30	28,6	1,5
40	37,5	1,75
60	57	2
80	76,5	2,5

**Tabla 0.66.** Arandelas elásticas seleccionadas.

## A2. Pliego de condiciones

### 2.1 Condiciones generales

El presente pliego de condiciones se refiere a la fabricación de un reductor de velocidad.

El Pliego de Condiciones tiene como misión el fijar las condiciones de los materiales, de su ejecución, de su montaje, de su medición y modificación de tolerancias, de las condiciones de ensayo y pruebas, etc. que serán necesarias para la materialización del proyecto y que complementan a la Memoria para la realización del mismo.

Este documento será de obligado cumplimiento, y será tenido en cuenta en todo momento durante la fabricación, verificación, montaje y prueba del reductor de velocidad.

El Pliego de Condiciones define el proyecto cualitativamente, en él se especificarán las condiciones necesarias en la calidad y el suministro de los materiales y las normas e instrucciones de montaje.

### 2.2 Prescripciones técnicas particulares

En este apartado se describirán todas las condiciones a cumplir en cuanto a la adquisición de piezas y materias primas y las características que estas deben reunir.

#### 2.2.1 Especificación de materiales

En este apartado se especificarán los materiales utilizados para la fabricación del reductor de velocidad.

##### 2.2.1.1 Acero 1.4301 (X5CrNi18-10)

Este tipo de acero pertenece al grupo de los aceros inoxidables, y su utilización es adecuada para evitar la corrosión de la estructura diseñada con una resistencia adecuada. Sus características son:

Químicas:

Elemento	%
C máximo	0,07
Si máximo	1
Mn máximo	2
Ni	8 – 10,5
P máximo	0,045
S máximo	0,015
Cr	17,5 – 19,5

N máximo	0,11
----------	------

Mecánicas:

Límite de rotura ( $\sigma_u$ )	515 MPa
Límite Elástico ( $\sigma_y$ )	205 MPa
Dureza HB	200
Módulo de Elasticidad	$2,0 \cdot 10^5$ MPa
Peso específico	8 Kg/dm <sup>3</sup>

### 2.2.1.2 Acero 1.1151 (C22E)

Este tipo de acero pertenece al grupo de los aceros no aleados para temple. Sus características son:

Químicas:

Elemento	%
C	0,17-24
Si máximo	0,4
Mn	0,4-0,7
Ni máximo	0,4
P máximo	0,03
S máximo	0,035
Cr máximo	0,4
Mo máximo	0,1

Mecánicas:

Límite de rotura ( $\sigma_u$ )	600 MPa
Límite Elástico ( $\sigma_y$ )	480 MPa
Dureza HB	200
Módulo de Elasticidad	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
Peso específico	7.8 Kg/dm <sup>3</sup>

### 2.2.1.3 Acero 1.1191 (C45E)

Este tipo de acero pertenece al grupo de los aceros no aleados para normalizado. Sus características son:

Químicas:

Elemento	%
C	0,42 - 5
Si máximo	0,4

Mn	0,5 – 0,8
Ni máximo	0,4
P máximo	0,03
S máximo	0,035
Cr máximo	0,4
Mo	0,1

Mecánicas:

Límite de rotura ( $\sigma_u$ )	750 MPa
Límite Elástico ( $\sigma_y$ )	565 MPa
Dureza HB	210
Módulo de Elasticidad	$2,1 \cdot 10^5$ MPa
Peso específico	7.8 Kg/dm <sup>3</sup>

### 2.2.1.4 Hierro 0.6030 (GJL-300)

Esta fundición que se utilizará para la fabricación de los engranajes, siendo sus características:

Químicas:

Elemento	%
C	2,95 – 3,45
Si	2,1 – 2,9
Mn	0,55 – 0,75
S	0,04 – 0,07
P	0,1 – 0,2

Mecánicas:

Límite de rotura ( $\sigma_u$ )	300 MPa
Límite Elástico ( $\sigma_y$ )	225 MPa
Dureza HB	215
Módulo de Elasticidad	$1,2 \cdot 10^5$ MPa
Peso específico	7,2 Kg/dm <sup>3</sup>

Las propiedades tecnológicas del hierro 0.6030 utilizado son una capacidad de amortiguación elevada, una resistencia a la corrosión correcta y una resistencia al desgaste apropiada.

## 2.3 Especificaciones de ejecución

### 2.3.1 Proceso de fabricación.

Para cada una de las piezas y elementos que deben ser mecanizados y elaborados en el taller se realizará un organigrama de las diferentes operaciones de mecanizado necesarias para el acabado de las piezas.

Estos organigramas no implican que se deban seguir escrupulosamente estos pasos pudiendo variarlos el operario del taller donde se realice la manufactura de las piezas. El mecanizado de las mismas quedará sujeto a la elección del operario y las posibilidades de la máquina, siempre y cuando se llegue al resultado exigido, o en su caso mejorando lo exigido.

#### 2.3.1.1.1 Engranajes

Se realizarán a partir de barras circulares las cuales serán mecanizadas. Están formados de acero al carbono 1.1151 (C22E) los engranajes 1 y 2, y de acero al carbono 1.1191 (C45E) los engranajes 3, 4, 5 y 6.

Para el mecanizado del primer engranaje se partirá de una barra de diámetro 65 mm y de longitud 45 mm.

Para el mecanizado del segundo engranaje se partirá de una barra de diámetro 225 mm y de longitud 65 mm.

Para el mecanizado del tercer engranaje se partirá de una barra de diámetro 85 mm y de longitud 65 mm.

Para el mecanizado del cuarto engranaje se partirá de una barra de diámetro 285 mm y de longitud 85 mm.

Para el mecanizado del quinto engranaje se partirá de una barra de diámetro 115 mm y de longitud 85 mm.

Para el mecanizado del sexto engranaje se partirá de una barra de diámetro 400 mm y de longitud 110 mm.

La realización de operaciones la siguiente:

1 <i>Taladrar el centro del engrane</i>
2 <i>Refrentado de cada una de las caras del engranaje</i>
3 <i>Cilindrado exterior del contorno del engranaje</i>
4 <i>Cilindrado interior del engrane</i>
5 <i>Realización del chavetero</i>
6 <i>Tallado del engranaje con el útil de cremallera</i>
7 <i>Rectificado del asiento del engranaje y del chavetero</i>
8 <i>Eliminación de las rebabas</i>
9 <i>Limpieza y verificación de las zonas mecanizadas</i>

Una vez mecanizado se enviará a que se le realice el tratamiento térmico de templado o normalizado requerido en cada caso.

Para las superficies de contacto con el eje, se estima un ajuste de H8 en todos los engranajes.

### 2.3.1.2 Ejes

Se realizarán a partir de barras circulares las cuales serán mecanizadas. Están formados de acero 1.4301.

Para el mecanizado del eje de entrada, se utilizará una barra de diámetro 40 mm y de longitud 290 mm.

Para el mecanizado del eje intermedio 1, se utilizará una barra de diámetro 50 mm y de longitud 230 mm.

Para el mecanizado del eje intermedio 2 se utilizará una barra de diámetro 75 mm y de longitud 250 mm.

Para el mecanizado del eje de salida, se utilizará una barra de diámetro 95 mm y de longitud 365 mm.

Para la realización del mecanizado se seguirá el siguiente organigrama:

1 <i>Refrentado de las caras del eje</i>
2 <i>Cilindrado exterior del contorno del eje</i>
3 <i>Fresado del chavetero</i>
4 <i>Rectificado de los asientos de los rodamientos sobre el eje</i>
5 <i>Rectificado de los asientos de los engranajes sobre el eje</i>
6 <i>Eliminación de las rebabas</i>
7 <i>Limpieza y verificación de las zonas mecanizadas</i>

Para la superficie en la que van alojados los rodamientos, se estima un ajuste n5, para la superficie en la que se alojan los engranajes un ajuste de h7

### 2.3.1.3 Tapas

Se realizarán a partir de barras circulares las cuales serán mecanizadas. Están formadas de hierro 0.6030.

Para la realización del mecanizado se seguirá el siguiente organigrama:

1 <i>Refrentado de las caras de la tapa</i>
2 <i>Cilindrado exterior del contorno de la tapa</i>
3 <i>Cilindrado del encaje interno</i>
4 <i>Cilindrado del encaje externo</i>
5 <i>Practicar los taladros correspondientes para los tornillos</i>
6 <i>Roscado de los orificios de los orificios de los tornillos</i>

### 2.3.1.4 Carcasa

Se realiza inicialmente mediante moldes de arena utilizando hierro 0.6030, posteriormente al desmoldeo se proceden a una serie de operaciones.

A continuación se describen las condiciones de ejecución de la carcasa del reductor de velocidad:

<i>1</i> <i>Rectificado de las superficies de las paredes del cárter donde existe contacto con otras piezas como son los rodamientos y asientos para los retenes</i>
<i>2</i> <i>Practicar los taladros correspondientes para los tornillos</i>
<i>3</i> <i>Roscado de los orificios de los tapones de llenado y vaciado</i>

Para los alojamientos de los rodamientos en la carcasa del reductor, el fabricante de los rodamientos, bajo las condiciones de carga rotativa elevada sobre paredes delgadas para el aro exterior, aconseja una tolerancia en los alojamientos P7.

### 2.3.2 Condiciones de montaje

En este apartado se redactan aquellas operaciones y pasos que deberán realizarse a la hora del montaje de todas y cada una de las piezas y elementos que componen el reductor de velocidad. Se aconseja que este apartado se lleve a cabo teniendo delante el plano del conjunto del reductor de velocidad.

Se exige que el montaje de todos los elementos se realice con suficientes garantías de seguridad para el operario, así como para los elementos que componen el reductor de velocidad, intentando que el montaje se realice de una manera limpia y sin ocasionar defectos a las piezas mecanizadas, por golpes, caídas, montaje defectuoso, etc.

#### 2.3.2.1 Montaje del reductor de velocidad.

Se redactan aquí todos los pasos a seguir para el montaje del reductor de velocidad. Se aconseja que se realicen los pasos de ensamblaje tal y como se describen en los siguientes subapartados y siguiendo el mismo orden.

Para realizar el montaje del reductor se seguirán los pasos establecidos:

1. Comprobación de que todas las piezas estén sobre el banco de trabajo y este se encuentre limpio y espacioso para poder tener buena libertad de movimientos.
2. Colocar la chaveta del engranaje 1 y el mismo engranaje fijándolos con la arandela e introducirle los rodamientos de bolas al eje de entrada y fijarlos con las arandelas. Y apoyarlo en su alojamiento en la carcasa.
3. Colocar la chaveta del engranaje 2 y el mismo engranaje fijándolos con la arandela. Colocar la chaveta del engranaje 3 y el mismo engranaje fijándolos con la arandela e introducirle los rodamientos de bolas al eje intermedio 1 y fijarlos con las arandelas. Y apoyarlo en su alojamiento en la carcasa.
4. Colocar la chaveta del engranaje 4 y el mismo engranaje fijándolos con la arandela. Colocar la chaveta del engranaje 5 y el mismo engranaje fijándolos con la arandela e introducirle los rodamientos de bolas al eje intermedio 2 y fijarlos con las arandelas. Y apoyarlo en su alojamiento en la carcasa.
5. Colocar la chaveta del engranaje 6 y el mismo engranaje fijándolos con la arandela, colocar el casquillo situado entre el engranaje y el rodamiento, finalmente introducirle los rodamientos de bolas al eje de salida y fijarlos con las arandelas. Y apoyarlo en su alojamiento en la carcasa.
6. Engranar el eje intermedio 1 y eje intermedio 2 con los ejes de entrada y de salida, e introducirlo rotando el conjunto hasta situarlo apoyado con sus respectivos rodamientos en su alojamiento correspondiente.
7. Cerrar con la otra mitad de la carcasa y abrazarla con los tornillos correspondientes.
8. Colocar las tapas y fijarlas con los tornillos
9. Colocar los retenes de entrada y de salida.
10. Roscar el tapón de vaciado y la mirilla de aceite.
11. Llenar el conjunto de aceite hasta el nivel indicado en la mirilla.
12. Roscar el tapón de llenado.

### 2.3.2.2 Mantenimiento

Para conseguir que el funcionamiento del reductor de velocidad sea el adecuado a lo largo de su vida útil y que la propia vida útil del reductor sea la obtenida en su diseño deberán seguirse los siguientes pasos:

- Cambio del aceite SAE 140 especificado cada año, para que las condiciones de lubricación del reductor de velocidad sean siempre las adecuadas.
- Comprobación del buen estado de las juntas de estanqueidad del reductor de velocidad anualmente para evitar las pérdidas de aceite.