



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de
Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

Título:

**Diseño de una caja reductora con embrague de
protección con sobrepotencia**

Autor:

Daniel Afonso Nuez

Tutor:

Carmelo Militello Militello

Julio, 2016



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de
Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

INDICE GENERAL

Título:

**Diseño de una caja reductora con embrague de
protección con sobrepotencia**

Autor:

Daniel Afonso Nuez

Tutor:

Carmelo Militello Militello

Julio, 2016

Índice Memoria

0. Hoja de identificación	5
1. Object	6
2. Alcance.....	7
3. Antecedentes	8
4. Normas y Referencias	9
4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas.....	9
4.2. Bibliografía	10
4.3. Programas de cálculo	10
5. Requisitos de Diseño.....	11
5.1. Factores a tener en cuenta	11
5.2. Requisitos de diseño.....	11
6. Análisis de Soluciones	14
6.1. Sistema reductor.....	14
6.1.1. Transmisión por bandas	14
6.1.2. Transmisión por cadenas	16
6.1.3. Transmisión por engranajes.....	17
6.1.3.1. Transmisión por engranajes con transmisión por bandas y acoplamiento flexible	18
6.1.3.1.2. Transmisión por engranajes conectados con acoplamientos flexibles	18
6.1.3.2. Engranajes cilíndricos	19
6.1.3.2.1. Engranajes rectos.....	19
6.1.3.2.2. Engranajes helicoidales	20
6.1.3.3. Engranajes cónicos.....	20
6.1.3.4. Tornillo sin fin	21
6.1.3.5. Engranajes planetarios	21
6.1.4. Decisión de diseño final del sistema de reducción.....	22
6.2. Carcasa	22
6.3. Embrague	25
7. Resultados finales.....	27
7.1. Engranajes	28
7.1.1. Manufactura de engranajes.....	28
7.1.2. Diseño de los engranajes	28

Daniel Afonso Nuez

Índice general

7.2. Ejes.....	35
7.3. Rodamientos.....	37
7.4. Uniones a torsión.....	39
7.5. Anillos de retención	41
7.6. Tapas de rodamientos y ejes.....	42
7.7. Sellado.....	44
7.8. Carcasa	45
7.9. Lubricación	47
7.10. Tornillería.....	48
7.11. Embrague	49
7.11.1. Funcionamiento del embrague:	49
7.11.2. Selección del embrague.....	49
8. Conclusion.....	53
9. Índice de figuras	54
10. Índice de tablas.....	56

Índice Anexo I: Cálculos

1. Introducción.....	5
2. Datos iniciales.....	6
3. Diseño de engranajes	10
3.1. Geometría de los engranajes	10
3.1.2. Nomenclatura y propiedades de engranajes rectos	10
3.2. Terminación del diseño de engranajes	24
3.2.1. Cálculos generales.....	24
3.2.2. Cálculo de esfuerzos flexionantes y de esfuerzos de picadura (esfuerzos de contacto) en engranajes.	28
3.2.3. Selección de materiales de acuerdo con los esfuerzos flexionantes y con los de esfuerzos de picadura	36
4. Diseño de ejes	46
4.1. Eje de entrada.....	48
4.1.1. Esfuerzos en el eje de entrada	49
4.1.2. Dimensionamiento a fatiga del eje de entrada	55
4.2. Eje intermedio.....	64
4.2.1. Esfuerzos en el eje intermedio	65
4.2.2. Dimensionamiento a fatiga del eje intermedio.....	71
4.3. Eje de salida	75
4.3.1. Esfuerzos en el eje de salida.....	76
4.3.2. Dimensionamiento a fatiga del eje de salida	82
5. Cálculo y selección de rodamientos	86
5.1. Procedimiento	86
5.2. Rodamientos del eje de entrada.....	88
5.3. Rodamientos del eje intermedio	91

Daniel Afonso Nuez

Índice General

5.4. Rodamientos del eje de salida	93
6. Cálculo y selección de chavetas	95
6. 1. Longitudes mínimas	96
6. 2. Chavetas seleccionadas	97
7. Selección de anillos de retención.....	98
8. Cálculo y selección del embrague	100
8.1. Cálculo y dimensionamiento del embrague	100
8.2. Selección del embrague.....	102
9. Cálculo de tornillería.	103
10. Simulación de tapetas	108
11. Índice de figuras	116
12. Índice de tablas	119

Índice Anexo II: Catálogos

1. Catálogo Online de Rodamientos de SHAEFFLER FAG.
2. Catálogo Anillos de Retención SEEGER.
3. Catálogo de Embragues de Sobrecarga MAYR POWER TRANSMITION.

Índice Planos

1. Marca 0. Plano de conjunto
2. Marca 1S1. Perspectivas
3. Marca 1S2. Vista explosionada
4. Marca 1A. Carcasa
5. Marca 1B. Tornillería Carcasa
6. Marca 2. Tapa Carcasa
7. Marca 3. Tapa derecha eje de entrada
8. Marca 4. Eje de entrada
9. Marca 6. Tapas eje intermedio
10. Marca 7. Eje intermedio
11. Marca 8. Tapa derecha eje salida
12. Marca 10: Eje de salida
13. Marca 16: Engrane 2ª etapa
14. Marca 18: Tapa izquierda eje de salida
15. Marca 19: Engrane 1ª etapa
16. Marca 26: Tapa izquierda eje entrada

Índice Pliego de Condiciones

1. Pliego de condiciones	4
1.1. Condiciones generales	4
1.1.1. Condiciones de uso general.....	4
1.2. Condiciones técnicas.....	4
1.2.1. Acabados superficiales	4
1.2.2. Montaje.....	5
1.2.3. Mantenimiento	9
2. Índice de tablas	10

Índice Presupuesto

1. Cuadro de precios	4
2. Estado de mediciones	5
3. Cuadro de precios descompuesto	6
4. Presupuesto de ejecución material.....	11
5. Presupuesto de base por contrata.....	12



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de
Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

MEMORIA

Título:

**Diseño de una caja reductora con embrague de
protección con sobrepotencia**

Autor:

Daniel Afonso Nuez

Tutor:

Carmelo Militello Militello

Julio, 2016

Índice Memoria

0. Hoja de identificación	5
1. Object	6
2. Alcance.....	7
3. Antecedentes	8
4. Normas y Referencias	9
4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas.....	9
4.2. Bibliografía	10
4.3. Programas de cálculo	10
5. Requisitos de Diseño.....	11
5.1. Factores a tener en cuenta	11
5.2. Requisitos de diseño.....	11
6. Análisis de Soluciones	14
6.1. Sistema reductor.....	14
6.1.1. Transmisión por bandas	14
6.1.2. Transmisión por cadenas	16
6.1.3. Transmisión por engranajes.....	17
6.1.3.1. Transmisión por engranajes con transmisión por bandas y acoplamiento flexible	18
6.1.3.1.2. Transmisión por engranajes conectados con acoplamientos flexibles	18
6.1.3.2. Engranajes cilíndricos	19
6.1.3.2.1. Engranajes rectos.....	19
6.1.3.2.2. Engranajes helicoidales	20
6.1.3.3. Engranajes cónicos.....	20
6.1.3.4. Tornillo sin fin	21
6.1.3.5. Engranajes planetarios	21
6.1.4. Decisión de diseño final del sistema de reducción.....	22
6.2. Carcasa	22
6.3. Embrague	25
7. Resultados finales.....	27
7.1. Engranajes	28
7.1.1. Manufactura de engranajes.....	28
7.1.2. Diseño de los engranajes	28
Diseño de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia	3

Daniel Afonso Nuez

Memoria

7.2. Ejes.....	35
7.3. Rodamientos.....	37
7.4. Uniones a torsión.....	39
7.5. Anillos de retención	41
7.6. Tapas de rodamientos y ejes.....	42
7.7. Sellado.....	44
7.8. Carcasa	45
7.9. Lubricación	46
7.10. Tornillería.....	48
7.11. Embrague	48
7.11.1. Funcionamiento del embrague:	48
7.11.2. Selección del embrague.....	49
8. Conclusion.....	53
9. Índice de figuras	54
10. Índice de tablas.....	56

Daniel Afonso Nuez

Memoria

0. Hoja de identificación

Proyecto:

Diseño de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia.

Solicitante: Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología, Universidad de La Laguna.

Dirección: Avenida Astrofísico Francisco Sánchez, s/n.

San Cristobal de La Laguna,

Santa Cruz de Tenerife.

Proyectista:

Nombre: Daniel Afonso Nuez

DNI: 79060624-X

Dirección: C/ Princesa Guajara, N°1, Bloque C, vvda 613.

Localidad: Candelaria.

Santa Cruz de Tenerife

1. Object

The objective of this project is the design and calculation of a gear reducer which allows to reduce from a speed of 3600 revolutions per minute to a speed of 200 revolutions per minute for a power of 2,5 kilowatts. Besides, at the input of this system there will be a clutch whose aim is to uncouple the source of power and the reducer when there is an overpower. This gear reducer is thought for being powered by an electric engine and for being used by machine-tools, since many of these machines work with low speed at the input.

2. Alcance

El diseño proyectado en este documento tiene como finalidad especificar las dimensiones y características de una caja reductora que permita lograr una reducción desde una velocidad de 3600 revoluciones por minuto hasta una velocidad de 200 revoluciones por minuto para una potencia de 2,5 kilovatios. Además se especificarán las dimensiones y características de un embrague que se situará a la entrada de dicha caja y cuyo objetivo será desacoplar a la misma de la fuente de energía cuando se produzca una sobrepotencia. De esta forma, se evitará el daño de la reductora y todos sus componentes, así como de la máquina acoplada a la salida de la misma.

El conjunto será alimentado por un motor eléctrico y se utilizará principalmente para acoplarse a máquinas herramientas, ya que muchas de estas necesitan bajas velocidades a la entrada.

En este proyecto se recogen todos los diseños correspondientes a cada uno de los componentes que forman parte del conjunto embrague-reductora, siendo estos el propio embrague, y cada uno de los elementos que constituyen la caja reductora (ejes, engranajes, carcasa y subelementos necesarios para su acople y funcionamiento).

Respecto a la posible fabricación de dicho conjunto se proporcionarán los planos con todos los detalles necesarios para poderse llevar a cabo, así como todas las consideraciones a tener en cuenta para su fabricación y ensamblaje.

Se aplicarán las normativas correspondientes a cada parte implicada en el diseño del prototipo.

3. Antecedentes

Actualmente, existe una amplia variedad de motores industriales que se comercializan en el mercado para un gran rango de velocidades, tamaños y potencias. Pese a esto, se puede dar la situación de que los todos los requerimientos de una determinada máquina o instalación no sean satisfechos con algunos de estos motores, puesto que la diversidad de las mismas es muy amplia y las condiciones de operación de estas máquinas o instalaciones pueden variar con la naturaleza del proyecto al que se les va a destinar. Por ejemplo, muchas máquinas de accionamiento por motor necesitan de un mecanismo que adapte su velocidad para un correcto funcionamiento ya que la velocidad de salida del motor puede no ser la apropiada para la aplicación directa esperada.

Además, aparte de la misión de reducir la velocidad, puede ser necesario obtener un aumento de la capacidad torsional de un sistema sin variar su potencia. Ambos objetivos se pueden conseguir con el mecanismo denominado "reductor de velocidad" o habitualmente conocido como "caja reductora". Estos sistemas consisten en trenes de engranajes, constituidos principalmente por un conjunto de engranajes y sus correspondientes ejes que permiten conseguir un gran rango de relaciones de transmisión.

Existen varios tipos de reductores de velocidad. Estos se suelen clasificar por el tipo de engranajes o por la disposición de los ejes. En cuanto a la primera clasificación, algunos de los reductores más conocidos son: reductores de velocidad de tornillo sin fin-corona, reductores de engranajes, reductores cicloidales, reductores planetarios, etc. En cuanto a la segunda clasificación, principalmente se suelen agrupar en reductores de ejes paralelos, ortogonales y coaxiales. También se pueden clasificar estos sistemas por su sistema de fijación, ya sea fijo o pendular.

Para este proyecto, se propone el diseño de una reductora de velocidad de dos etapas, formada por dos pares de engranajes rectos y tres ejes paralelos.

4. Normas y Referencias

4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas

La normativa utilizada en este proyecto para el diseño, cálculo y designación de los diferentes componentes que integran el conjunto embrague-reductor se nombrarán a continuación.

- Acotación de los planos: UNE 1039-94 (ISO 129-1973).
- Aplicación de tolerancias dimensionales: UNE EN 20286-1: 1996 (ISO 286:1988).
- Aplicación de tolerancias generales: UNE EN 22768-m.
- Selección de chavetas: UNE 17102.
- Los rodamientos se han seleccionado del catálogo del fabricante FAG.
 - Para el cálculo de la vida de los rodamientos: ISO 281/2.
 - Para las dimensiones de los rodamientos: DIN 625-1
- Los anillos de retención se han seleccionado del catálogo del fabricante SEEGER.
 - Las dimensiones de los mismos se rigen según DIN 471.
- Tornillería según DIN 931.
- Juntas según: ISO 6194/1.
- Designación de materiales: UNE 36011-12.
- Cálculo y diseño de engranajes: Según normas AGMA.
- Cálculo y diseño de ejes: Según normas ASME.
- Características de los lubricantes: DIN 51412
- Normativa interna de la Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología de la Universidad de La Laguna para la redacción de Trabajos de Fin de Grado UNE 157001 "Criterios para la elaboración de proyectos".

4.2. Bibliografía

- Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006
- Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke. Editorial McGRAW-HILL. Sexta edición. 2004
- Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado. Robert L. Norton. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2011.
- Dibujo Industrial: Conjuntos y Despieces. José M. Auria Apilluelo, Pedro Ibáñez Carabantes y Pedro Ubieto Artur. Editorial PARANINFO THOMSON LEARNING.
- Tecnología Mecánica y Metrotecnica, Volumen 3. Bernardo Mateos Palacio y María Moro Piñeiro. Servicio de Publicaciones. Universidad de Oviedo.
- Montaje, Ajuste y Verificación de Elementos de Máquinas. Joseph Schröck. Editorial REVERTÉ, S.A. Reimpresión Agosto 2003.

4.3. Programas de cálculo

- Dassault Systèmes SolidWorks™
- Microsoft Excel

5. Requisitos de Diseño

5.1. Factores a tener en cuenta

A la hora de diseñar un reductor de velocidad es necesario conocer los denominados datos de entrada. Estos son aquellos datos de partida con los que se inicia el diseño y tienen su origen en el motor que va a alimentar el reductor de velocidad y en los requerimientos que se desean alcanzar. Dichos requerimientos son la potencia a transmitir, la velocidad de entrada a la reductora y la velocidad de salida. En este caso serán:

- Potencia: 2,5 kW.
- Velocidad de entrada: 3600 rpm.
- Velocidad de salida: 200 rpm.

Una vez conocidos estos datos, se puede comenzar con el diseño.

5.2. Requisitos de diseño

1. El reductor debe recibir una potencia de 2,5 kW.
2. La entrada será desde un motor eléctrico, cuyo eje gire al menos a una velocidad de 3600 rpm a plena carga. Este motor se conectará mediante un acoplamiento flexible al embrague. Se deja libre la elección de dicho motor siempre que se cumplan los requisitos mencionados anteriormente así como del acoplamiento flexible acorde al diámetro que finalmente se determine, a la capacidad torsional y a la velocidad de entrada.
3. El embrague se conectará al motor de entrada y al eje de la reductora mediante un acoplamiento flexible. Se deja libre la elección de dicho acoplamiento siempre que se cumplan los requisitos anteriores.

4. Se utilizarán anillos de retención para impedir el desplazamiento de los engranajes por uno de sus lados, mientras que en el otro lado se apoyarán en un escalón mecanizado en el eje.
5. La reducción se producirá en dos etapas, por lo tanto se tendrán dos pares de engranajes y tres ejes cuya disposición será paralela.
6. Los rodamientos serán rígidos de bolas ya que soportan esfuerzos radiales y son más económicos.
7. Se prefiere una eficiencia mecánica mayor del 95%.
8. La operación de la máquina herramienta será uniforme pudiendo en ocasiones tener un choque moderado. Por lo tanto se escoge la opción más desfavorable para el diseño.
9. La fuente de potencia (motor eléctrico) será uniforme, es decir, se considera su velocidad constante.
10. El reductor de velocidad se montará sobre una placa rígida y firme para eliminar vibraciones y evitar un incorrecto alineamiento de los ejes.
11. Es muy importante lograr una buena precisión en el alineamiento y centrado de ejes y orificios, tanto en los componentes como en la carcasa.
12. Las unidades de acoplamiento deben montarse de manera cuidadosa sobre los ejes para evitar daños en los rodamientos y lo más cercanas posible a la carcasa para reducir la deflexión de los ejes.
13. Los engranajes y rodamientos se lubricarán por barboteo, por lo tanto, es muy importante mantener la cantidad de aceite siempre en el nivel adecuado. Para tal finalidad se incorporará a la carcasa un visor de aceite junto con un tapón de llenado y otro de desagüe.
14. Se colocarán juntas en las aperturas de entrada y salida de la carcasa para evitar pérdidas de lubricante.
15. Se tratará de obtener el diseño más compacto posible siempre que mantenga su funcionalidad.
16. Se espera que la máquina herramienta acoplada trabaje 16 horas al día, 5 días a la semana y con una duración de diseño de 5 años, lo que sería equivalente aproximadamente a 20000 horas de operación. Este es un valor habitual para maquinaria industrial en general.

17. Los componentes de la caja reductora deben estar encerrados dentro de la carcasa propuesta en el diseño para protegerlos contra contaminantes y para velar por la seguridad de los operarios que trabajen con ellos.
18. Se redondearán las aristas de los componentes para evitar la presencia de cantos vivos por seguridad en la manipulación.
19. Se diseñarán también tapas - retenes individuales para cada uno de los rodamientos para facilitar su montaje y mantenimiento.
20. Se utilizarán chavetas para las uniones a torsión entre engranajes y ejes.
21. Los piñones de cada etapa irán tallados en el eje por consideraciones de diseño que se expondrán más adelante.
22. Se espera un funcionamiento normal para una temperatura de ambiente entre 10°C y 50°C.
23. Se procurará que el costo del diseño final sea moderado para favorecer su comercialización.

6. Análisis de Soluciones

En esta sección se explican las alternativas consideradas hasta la consecución del diseño final, explicando los motivos por el cual se escoge o desecha cada una de ellas.

6.1. Sistema reductor

Teniendo en cuenta que el objetivo fundamental del proyecto es lograr una reducción de velocidad con un aumento del torque se han considerado varias opciones. Existen muchas posibilidades para conseguir esta meta pero las más conocidas son:

- Transmisión por bandas.
- Transmisión por cadenas.
- Transmisión por engranajes con transmisión por bandas en el lado de la entrada, y conectada a la máquina de salida mediante un acoplamiento flexible.
- Transmisión por engranajes conectados con acoplamientos flexibles.

A continuación se expondrán cada una de ellas brevemente.

6.1.1. Transmisión por bandas

Las transmisiones por bandas, principalmente, constan de una cinta (banda) que se coloca tensa en dos poleas o ruedas: una motriz y otra conducida. Al desplazarse la banda, éste transmite energía desde la polea motriz a la conducida por medio del rozamiento que existe entre la correa y las poleas.

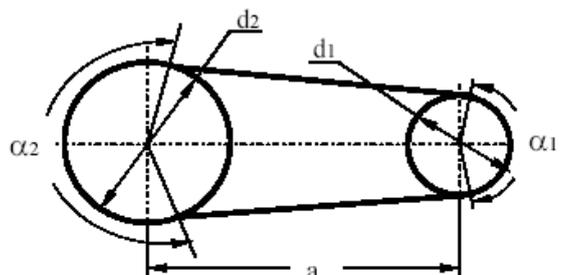


Figura 1: Esquema de una transmisión por bandas y poleas

Existen múltiples configuraciones de transmisiones por banda como: transmisiones por banda abierta, por banda cruzada, por banda semicruzada, por banda con polea tensor exterior, por banda con polea tensor interior, por múltiples poleas, etc. Pero no serán caso de estudio en este proyecto.

Por otro lado, también se puede dividir las correas en dos tipos principales: correas planas y correas trapezoidales.

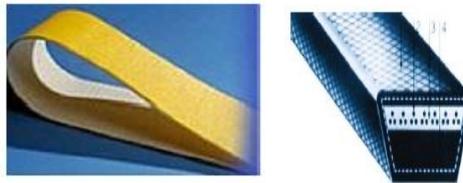


Figura 2: Correa plana y trapezoidal

Las correas planas se utilizan entre árboles paralelos y cruzados con relaciones de transmisión menores o iguales a 6 (para accionamientos abiertos y no pretensados) y para relaciones de transmisión menores o iguales a 5 para accionamientos con rodillos tensores. Debido al deslizamiento su rendimiento oscila el 85%.

Las correas trapezoidales triplican la capacidad de transmisión para la misma fuerza de presión respecto a las correas planas. Por lo tanto, habrá menor sobre carga en los rodamientos. Su arranque es más suave y su deslizamiento es muy reducido. Por estas razones su rendimiento es mejor y puede alcanzar hasta un 98 % con relaciones de transmisión que pueden llegar hasta 10.

Entre las ventajas de la transmisión por correas y poleas destaca que sus elementos son elásticos y generalmente de gran longitud, lo que permite que desempeñen una importante función en la absorción de cargas de choque así como en el amortiguamiento de los efectos de fuerzas vibrantes, lo que será fundamental en la vida útil de una máquina motriz, sin embargo, el motivo principal por el que suele escoger esta transmisión de potencia es su reducido coste. Además, dicha configuración presenta

otras ventajas como que produce un funcionamiento silencioso y que presenta una protección frente a sobrecargas.

Entre sus inconvenientes se puede citar que su relación de velocidad no es exacta y depende de la potencia transmitida, debido al deslizamiento que ocurre entre la correa y las poleas. Además, tienen una duración muy limitada y se ven muy afectadas por el ambiente. Por último, suelen haber grandes sobrecargas de los rodamientos de los árboles.

Esta solución queda descartada principalmente ya que la relación de transmisión que ofrece no es constante, requisito fundamental para poder garantizar la calidad del conjunto. Además su gran sensibilidad al ambiente y sobrecargas conllevarían constantes reparaciones y mantenimientos del sistema, perdiendo horas de trabajo útil del mismo.

6.1.2. Transmisión por cadenas

Las transmisiones por cadenas son una buena opción para aplicaciones donde se necesite transmitir grandes pares de fuerza y donde los ejes de transmisión se muevan en un rango de velocidades de giro medias y bajas.

En este tipo de transmisiones, una cadena engrana con dos o más rueda dentadas basándose en el principio de interferencia mecánica para transmitir el movimientos. Se suele emplear entre árboles paralelos y permite transmitir mayores fuerzas que las correas con menores distancias entre ejes.

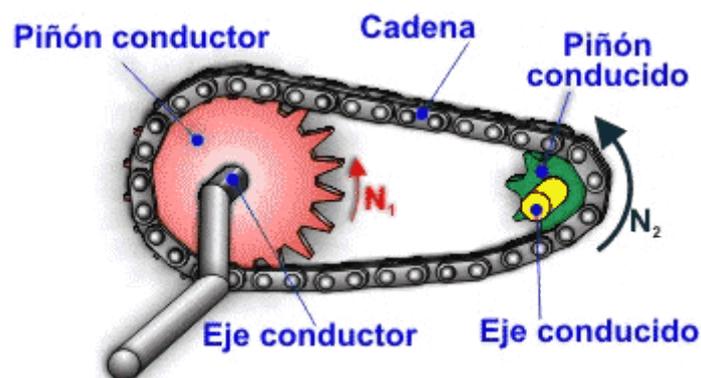


Figura 3: Transmisión por cadena

Sus relaciones de transmisión generalmente son menores o iguales a 7, pudiendo alcanzar una relación de diez cuando la velocidad sea lo suficientemente pequeña. Su rendimiento oscila el 98%.

Estas transmisiones son robustas y permiten trabajar en condiciones ambientales agresivas y con altas temperaturas, sin embargo requieren lubricación y mantenimiento constante. Proporcionan una relación de transmisión constante así como el ángulo de giro entre los ejes de entrada y salida.

Entre las ventajas destacan su reducido costo respecto a otros tipos de transmisión, que proporciona una relación de transmisión constante y su funcionalidad en ambientes agresivos

Entre las desventajas se encuentran su constante lubricación y mantenimiento, su limitada duración, que sus potencias y velocidades máximas transmitidas son limitadas, así como el gran espacio necesario para su instalación.

Este método de transmisión queda descartado debido principalmente a sus requerimientos de espacio, ya que se pretende conseguir el diseño más compacto posible, así como debido a su limitada duración, pues se diseña intentando conseguir la mayor vida útil posible.

6.1.3. Transmisión por engranajes

La transmisión por engranajes es el método más extendido pues es apto para una gran gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión. Este método consiste en la transmisión por interferencia mecánica en la que dos ruedas dentadas se tocan.

Se elige este tipo de transmisión ya que proporciona un mayor nivel de seguridad para los operarios y el personal de mantenimiento, pues sus elementos giratorios se encuentran encerrados. Además este sistema tiene una mayor confiabilidad que los otros tipos de transmisiones y su mantenimiento suele ser menor, lo que tendrá consecuencia directa en la disminución del costo general. Por otro lado, proporciona una relación de transmisión constante e independiente de la carga, sus dimensiones pueden

ser más compactas que las otras transmisiones, tiene un alto rendimiento, una elevada fiabilidad y una larga duración así como capacidad para soportar sobrecargas.

Una vez en este punto, se debe decidir entre la transmisión por engranajes con transmisión por bandas en el lado de la entrada, y conectada a la máquina de salida mediante un acoplamiento flexible y la transmisión por engranajes conectados con acoplamientos flexibles.

6.1.3.1. Transmisión por engranajes con transmisión por bandas y acoplamiento flexible

Transmisión por engranajes con transmisión por bandas en el lado de la entrada, y conectada a la máquina de salida mediante un acoplamiento flexible. Esta opción sería de utilidad en el caso de que existiese un funcionamiento con velocidad variable, el cual no es el caso.

6.1.3.1.2. Transmisión por engranajes conectados con acoplamientos flexibles

Finalmente se escoge la transmisión por engranajes conectados con acoplamientos flexibles ya que estos permiten la transmisión de par torsional pero no transmiten fuerzas radiales ni axiales, cuando el alineamiento de los ejes está dentro de los límites recomendados para el acoplamiento. Si se eligiera otro tipo de acoplamientos, es probable que se produjesen cargas radiales apreciables que implicarán un aumento de los diámetros de los ejes y rodamientos lo cual no conviene con el objetivo de lograr un diseño compacto.

Para corroborar la decisión final de diseño, se han estudiado diversos métodos de selección de alternativas de diseño y se ha comprobado que la decisión escogida es satisfactoria. Si se utiliza un sistema de calificación basado en una escala de 10 puntos, siendo 10 la calificación más alta, comparando las alternativas expuestas se tendrían los siguientes resultados:

TABLA 15-1 Tabla de análisis de decisiones

Criterios	Alternativas			
	(a) Bandas	(b) Cadenas	(c) Engranajes con acoplamientos flexibles	(d) Engranajes con reductor con bandas en la entrada
1. Seguridad	6	6	9	7
2. Costo	9	8	7	6
3. Tamaño	5	6	9	6
4. Confiabilidad	7	6	10	7
5. Mantenimiento	6	5	9	6
6. Uniformidad	8	6	9	8
Totales:	41	31	53	40

Figura 4: Tabla de análisis de decisiones. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

El siguiente paso consiste en seleccionar que tipo de engranajes se van a utilizar. Para ello se explicarán algunos de los tipos más utilizados:

6.1.3.2. Engranajes cilíndricos

Se suelen utilizar entre árboles paralelos y permiten lograr relaciones de transmisión por etapa hasta de 8, aunque también es posible utilizar engranajes cilíndricos helicoidales cruzados. No obstante, estos últimos solo se utilizan cuando el par sea pequeño y la relación de transmisión no sea mayor a 5, pues el contacto es puntual. Su rendimiento de los engranajes cilíndricos suele estar comprendido entre el 96 y el 99%. A su vez, los engranajes cilíndricos pueden ser de dentado recto o helicoidal.

6.1.3.2.1. Engranajes rectos

Son engranajes que sólo producen cargas radiales y tangenciales entre sí, lo que hace que la selección de los rodamientos que soportan a los ejes sean más sencilla. Su eficiencia suele ser mayor al 95%, si los engranajes, rodamientos y sellos tienen una precisión razonable. Además, la producción de este tipo de engranajes suele ser económica y es su alineación es bastante sencilla.



Figura 5: Engranajes rectos

6.1.3.2.2. Engranajes helicoidales

Su principal característica es que son más silenciosos que los engranajes rectos, pues el contacto entre sus dientes es gradual. Su tamaño puede ser menor debido a la mayor capacidad de los engranajes helicoidales. No obstante, estos producen cargas axiales de empuje, que se deberían tener en cuenta en los rodamientos y en la caja, por lo que el costo posiblemente fuera mayor.

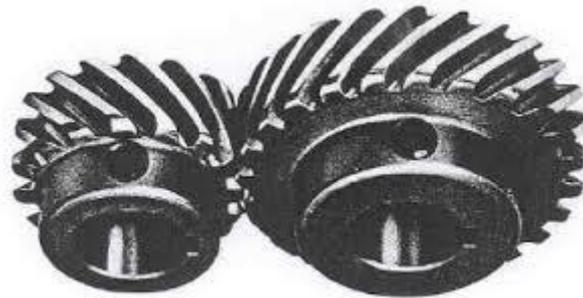


Figura 6: Engranajes helicoidales

6.1.3.3. Engranajes cónicos

Estos engranes producen un cambio de dirección en un ángulo recto, una buena característica pero que no es necesaria en el diseño propuesto. Su diseño es más complejo así como su montaje y desmontaje, por lo tanto puede ser complicado obtener la precisión adecuada.



Figura 7: Engranajes cónicos

6.1.3.4. Tornillo sin fin

Este sistema de transmisión produce también un cambio de dirección en ángulo recto. Generalmente se utiliza para obtener una relación de reducción mayor que 3.50:1. Normalmente, la eficiencia suele ser bastante menor que el 95%. Esto, junto a que puede presentar problemas de generación de calor hace que no sea una configuración adecuada para el diseño que se propone en este proyecto.



Figura 8: Transmisión de tornillo sin fin

6.1.3.5. Engranajes planetarios

Este sistema de transmisión puede conseguir grandes relaciones de transmisión, sin embargo se descarta debido a su complejo diseño y su alto costo.



Figura 9: Transmisión de engranajes planetarios

6.1.4. Decisión de diseño final del sistema de reducción

Finalmente, se decide que para el presente diseño, se utilizará un reductor de doble etapa y ejes paralelos debido a la alta relación de reducción de 18 (3600 rpm - 200 rpm). Este reductor estará compuesto por engranajes rectos debido a que tienen un buen rendimiento y gozan de una mayor simplicidad de diseño y fabricación, lo que tiene una repercusión directa en un menor coste que los otros diseños propuestos. Además, proporcionarán una buena fiabilidad y una larga duración, requisitos indispensables para este diseño.

6.2. Carcasa

Como es evidente, la solución escogida con el sistema de reducción va directamente relacionada con la de la carcasa que lo cubrirá, por lo tanto, el proceso de diseño de la carcasa ha sido paralelo al del sistema de reducción. A continuación se mostrará el proceso seguido hasta llegar al diseño final de la misma.

El primer diseño propuesto consistió en seleccionar una configuración de reducción en la que los ejes se dispusieran de la siguiente manera:

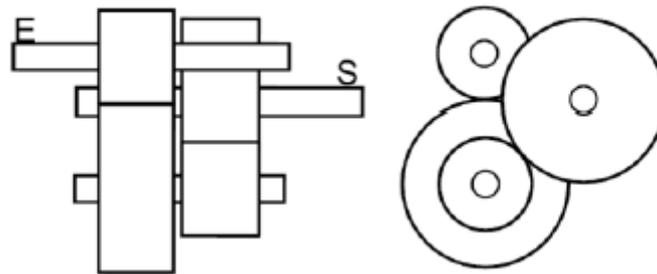


Figura 10: Configuración de ejes 1

Lo que llevó al diseño de carcasa que se muestra a continuación:

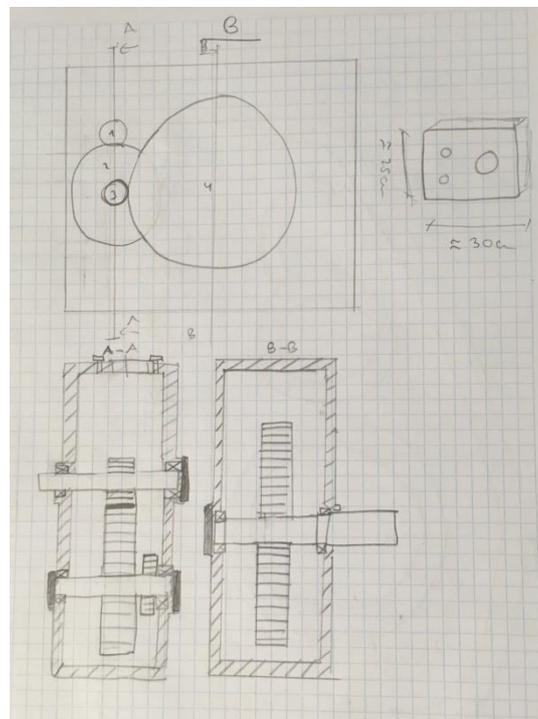


Figura 11: Croquis de carcasa 1

Sin embargo, este diseño quedó descartado ya que el montaje del reductor y el mantenimiento de sus componentes es más complejo que en otros en los que los ejes se encuentran en un mismo plano.

Buscando solucionar este problema se diseña el siguiente prototipo de carcasa, en el cual ya los ejes se encuentran en un mismo plano y se decide dar una curvatura a una parte de la carcasa para dotarla de un toque estético.

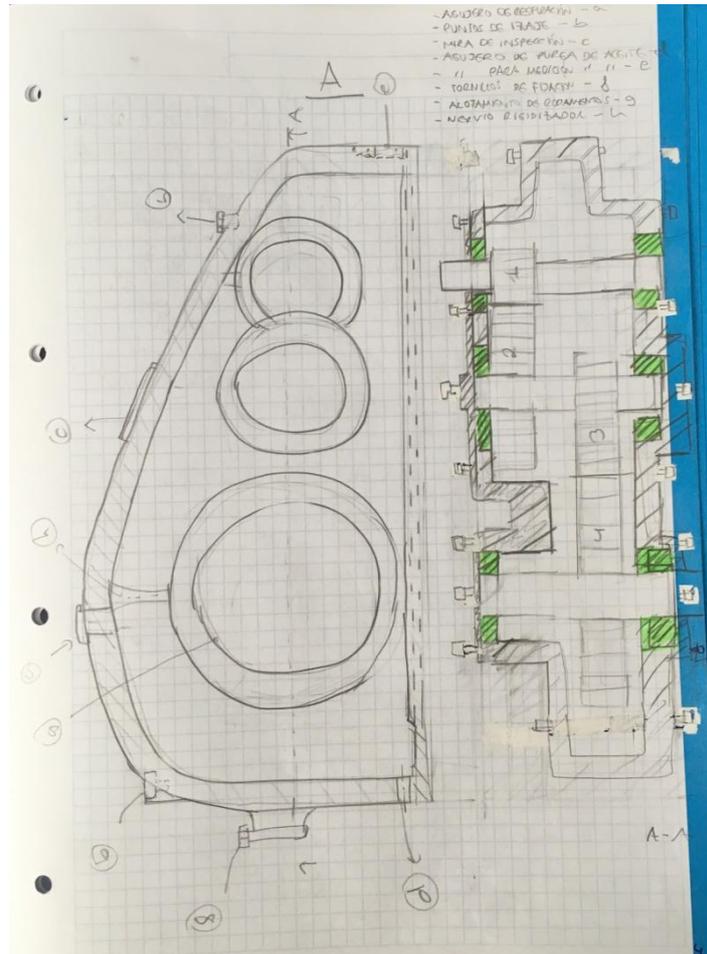


Figura 12: Croquis de carcasa 2

No obstante, se llega a la conclusión de que dicha curvatura puede ocasionar problemas de montaje en la realidad y es poco práctico, por lo que finalmente se opta por un diseño mucho más sencillo pero a la vez más funcional.

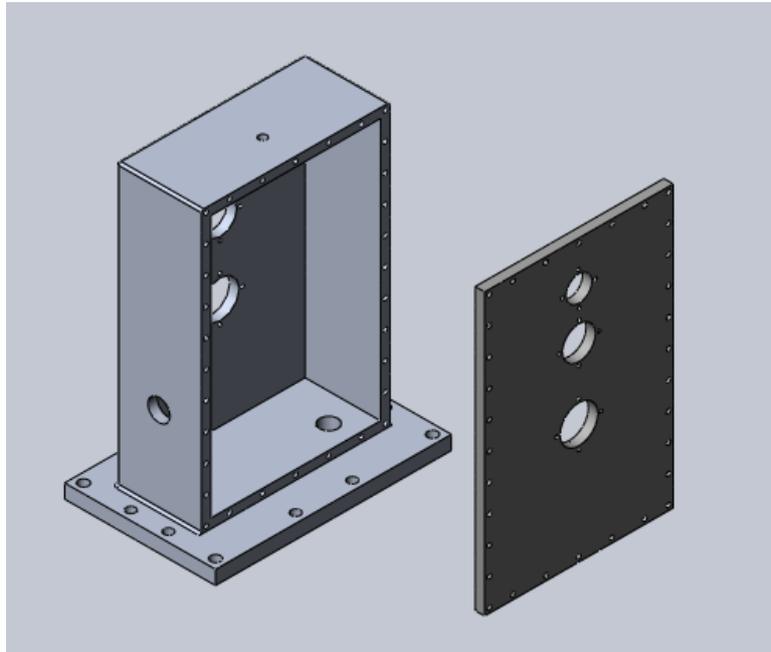


Figura 13: Diseño final de la carcasa

De esta manera, el diseño final de la carcasa constará de un orificio inferior para el desagüe del lubricante, un orificio lateral en el cual se colocará un visor para comprobar el nivel de aceite y un orificio superior para el llenado de lubricante. Además, dicha carcasa se sujetará firmemente sobre una base mediante tornillería para cumplir los requisitos de diseño. El sistema de reducción se podrá montar con facilidad gracias a la tapa extraíble en el lado derecho de la carcasa.

Es muy importante a la hora de fabricar la carcasa garantizar la coaxialidad y concenricidad entre los agujeros en los que irán alojados los ejes y los retenes de los rodamientos.

6.3. Embrague

El sistema reductor llevará acoplado a la entrada un embrague que servirá para proteger el mismo de una posible sobrepotencia. La misión del embrague es conectar o desconectar el movimiento de giro del motor a la caja reductora cuando ocurra dicha sobrecarga.

En principio se consideró utilizar un embrague de accionamiento electromagnético ya que se desgastaría menos que otro tipo de embragues. Sin embargo, estos embragues presentan el inconveniente de que hay que alimentarlos eléctricamente, circunstancia que no interesa para este proyecto.

Después de estudiar otros tipos de embragues, se llega a la conclusión de que el embrague más adecuado para el conjunto será un embrague de fricción de accionamiento mecánico y disco simple seco con recubrimiento moldeado, ya que la presión entre las superficies del embrague se aproximan a una distribución uniforme si se utilizan discos y además si estos son lo suficientemente flexibles.

En este tipo de embragues se dan dos condiciones extremas: presión uniforme y desgaste uniforme. El diseño del embrague se hará basado en la condición de desgaste uniforme pues da una clasificación nominal más conservadora del embrague.

7. Resultados finales

En este apartado se pretende describir las soluciones finales obtenidas a modo de síntesis resaltando los aspectos más importantes. Para el cálculo detallado de cada uno de los elementos remítase al *Anexo de Cálculos*.

A la hora de diseñar un reductor de velocidad es necesario conocer los denominados datos de entrada. Dichos requerimientos son la potencia a transmitir, la velocidad de entrada a la reductora y la velocidad de salida. En este caso serán:

- Potencia: 2,5 kW.
- Velocidad de entrada: 3600 rpm.
- Velocidad de salida: 200 rpm.

Se propone una reductora de doble etapa con dos pares de engranajes y tres ejes paralelos. Por lo tanto la configuración de los mismos será la siguiente:

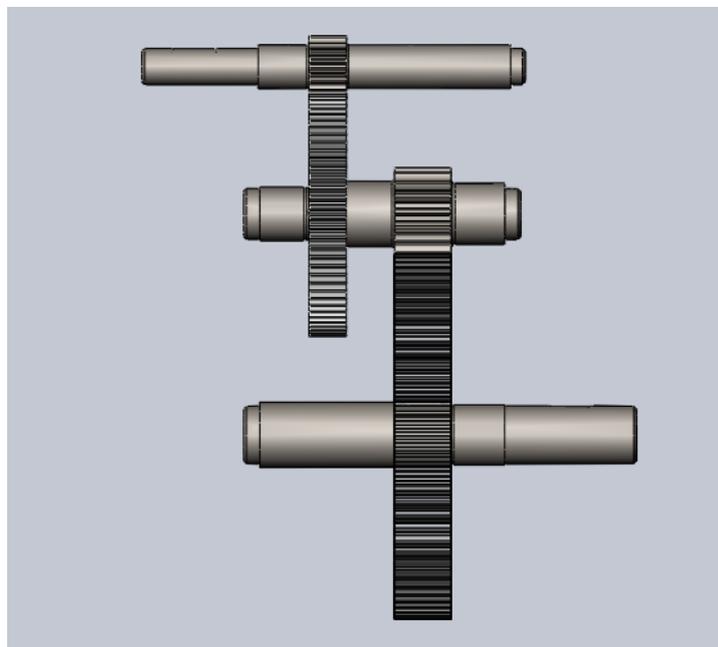


Figura 14: Disposición de ejes y engranajes

7.1. Engranajes

7.1.1. Manufactura de engranajes

La engranajes se pueden fabricar principalmente por formado y por maquinado. El formado contempla las operaciones directas de vaciado, moldeado, rolado o extrusión de los perfiles de dientes con materiales fundidos, en polvo o ligeramente calentados. El maquinado a su vez, se divide en rectificado y acabado y son técnicas de arranque de material que sirven para cortar o esmerilar el perfil del diente sobre un bloque sólido a temperatura ambiente.

Se utilizará el procedimiento de maquinado ya que es el método más adecuado para procesos de transmisión de potencia. Se partirá de un bloque virgen vaciado, forjado o rolado en caliente y se cortará la forma del diente mediante una fresadora de engranajes.

Se escoge fresado para la fabricación de los dientes ya que es el método más preciso de los procesos de corte. Esto se debe a que no se requiere reposicionamiento de la herramienta o del bloque. Cada diente se corta con múltiples fresas, promediando los errores de la herramienta.

En cuanto al acabado, para obtener aún una mayor precisión, se utilizará un acabado superficial N6 que corresponde a una rugosidad de $0,8\mu\text{m}$. Esto se puede obtener mediante un esmerilado, que es el procedimiento mediante el cual un esmeril contorneado se pasa sobre la superficie maquinada de los dientes del embrague para eliminar pequeñas cantidades de material y mejorar el acabado superficial. La calidad del engrane será $Q_v 8$ como se justifica en el anexo de cálculos.

7.1.2. Diseño de los engranajes

Para el diseño de los engranajes se considera principalmente la relación de transmisión que se desea obtener así como la potencia a transmitir. Se decide dividir la relación de transmisión en dos etapas para disminuir el tamaño de los engranajes por lo que se deberán calcular 4 engranajes.

Los estados estados presentes en cada eje serán:

EJE DE ENTRADA	Sistema Internacional	Sistema Inglés
Potencia: P	2500 W	3,4 CV
Velocidad angular: $n_{entrada}$	3600 rpm	3600 rpm
Torque: $T_{entrada}$	6,63 N·m	59,483 lb-pulg

Tabla 1: Datos básicos iniciales de eje de entrada.

EJE INTERMEDIO	Sistema Internacional	Sistema Inglés
Potencia: P	2500 W	3,4 CV
Velocidad angular: $n_{intermedio}$	848,528 rpm	848,528 rpm
Torque: $T_{intermedio}$	28,135 N·m	252, 366 lb-pulg

Tabla 2: Datos básicos iniciales de eje de intermedio.

EJE DE SALIDA	Sistema Internacional	Sistema Inglés
Potencia: P	2500 W	3,4 CV
Velocidad angular: n_{salida}	200 rpm	200 rpm
Torque: T_{salida}	119,366 N·m	1070,700 lb-pulg

Tabla 3: Datos básicos iniciales de eje de salida

Tras el proceso iterativo de cálculo detallado en el "Anexo de cálculos" se llegan a los siguientes resultados:

ETAPA 1:

El material para los engranajes de esta etapa será un acero F-1252 (AISI 4140) templado en aceite y revenido, con una dureza de 400 HB y cuya elongación será de 19%.

Piñón 1: Tallado en el eje

El motivo para que el piñón haya sido tallado en el eje es que el diámetro del eje en el lugar donde se coloca el engranaje se obtuvo muy similar al diámetro interior del engranaje. Esto produjo que el espacio anular que quedara entre dichos diámetros fuera muy pequeño, lo que podría generar graves problemas a la hora de introducir la transmisión de potencia mediante la chaveta, ya que se generarían unos grandes esfuerzos.

En primer lugar se intentó solucionar dicho problema recalculando los engranajes para obtener mayores tamaños del mismo, sin embargo, el diseño resultante aumentaba las dimensiones del sistema en gran medida, y debido a que el diseño deseado es el más compacto posible, finalmente se opta por dicha solución.

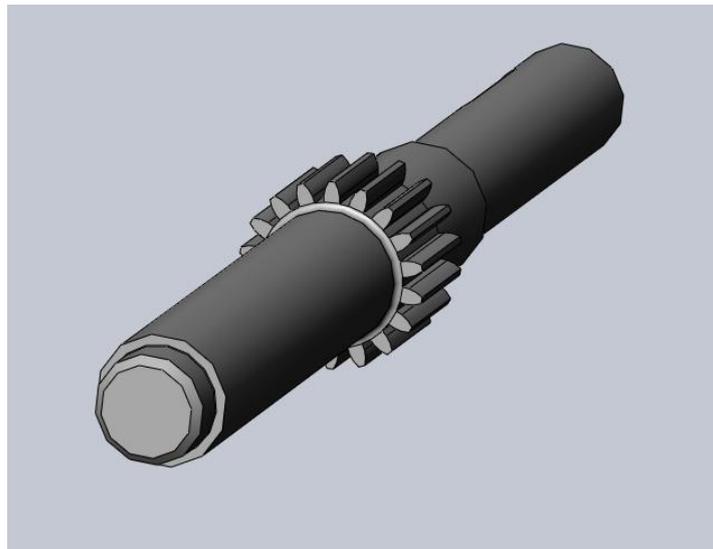


Figura 15: Piñón etapa 1 y eje de entrada

DATOS PIÑÓN 1ª ETAPA	
Módulo	2
Nº de dientes	18
Ángulo de presión (°)	20
Diámetro primitivo (mm)	38.1
Diámetro exterior (mm)	42.33
Altura del diente (mm)	4.76
Ancho de diente (mm)	25.4
Paso circular (mm)	6.65
Medida entre 2 dientes (mm)	9.36

Tabla 4: Datos piñón 1ª etapa.

Engrane 1:

El engrane se apoyará por uno de sus lados en un resalto maquinado en el eje, mientras que por el lado opuesto se encontrará sujeto mediante un anillo de retención SEEGER - A 41

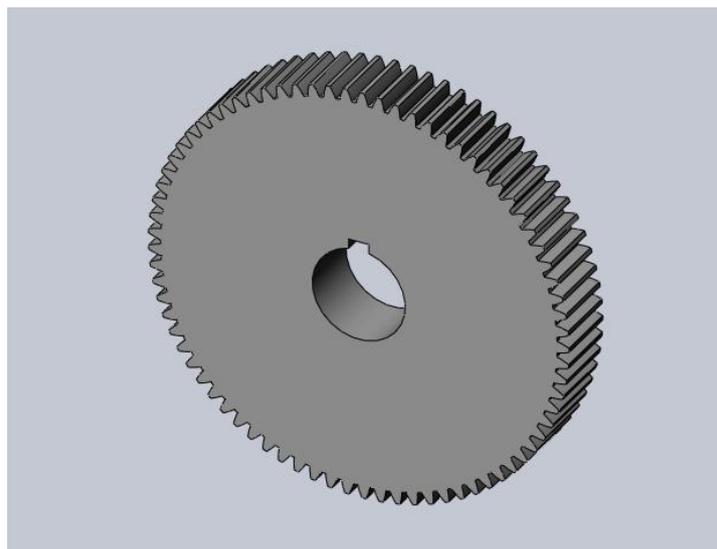


Figura 16: Engrane etapa 1.

DATOS ENGRANE 1ª ETAPA	
Módulo	2
Nº de dientes	77
Ángulo de presión (°)	20
Diámetro primitivo (mm)	162.98
Diámetro exterior (mm)	167.22
Altura del diente (mm)	4.76
Ancho de diente (mm)	25.4
Paso circular (mm)	6.65
Medida entre 9 dientes (mm)	52.34

Tabla 5: Datos engrane 1ª etapa.

ETAPA 2:

El material para los engranajes de esta etapa será un acero F-1252 (AISI 4140) templado en aceite y revenido, con una dureza de 420 HB y cuya elongación será de 18%.

Piñón 2: Tallado en el eje

El piñón 2 se ha debido tallar en el eje debido al mismo motivo que el piñón de la etapa 1.

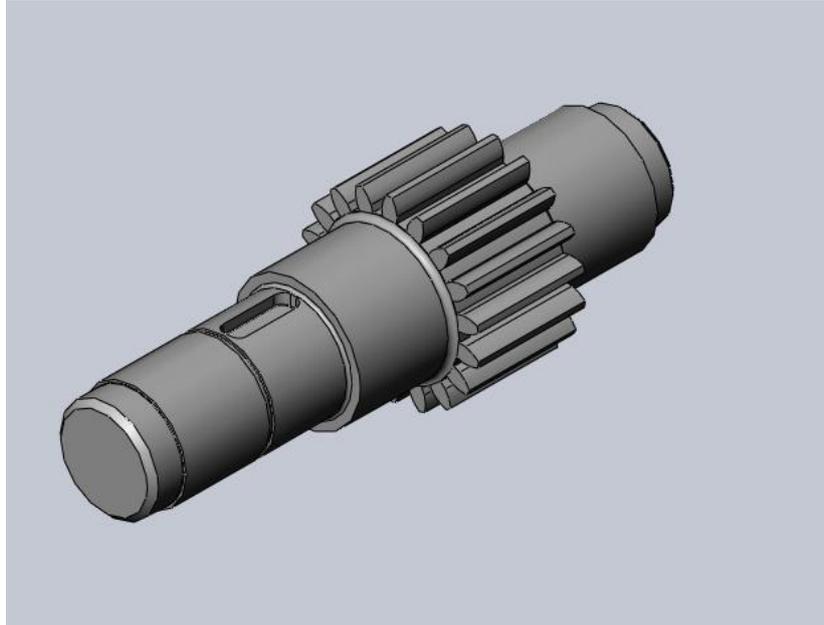


Figura 17: Piñón etapa 2 y eje de intermedio

DATOS PIÑÓN 2ª ETAPA	
Módulo	3
Nº de dientes	18
Ángulo de presión (°)	20
Diámetro primitivo (mm)	57.15
Diámetro exterior (mm)	63.5
Altura del diente (mm)	7.14
Ancho de diente (mm)	38.1
Paso circular (mm)	9.97
Medida entre 2 dientes (mm)	9.97

Tabla 6: Datos piñón 2ª etapa.

Engrane 2:

El engrane se apoyará por uno de sus lados en un resalto maquinado en el eje, mientras que por el lado opuesto se encontrará sujeto mediante un anillo de retención SEEGER - A 46.

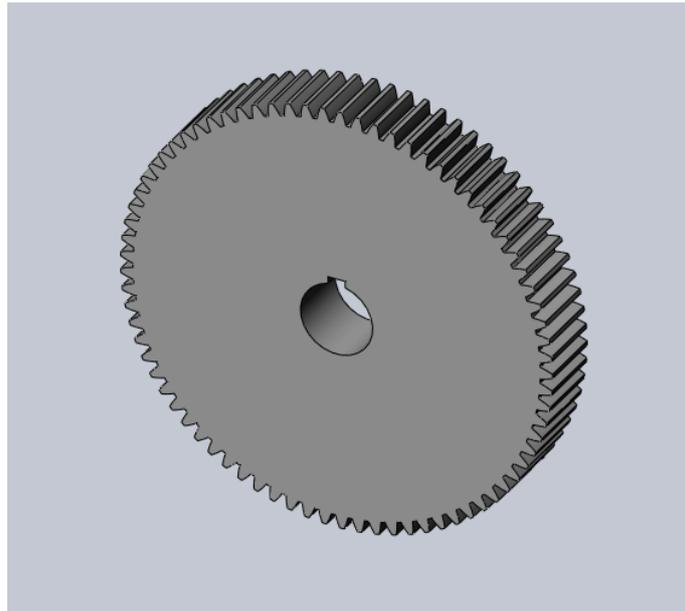


Figura 18: Engrane etapa 2.

DATOS ENGRANE 2ª ETAPA	
Módulo	3
Nº de dientes	77
Ángulo de presión (°)	20
Diámetro primitivo (mm)	244.48
Diámetro exterior (mm)	250.83
Altura del diente (mm)	7.14
Ancho de diente (mm)	38.1
Paso circular (mm)	9.97
Medida entre 9 dientes (mm)	78.51

Tabla 7: Datos engrane 2ª etapa.

7.2. Ejes

Los ejes se han dimensionado a fatiga pues es el método de falla más común para este tipo de aplicación.

Para realizar este estudio, se dividen los ejes en secciones críticas, debido a la existencia de concentradores de tensiones, por momentos máximos o reacciones en apoyos.

A continuación se mostrarán las dimensiones finales de los ejes así, puesto que el proceso de cálculo se ha desarrollado con profundidad en el "Anexo de Cálculos". Para una información detallada de los ejes consultar el apartado "Planos".

El material utilizado para los ejes ha sido acero F-1252 (AISI 4140) cuyas propiedades son las siguientes:

Acero AISI-SAE 4140		
Resistencia última a la tensión	Sut (MPa)	900
Resistencia a la fluencia	Sy (MPa)	690

Tabla 8: Propiedades de acero de ejes

Eje de entrada:

Diámetros finales eje de entrada	in	mm
D1 (0-1)	0,984	25
D2 (1-2)	0,984	25
D3 (2-3)	1,181	30
D4 (3-4)	1,181	30
D5 (4-5)	0,984	25

Tabla 9 : Diámetros finales del eje de entrada

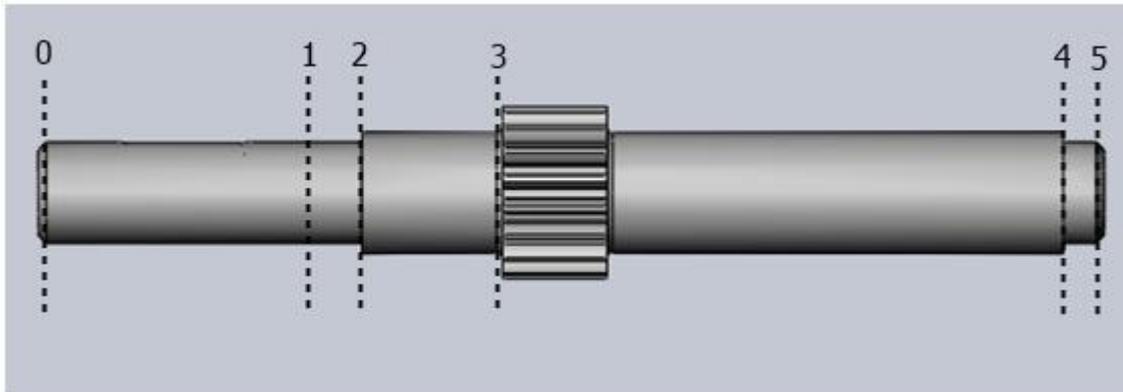


Figura 19: Diseño final del eje de entrada

Eje intermedio:

Diámetros finales eje intermedio	in	mm
D1 (0-1)	1,378	35
D2 (1-2)	1,457	37
D3 (2-3)	1,772	45
D4 (3-4)	1,654	42
D5 (4-5)	1,378	35

Tabla 10 : Diámetros finales del eje intermedio

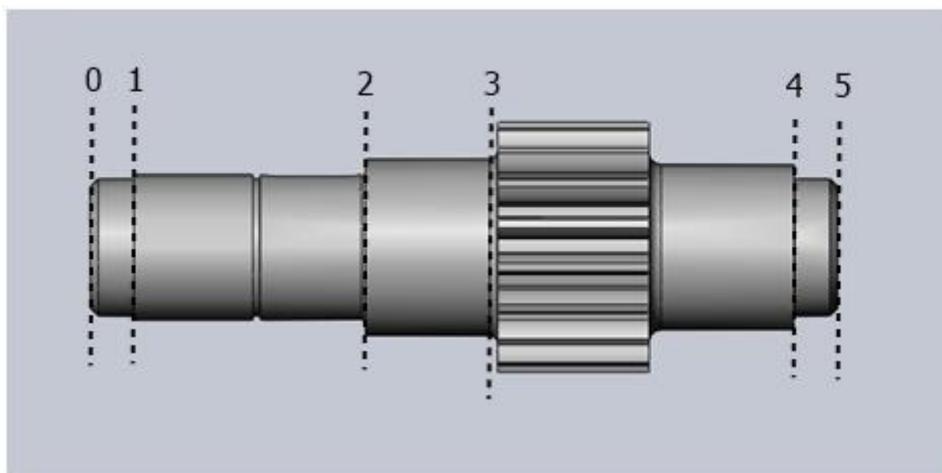


Figura 20: Diseño final del eje intermedio

Eje de salida:

Diámetros finales eje de salida	in	mm
D1 (0-1)	1,575	40
D2 (1-2)	1,772	45
D3 (2-3)	1,654	42
D4 (3-4)	1,575	40
D5 (4-5)	1,575	40

Tabla 11 : Diámetros finales del eje de salida

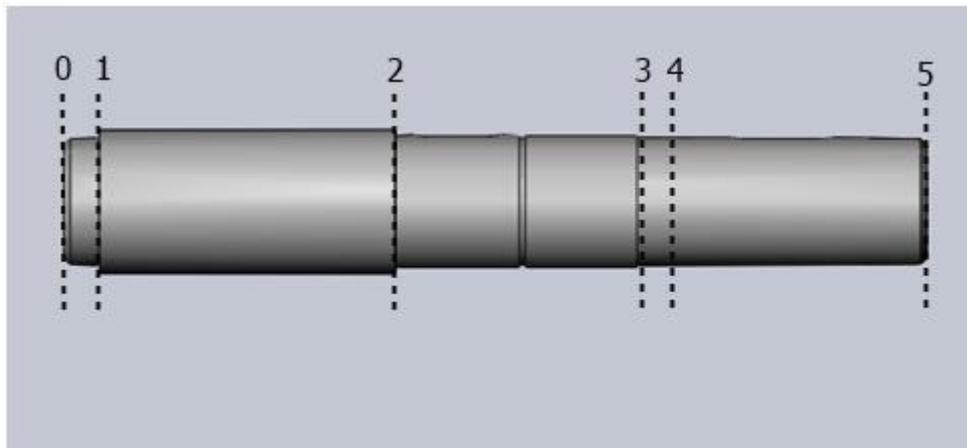


Figura 21: Diseño final del eje de salida

7.3. Rodamientos

Para disminuir la fricción que se produce con el giro de los ejes, se utilizan rodamientos en los puntos de apoyo del eje con la carcasa.

Se han seleccionado rodamientos rígidos a bolas puesto que al usarse engranajes rectos la carga axial será prácticamente despreciable, quedando como relevante la carga radial y estos rodamientos están preparados para soportar dicha carga. Además, estos rodamientos tienen una disposición sencilla, son muy resistentes durante el funcionamiento y son fáciles de mantener.

Los rodamientos se han seleccionado del catálogo online de FAG (SHAEFFLER), cuyo enlace se puede encontrar en el anexo "Catálogos".

Los cojinetes principalmente se escogen según las magnitudes de las cargas estáticas y dinámicas aplicadas así como de la vida a fatiga deseada.

Los rodamientos se apoyarán por uno de sus lados en un resalto maquinado en el eje según las indicaciones del fabricante, mientras que por el lado opuesto se encontrarán sujetos con las tapas - retenes que se colocan en la carcasa.

Los rodamientos escogidos son los siguientes:

Eje de entrada:

Rodamientos eje entrada	
MODELO	FAG-16005
Dimensiones principales (mm)	
Diámetro Interior	25,0
Diámetro exterior	47,0
Ancho	8,0
Capacidades de carga (N)	
Cr (dinámica)	7700,0
Co (estática)	4650,0
Carga límite de fatiga (N)	
Cur	234,0
Velocidad límite (rpm)	
ng	22900,0
Velocidad de referencia (rpm)	
nb	12000,0
Peso (kg)	
m	0,052

Tabla 12: Rodamientos eje de entrada.

Eje intermedio:

Rodamientos eje intermedio	
MODELO	FAG-16007
Dimensiones principales (mm)	
Diámetro Interior	35,0
Diámetro exterior	62,0
Ancho	9,0
Capacidades de carga (N)	
Cr (din)	13000,0

Co (est)	8800,0
Carga límite de fatiga (N)	
Cur	445,0
Velocidad límite (rpm)	
ng	16700,0
Velocidad de referencia (rpm)	
nb	8900,0
Peso (kg)	
m	0,105

Tabla 13: Rodamientos eje intermedio.

Eje de salida:

Rodamientos eje de salida	
MODELO	FAG-16008
Dimensiones principales (mm)	
Diámetro Interior	40,0
Diámetro exterior	68,0
Ancho	9,0
Capacidades de carga (N)	
Cr (din)	14100,0
Co (est)	10200,0
Carga límite de fatiga (N)	
Cur	520,0
Velocidad límite (rpm)	
ng	15700,0
Velocidad de referencia (rpm)	
nb	8400,0
Peso (kg)	
m	0,127

Tabla 14: Rodamientos eje de salida

7.4. Uniones a torsión

Las uniones a torsión se resolverán mediante chavetas paralelas ya que de esta manera se facilita el desmontaje de las piezas para inspecciones y mantenimiento.

Las chavetas se seleccionarán a través de la norma UNE 17102 y serán tipo "a". El material utilizado para las chavetas será acero F-1510, un material con menor

Daniel Afonso Nuez

Memoria

resistencia de fluencia que el eje y el cubo, de esta forma la misma fallará antes que los otros componentes.

Chaveta acoplamiento de entrada:

- Tipo: Cuadrada
- Ancho (b): 5 mm
- Alto: (h): 5 mm
- Profundidad en el eje (h1): 3 mm
- Profundidad en el cubo (h2): 2,3 mm
- Chaflán: (0,16-0,25) mm : 0,2 mm
- Longitud: 30 mm

Chaveta engrane 1ª etapa:

- Tipo: Rectangular
- Ancho (b): 8 mm
- Alto: (h): 7 mm
- Profundidad en el eje (h1): 4 mm
- Profundidad en el cubo (h2): 3,3 mm
- Chaflán: 0,2 mm
- Longitud: 24 mm

Chaveta engrane 2ª etapa:

- Tipo: Rectangular
- Ancho (b): 10 mm
- Alto: (h): 8 mm
- Profundidad en el eje (h1): 5mm
- Profundidad en el cubo (h2): 3,3 mm
- Chaflán: 0,3 mm
- Longitud: 26 mm

Chaveta acoplamiento de salida:

- Tipo: Rectangular
- Ancho (b): 8 mm
- Alto: (h): 7 mm
- Profundidad en el eje (h1): 4 mm
- Profundidad en el cubo (h2): 3,3 mm
- Chaflán: 0,2 mm
- Longitud: 30 mm

7.5. Anillos de retención

Sólo serán necesarios anillos de retención en los engranes de la primera y segundo etapa, por los lados donde no estén apoyados en resaltos.

Para la selección de los anillos de retención simplemente se deben verificar las especificaciones de los catálogos. Se seleccionarán acorde al diámetro de eje requerido, a la capacidad de carga radial y a la velocidad límite que admiten (puesto que la carga axial es despreciable).

Los anillos de retención serán seleccionados del catálogo del fabricante SEEGER, cuyo catálogo se puede encontrar en el anexo "Catálogos".

Anillo de retención engrane etapa 1:

Anillo de retención	
Engrane 1ª etapa	
MODELO	SEEGER A-41
Dimensiones principales (mm)	
Diámetro interior	37,5
Ancho	1,75
Velocidad límite (rpm)	
ng	14000
Capacidad de carga radial (N)	
F _R	50100

Tabla 15: Características anillo de retención etapa 1.

Anillo de retención engrane etapa 2:

Anillo de retención	
Engrane 2ª etapa	
MODELO	SEEGER A-46
Dimensiones principales (mm)	
Díámetro interior	42.5
Ancho	1,75
Velocidad límite (rpm)	
ng	14000
Capacidad de carga radial (N)	
F _R	51000

Tabla 16: Características anillo de retención etapa 2.

7.6. Tapas de rodamientos y ejes

Se han diseñado una serie de tapas que servirán para alojar a los rodamientos, a la juntas y a los ejes. Estas tapas se colocarán en la carcasa y en la tapa de la carcasa e irán fijadas mediante tornillos ISO 4018 M6 x 16. Serán fabricadas de acero al carbono F-1150 y deberán ser mecanizadas para lograr las dimensiones requeridas, así como para conseguir las calidades superficiales especificadas en los planos. Para más detalles consultar el documento "Planos".

Eje de entrada:

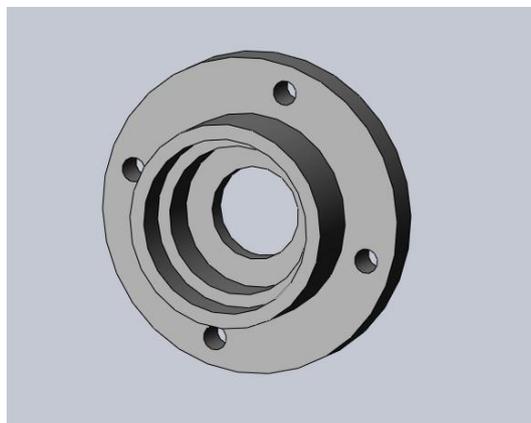


Figura 22: Tapa izquierda eje de entrada (montaje en carcasa)

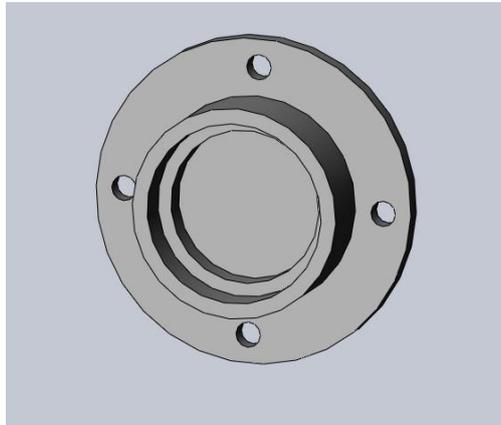


Figura 23: Tapa derecha eje de entrada (montaje en tapa)

Eje intermedio: El eje intermedio lleva dos tapas iguales puesto que las dos son cerradas.

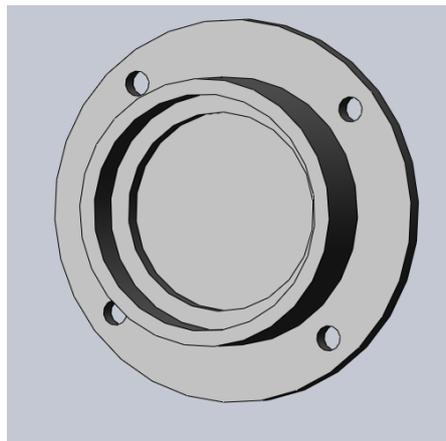


Figura 24 : Tapas eje intermedio (montaje en carcasa y tapa)

Eje de salida:

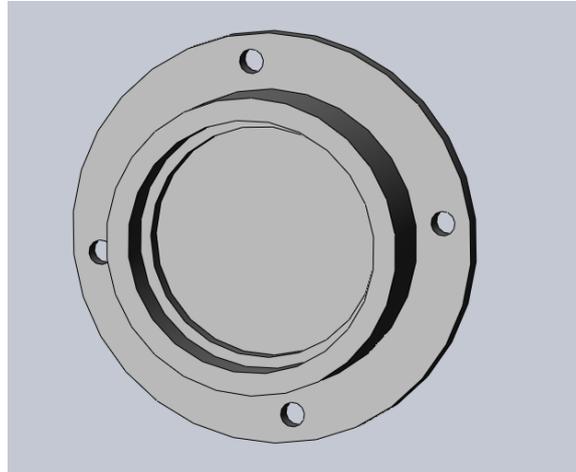


Figura 25: Tapa izquierda eje de salida (montaje en carcasa)

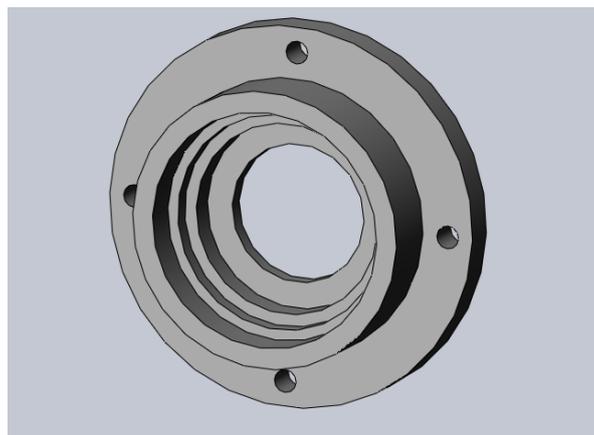


Figura 26: Tapa derecha eje de salida (montaje en tapa)

7.7. Sellado

Se utilizarán juntas para evitar la pérdida de lubricante.

La carcasa consiste en un solo bloque que cubre el reductor al completo salvo por la cara derecha donde se coloca una tapa para el montaje, desmontaje y mantenimiento de los componentes. Para un sellado efectivo de la misma se colocará una junta de papel KLINGER que cubra todo su perímetro para evitar la pérdida de lubricante.

En la tapa abierta del eje de entrada se colocará una junta ISO 6194/1 - 25 X 40 X 7 TIPO 5.

En la tapa abierta del eje de salida se colocará una junta ISO 6194/1- 40 X 55 X 8 TIPO 5.

El orificio pasante situado en la parte inferior de la carcasa para el vaciado del lubricante se cubrirá mediante un tapón DIN 908 M36x1,5.

El orificio pasante situado en la parte superior de la carcasa se cubrirá con un tapón DIN 910 M16 x 1,5.

En el orificio lateral se colocará un tapón - visor transparente M45.

7.8. Carcasa

Tanto la carcasa como su tapa se fabricará de fundición de aluminio. Se deberá mecanizar para obtener las características de acabado superficial especificadas en los planos las zonas de contacto con otros elementos, que son:

- Agujeros para las tapas de los ejes.
- Agujeros para la tornillería métrica.
- Agujeros para el lateral abierto de la carcasa y su correspondiente tapa.
- Área de contacto entre la carcasa, el sello y la tapa.
- Agujero para los tapones de llenado, drenado y visor.

Además se evitará dejar aristas vivas ya que pueden ser peligrosas para los operarios y trabajadores. Las superficies afiladas se redondearán según las indicaciones de los planos.

Para realizar los cambios de lubricante necesarios existe una tapón de entrada y otro de salida para el mismo, situadas correspondientemente en la parte superior e inferior de la carcasa. Este último tapón lleva en su parte interior un imán para atraer a toda la viruta desprendida a causa del desgaste de los componentes y facilitar así la limpieza del reductor.

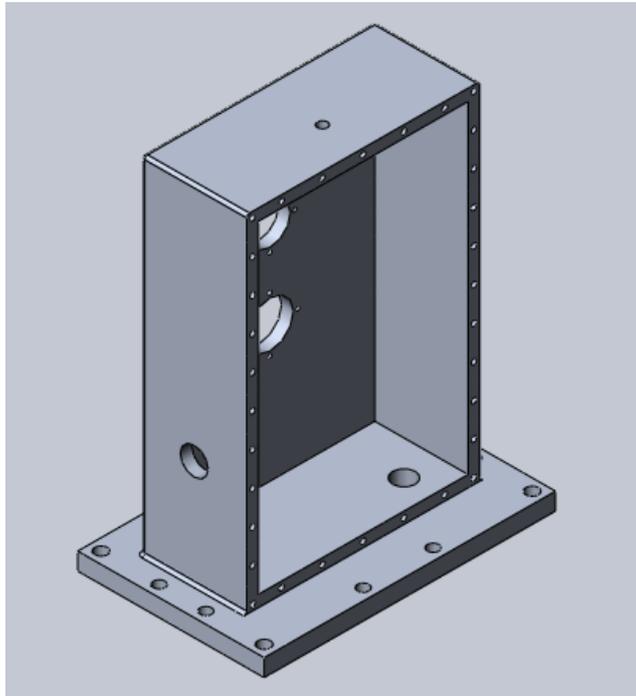


Figura 27: Carcasa

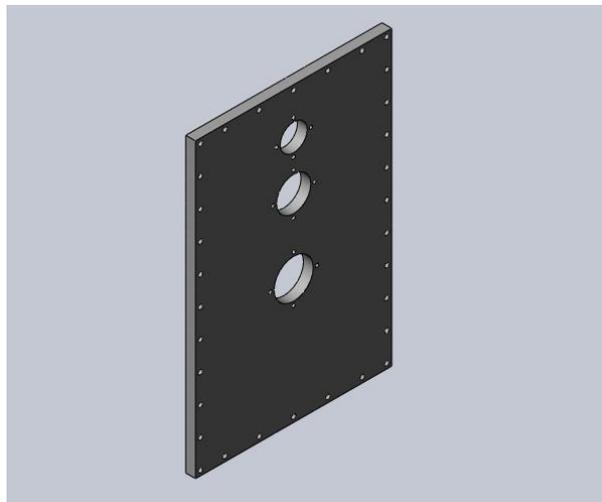


Figura 28: Tapa de carcasa

7.9. Lubricación

Debido al rozamiento y desgaste que se produce con el funcionamiento de las partes móviles debidos a la transmisión de esfuerzos entre unos y otros, se torna casi

una obligación la lubricación de los componentes para disminuir los negativos efectos de este problema.

Se selecciona para la lubricación de engranajes el método de lubricación por barboteo o salpicadura de aceite. Este método consiste en llenar de aceite la carcasa estanca hasta el nivel correspondiente a la mitad del eje inferior (eje de salida). De esta forma, se lubricará el engranaje inferior, lubricando inmediatamente también a su pareja del eje intermedio y a su vez produciendo una proyección del lubricante gracias a los dientes del engrane. Esta proyección de lubricante ocurre en todas las direcciones provocando una neblina de aceite que moja todos los elementos expuestos a ella y de esta forma lubrica todo el sistema.

Los rodamientos del eje de entrada e intermedio serán lubricados mediante la niebla de aceite producida por el barboteo explicado anteriormente, mientras que los rodamientos del eje inferior, ya que se encontrarán cubiertos hasta la mitad de lubricante, por baño de aceite.

Para que la lubricación sea efectiva, se debe seleccionar un aceite bastante fluido, es decir, cuya viscosidad le permita circular libremente sin perder la capacidad de soportar la carga de los engranajes. El aceite debe trabajar por encima de su temperatura mínima de servicio para garantizar una fluidez óptima.

Por todo ello, se utilizará un aceite SAE80W90, un aceite mineral de alta calidad, formulado con bases altamente refinadas y aditivos. Sus características son:

- Buenas características de lubricación y untuosidad, que garantizan la permanencia de una película lubricante sobre los dientes de los engranajes, impidiendo así su contacto directo.
- Gran capacidad para soportar cargas elevadas.
- Estabilidad térmica elevada, lo que lo hace adecuado para un gran rango de climas.
- Resistencia a la corrosión.
- Baja formación de espuma.
- Buenas propiedades emulsionantes.

Según la norma DIN 51412, las características de este lubricante son las siguientes:

Datos técnicos del lubricante SAE 80W90	
Aspecto	Fluido, claro y brillante
Viscosidad a 40° C	183 cSt
Viscosidad a 100 °C	13,5 - 24 cSt
Índice de viscosidad	95-120
Punto de inflamación	205°C (mínimo)

Tabla 17: Características del lubricante escogido

7.10. Tornillería

El sistema reductor se montará acorde a la siguiente tornillería:

- Unión de carcasa y tapa de carcasa: 32 tornillos cab. hexagonal ISO 4014 M8x40x22 - C
- Unión de tapetas con carcasa y tapa de carcasa: 24 tornillos cab. hexagonal ISO 4018 M6x16 - WC
- Unión base (esquinas) - lugar de colocación: 4 tornillos cab. hexagonal ISO 4018 M20x40- WC
- Unión base (interior) - lugar de colocación: 8 tornillos cab. hexagonal ISO 4018 M16x40 - WC

El montaje de todos los elementos se especificará en el pliego de condiciones.

7.11. Embrague

7.11.1. Funcionamiento del embrague:

El sistema reductor llevará acoplado a la entrada un embrague que servirá para proteger el mismo de una posible sobrepotencia. La misión del embrague es conectar o

desconectar el movimiento de giro del motor a la caja reductora cuando ocurra dicha sobrecarga.

Por lo tanto es un embrague de sobrecarga cuya impulsión es positiva siempre que el par torsional sea menor que cierto valor establecido. De forma, que a mayores pares torsionales, se desacopla automáticamente evitando dañar los componentes de la caja reductora.

7.11.2. Selección del embrague

Se utilizará preferiblemente un embrague de fricción de accionamiento mecánico y disco simple seco con recubrimiento moldeado cuyas características son:

Embrague	
Diámetro interior	33 mm
Diámetro exterior	56 mm
Coefficiente de fricción	0,35
Fuerza axial aplicada	1,78 kN

Tabla 18: Características necesarias para el embrague

El embrague se deberá conectar al motor de entrada y a la entrada de la reductora mediante acoplamiento flexibles para evitar introducir nuevas cargas.

Se deja libre la elección del embrague siempre y cuando se cumplan como mínimo dichos requisitos.

Si el cliente optase por seleccionar un embrague comercial, en lugar de llevar a cabo el diseño propuesto, a continuación se plantea una posible solución: Embrague limitador de torque con acoplamiento flexible "EAS- RATCHETTING CLUTCH LASTIC" del fabricante MAYR POWER TRANSMITION para conectar dos ejes coaxiales.

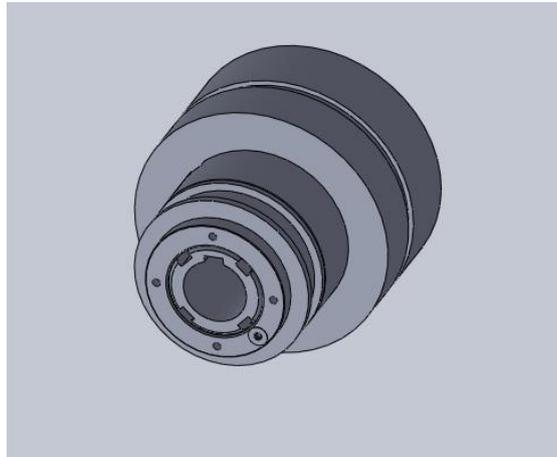


Figura 29: Embrague limitador de torque con acoplamiento flexible para conectar dos ejes coaxiales.

Este embrague "Size 0 Type 437.500.0" satisficiera las necesidades de torque, velocidad angular y diámetros como se puede comprobar en la siguiente tabla, ya que el torque presente, es de 6,63 Nm y el rango admisible es de 5-10 Nm, y la velocidad angular máxima permitida es de 4300 rpm y se tiene 3600 rpm. Además el eje de entrada es de 25 mm y se recomienda que el motor elegido tenga un diámetro de 16 con chaveta acorde a DIN 6885/3 (consultar catálogo del fabricante), lo que da un diámetro total de 20 mm. El modelo diseñado a SOLIDWORKS corresponderá a dichas consideraciones.

Technical data

size	Limiting torques for overload M_G			Max. speeds		Rated torque of flexible coupling $T_{KN}^{4)}$	Weight pilot bored	Stroke of the control element in the event of an overload	Mass moments of inertia	
	Type 437.400.0	Type 437.500.0	Type 437.600.0	Type 437.400.0	Type 437.600.0				Flexible side	Hub side
	Nm	Nm	Nm	rpm	rpm	Nm	kg	mm	kgm ²	kgm ²
0	2,5 - 5	5 - 10	10 - 20	4300	2150	75	1,5	1,4	0,00081	0,00010
1	6 - 12	12 - 25	25 - 50	2880	1440	150	3,8	2,3	0,00370	0,00067
2	12 - 25	25 - 50	50 - 100	2360	1180	150	4,8	2,6	0,00441	0,00190
3	25 - 50	50 - 100	100 - 200	2000	1000	300	9,2	2,6	0,01233	0,00517
4	50 - 100	100 - 200	200 - 400	1660	830	600	14,8	3,7	0,02568	0,01831
5	87 - 175	175 - 350	350 - 700	1360	680	1200	27,0	4,6	0,06765	0,04162

Table of dimensions

size	a_4	c	d_{min}	d_{max}	d_6_{min}	d_6_{max}	d_7	F	F_3	f	f_4	H
0	7	5,5	8	20 ¹⁾	11	30	35	55	80	50	50	37
1	10	7	11	25 ²⁾	11	42	50	82	105	72	65	50
2	10	7	15	35	11	42	65	100	105	90	65	67
3	19	10	19	45	13	60	80	120	135	112	85	84
4	17	11	25	55	25	60	88	146	160	140	90	104
5	35	12	30	65	30	75	110	176	198	170	115	125

size	H_1	h	h_1	k	L	L_1	L_4	l	l_0	s_2	u	v
0	8	3	9	- ³⁾	38,5	34,5	89,5	25	30	4	37	2 ³⁾
1	12	5	9	1,3 ⁴⁾	52	46	116	20	42	4	50	3 ⁴⁾
2	14	6	9	3,0	61	56	125	27	42	4	67	10
3	21	6	9	5,5	78	73	159	31	55	4	84	13
4	27	7	9	5,5	99,5	93	168,5	20,5	55	6	97	13
5	33	8	9	5,5	113,5	107	211,5	22,5	82	6	109	13

1) above \varnothing 16 keyway to DIN 6885/3
2) above \varnothing 22 keyway to DIN 6885/3
3) hexagon socket countersunk head cap screw to DIN 7991
4) $T_{Kmax} = 3,0 \times T_{KN}$
We reserve the right to make dimensional and design alterations.

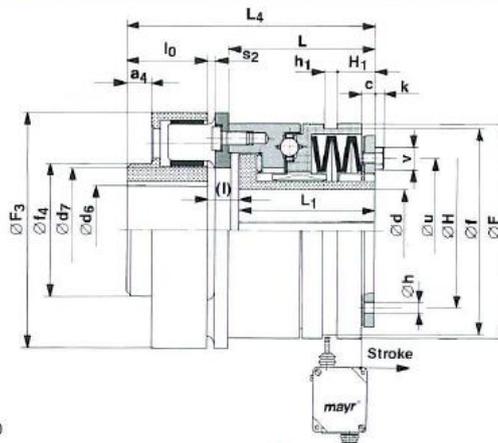
Figura 30: Selección del embrague (a). Fuente: Catálogo de MAYR POWER TRANSMISSION.

EAS®-ratchetting clutch



Lastic

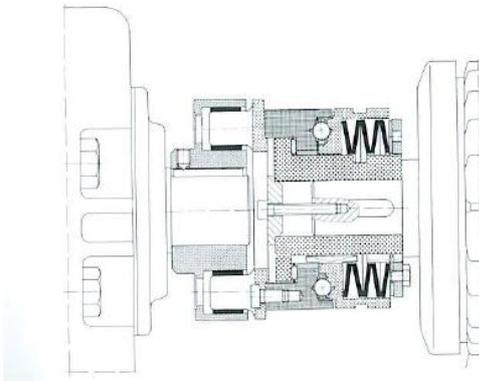
Type 437._00.0



sizes 0-5 Type 437._00.0

Figura 31: Selección del embrague (b). Fuente : Catálogo de MAYR POWER TRANSMISSION

Finalmente se muestra un ejemplo de montaje, entre un motor eléctrico y una reductora, de dicho embrague con acoplamiento flexible. Se pueden encontrar las instrucciones de montaje más detalladas en el anexo "Catálogos".



EAS® Type 437.600.0

Torsionally flexible clutch-coupling for connecting two shafts. This combination is shown between motor and gear box. The coupling is torsionally, flexible and allows for misalignment in all three phases. The flexible element is designed as plug coupling allowing easy assembly and disassembly. The axial location of the EAS®-clutch component is made via a locking collar and set screw in the free shaft end. The coupling hub is located by a set screw over the keyway.

Figura 32: Ejemplo de montaje de embrague

8. Conclusion

The present project defines the mechanical ensemble of a gear reducer and an overload clutch. The main objective of this system is to make possible a speed reduction from 3600 rpm to 200 rpm, for a power of 2,5 kW. In addition, the clutch will allow to protect the gear reducer in case of overload.

Regarding the study, the gear reducer has been designed according to the most compact distribution and to the better efficiency possible, attempting to achieve the lowest cost of the product. The layout of the box which encloses the reduction system has been based on simple shapes in order to facilitate its incorporation to the final use.

The final design proposed in the project is developed from the initial requirements and early sketches to the last calculations and plans to make possible its manufacture.

9. Índice de figuras

Figura 1: Esquema de una transmisión por bandas y poleas	14
Figura 2: Correa plana y trapezoidal	15
Figura 3: Transmisión por cadena	16
Figura 4: Tabla de análisis de decisiones.	19
Figura 5: Engranajes rectos	20
Figura 6: Engranajes helicoidales.....	20
Figura 7: Engranajes cónicos.....	21
Figura 8: Transmisión de tornillo sin fin.....	21
Figura 9: Transmisión de engranajes planetarios	22
Figura 10: Configuración de ejes 1	23
Figura 11: Croquis de carcasa 1	23
Figura 12: Croquis de carcasa 2	24
Figura 13: Diseño final de la carcasa.....	25
Figura 14: Disposición de ejes y engranajes	27
Figura 15: Piñón etapa 1 y eje de entrada.....	30
Figura 16: Engrane etapa 1.....	31
Figura 17: Piñón etapa 2 y eje de intermedio	33
Figura 18: Engrane etapa 2.....	34
Figura 19: Diseño final del eje de entrada.....	36
Figura 20: Diseño final del eje intermedio	36
Figura 21: Diseño final del eje de salida	37
Figura 22: Tapa izquierda eje de entrada (montaje en carcasa)	42
Figura 23: Tapa derecha eje de entrada (montaje en tapa)	43
Figura 24 : Tapas eje intermedio (montaje en carcasa y tapa)	43
Figura 25: Tapa izquierda eje de salida (montaje en carcasa).....	44
Figura 26: Tapa derecha eje de salida (montaje en tapa)	44
Figura 27: Carcasa.....	46
Figura 28: Tapa de carcasa	46
Diseño de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia	54

Figura 29: Embrague limitador de torque con acoplamiento flexible para conectar dos ejes coaxiales.	50
Figura 30: Selección del embrague (a).	51
Figura 31: Selección del embrague (b).	51
Figura 32: Ejemplo de montaje de embrague	52

10. Índice de tablas

Tabla 1: Datos básicos iniciales de eje de entrada.....	29
Tabla 2: Datos básicos iniciales de eje de intermedio.	29
Tabla 3: Datos básicos iniciales de eje de salida	29
Tabla 4: Datos piñón 1ª etapa.	31
Tabla 5: Datos engrane 1ª etapa.	32
Tabla 6: Datos piñón 2ª etapa.	33
Tabla 7: Datos engrane 2ª etapa.	34
Tabla 8: Propiedades de acero de ejes	35
Tabla 9 : Diámetros finales del eje de entrada.....	35
Tabla 10 : Diámetros finales del eje intermedio.....	36
Tabla 11 : Diámetros finales del eje de salida	37
Tabla 12: Rodamientos eje de entrada.....	38
Tabla 13: Rodamientos eje intermedio.....	39
Tabla 14: Rodamientos eje de salida	39
Tabla 15: Características anillo de retención etapa 1.	41
Tabla 16: Características anillo de retención etapa 2.	42
Tabla 17: Características del lubricante escogido	48
Tabla 18: Características necesarias para el embrague	49



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de
Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

ANEXO I: CÁLCULOS

Título:

**Diseño de una caja reductora con embrague de
protección con sobrepotencia**

Autor:

Daniel Afonso Nuez

Tutor:

Carmelo Militello Militello

Julio, 2016

Índice Anexo I: Cálculos

1. Introducción.....	5
2. Datos iniciales	6
3. Diseño de engranajes	10
3.1. Geometría de los engranajes	10
3.1.2. Nomenclatura y propiedades de engranajes rectos	10
3.2. Terminación del diseño de engranajes	24
3.2.1. Cálculos generales.....	24
3.2.2. Cálculo de esfuerzos flexionantes y de esfuerzos de picadura (esfuerzos de contacto) en engranajes.	28
3.2.3. Selección de materiales de acuerdo con los esfuerzos flexionantes y con los de esfuerzos de picadura.	35
4. Diseño de ejes.....	45
4.1. Eje de entrada.....	47
4.1.1. Esfuerzos en el eje de entrada	48
4.1.2. Dimensionamiento a fatiga del eje de entrada	54
4.2. Eje intermedio.....	64
4.2.1. Esfuerzos en el eje intermedio	64
4.2.2. Dimensionamiento a fatiga del eje intermedio.....	70
4.3. Eje de salida	75
4.3.1. Esfuerzos en el eje de salida.....	76
4.3.2. Dimensionamiento a fatiga del eje de salida	82
5. Cálculo y selección de rodamientos	87
5.1. Procedimiento	87
5.2. Rodamientos del eje de entrada.....	89
Diseño de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia	3

5.3. Rodamientos del eje intermedio.....	92
5.4. Rodamientos del eje de salida.....	94
6. Cálculo y selección de chavetas.....	97
6. 1. Longitudes mínimas.....	97
6. 2. Chavetas seleccionadas.....	99
7. Selección de anillos de retención.....	101
8. Cálculo y selección del embrague.....	103
8.1. Cálculo y dimensionamiento del embrague.....	103
8.2. Selección del embrague.....	105
9. Cálculo de tornillería.....	106
10. Simulación de tapetas.....	111
11. Índice de figuras.....	118
12. Índice de tablas.....	121

1. Introducción

En este Anexo de Cálculos se pretende describir detalladamente las consideraciones, métodos, procedimientos y fórmulas utilizadas para el cálculo y diseño del conjunto reductor - embrague.

Dado que el proceso de cálculo de varios parámetros como los correspondientes a los engranajes y a los ejes son de naturaleza iterativa, en este anexo solo se mostrarán de forma detallada las consideraciones iniciales y los cálculos finales de cada proceso, excepto en aquellas situaciones en donde tablas o figuras permitan la comparativa entre varias soluciones.

2. Datos iniciales

A la hora de diseñar un reductor de velocidad es necesario conocer los denominados datos de entrada. Estos son aquellos datos de partida con los que se inicia el diseño y tienen su origen en el motor que va a alimentar el reductor de velocidad y en los requerimientos que se desean alcanzar. Dichos requerimientos son la potencia a transmitir, la velocidad de entrada a la reductora y la velocidad de salida. En este caso serán:

- Potencia: 2,5 kW.
- Velocidad de entrada: 3600 rpm.
- Velocidad de salida: 200 rpm.

Una vez conocidos estos datos, se puede comenzar con el diseño.

Se propone una reductora de doble etapa con dos pares de engranajes y tres ejes paralelos. Por lo tanto la configuración de los mismos será la siguiente:

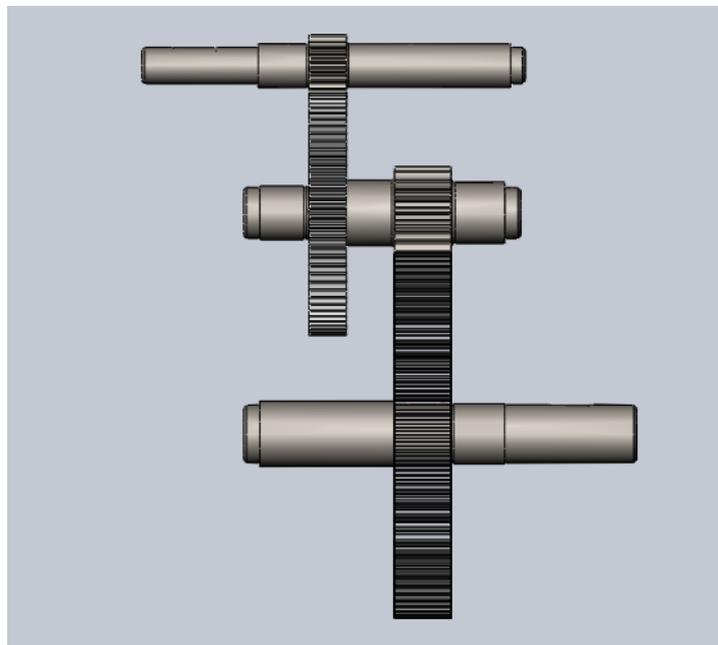


Figura 1: Disposición de ejes y engranajes

En primer lugar se calcula la relación de transmisión teórica que se desea obtener:

$$i_{total}^{teórica} = \frac{n_{salida}}{n_{entrada}} = \frac{3600}{200} = 18$$

- Siendo n la velocidad angular.

Por lo tanto la relación de transmisión teórica por etapa será:

$$i_{etapa 1}^{teórica} = i_{etapa 2}^{teórica} = \sqrt{i_{total}} = \sqrt{18} = 4,243$$

El siguiente paso consiste en definir los estados de velocidad angular, potencia y momento torsor que experimentarán cada uno de los ejes:

Se supone que la potencia se mantendrá constante durante todas las etapas.

Podemos obtener el momento torsor o torque como el cociente entre la potencia y la velocidad angular:

$$T = \frac{P}{n}$$

Por lo tanto, para el eje de entrada se tendrá que:

$$P = 2,5 \text{ kW}$$

$$n_{entrada} = 3600 \text{ rpm}$$

$$T_{entrada} = \frac{P}{n_{entrada}} = \frac{2,5 \cdot 10^3 \text{ W}}{3600 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \text{ rad} \cdot \text{s}} = 6,63 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para el eje intermedio:

$$P = 2,5 \text{ kW}$$

Aplicando la definición de relación de transmisión:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

- El subíndice 1 se corresponde con el piñón o engranaje conductor
- El subíndice 2 se corresponde con el engrane o engranaje conducido
- Siendo N el número de dientes
- Siendo D el diámetro primitivo

Se puede hallar la velocidad angular del eje intermedio:

$$i_{etapa}^{teórica} = 4,243 = \frac{3600}{n_{eje\ intermedio}} \rightarrow n_{eje\ intermedio} = 848,528\ rpm$$

El torque será:

$$T_{eje\ intermedio} = \frac{P}{n_{eje\ intermedio}} = \frac{2,5 \cdot 10^3 W}{3848.528 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} rad \cdot s} = 28,13\ N \cdot m$$

Para el eje de salida:

$$P = 2,5\ kW$$

$$n_{salida} = 3600\ rpm$$

$$T_{salida} = \frac{P}{n_{salida}} = \frac{2,5 \cdot 10^3 W}{200 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} rad \cdot s} = 119,37\ N \cdot m$$

Por lo tanto los estados presentes en cada eje serán:

EJE DE ENTRADA	Sistema Internacional	Sistema Inglés
Potencia: P	2500 W	3,4 CV
Velocidad angular: $n_{entrada}$	3600 rpm	3600 rpm
Torque: $T_{entrada}$	6,63 N·m	59,483 lb-pulg

Tabla 1: Datos básicos iniciales de eje de entrada.

EJE INTERMEDIO	Sistema Internacional	Sistema Inglés
Potencia: P	2500 W	3,4 CV
Velocidad angular: $n_{intermedio}$	848,528 rpm	848,528 rpm
Torque: $T_{intermedio}$	28,135 N·m	252,366 lb-pulg

Tabla 2: Datos básicos iniciales de eje de intermedio.

EJE DE SALIDA	Sistema Internacional	Sistema Inglés
Potencia: P	2500 W	3,4 CV
Velocidad angular: n_{salida}	200 rpm	200 rpm
Torque: T_{salida}	119,366 N·m	1070,700 lb-pulg

Tabla 3: Datos básicos iniciales de eje de salida

Debido a que el cálculo de engranajes y de ejes se rigen por normas americanas, AGMA y ASME respectivamente, a partir de ahora se trabajará en unidades inglesas para mayor comodidad en las ecuaciones que estos estándares proporcionan, no obstante, los resultados y planos finales se mostrarán también en unidades del sistema internacional para facilitar su fabricación.

Se considerarán las unidades de potencia caballos de vapor CV y horse power HP equivalentes.

3. Diseño de engranajes

3.1. Geometría de los engranajes

Los engranajes serán engranajes cilíndricos de dientes rectos. Estos dientes serán paralelos al árbol que los sostiene. Tendrán un perfil de envolvente, es decir, describirán una curva conocida como involuta de profundidad total. Gracias a esto, los engranajes podrán trabajar juntos con una transmisión de potencia uniforme y positiva.

La involuta es uno de los tipo de curvas geométricas denominadas curvas conjugadas. Cuando dos dientes con esos perfiles engranan y giran, existe una relación constante de velocidad angular entre ellos. Desde el momento del contacto inicial hasta el desengrane, la velocidad del engrane motriz está en una proporción constante respecto a la del engrane conducido.



Figura 2: Perfil de involuta. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

3.1.2. Nomenclatura y propiedades de engranajes rectos

Los términos y símbolos utilizados se apejarán, en inglés, a las normas de la American Gear Manufacturers Association (AGMA).

Para comenzar a definir la geometría de los engranajes es necesario determinar parámetros como el ángulo de presión, el número de dientes de piñón y engranaje, el factor de sobrecarga, la potencia de diseño y el paso diametral tentativo.

El ángulo de presión (ϕ) de un engranaje se define como el ángulo entre la línea de acción y la dirección de la velocidad en el punto de paso. De modo que la línea de

acción girará ϕ grados en la dirección de giro del engrane impulsado. Se utilizará un valor de ángulo de presión estándar de 20° .

Para determinar el número de dientes de piñón y engrane se deberá tener en cuenta que no exista interferencia entre ellos.

El número mínimo de dientes de profundidad total, requerido para eliminar la interferencia que corre contra una cremallera estándar, se calcula a partir de:

$$N_{min} = \frac{2}{\text{sen}^2(\phi)} = \frac{2}{\text{sen}^2(20)} = 17,1 \rightarrow 18$$

O también se puede obtener según la siguiente tabla:

TABLA 8-6 Número de dientes del piñón, para asegurar que no haya interferencia

Para un piñón engranado con una cremallera		Para un piñón de 20° , profundidad total, engranado con un engrane	
Forma del diente	Número mínimo de dientes	Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
Envolvente $14\frac{1}{2}^\circ$, profundidad total	32	17	1309
Envolvente 20° , profundidad total	18	16	101
Envolvente 25° , profundidad total	12	15	45
		14	26
		13	16

Figura 3: N° de dientes para evitar interferencia. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

De la que aparte del número mínimo de dientes en el piñón, se obtiene el número máximo de dientes del engrane. Se entiende que para un número mayor de 17 dientes en el piñón no se producirá interferencia, y por lo tanto no habrá límite de dientes en el engrane. Esto significa que la elección del número de dientes del engrane se deberá hacer acorde a otros factores como garantizar la relación de transmisión.

De este modo se halla el número de dientes necesarios en el engrane para conseguir transmitir la relación de transmisión necesaria sin interferencia:

$$i_{etapa}^{teórica} = 4,243 = \frac{N_2}{18} \rightarrow N_2 = 76,32 \text{ dientes} \rightarrow 77 \text{ dientes}$$

Ambas etapa, 1 y 2, tendrán un piñón de 18 dientes y un engrane de 77 dientes.

Por lo tanto la relación de transmisión real será:

$$i_{etapa}^{real} = \frac{77}{18} = 4,28 \approx 4,243$$

$$i_{total}^{real} = \left(\frac{77}{18}\right)^2 = 18.3 \approx 18$$

Por lo tanto las relaciones de transmisión reales serán aceptables en comparación a las teóricas.

De la misma forma, con esta relación de transmisión real también cambiará la velocidad real del eje intermedio así como su torque. Los datos básicos finales de los ejes serán:

EJE DE ENTRADA	Sistema Internacional	Sistema Inglés
Potencia: P	2500 W	3,4 CV
Velocidad angular: $n_{entrada}$	3600 rpm	3600 rpm
Torque: $T_{entrada}$	6,63 N·m	59,483 lb-pulg

Tabla 4: Datos básicos finales de eje de entrada.

EJE INTERMEDIO	Sistema Internacional	Sistema Inglés
Potencia: P	2500 W	3,4 CV
Velocidad angular: $n_{intermedio}$	841,56 rpm	841,56 rpm
Torque: $T_{intermedio}$	28,368 N·m	254, 457 lb-pulg

Tabla 5: Datos básicos finales de eje de intermedio.

EJE DE SALIDA	Sistema Internacional	Sistema Inglés
Potencia: P	2500 W	3,4 CV
Velocidad angular: n_{salida}	200 rpm	200 rpm
Torque: T_{salida}	119,366 N·m	1070,700 lb-pulg

Tabla 6: Datos básicos finales de eje de salida

El siguiente paso es determinar el factor de sobrecarga, la potencia de diseño y el paso diametral tentativo.

El factor de sobrecarga (K_0) es un factor que se aplica para incrementar el esfuerzo en el diente con base en "el grado de choque" de la maquinaria conectada al tren de engranajes. Este factor se escogerá de la siguiente tabla en la que la AGMA sugiere algunos de estos valores con base en el nivel supuesto de cargas de choque en los dispositivos impulsor e impulsado.

TABLA 9-5 Factores de sobrecarga sugeridos, K_0

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Figura 4 : Factores de sobrecarga sugeridos. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

Como la fuente de potencia será un motor eléctrico, será una fuente uniforme. Por otro lado, los impulsores de máquinas herramientas producen un choque moderado, por lo tanto, el factor de sobrecarga estimado será de 1,5.

Una vez conocido este factor se puede calcular la potencia de diseño mediante la siguiente expresión:

$$P_{diseño} = K_0 \cdot P$$

$$P_{diseño} = 1,5 \cdot 3,4 CV = 5,1 HP$$

A continuación se procede a estimar un paso diametral (p_d) tentativo para poder comenzar el cálculo iterativo de los engranajes.

ETAPA 1:

Cuando se utilizan engranajes de acero, la figura que se mostrará contiene una guía inicial para estimar un paso diametral tentativo. En esta gráfica se representa la potencia de diseño transmitida en función de la velocidad de giro del piñón, para un determinado número de pasos y diámetros de piñón y para acero templado en su totalidad con HB 300. Debido a las muchas variables que intervienen, el valor del paso diametral obtenido de esta figura será sólo un objetivo inicial para poder comenzar los cálculos. Posteriormente, es probable que sea necesario cambiar dicho paso diametral para ajustarse a las condiciones óptimas de diseño. No obstante, como valor inicial supone una buena estimación.

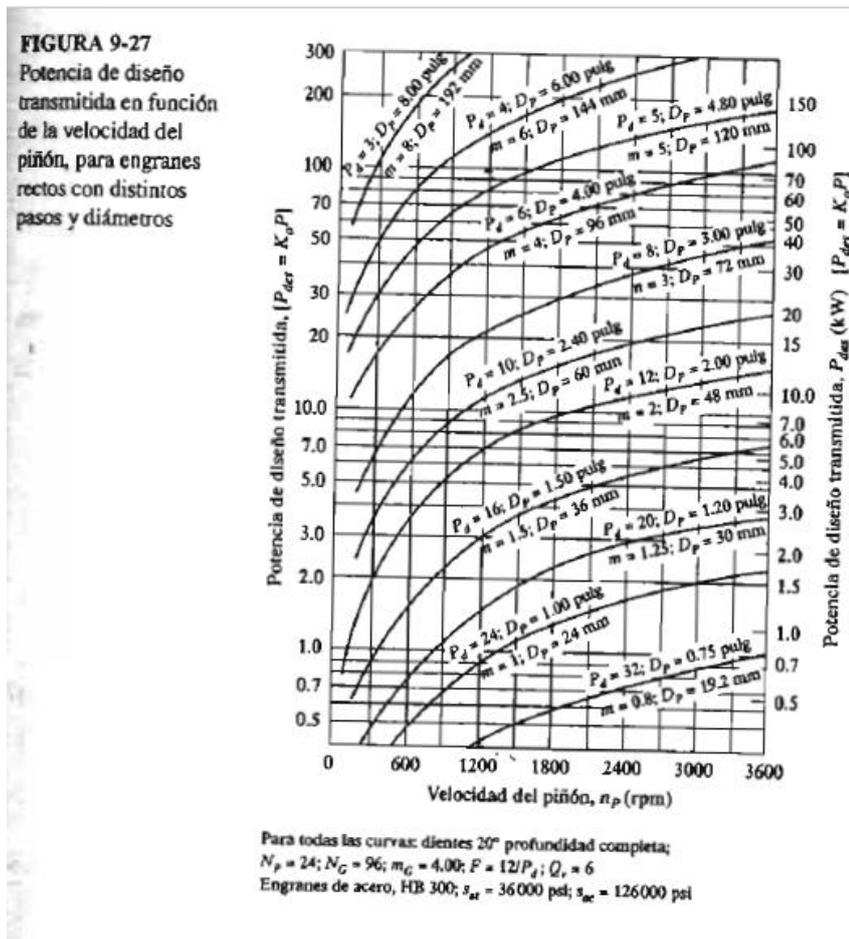


Figura 5: Estimación tentativa de paso diametral. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

Para la primera etapa, el piñón tiene una velocidad de 3600 rpm y la potencia de diseño es de 5,1 HP, esto mediante la figura 5 da un paso diametral tentativo inicial de 16. Tras realizar los cálculos con dicho paso diametral (también conocido como diámetro de paso) se llega a la conclusión que dicho valor no es satisfactorio ya que proporciona unos diámetros interiores en los engranajes que entran en conflicto con los diámetros que se calculan en los ejes. Además, necesitarían un acero de mayor dureza.

A través de la realización de una hoja de cálculo para el diseño de engranajes y eje, se ha podido probar con distintos valores hasta que se ha obtenido que la solución más satisfactoria se da para un paso diametral de 12 en la primera etapa. En la siguiente

figura se muestran las equivalencias entre pasos diametrales y módulos métricos para la comparación entre ambos sistemas de unidades.

TABLA 8-3 Módulos normalizados

Módulo (mm)	P_d equivalente	P_d normalizado más cercano (dientes/pulg)
0.3	84.667	80
0.4	63.500	64
0.5	50.800	48
0.8	31.750	32
1	25.400	24
1.25	20.320	20
1.5	16.933	16
2	12.700	12
2.5	10.160	10
3	8.466	8
4	6.350	6
5	5.080	5
6	4.233	4
8	3.175	3
10	2.540	2.5
12	2.117	2
16	1.587	1.5
20	1.270	1.25
25	1.016	1

Figura 6: Equivalencias entre módulos métricos y pasos diametrales. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

Por lo tanto vemos que el paso diametral de 12 equivale a un módulo métrico de 2.

A continuación se procede a detallar los cálculos mencionados anteriormente.

Una vez calculado el número de dientes del par de engranajes, la relación de transmisión real y el paso diametral, se procede a definir completamente la geometría del engranaje.

En primer lugar se debe comprobar que la relación de contacto entre engranes (parámetro que sirve para indicar el número promedio de dientes en contacto durante la

transmisión de potencia), sea mayor a 1,2, que es la relación mínima recomendada, e incluso mayor de 1,5 que es el valor típico para engranajes rectos.

La relación de contacto se calcula como:

$$m_f = \frac{\sqrt{R_{op}^2 - R_{bp}^2} + \sqrt{R_{oG}^2 - R_{bG}^2} - C \cdot \text{sen } \phi}{p \cdot \text{cos } \phi}$$

Siendo:

- ϕ : Ángulo de presión
- R_{op} : Radio exterior del piñón
- R_{bp} : Radio del círculo base para el piñón
- R_{oG} : Radio exterior del engrane mayor
- R_{bG} : Radio del círculo base para el engrane mayor
- C : Distancia entre centros
- p : Paso circular

Donde cada parámetro se calcula de la siguiente forma:

RELACIÓN DE CONTACTO "mf" (>=1.2)		
ETAPA 1		
Radio exterior del piñón (pulg)	$R_{op} = (N_p + 2) / (2Pd)$	0,833
Radio del círculo base para el piñón (pulg)	$R_{bp} = (N_p / (2Pd)) \cdot \text{cos}(\phi)$	0,705
Radio exterior del engrane mayor (pulg)	$R_{og} = (N_g + 2) / (2Pd)$	3,292
Radio del círculo base para el engrane mayor (pulg)	$R_{bg} = (N_g / (2Pd)) \cdot \text{cos}(\phi)$	3,015
Distancia entre centros (pulg)	$C = (N_p + N_g) / (2Pd)$	3,958
Paso circular (pulg)	$p = P_l / Pd$	0,262
Relación de contacto "mf" (>=1.2)	mf	1,675

Tabla 7: Cálculo de la relación de contacto (etapa 1)

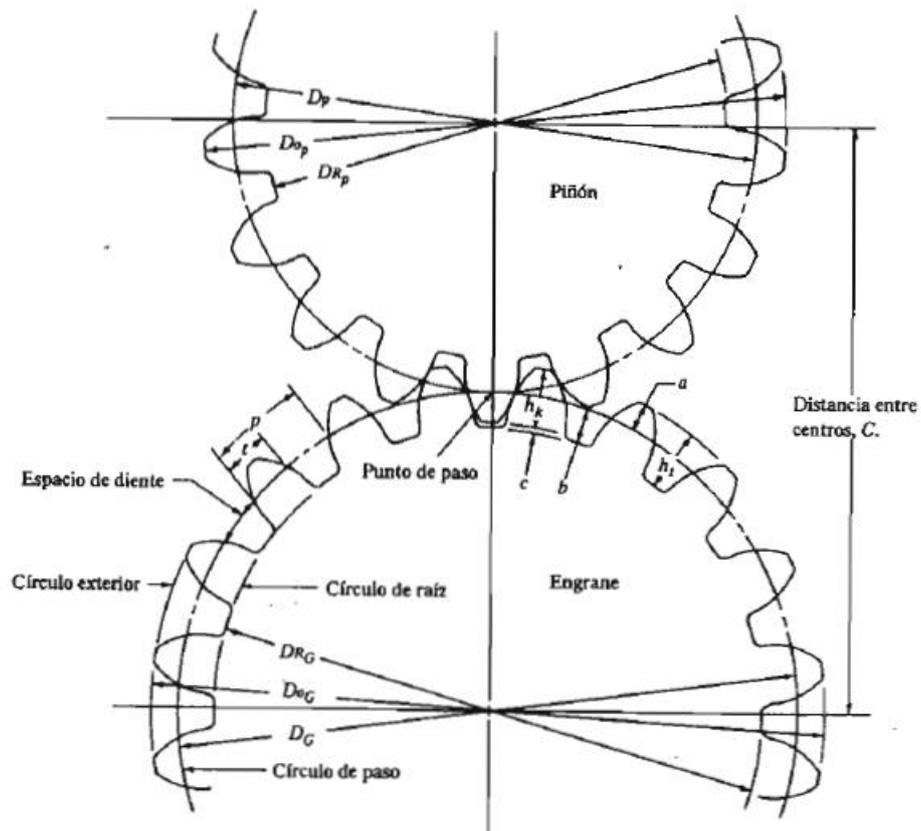


Figura 7: Propiedades de un par de engranajes. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

A continuación se calculan el resto de propiedades geométricas de los engranajes, mediante las siguientes expresiones:

Relación de engrane:

$$m_G = \frac{N_G}{N_p}$$

Diámetro de paso o diámetro primitivo:

Piñón:

$$D_p = \frac{N_p}{P_d}$$

Daniel Afonso Nuez

Anexo I: Cálculos

Engrane:

$$D_p = \frac{N_p}{P_d}$$

Paso circular: Igual en piñón y engrane:

$$p = \frac{\pi}{P_d}$$

Addendum (altura de cabeza del diente):

$$a = \frac{1}{P_d}$$

Dedendum (altura del pie del diente):

$$b = \frac{1,25}{P_d}$$

Holgura:

$$c = \frac{0,25}{P_d}$$

Diámetros exteriores:

Piñón:

$$D_{op} = \frac{(N_p + 2)}{P_d}$$

Engrane:

$$D_{oG} = \frac{(N_G + 2)}{P_d}$$

Diámetros de raíz

Piñón:

$$D_{Rp} = D_p - 2 \cdot b$$

Engrane:

$$D_{RG} = D_G - 2 \cdot b$$

Altura total del diente:

$$h_t = a + b$$

Profundidad de trabajo:

$$h_k = 2 \cdot a$$

Espesor del diente:

$$t = \frac{\pi}{2 \cdot P_d}$$

Diámetro del círculo base:

Piñón:

$$D_{bP} = D_p \cdot \cos \phi$$

Engrane:

$$D_{bG} = D_G \cdot \cos \phi$$

PROPIEDADES DE LOS ENGRANAJES		
ETAPA 1		
Razón de engrane (pulg)	M_g	4,278
Diámetro de paso piñón (pulg)	D_p	1,500
Diámetro de paso engrane (pulg)	D_g	6,417
Paso circular piñón (pulg)	p	0,262
Paso circular engrane (pulg)	p	0,262
Addendum (pulg)	a	0,083
Dedendum (pulg)	b	0,104
Holgura (pulg)	c	0,021
Diámetro exterior piñón (pulg)	D_{op}	1,667
Diámetro exterior engrane (pulg)	D_{og}	6,583
Diámetro de raíz piñón (pulg)	D_{rp}	1,292
Diámetro de raíz engrane (pulg)	D_{rg}	6,208
Altura total (pulg)	h_t	0,188
Profundidad de trabajo (pulg)	h_k	0,167
Espesor del diente (pulg)	t	0,131
Distancia entre centros (pulg)	C	3,958
Diámetro del círculo base piñón (pulg)	D_{bp}	1,410
Diámetro del círculo base engrane (pulg)	D_{bg}	6,030

Tabla 8: Cálculo de las propiedades geométricas (etapa 1)

Dichas propiedades quedan ilustradas en la siguiente figura.



Figura 8: Propiedades de un par de engranajes. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

Ya se ha definido completamente la geometría del par de engranes de la primera etapa, a continuación se procede a calcular la geometría de la segunda etapa.

ETAPA 2:

Para la segunda etapa, el piñón tiene una velocidad de 841,56 rpm y la potencia de diseño es de 5,1 HP, esto mediante la figura 5 da un paso diametral tentativo inicial de 12. Tras realizar los cálculos con dicho paso diametral (también conocido como diámetro de paso) se llega a la conclusión que dicho valor no es satisfactorio ya que proporciona unos diámetros interiores en los engranajes que entran en conflicto con los diámetros que se calculan en los ejes. Además, necesitarían un acero de mayor dureza.

A través de la realización de una hoja de cálculo para el diseño de engranajes y eje, se ha podido probar con distintos valores hasta que se ha obtenido que la solución más satisfactoria se da para un paso diametral de 8 en la segunda etapa que equivale a un módulo métrico de 3.

Debido a que el procedimiento a seguir a partir de este momento es igual al explicado anteriormente, se mostrarán solo los resultados para esta etapa:

RELACIÓN DE CONTACTO "mf" (>=1.2)		
ETAPA 2		
Radio exterior del piñón (pulg)	$R_{op}=(N_p+2)/(2Pd)$	1,250
Radio del círculo base para el piñón (pulg)	$R_{bp}=(N_p/(2Pd)) \cdot \cos(\phi)$	1,057
Radio exterior del engrane mayor (pulg)	$R_{og}=(N_g+2)/(2Pd)$	4,938
Radio del círculo base para el engrane mayor (pulg)	$R_{bg}=(N_g/(2Pd)) \cdot \cos(\phi)$	4,522
Distancia entre centros (pulg)	$C=(N_p+N_g)/(2Pd)$	5,938
Paso circular (pulg)	$p = \pi/Pd$	0,393
Relación de contacto "mf" (>=1.2)	mf	1,675

Tabla 9: Cálculo de la relación de contacto (etapa 1)

PROPIEDADES DE LOS ENGRANAJES		
ETAPA 2		
Razón de engrane (pulg)	M_g	4,278
Diámetro de paso piñón (pulg)	D_p	2,250
Diámetro de paso engrane (pulg)	D_g	9,625
Paso circular piñón (pulg)	p	0,393
Paso circular engrane (pulg)	p	0,393
Addendum (pulg)	a	0,125
Dedendum (pulg)	b	0,156
Holgura (pulg)	c	0,031
Diámetro exterior piñón (pulg)	D_{op}	2,500
Diámetro exterior engrane (pulg)	D_{og}	9,875
Diámetro de raíz piñón (pulg)	D_{rp}	1,938
Diámetro de raíz engrane (pulg)	D_{rg}	9,313
Altura total (pulg)	h_t	0,281
Profundidad de trabajo (pulg)	h_k	0,250
Espesor del diente (pulg)	t	0,196
Distancia entre centros (pulg)	C	5,938
Diámetro del círculo base piñón (pulg)	D_{bp}	2,114
Diámetro del círculo base engrane (pulg)	D_{bg}	9,045

Tabla 10: Cálculo de las propiedades geométricas (etapa 1)

Ya se ha definido completamente la geometría de los engranajes de ambas etapas, a continuación se procede a terminar el dimensionamiento de los mismos.

3.2. Terminación del diseño de engranajes

3.2.1. Cálculos generales

3.2.1.1. Fuerzas presentes en los engranajes

Sobre los dientes de los engranajes rectos debido a la transmisión de potencia se produce una fuerza que se puede descomponer en dos componentes; tangencial y radial. Debido al principio de acción y reacción, las fuerzas en cada engranaje de la misma pareja serán de mismo módulo pero dirección opuesta. Se denominará W_t a la fuerza tangencial y W_r a la fuerza radial.

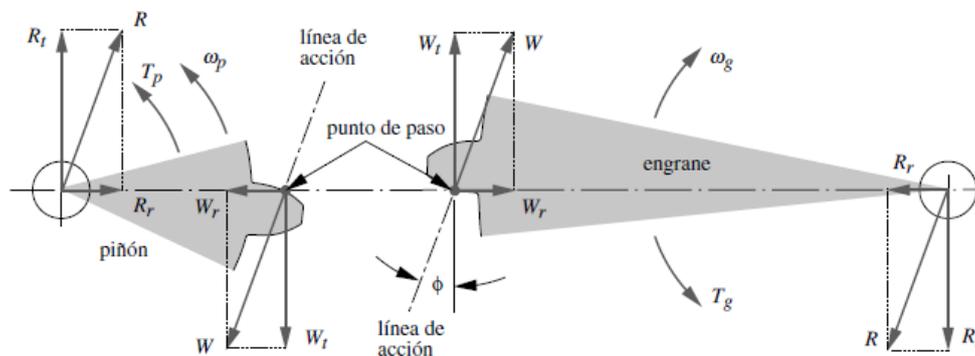


Figura 9: Fuerzas presentes en los engranajes. Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado. Robert L. Norton. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2011.

Estas fuerzas se calculan de la siguiente forma:

$$W_t = \frac{P}{n}$$

$$W_r = W_t \cdot \operatorname{tg} \phi$$

3.2.1.2. Velocidad de la línea de paso

Otro parámetro que es importante calcular es la velocidad en la línea de paso:

$$v_t = n \cdot r_p$$

Siendo:

- n: El número de revoluciones por minuto.
- rp: El radio primitivo.

Normalmente este parámetro se trabaja en unidades de pie/min por lo tanto si se aplican los factores de conversión correspondientes se obtiene la siguiente expresión:

$$v_t = \frac{n \cdot D_p \cdot \pi}{12}$$

Donde:

- [n]: rpm
- [D_p]: pulg

3.2.1.3. Ancho del diente

Para la determinación del ancho del diente del engranaje se aplica la recomendación de la AGMA, que indica que el ancho de cara (F) debe permanecer preferiblemente entre los siguientes valores:

$$8/P_d < F < 1/P_d$$

Con un valor nominal de:

$$F=12/P_d$$

3.2.1. 4. Número de calidad

El estándar AGMA 2000-A88 define un índice de calidad Q_v que abarca desde la peor calidad (3) hasta la mayor (16). Este número de calidad viene determinado

fundamentalmente por el método de manufactura. Según las AGMA, para la aplicación deseada, accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas de calidad se recomiendan los siguientes números de calidad:

Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad	Velocidad de la línea de paso
0-800	6-8	0-4
800-2000	8-10	4-11
2000-4000	10-12	11-22
Más de 4000	12-14	Más de 22

Figura 10: Números recomendados de calidad de engrane contra la velocidad en la línea de paso. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006.

Por lo tanto debido a las exigencias del sistema se escoge una calidad 8.

3.2.1.5. Coeficiente elástico

A partir de la norma AGMA 2001- C95, se toma el valor del coeficiente elástico C_p para un engranaje de acero:

Tabla 9-9 Coeficiente elástico, C_p

Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa)	Material y módulo de elasticidad E_g , lb/pulg ² (MPa), del engrane					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fuente: Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth* con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314
Nota: Relación de Poisson = 0.30; unidades de C_p = (lb/pulg²)^{0.5} o (MPa)^{0.5}

Figura 11: Valores de coeficiente elástico. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

El cálculo de dichos parámetros para cada etapa proporciona los siguientes valores:

ETAPA 1:

CÁLCULOS GENERALES		
ETAPA 1		
Velocidad intermedia real (rpm)	nint	841,558
Relación de transmisión real de etapa	ie	4,278
Velocidad de la línea de paso (pies/min)	vt	1413,717
Carga transmitida (Fuerza tangencial) (lb)	Wt	79,343
Carga transmitida (Fuerza radial) (lb)	Wr	28,879
Ancho de diente (F) (pulg)		
}} Mínimo recomendado	Fmin	0,667
}} Máximo recomendado	Fmax	1,333
}} Valor nominal	F	1,000
Coefficiente elástico de la AGMA (psi ^{0,5})	Cp	2300,000
Número de Calidad	Q	8,000

Tabla 11: Cálculos generales (etapa 1)

ETAPA 2:

ETAPA 2		
Velocidad salida real (rpm)	nint	198,357
Relación de transmisión real de etapa	ie	4,278
Velocidad de la línea de paso (pies/min)	vt	495,719
Carga transmitida (Fuerza tangencial) (lb)	Wt	226,275
Carga transmitida (Fuerza radial) (lb)	Wr	82,357
Ancho de diente (F) (pulg)		
}} Mínimo recomendado	Fmin	1,000
}} Máximo recomendado	Fmax	2,000
}} Valor nominal	F	1,500
Coefficiente elástico de la AGMA	Cp (psi ^{0,5})	2300,000
Número de Calidad	Q	8,000

Tabla 12: Cálculos generales (etapa 1)

3.2.2. Cálculo de esfuerzos flexionantes y de esfuerzos de picadura (esfuerzos de contacto) en engranajes.

Existen dos métodos principales de falla que afectan a los dientes de los engranajes, la fractura por fatiga o esfuerzo flexionante, que se debe a la variación de los esfuerzos de flexión en la raíz del diente, y la fatiga superficial o esfuerzos de picadura o contacto.

La AGMA, en su estándar 2001- B88, ha desarrollado una ecuación para el cálculo del esfuerzo de flexión, que es válida para los siguientes supuestos:

- La razón de contacto se encuentra entre 1 y 2
- No hay interferencia entre las puntas y los filetes de la raíz de los dientes acoplados ni tampoco rebaja del diente arriba del inicio teórico del perfil activo.
- Ningún diente es puntiagudo.
- La holgura es distinta de cero.
- Los filetes de la raíz son estándares, se suponen lisos y se fabrican mediante generación.
- Las fuerzas de fricción son despreciables.

Debido a que el sistema a diseñar cumple con todos estos requisitos se puede aplicar dicha ecuación que es la siguiente:

$$s_t = \frac{W_t \cdot P_d}{F \cdot J} \cdot (K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_v)$$

Donde:

- J: Factor de geometría
- K_o : Es el factor de sobrecarga (calculado anteriormente).
- K_s : Es el factor de tamaño.
- K_m : Es el factor de distribución de la carga.
- K_B : Es el factor de espesor de aro

- K_v : Factor dinámico para la resistencia flexionante.

Dado que ya se ha calculado previamente W_t, P_d, F y K_o es necesario calcular el resto de parámetros para poder determinar el esfuerzo flexionante.

En cuanto al esfuerzo de picadura, además de asegurar el comportamiento a flexión, los dientes de los engranajes deben ser capaz durante su vida útil con las menores picaduras posibles en su perfil. Las picaduras son pequeñas pérdidas de material en la superficie de las caras de los dientes debido a los grandes esfuerzo de contacto que causan fatiga.

La AGMA indica que el cálculo del esfuerzo del esfuerzo de picadura debe realizarse en el punto más bajo de contacto de un diente (LPSTC: Lowest point of single tooth contact), ya que arriba de este punto la carga se distribuye entre otros dientes. Así mismo, proporciona una ecuación para su cálculo que es la siguiente:

$$s_c = C_p \cdot \sqrt{\frac{W_t \cdot K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v}{F \cdot D_p \cdot I}}$$

Donde los valores de K_o, K_s, K_m, K_v se pueden suponer iguales a los de el esfuerzo flexionante, y por lo tanto quedaría por calcular el factor de geometría a la picadura I .

A continuación se procede a realizar el cálculo de todos los parámetros implicados en el esfuerzo flexionante y el esfuerzo de picadura.

3.2.2.1. Cálculo de parámetros

Factor de sobrecarga: K_o

Obtenido anteriormente: $K_o = 1,5$

Factor de tamaño: K_s

Este valor se obtiene de la recomendación que hace la AGMA en la siguiente tabla:

TABLA 9-6 Factores de tamaño sugeridos, K_s

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Figura 12: Factores de tamaño sugeridos. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

Factor de distribución de carga: K_m

Este valor se obtiene de la siguiente tabla con los valores recomendados:

Tabla 8-16
Factores K_m de distribución de carga

Ancho de cara In (mm)	K_m
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥ 20 (500)	2.0

Figura 13: Factores de de distribución de carga sugeridos: Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado. Robert L. Norton. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2011.

Factor de espesor de aro: K_b

Para hallar este parámetro, en general, es necesario calcular la relación de respaldo que se define como:

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

Donde:

- t_R : Espesor del aro del diámetro de la raíz del diente al diámetro interior del aro
- h_t : Profundidad total del diente

Si: $0,5 \leq m_B \leq 1,2 \rightarrow K_b = -2m_B + 3,4$

Si: $m_B > 1,2 \rightarrow K_b = 1$

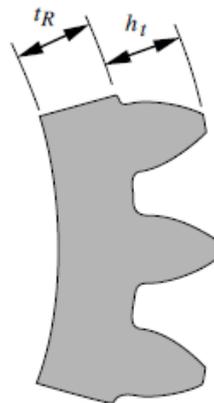


FIGURA 8-23
Parámetros de la AGMA para el factor K_b del espesor del aro

Figura 14: Factores de espesor de aro: Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado. Robert L. Norton. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2011.

No obstante, para este proyecto no es necesario realizar este cálculo ya que el factor de espesor de aro es 1 siempre que los engranajes se fabriquen a partir de modelos sólidos.

Factor dinámico para la resistencia flexionante: K_v

Este valor se obtiene de las siguientes expresiones según la norma AGMA 2001 - C95

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{vt}}{A} \right)^B$$

Donde:

$$A = 50 + 56(1.0 - B)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0,667}}{4}$$

Factor de geometría: J

Según la norma AGMA 218.01 podemos obtener el factor de geometría J de la siguiente figura:

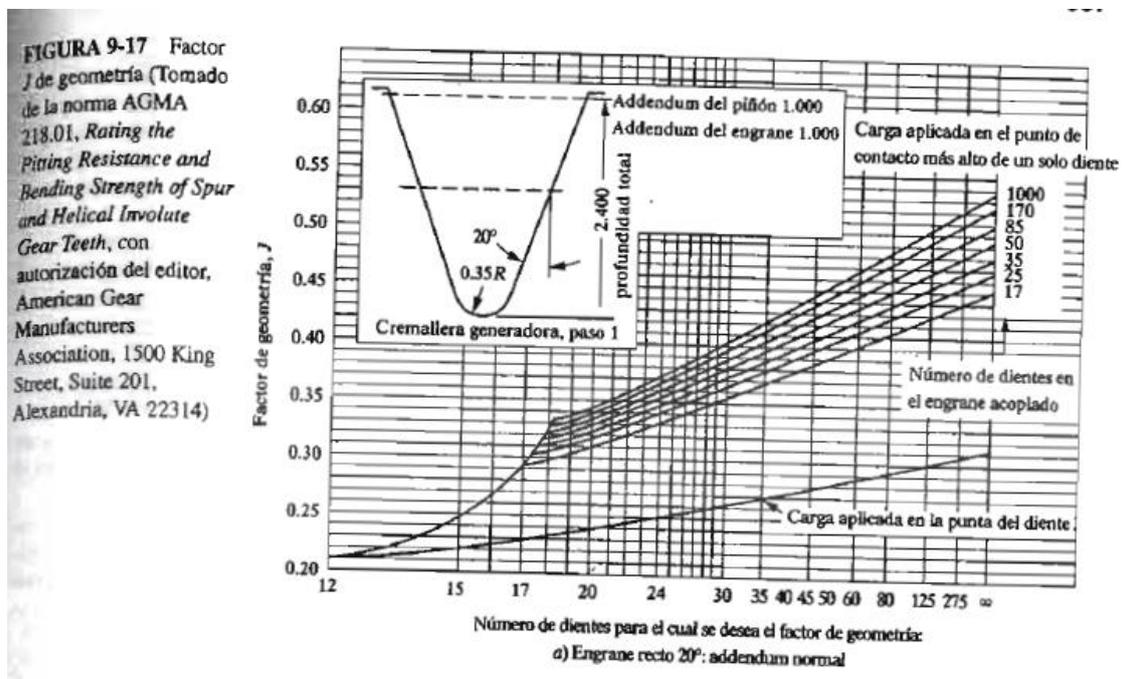


Figura 15: Factor de geometría J para un engranaje recto con ángulo de presión de 20°. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

Factor de geometría a la picadura : I

Basado en la norma AGMA 218.01 se puede obtener de la siguiente figura:

FIGURA 9-23 Factor de geometría I para piñones rectos externos y distancias entre centros estándar. Todas las curvas son para el punto inferior de contacto de un solo diente sobre el piñón (Tomado de la norma AGMA 218.01, *Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

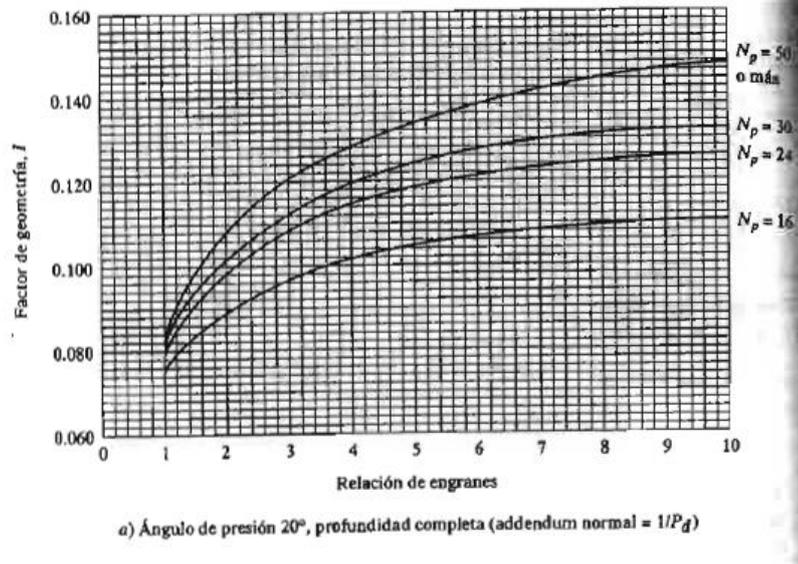


Figura 16: Factor de geometría a la picadura I para un engranaje recto con ángulo de presión de 20° . Fuente: *Diseño de Elementos de Máquinas*. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

Los valores calculados de estos factores, del esfuerzo flexionante y del esfuerzo de picadura son los siguientes:

ETAPA 1:

CÁLCULO DE FACTORES		
ETAPA 1		
Factor de sobrecarga	K_a	1,500
Factor de tamaño	K_s	1,000
Factor de distribución de carga	K_m	1,600
Factor de espesor de aro	K_b	1,000
Factor dinámico	K_v	1,308
}} Parámetro A	A	70,722
}} Parámetro B	B	0,630
Factor geométrico de resistencia a la flexión (piñón-eng)	J_p	0,320
Factor geométrico de resistencia a la flexión (eng-piñón)	J_g	0,410
Factor de geometría para picadura	I	0,108

Tabla 13: Cálculos de factores (etapa 1)

CÁLCULO DE ENGRANAJES A FLEXIÓN (ESFUERZOS FLEXIONANTES)		
ETAPA 1		
Esfuerzo flexionante requerido piñón	Stp (psi)	9341,024
Esfuerzo flexionante requerido engrane	Stg (psi)	7290,555

Tabla 14: Cálculos de esfuerzos flexionantes (etapa 1)

CÁLCULO DE ENGRANAJES A PICADURA (ESFUERZOS DE CONTACTO)		
ETAPA 1		
Esfuerzo de contacto esperado	Sc (psi)	90188,662

Tabla 15: Cálculos de esfuerzos de contacto (etapa 1)

ETAPA 2:

CÁLCULO DE FACTORES		
ETAPA 2		
Factor de sobrecarga	Ka	1,500
Factor de tamaño	Ks	1,000
Factor de distribución de carga	Km	1,600
Factor de espesor de aro	Kb	1,000
Factor dinámico	Kv	1,188
}} Parámetro A	A	70,722
}} Parámetro B	B	0,630
Factor geométrico de resistencia a la flexión (piñón-eng)	Jp	0,320
Factor geométrico de resistencia a la flexión (eng-piñón)	Jg	0,410
Factor de geometría para picadura	I	0,108

Tabla 16: Cálculos de factores (etapa 2)

CÁLCULO DE ENGRANAJES A FLEXIÓN (ESFUERZOS FLEXIONANTES)		
ETAPA 2		
Esfuerzo flexionante requerido piñón	Stp (psi)	10754,169
Esfuerzo flexionante requerido engrane	Stg (psi)	8393,498

Tabla 17: Cálculos de esfuerzos flexionantes (etapa 2)

CÁLCULO DE ENGRANAJES A PICADURA (ESFUERZOS DE CONTACTO)		
ETAPA 2		
Esfuerzo de contacto esperado	Sc (psi)	96770,530

Tabla 18: Cálculos de esfuerzos de contacto (etapa 2)

3.2.3. Selección de materiales de acuerdo con los esfuerzos flexionantes y con los de esfuerzos de picadura.

Se seleccionará el material de los engranajes de acuerdo con el esfuerzo más desfavorable que se encuentre, que por lo general suelen ser los esfuerzos por picadura.

Se considera que los componentes del diseño no superarán los 120°C.

Para seleccionar un material para el engranaje de acuerdo con el esfuerzo flexionante se debe calcular un número de esfuerzo flexionante admisible y éste debe ser mayor al esfuerzo flexionante calculado anteriormente.

El esfuerzo flexionante admisible ajustado S_{at}' , se puede calcular de la siguiente manera:

$$S_{at}' = \frac{S_{at} \cdot Y_N}{SF \cdot K_R}$$

Donde:

- S_{at} : Esfuerzo flexionante admisible del material
- Y_N : Factor por ciclos de esfuerzo
- SF : Factor de seguridad
- K_R : Factor de confiabilidad

Factor por ciclos de esfuerzo: Y_N

Para determinar este parámetro se utiliza la siguiente figura, teniendo en cuenta que la práctica general de diseño utiliza la línea superior del intervalo sombreado.

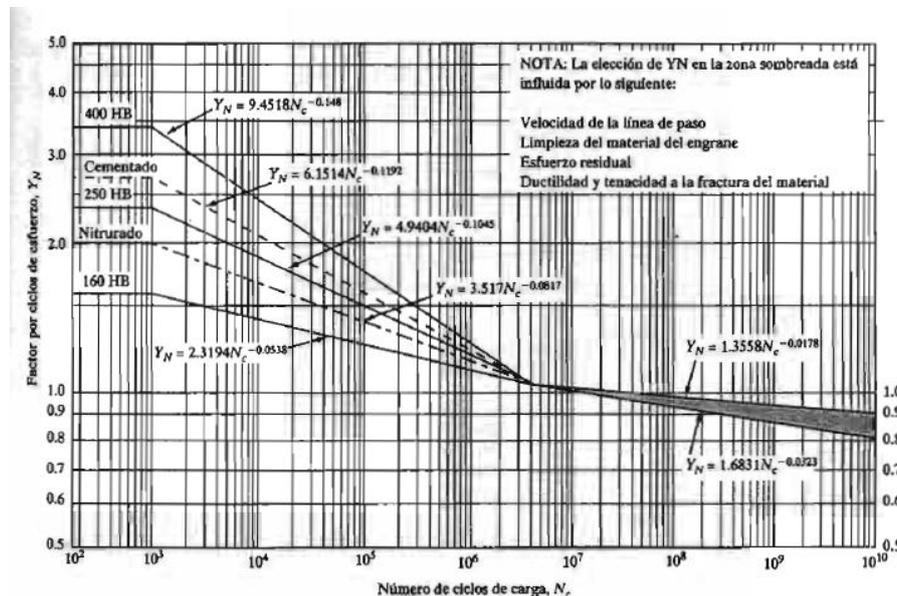


FIGURA 9-22 Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo, Y_N (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor: American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

Figura 17: Factor por ciclos de esfuerzo. Fuente: *Diseño de Elementos de Máquinas*, Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición, 2006

Por lo tanto se utilizará la siguiente expresión:

$$Y_N = 1,3558 \cdot N_c^{-0,0178}$$

Donde a su vez el número de ciclos de carga N_c se calcula según:

$$N_c = 60 \cdot L \cdot n \cdot q$$

Donde:

- L: Vida de diseño (h).
- n: Velocidad de giro en rpm
- q: Número de aplicaciones de carga por revolución

La vida de diseño se tomará como L=20000 h, ya que es el valor indicado para maquinaria industrial. El número de aplicaciones de carga por revolución será 1.

Factor de seguridad: SF

Es un factor que se aplica para considerar incertidumbres en el análisis de diseño, en las características del material y en las tolerancias de la fabricación. Se tomará un valor de 1 ya que se considera que no hay incertidumbre excepcional.

Factor de confiabilidad: KR

Este factor se selecciona según la confiabilidad de diseño deseada.

TABLA 9-8 Factor de confiabilidad, K_R

Confiabilidad	K_R
0.90, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1.00
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10 000	1.50

Figura 18 : Factor de confiabilidad. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

Para el diseño se escogerá una confiabilidad de 0,9999, es decir, una falla en 10000 para asegurar la mayor fiabilidad del conjunto. Por lo tanto, el factor de confiabilidad $K_R = 1,5$

Entonces como $s_t < s_{at}$:

$$S_t < S_{at} \cdot \frac{Y_N}{SF \cdot K_R}$$

Entonces despejando S_{ac} se podrá obtener el esfuerzo flexionante admisible que debe tener el material para proceder a su elección.

El proceso de selección del material con base en el esfuerzo de picadura se realiza de manera muy similar, pero en este caso el número de esfuerzo de contacto admisible requerido (S_{ac}) debe cumplir la siguiente condición:

$$S_{ac} > S_c \cdot \frac{SF \cdot K_R}{Z_N \cdot C_H}$$

Donde:

- K_R : Es el factor de confiabilidad equivalente al utilizado en el esfuerzo flexionante.
- Z_N : Es el factor de la resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo.
- SF : Equivalente a esfuerzo flexionante.
- C_H : Factor de relación de durezas.

Factor de la resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo: Z_N

Para determinar este parámetro se utiliza la siguiente figura, teniendo en cuenta que la práctica general de diseño utiliza la línea superior del intervalo sombreado.

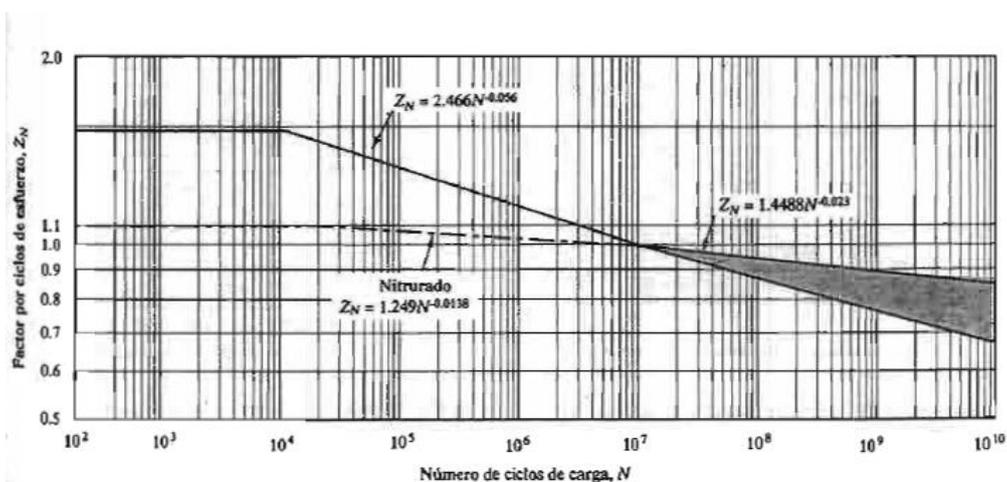


Figura 19 : Factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

Por lo tanto se calculará mediante la siguiente expresión:

$$Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023}$$

Factor de durezas: C_H

Como el material del piñón y el engrane será el mismo para simplificar la fabricación de los componentes, dicho factor $C_H = 1$

Una vez definidos todos los parámetros se presentan los resultados de cada uno de los factores así como de los valores ajustados sobre los cuales se elegirá el material de los engranes:

ETAPA 1:

ETAPA 1		
Factor de servicio	SF	1,000
Factor de relación de durezas	CH	1,000
Factor de confiabilidad	KR	1,500
Factor de esfuerzo por número de ciclos de flexión piñón	YNp	0,913
Factor de esfuerzo por número de ciclos de flexión engrane	YNg	0,937
}} Número de ciclos de vida piñón	Ncp	4,320E+09
}} Número de ciclos de vida engrane	Ncg	1,018E+09
Factor de esfuerzo por número de ciclos de picadura piñón	ZNp	0,870
Factor de esfuerzo por número de ciclos de picadura engrane	ZNg	0,899

Tabla 19: Cálculos de factores para selección de materiales (etapa 1)

CÁLCULO DE ENGRANAJES A FLEXIÓN (ESFUERZOS FLEXIONANTES)		
ETAPA 1		
Esfuerzo flexionante requerido piñón	Stp (psi)	9341,024
Esfuerzo flexionante requerido engrane	Stg (psi)	7290,555
Esfuerzo flexionante ajustado piñón	Satp (ksi)	15,339
Esfuerzo flexionante ajustado engrane	Satg (ksi)	11,668

Tabla 20: Cálculos de esfuerzos flexionantes ajustados (etapa 1)

CÁLCULO DE ENGRANAJES A PICADURA (ESFUERZOS DE CONTACTO)		
ETAPA 1		
Esfuerzo de contacto esperado	Sc (psi)	90188,662
Esfuerzo de contacto ajustado piñón	Sacp (ksi)	155,543
Esfuerzo de contacto ajustado engrane	Sacg (ksi)	150,458

Tabla 21: Cálculos de esfuerzos de contacto ajustados (etapa 1)

Por lo tanto, el material a seleccionar debe tener un esfuerzo de contacto admisible mayor o igual a el esfuerzo de contacto ajustado, pues es el mayor valor presente.

Para seleccionar el material necesitamos calcular la dureza Brinell equivalente para dichos esfuerzos. Se recomienda que los materiales sean de Grado 1 para un mejor comportamiento.

Por lo tanto la dureza Brinell equivalente para cumplir los requisitos de diseño para esfuerzo de contacto (que es el más desfavorable) se obtendrá a partir de la siguiente figura, en la que la AGMA 2001- C95 grafica el esfuerzo de contacto admisible para engranajes de acero con templado total:

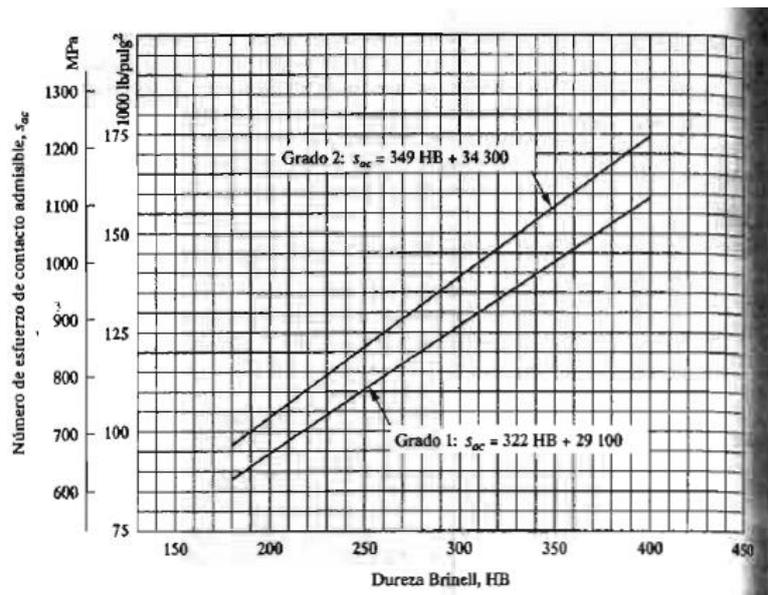


Figura 20: Esfuerzo de contacto admisible frente a dureza Brinell. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

Por lo tanto la dureza Brinell se obtendrá de la siguiente expresión:

$$S_{ac} = 322HB + 29100$$

Lo que da una dureza de 392,681 HB y que finalmente de acuerdo con la siguiente figura, se especificará un acero AISI 4140 OQT (F-1252 en norma UNE 36011-12), que cumplirá con los requisitos de dureza y además la ductilidad es adecuada, ya que la elongación será de 19 % aproximadamente.

FIGURA A4-4
Propiedades del acero AISI 4140 con tratamiento térmico: templado en aceite y revenido (*Modern Steels and Their Properties*, Bethlehem Steel Co., Bethlehem, PA)

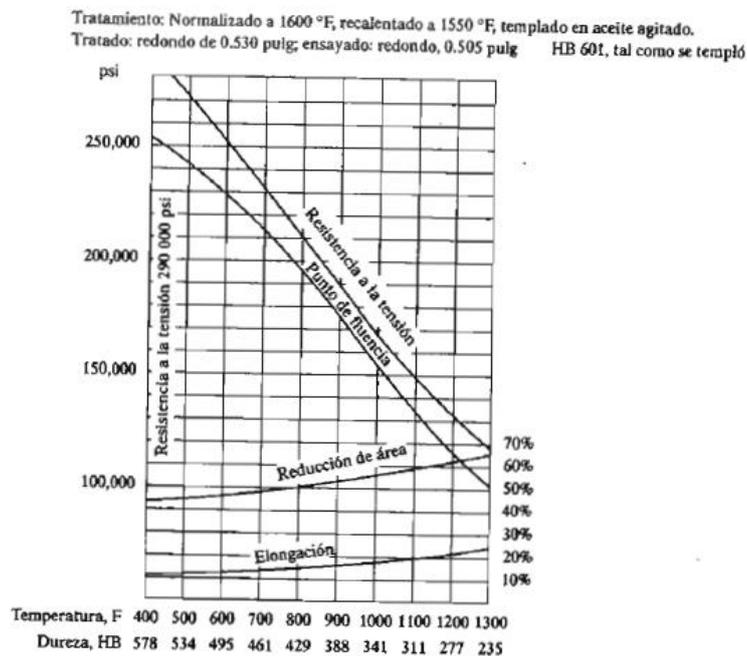


Figura 21 : Propiedades del acero AISI 4140. Fuente: Diseño de Elementos de Máquinas. Robert L. Mott. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2006

SELECCIÓN DE MATERIAL		
ETAPA 1	Esfuerzo flexionante (ksi)	Esfuerzo de contacto(ksi)
Piñón	15,33916552	155,5431499
Engrane	11,66798683	150,45799
Dureza HB ETAPA		

Tabla 22: Cálculo y selección de material para los engranajes (etapa 1)(a)

Dureza necesaria a flexión (HB)	Dureza necesaria a contacto (HB)
32,84819559	392,6805898
0	376,8881678
	392,6805898
Acero AISI 4140 templado en aceite y revenido: Elongación ≈ 19 %	

Tabla 23: Cálculo y selección de material para los engranajes (etapa 1) (b)

ETAPA 2:

Se procederá de igual forma que en la etapa 1.

ETAPA 2		
Factor de servicio	SF	1,000
Factor de relación de durezas	CH	1,000
Factor de confiabilidad	KR	1,500
Factor de esfuerzo por número de ciclos de flexión piñón	YNp	0,937
Factor de esfuerzo por número de ciclos de flexión engrane	YNg	0,962
}} Número de ciclos de vida piñón	Ncp	1,018E+09
}} Número de ciclos de vida engrane	Ncg	2,400E+08
Factor de esfuerzo por número de ciclos de picadura piñón	ZNp	0,899
Factor de esfuerzo por número de ciclos de picadura engrane	ZNg	0,930

Tabla 24: Cálculos de factores para selección de materiales (etapa 2)

CÁLCULO DE ENGRANAJES A FLEXIÓN (ESFUERZOS FLEXIONANTES)		
ETAPA 2		
Esfuerzo flexionante requerido piñón	Stp (psi)	10754,169
Esfuerzo flexionante requerido engrane	Stg (psi)	8393,498
Esfuerzo flexionante ajustado piñón	Satp (ksi)	17,211
Esfuerzo flexionante ajustado engrane	Satg (ksi)	13,092

Tabla 25: Cálculos de esfuerzos flexionantes ajustados (etapa 2)

CÁLCULO DE ENGRANAJES A PICADURA (ESFUERZOS DE CONTACTO)		
ETAPA 2		
Esfuerzo de contacto esperado	Sc (psi)	96770,530
Esfuerzo de contacto ajustado piñón	Sacp (ksi)	161,438
Esfuerzo de contacto ajustado engrane	Sacg (ksi)	156,160

Tabla 26 : Cálculos de esfuerzos de contacto ajustados (etapa 2)

Por lo tanto, el material a seleccionar debe tener un esfuerzo de contacto admisible mayor o igual a el esfuerzo de contacto ajustado, pues es el mayor valor presente.

La dureza necesaria en esta etapa es de 410,988 HB por lo que también se especificará un acero AISI 4140 OQT (F-1252 en norma UNE 36011-12), que cumplirá con los requisitos de dureza y además la ductilidad es adecuada, ya que la elongación será de 18 % aproximadamente.

SELECCIÓN DE MATERIAL		
ETAPA 1	Esfuerzo flexionante (ksi)	Esfuerzo de contacto(ksi)
Piñón	17,21124019	161,4382474
Engrane	13,092011	156,1603596
Dureza HB ETAPA		

Tabla 27 : Cálculo y selección de material para los engranajes (etapa 2)(a)

Dureza necesaria a flexión (HB)		Dureza necesaria a contacto (HB)	
	57,06649657		410,988346
	3,777632619		394,5973901
			410,988346
Acero AISI 4140 templado en aceite y revenido: Elongación ≈ 18 %			

Tabla 28: Cálculo y selección de material para los engranajes (etapa 2)(b)

Con esto queda concluido el diseño de los engranajes. A continuación se procede a explicar el diseño de ejes.

4. Diseño de ejes

El diseño de ejes es un proceso iterativo al igual que ocurre en el cálculo de engranajes, por la misma razón en este apartado se explicarán las consideraciones iniciales tomadas pero solo se detallarán los cálculos y los resultados obtenidos para la iteración final, que será la satisfactoria.

Para obtener un correcto diseño de los ejes, es necesario conocer las dimensiones de los mismos y su geometría por lo que para se propone un diseño inicial y de forma iterativa se modifica el mismo según las necesidades se vean superadas o sean insuficientes.

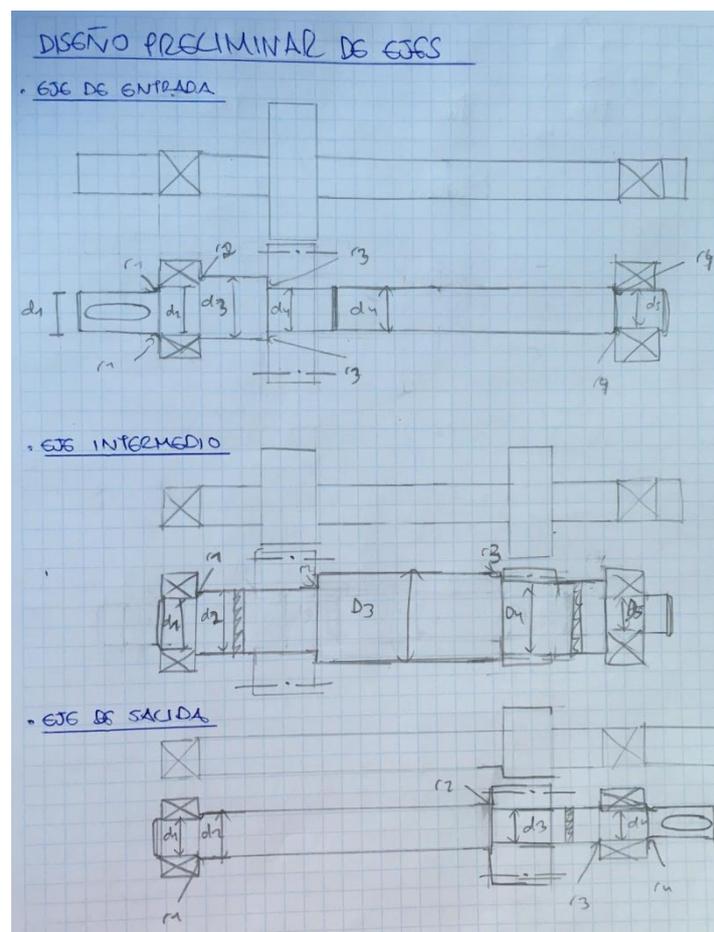


Figura 22: : Diseño preliminar de ejes (croquis)

Para comenzar el cálculo de los ejes se debe hacer algunas suposiciones iniciales respecto a los coeficientes de concentración de esfuerzos ya que estos dependen de la geometría del eje y ésta aún no ha sido definida.

Para todos los ejes se aplicarán los siguientes supuestos iniciales:

- Los ejes están sometidos a torque constante y momento de flexión invertido.
- No existen cargas axiales aplicadas.
- Se usará acero para vida infinita.
- Se supone un factor de concentración de esfuerzos para los radios de escalones en flexión de 3,5.
- Se supone un factor de concentración de esfuerzos en cuñeros de 4.
- Se supone un factor de concentración de esfuerzos en ranuras para anillos de retención de 4,5.
- Se comienzan suponiendo unas longitudes iniciales para los ejes, reduciéndose a medida que avanza el proceso iterativo para hacer el conjunto más compacto.
- Los ejes serán fabricados de acero F-1252.
- El factor de carga se toma como 1, pues es el correspondiente a cargas de flexión y torsión.
- El factor de tamaño se toma como 1.
- El factor de superficie se tomará como 0,84 que es el correspondiente a un acabado maquinado.
- El factor de temperatura se considera 1 ya que la temperatura estará por debajo de los 450°C
- Se comienza suponiendo una confiabilidad del 50% lo que implica un factor de 1.
- Se considera un factor de seguridad de 2,5.

SUPOSICIONES INICIALES		
No existen cargas axiales aplicadas		
Se usará acero para una vida infinita		
Se considera que las fuerzas en el engrane se concentran en su centro		
Coeficiente de concentraciones de esfuerzo geométrico para escalones (flexión)	k_{tef}	3,5
Coeficiente de concentraciones de esfuerzos en cuñeros	k_{tc}	4
Coeficiente de concentraciones de esfuerzos por ranura de anillo de retención	k_{ta}	4,5
Factor de carga	C_{carga}	1
Factor de tamaño	C_{tam}	1
Factor de superficie	C_{sup}	0,84
Factor de temperatura	C_{temp}	1
Factor de confiabilidad	C_{conf}	1
Factor de seguridad	N_f	2,5

Tabla 29: Suposiciones iniciales para cálculo de ejes

4.1. Eje de entrada

Se parte del siguiente diseño preliminar:

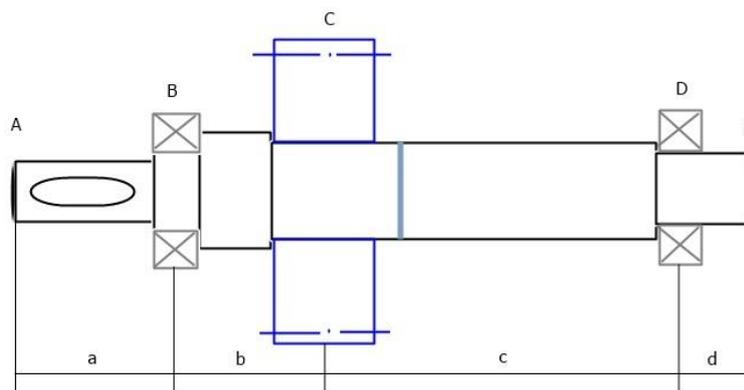


Figura 23: Esquema preliminar eje de entrada

Inicialmente el engranaje se considera una pieza independiente al eje, por lo tanto se considera que debe estar apoyado en un resalto por uno de sus lados para impedir su desplazamiento axial y por el otro sujetado por un anillo de retención. Así mismo los rodamientos deben también tener un asiento, mientras que se considera que estos no se desplazarán en la dirección opuesta al asiento pues estos se trabarán en la carcasa.

4.1.1. Esfuerzos en el eje de entrada

Las únicas fuerzas presentes en el eje de entrada serán las ocasionadas por el piñón (fuerza tangencial y fuerza radial) y las reacciones que se producen en los rodamientos, ya que gracias al uso de acoplamientos flexibles en la entrada del eje, se puede transmitir el par torsional sin transmitir nuevas fuerzas radiales ni axiales (siempre que el alineamiento de los ejes esté dentro de los límites recomendados para el acoplamiento seleccionado).

Esfuerzos presentes en el eje			
Fuerza tangencial	Wt1	79,311	(+j)
Fuerza radial	Wr1	28,867	(+i)

Tabla 30: Esfuerzos presentes en eje de entrada

PLANO Y-Z

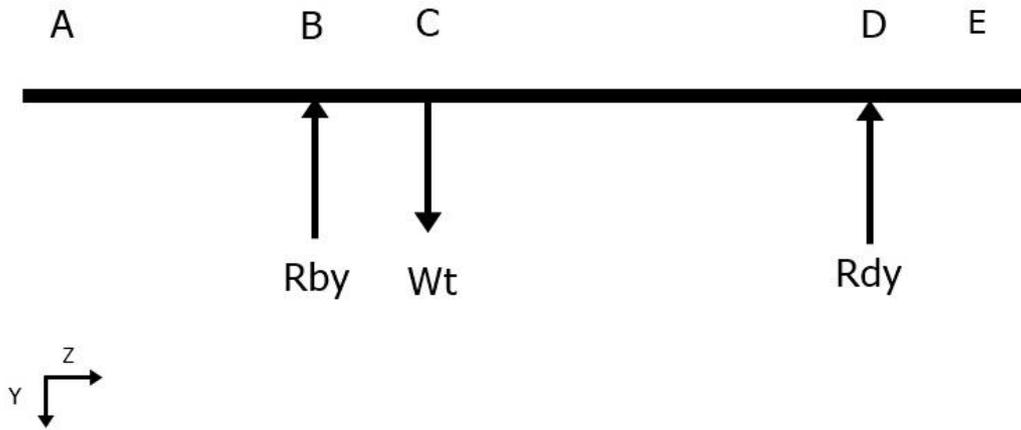


Figura 24: Fuerzas en el eje de entrada (plano Y-Z)

Aplicando un equilibrio de fuerzas y un equilibrio de momentos se puede obtener los valores de las reacciones:

$$\sum F = 0$$

$$-R_{by} + W_t - R_{dy} = 0$$

$$\sum Md = 0$$

$$-R_{by} \cdot (b + c) + W_t \cdot c = 0$$

Cálculo de reacciones			
$\sum Md=0$		mm	pulg
Distancia a	a	95	3,740
Distancia b	b	47	1,850
Distancia c	c	124	4,881
Distancia d	d	10	0,393
Longitud eje	L	276	10,866

Tabla 31: Longitudes del eje de entrada

		Valor (lb)
Reacción en By	Rby	57,512
Reacción en Dy	Rdy	21,799

Tabla 32: Reacciones en eje de entrada (plano Y-Z)

Una vez obtenidos los valores de las fuerzas, se pueden calcular los diagramas de cortante y de momento flector:

Cálculo del diagrama de cortante		
Plano y-z		(lb)
Cortante A-B	Vab	0,000
Cortante B-C	Vbc	57,512
Cortante C-D	Vcd	-21,799
Cortante D-E	Vde	0,000

Tabla 33: Cortante eje de entrada (plano Y-Z)

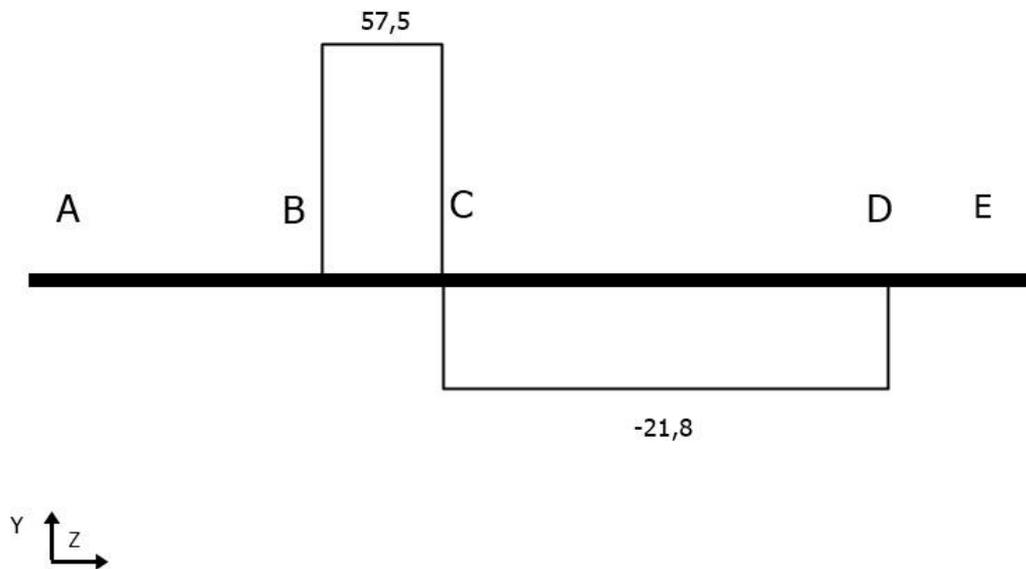


Figura 25: Diagrama de cortante eje de entrada (plano Y-Z)

Cálculo del diagrama de momento flector		
Plano y-z		(lb-in)
Momento en A	Ma	0,000
Momento en B	Mb	0,000

Momento en C	M_c	106,420
Momento en D	M_d	0,000
Momento en E	M_e	0,000

Tabla 34: Momentos eje entrada (plano Y-Z)

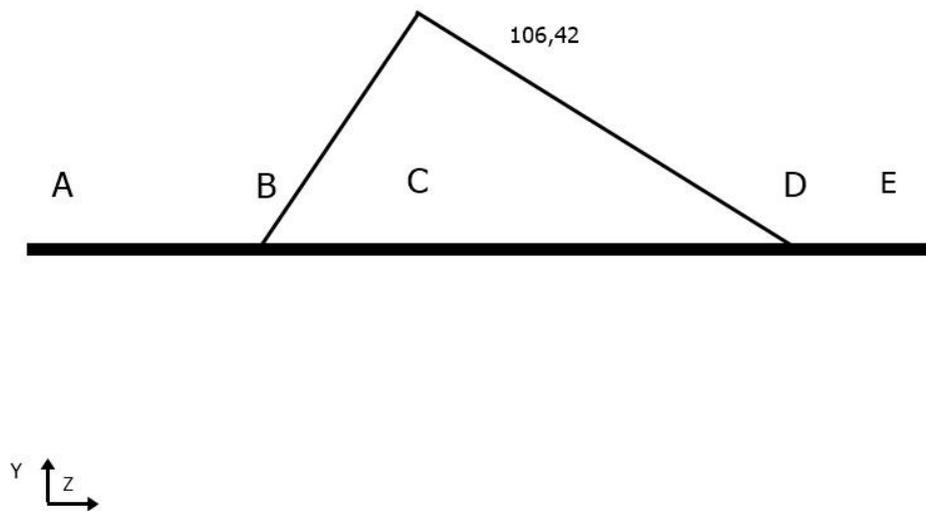


Figura 26: Diagrama de momento eje de entrada (plano Y-Z)

PLANO X-Z

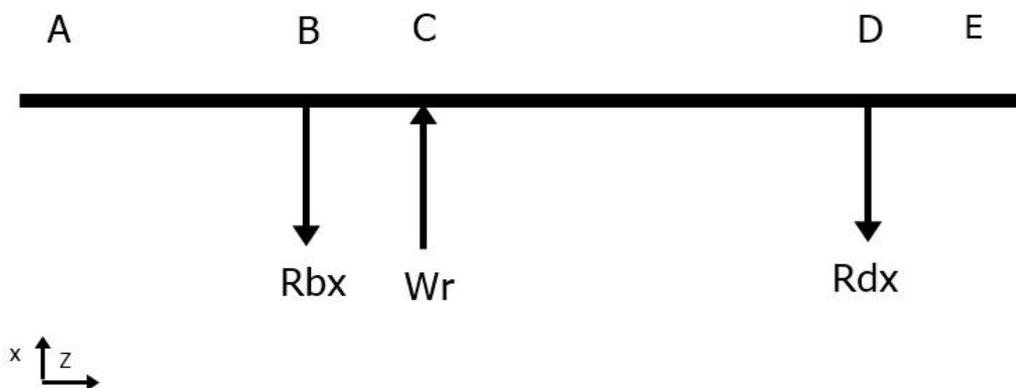


Figura 27: Fuerzas en el eje de entrada (plano X-Z)

Aplicando un equilibrio de fuerzas y un equilibrio de momentos se puede obtener los valores de las reacciones:

$$\sum F = 0$$

$$-Rbx + Wr - Rdx = 0$$

$$\sum Md = 0$$

$$+Rbx \cdot (b + c) - Wr \cdot c = 0$$

		Valor (lb)
Reacción en Bx	Rbx	20,933
Reacción en Dx	Rdx	7,934

Tabla 35: Reacciones en eje de entrada (plano X-Z)

Una vez obtenidos los valores de las fuerzas, se pueden calcular los diagramas de cortante y de momento flector:

Cálculo del diagrama de cortante		
Plano x-z		(lb)
Cortante A-B	Vab	0,000
Cortante B-C	Vbc	20,933
Cortante C-D	Vcd	-7,934
Cortante D-E	Vde	0,000

Tabla 36: Cortante eje de entrada (plano X-Z)

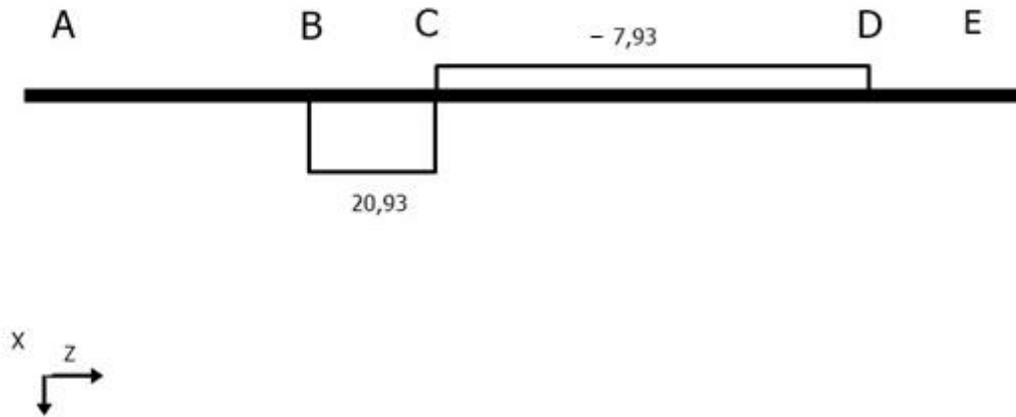


Figura 28: Diagrama de momento eje de entrada (plano X-Z)

Cálculo del diagrama de momento flector		
Plano x-z		(lb-in)
Momento en A	Ma	0,000
Momento en B	Mb	0,000
Momento en C	Mc	-38,734
Momento en D	Md	0,000
Momento en E	Me	0,000

Tabla 37: Momentos eje entrada (plano X-Z)

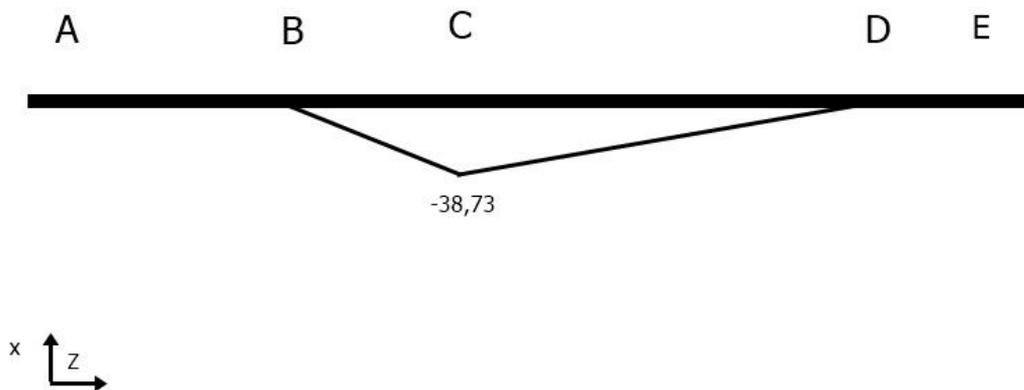


Figura 29: Diagrama de momento eje de entrada (plano X-Z)

Por lo tanto, los momentos flectores resultantes en dicho eje serán:

Momentos totales		(lb-in)
Momento total en A	Mtota	0
Momento total en B	Mtotb	0,000
Momento total en C	Mtotc	113,250
Momento total en D	Mtotd	0,000
Momento total en E	Mtote	0,000

Tabla 38: Momentos totales eje entrada

Y el momento torsor:

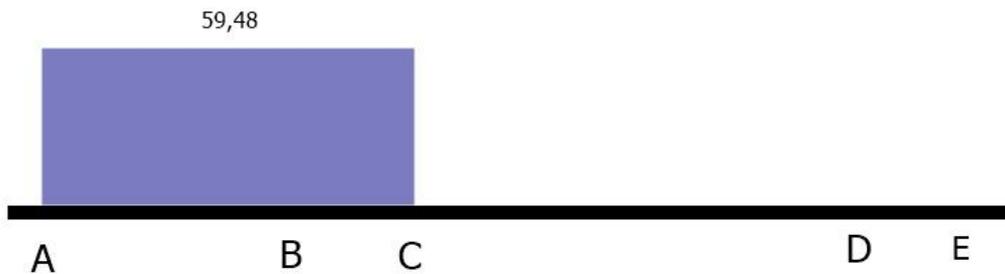


Figura 30: Momento torsor eje entrada (lb-in)

4.1.2. Dimensionamiento a fatiga del eje de entrada

Se utilizará acero F1252 (SAE 4140) cuyas propiedades son las siguientes:

Acero AISI-SAE 4140		
Resistencia última a la tensión	Sut (MPa)	900
	Sut (ksi)	130,533155
Resistencia a la fluencia	Sy (MPa)	690
	Sy (ksi)	100,075419

Tabla 39: Propiedades acero F1252

Se calcula la resistencia física sin corregir mediante la siguiente ecuación:

$$Se' = 0,5 \cdot Sut$$

A continuación se debe reducir dicha resistencia por varios factores para tomar en cuenta las diferencias entre la pieza y la muestra del material.

$$Se = C_{carga} \cdot C_{tamaño} \cdot C_{sup} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot Se'$$

Se calcula la sensibilidad a la muesca del material a partir de la siguiente expresión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Donde:

- r: Radio de la muesca: Se supone 0,01 in.
- a: Cte de Neuber: Se obtiene de la siguiente figura:

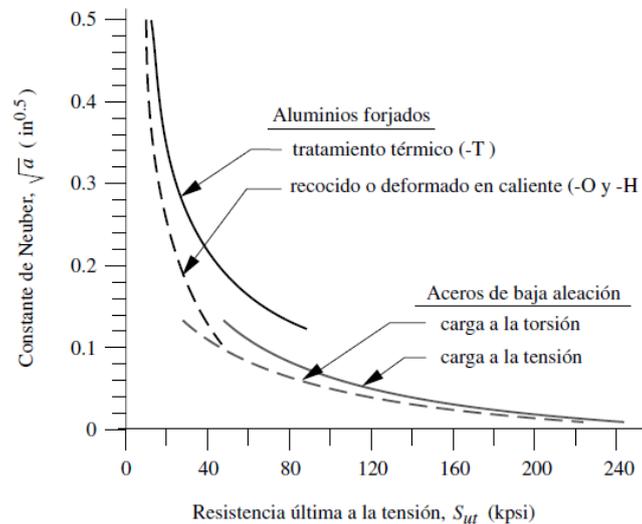


Figura 31: Constante de Neuber. Fuente: Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado. Robert L. Norton. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2011.

Con la sensibilidad de la muesca y el esfuerzo supuesto, se calcula el factor de concentración de esfuerzos por fatiga para flexión (K_f)

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

Los factores de concentración de esfuerzos por fatiga para cuñeros y anillos de retención se calculan también con la ecuación anterior teniendo en cuenta que el coeficiente de concentración de tensiones es distinto.

Por lo tanto, para este diseño inicial del eje de entrada tendremos los siguientes valores:

Dimensionamiento a fatiga		
Resistencia física sin corregir	Se' (psi)	65266,578
Límite de resistencia a la fatiga corregida	Se (psi) o Sf	54823,925
Sensibilidad a la muesca del material a flexión	qfl	0,581
>>Radio de la muesca	r (in)	0,010
>>(Cte de Neuber)^0.5	a^0,5 (in^0,5)	0,072
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para escalones a flexión	Kfe	2,453
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para cuñeros a flexión	Kfc	2,744
Factor de concentración de tensiones por anillo de retención	Kf	4,5

Tabla 40: Parámetros iniciales para el diseño a fatiga (eje entrada).

El siguiente paso es calcular los diámetros:

Según la ASME, el cálculo de diámetros para ejes sometidos a torsión constante y momento flexionante invertido se realiza mediante la siguiente expresión:

$$d = \left(\frac{32 \cdot N_f}{\pi} \cdot \left(\left(k_f \cdot \frac{M_{fl}}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (a)$$

Donde:

- M_{fl} : Momento flector en el punto
- T_m : Momento torsor en el punto

Diámetro 1: Punto A

Se aplicará la ecuación (a) teniendo en cuenta que en este punto existe torsión, no hay momento flector y el factor de concentración de tensiones limitante es el correspondiente al cuñero.

Diámetro 2: Punto B

Se aplicará la ecuación (a) teniendo en cuenta que en este punto existe torsión, no existe momento flector y que el factor de concentración de tensiones que predomina es el del escalón.

Diámetro 3:

Este diámetro debe ser mayor a D2 pues será el asiento del rodamiento de la izquierda, por consiguiente su diámetro se especificará después de terminar el análisis de esfuerzos y seleccionar el rodamiento en B.

Diámetro 4: Punto C

Se aplicará la ecuación (a) teniendo en cuenta que el análisis de este punto debe hacerse doblemente, es decir, se debe analizar por la izquierda del punto C y por la derecha del mismo y se dimensionará con la situación más desfavorable.

A la izquierda del punto C se tiene un chaflán y un cuñero. El cuñero es más desfavorable. Además se tiene momento flector y momento torsor.

A la derecha del punto C se tiene un anillo de retención y momento flector.

A las secciones que contengan anillos de retención, se les aplicará un factor por ranura de anillo que ampliará su diámetro en un 1,06%.

Diámetro 5: Punto D

En este punto solamente hay una fuerza cortante vertical igual a la reacción en el rodamiento. Por lo tanto se calculará mediante la siguiente expresión:

$$D = \sqrt{2,94 \cdot K_t \cdot V \cdot \frac{N_f}{S_e}}$$

Donde:

- V es el cortante resultante entre ambos planos en dicho punto.

Tras realizar dichos cálculos se obtienen una serie de diámetros mínimos requeridos. El siguiente paso consiste en calcular las chavetas en los lugares requeridos y por lo tanto, aumentar el tamaño del eje en la proporción requerida en dichas secciones. Una vez hecho esto se procede a seleccionar los rodamientos y finalmente los diámetros de asiento acorde con las indicaciones de los fabricantes de los rodamientos.

A continuación, con dichos valores iniciales se procede a calcular todos los factores que fueron supuestos en el primer intento y recalculan de nuevo todo el proceso.

Se considerará para todos los ejes una confiabilidad del 99%, una vez completada la primera vuelta de cálculos iniciales con los valores supuestos, lo que corresponde a un factor de confiabilidad de 0,814. Si al final del proceso los diámetros mínimos requeridos resultantes satisfacen los de partida se habrá terminado el proceso, de lo contrario, se deberá continuar iterando.

La corrección de factores se hará de la siguiente forma:

Factor de concentración de tensiones por escalones a flexión:

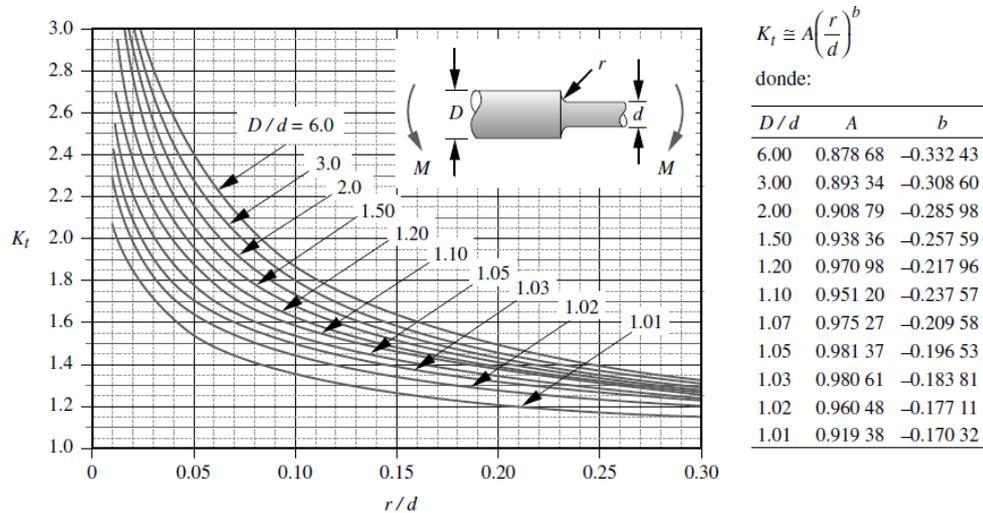


FIGURA G-2
Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en flexión

Figura 32: Factor de concentración de tensiones por escalones a flexión. Fuente: Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado. Robert L. Norton. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2011

Factor de concentración de tensión por cuñeros:

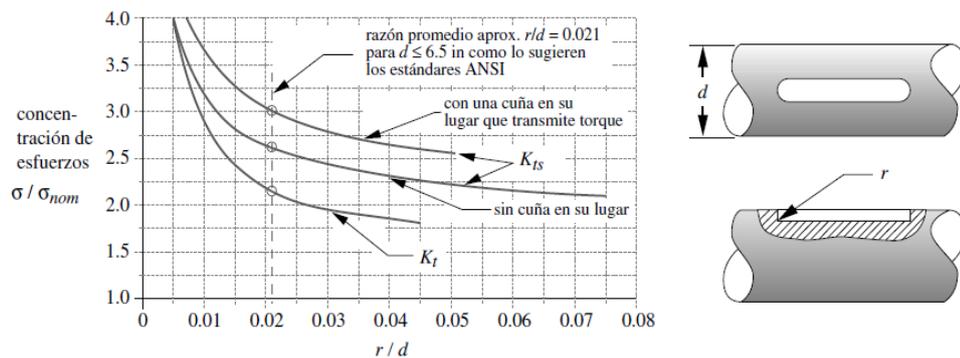


FIGURA 6-16
Factores de concentración de esfuerzos de cuñero, con extremo fresado, en flexión (K_t) y en torsión (K_{ts}) Fuente: R.E. Peterson, *Stress Concentration Factors*, 1974, figuras 182 y 183, pp. 266-267, reimpresso con autorización de John Wiley & Sons, Inc.

Figura 33: Factor de concentración de tensiones por cuñeros. Fuente: Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado. Robert L. Norton. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2011.

Factor de concentración por ranura de anillo de retención:

Figura A-15-16

Eje redondo con ranura de fondo plano en flexión y/o tensión.

$$\sigma_0 = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{32M}{\pi d^3}$$

Fuente: W. D. Pilkey, *Peterson's Stress Concentration Factors*, 2a. ed., John Wiley & Sons, Nueva York, 1997, p. 115.

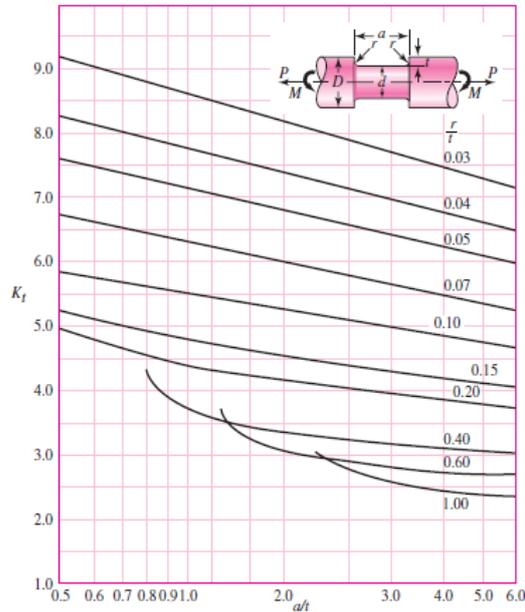


Figura 34: Factor de concentración de tensiones por ranura de anillo de retención. Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke. Editorial McGRAW-HILL. Sexta edición. 2004

Tras varias iteraciones, finalmente se llegan a los siguientes resultados:

RECALCULOS: COEFICIENTES DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES		
>>Coeficiente de concentraciones de esfuerzo geométrico para escalón 1 (D2,3) (flexión)	ktef1	2,781
>>Diámetro superior (mm)	D	30,000
>>Diámetro inferior (mm)	d	25,000
>>Parámetro A	A	0,971
>>Parámetro b	b	-0,218
>>Coeficiente de concentraciones de esfuerzo geométrico para escalón 2 (D3,4) (flexión)	ktef2	3,128
>>Diámetro superior (mm)	D	32,808
>>Diámetro inferior (mm)	d	30,000
>>Parámetro A	A	0,951
>>Parámetro b	b	-0,238
>>Coeficiente de concentraciones de esfuerzo geométrico para escalón 3 (D4,5) (flexión)	ktef3	2,781
>>Diámetro superior (mm)	D	30,000
>>Diámetro inferior (mm)	d	25,000

>>Parámetro A	A	0,971
>>Parámetro b	b	-0,218
Coefficiente de concentraciones de esfuerzos en cuñero 1 (flexión)	ktcf	2,625
>>Diámetro del eje (mm)	d	20,000
>>Radio sobre el extremo fresado (mm)	r	0,254
>>Cociente r/D	r/D	0,013

Tabla 41: Coeficientes de concentración de tensiones reales para el diseño a fatiga (eje entrada).

RECALCULOS: FACTORES GENERALES		
Factor de carga	Ccarga	1
Factor de tamaño	Tramo	Ctam
	Tramo1	0,889
	Tramo2	0,870
	Tramo3	0,855
	Tramo4	0,855
	Tramo5	0,870
Factor de superficie	Csup	0,840
Factor de temperatura	Ctemp	1,000
Factor de confiabilidad	Cconf	0,814
Factor de seguridad	Nf	2,500

Tabla 42: Factores generales reales para el diseño a fatiga (eje entrada).

RECÁLCULOS: Dimensionamiento a fatiga		
Resistencia física sin corregir	Se' (psi)	65266,5777
Límite de resistencia a la fatiga corregida	Se (psi)	
>>TRAMO1		39690,1983
>>TRAMO2		38840,338
>>TRAMO3		38159,477
>>TRAMO4		38159,477
>>TRAMO5		38840,338
Sensibilidad a la muesca del material a flexión	qfl	0,552
>>Radio de la muesca	r (in)	0,008
>>(Cte de Neuber)^0.5	a^0,5 (in^0,5)	0,072
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para escalon1 flexión	Kfe	1,983

Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para escalon2 a flexión	Kfe	2,175
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para escalon3 a flexión	Kfe	1,983
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para cuñero1 a flexión	Kfc	1,897

Tabla 43: Parámetros reales para el diseño a fatiga (eje entrada).

Como se puede observar, en los recálculos finales no se ha considerado factor de concentración de esfuerzos para el cuñero del engranaje ni tampoco para la ranura del anillo de retención previstos inicialmente. Esto se debe a que se ha tenido que tallar el piñón de la primera etapa en el eje, haciendo estos dos elementos innecesarios. El motivo para que el piñón haya sido tallado en el eje es que el diámetro del eje en el lugar donde se coloca el engranaje se obtuvo muy similar al diámetro interior del engranaje. Esto produjo que el espacio anular que quedara entre dichos diámetros fuera muy pequeño, lo que podría generar graves problemas a la hora de introducir la transmisión de potencia mediante la chaveta, ya que se generarían unos grandes esfuerzos.

En primer lugar se intentó solucionar dicho problema recalculando los engranajes para obtener mayores tamaños del mismo, sin embargo, el diseño resultante aumentaba las dimensiones del sistema en gran medida, y debido a que el diseño deseado es el más compacto posible, finalmente se opta por dicha solución.

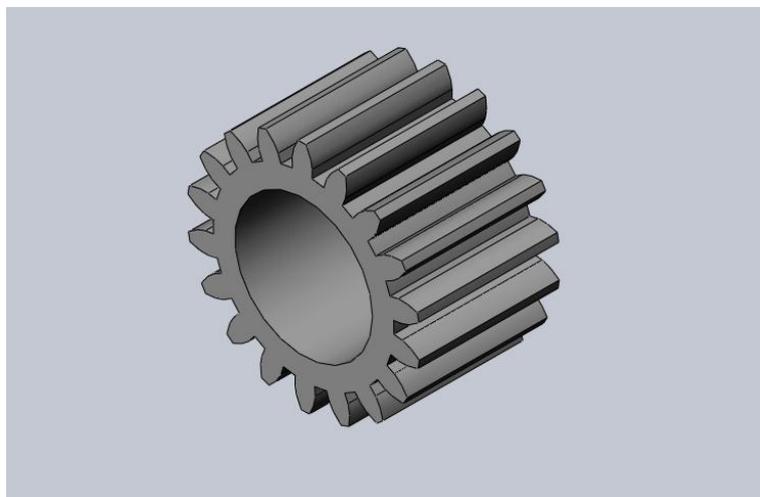


Figura 35: Piñón inicial etapa 1.

Teniendo en cuenta estas modificaciones en los puntos donde dichos elementos tenían influencia, finalmente se obtiene el diseño final del eje que se muestra a continuación.

Diámetros finales eje de entrada	in	mm
D1 (0-1)	0,984	25
D2 (1-2)	0,984	25
D3 (2-3)	1,181	30
D4 (3-4)	1,181	30
D5 (4-5)	0,984	25

Tabla 44: Diámetros finales del eje de entrada

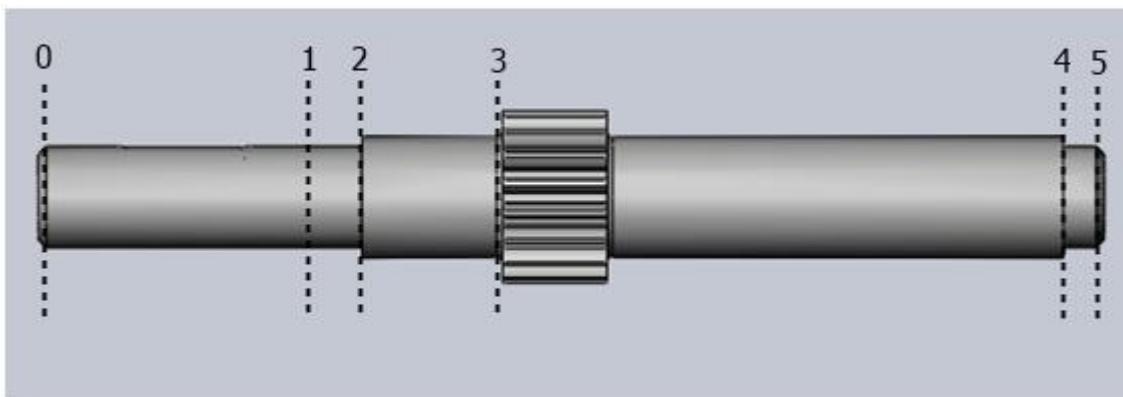


Figura 36: Diseño final del eje de entrada

Para más información del diseño final del eje consultar su correspondiente plano.

La selección de chavetas, rodamientos y anillos de retención se describen en apartados posteriores.

4.2. Eje intermedio

Se parte del siguiente diseño preliminar:

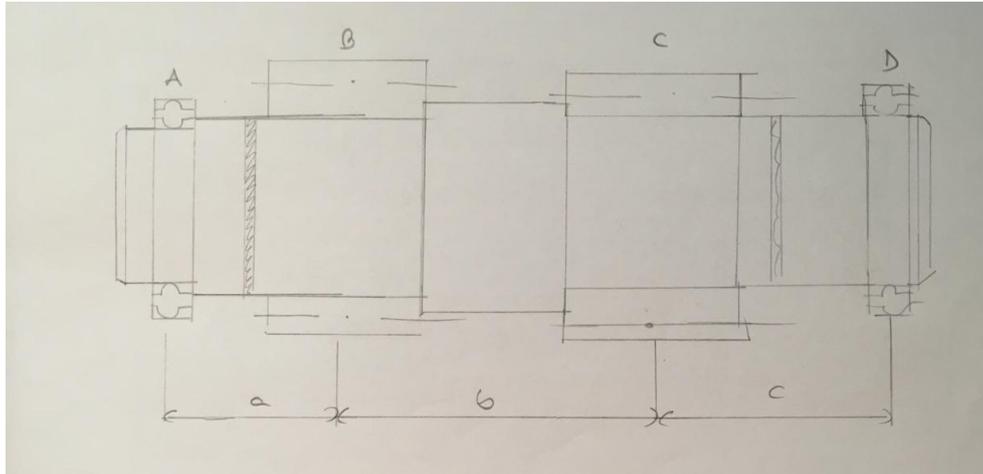


Figura 37: Esquema preliminar eje intermedio

Inicialmente los engranajes se consideran piezas independiente al eje, por lo tanto se considera que deben estar apoyados en resaltos por uno de sus lados para impedir su desplazamiento axial y por el otro sujetados por un anillo de retención. Así mismo los rodamientos deben también tener un asiento, mientras que se considera que estos no se desplazarán en la dirección opuesta al asiento pues estos se trabarán en la carcasa.

4.2.1. Esfuerzos en el eje intermedio

Las únicas fuerzas presentes en el eje intermedio serán las ocasionadas por el los dos engranajes (fuerzas tangenciales y fuerzas radiales) y las reacciones que se producen en los rodamientos.

Esfuerzos presentes en el eje			
Fuerza tangencial engranaje B	W_{tB}	79,311	(-j)
Fuerza radial engranaje B	W_{rB}	28,867	(-i)
Fuerza tangencial engranaje C	W_{tC}	226,184	(-j)
Fuerza radial engranaje C	W_{rC}	82,324	(+i)

Tabla 45: Esfuerzos presentes en el eje intermedio

PLANO Y-Z

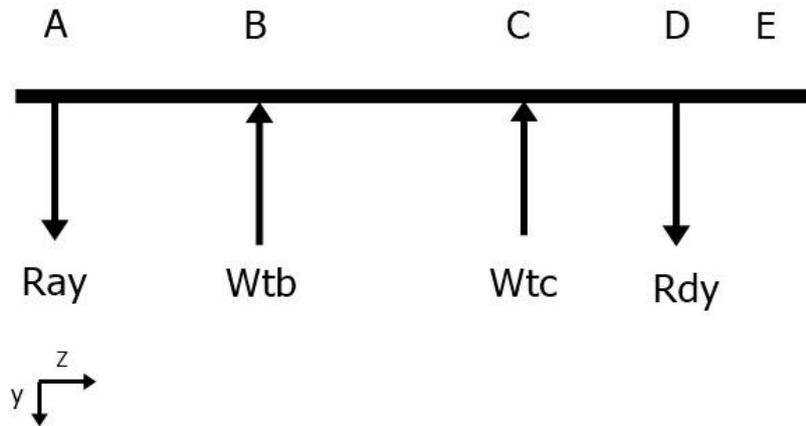


Figura 38: Fuerzas en el eje intermedio (plano Y-Z)

Aplicando un equilibrio de fuerzas y un equilibrio de momentos se puede obtener los valores de las reacciones:

$$\sum F = 0$$

$$R_{ay} - W_{tb} - W_{tc} + R_{dy} = 0$$

$$\sum Md = 0$$

$$R_{ay} \cdot (a + b + c) - W_{tb} \cdot (b + c) - W_{tc} \cdot c = 0$$

Cálculo de reacciones			
$\sum Md=0$		mm	pulg
Distancia a	a	50	1,969
Distancia b	b	65	2,559
Distancia c	c	60	2,362
Longitud eje	L	175	6,890

Tabla 46: Longitudes del eje intermedio

		(lb)
Reacción en A_y	R_{ay}	134,199
Reacción en D_y	R_{dy}	171,295

Tabla 47: Reacciones en el eje intermedio (plano Y-Z)

Una vez obtenidos los valores de las fuerzas, se pueden calcular los diagramas de cortante y momento flector.

Cálculo del diagrama de cortante		
Plano y-z		(lb)
Cortante A-B	Vab	134,199
Cortante B-C	Vbc	54,888
Cortante C-D	Vcd	-171,295
Cortante D-E	Vde	0

Tabla 48: Cortante en el eje intermedio (plano Y-Z)

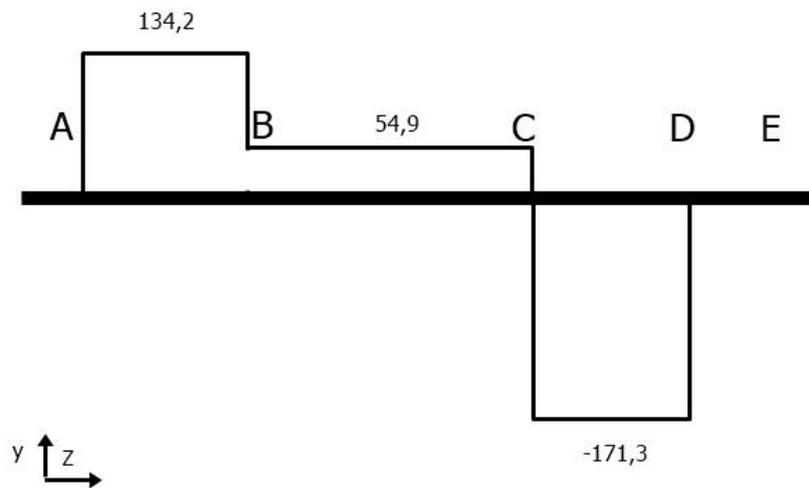


Figura 39: Diagrama de cortante eje intermedio (plano Y-Z)

Cálculo del diagrama de momento flector		
Plano y-z		(lb-in)
Momento en A	Ma	0
Momento en B	Mb	-264,172
Momento en C	Mc	-404,634
Momento en D	Md	0
Momento en E	Me	0

Tabla 49: Momentos en el eje intermedio (plano Y-Z)

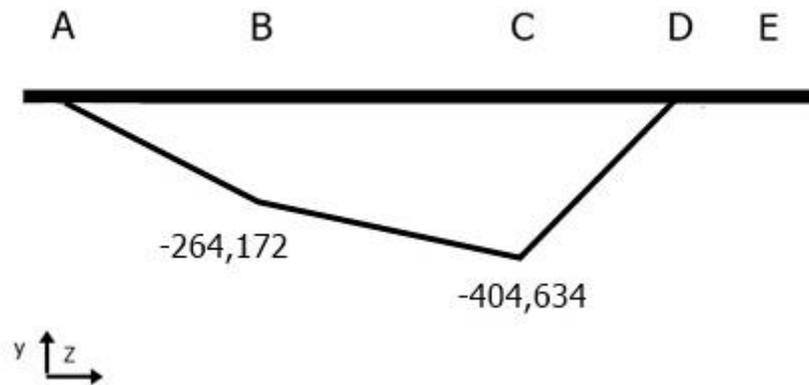


Figura 40: Diagrama de momento eje intermedio (plano Y-Z)

PLANO X-Z

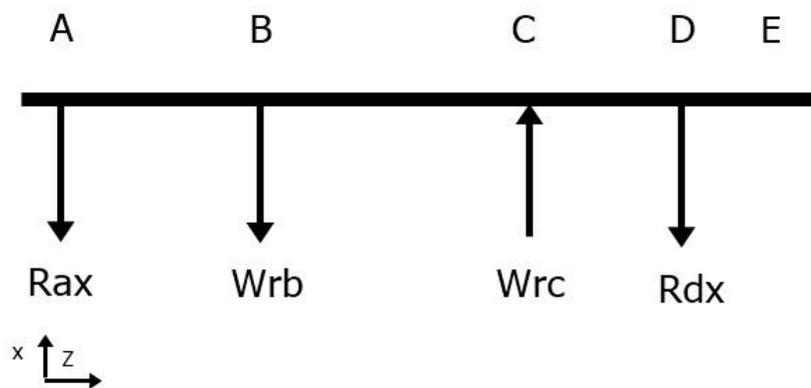


Figura 41: Fuerzas en el eje intermedio (plano X-Z)

Aplicando un equilibrio de fuerzas y un equilibrio de momentos se puede obtener los valores de las reacciones:

$$\sum F = 0$$

$$-Rax - Wrb + Wrc - Rdx = 0$$

$$\sum Md = 0$$

$$Rax \cdot (a + b + c) + Wrb \cdot (b + c) - Wrc \cdot c = 0$$

		(lb)
Reacción en Ax	Rax	7,606
Reacción en Dx	Rdx	45,851

Tabla 50: Reacciones en el eje intermedio (plano X-Z)

Una vez obtenidos los valores de las fuerzas, se pueden calcular los diagramas de cortante y momento flector.

Cálculo del diagrama de cortante		
Plano x-z		(lb)
Cortante A-B	Vab	7,606
Cortante B-C	Vbc	36,473
Cortante C-D	Vcd	-45,851
Cortante D-E	Vde	0,000

Tabla 51: Cortante en el eje intermedio (plano X-Z)

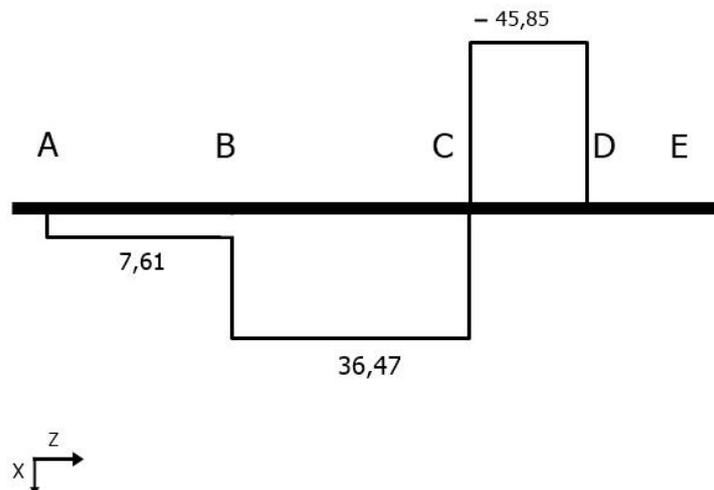


Figura 42 : Diagrama de cortante eje intermedio (plano X-Z)

Cálculo del diagrama de momento flector		
Plano x-z		(lb-in)
Momento en A	Ma	0,000
Momento en B	Mb	-14,973
Momento en C	Mc	-108,309
Momento en D	Md	0,000
Momento en E	Me	0,000

Tabla 52: Momento en el eje intermedio (plano X-Z)

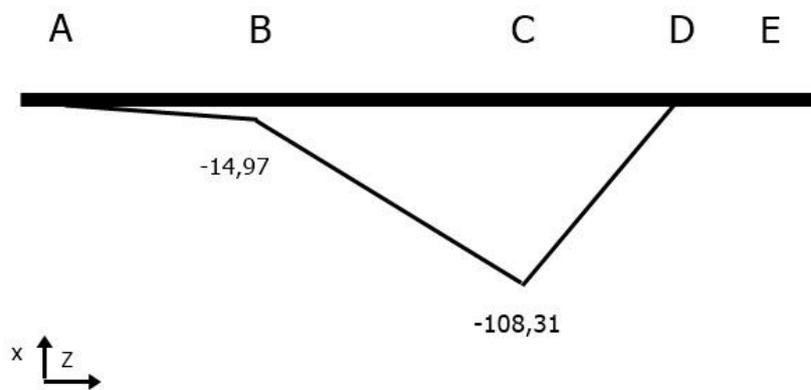


Figura 43: Diagrama de momento eje intermedio (plano X-Z)

Por lo tanto, los momentos flectores resultantes en dicho eje serán:

Momentos totales		(lb-in)
Momento total en A	Mtota	0,000
Momento total en B	Mtotb	264,596
Momento total en C	Mtotc	418,879
Momento total en D	Mtotd	0,000
Momento total en E	Mtote	0,000

Tabla 53 Momentos totales en el eje intermedio

Y el momento torsor:

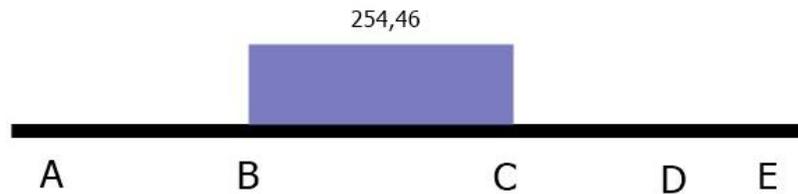


Figura 44: Momento torsor eje intermedio (lb-in)

4.2.2. Dimensionamiento a fatiga del eje intermedio

Como el proceso de diseño se ha ilustrado anteriormente, en este apartado solo se mostrarán los resultados finales para este eje.

El proceso es el mismo, se comienzan suponiendo unos valores de concentraciones de tensiones iguales para todas las secciones del eje y se obtienen unos diámetros requeridos mínimos. A continuación las secciones en las que exista chavetero se amplían acorde a la chaveta elegida. Se seleccionan los rodamientos y según las indicaciones del fabricante los asientos correspondientes de los mismos..

A continuación, con dichos valores iniciales se procede a calcular todos los factores que fueron supuestos en el primer intento y recalcular de nuevo todo el proceso. hasta que se obtenga un diseño satisfactorio.

Para el cálculo de los diámetros 2 (punto B) y 4 (punto C) se utilizará la ecuación de la ASME para el cálculo de diámetros para ejes sometidos a torsión constante y momento flexionante invertido, utilizando correctamente los factores de concentración de tensiones más desfavorables para cada punto.

$$d = \left(\frac{32 \cdot N_f}{\pi} \cdot \left(\left(k_f \cdot \frac{M_{fl}}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (a)$$

Donde:

- M_{fl} : Momento flector en el punto

- T_m : Momento torsor en el punto

Mientras que para los diámetros 1 (punto A) y 5 (punto D), como no existe momento torsor ni flexionante y solamente hay carga cortante, se utilizará la siguiente expresión:

$$D = \sqrt{2,94 \cdot K_t \cdot V \cdot \frac{N_f}{S_e}}$$

Donde:

- V es el cortante resultante entre ambos planos en dicho punto.

El diámetro 3 se elegirá cuando se haya completado el diseño del eje pues debe garantizar un resalto adecuado para el apoyo de los dos engranes.

Los resultados finales obtenidos para el eje intermedio son los siguientes:

RECALCULOS: COEFICIENTES DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES		
>>Coeficiente de concentraciones de esfuerzo geométrico para escalón 1 (D1,2) (flexión)	k _{tef1}	2,767
>>Diámetro superior (mm)	D	37,000
>>Diámetro inferior (mm)	d	35,000
>>Parámetro A	A	0,979
>>Parámetro b	b	-0,201
>>Coeficiente de concentraciones de esfuerzo geométrico para escalón 2 (D2,3) (flexión)	k _{tef2}	2,146
>>Diámetro superior (mm)	D	45,000
>>Diámetro inferior (mm)	d	37,000
>>Parámetro A	A	0,969
>>Parámetro b	b	-0,220
>>Coeficiente de concentraciones de esfuerzo geométrico para escalón3 (D3,4) (flexión)	k _{tef3}	1,817
>>Diámetro superior (mm)	D	45,000
>>Diámetro inferior (mm)	d	42,000
>>Parámetro A	A	0,956
>>Parámetro b	b	-0,211
>>Coeficiente de concentraciones de esfuerzo geométrico para escalón4 (D4,5) (flexión)	k _{tef4}	2,987
>>Diámetro superior (mm)	D	42,000
>>Diámetro inferior (mm)	d	35,000

>>Parámetro A	A	0,971
>>Parámetro b	b	-0,218
Coeficiente de concentraciones de esfuerzos en cuñero 1 (flexión)	ktcf1	3,275
>>Diámetro del eje (mm)	d	37,000
>>Radio sobre el extremo fresado (mm)	r	0,254
>>Cociente r/D	r/D	0,007
Coeficiente de concentraciones de esfuerzos por ranura de anillo de retención 1 (flexión)	kta1	4,400
>>Ancho/profundidad	alfa/t	1,850
>>Radio de esquina seleccionado/profundidad	r/t	0,175

Tabla 54: Coeficientes de concentración de tensiones reales para el diseño a fatiga (eje intermedio)

RECALCULOS: FACTORES GENERALES		
Factor de carga	Ccarga	1
Factor de tamaño	Tramo	Ctam
	Tramo1	0,842
	Tramo2	0,838
	Tramo3	0,822
	Tramo4	0,828
	Tramo5	0,842
Factor de superficie	Csup	0,840
Factor de temperatura	Ctemp	1,000
Factor de confiabilidad	Cconf	0,814
Factor de seguridad	Nf	2,500

Tabla 55: Factores generales reales para el diseño a fatiga (eje intermedio)

RECÁLCULOS: Dimensionamiento a fatiga		
Resistencia física sin corregir	Se' (psi)	65266,578
Límite de resistencia a la fatiga corregida	Se (psi)	
>>TRAMO1		37593,138
>>TRAMO2		37391,046
>>TRAMO3		36687,791
>>TRAMO4		36934,141
>>TRAMO5		37593,138
Sensibilidad a la muesca del material a flexión	qfl	0,552
>>Radio de la muesca	r (in)	0,008
>>(Cte de Neuber)^0.5	a^0,5 (in^0,5)	0,072
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para	Kfe	1,975

escalon1 flexión		
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para escalon2 flexión	Kfe	1,633
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para escalon3 flexión	Kfe	1,451
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para cuñero1 flexión	Kfc	2,256
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para ranura de anillo de retención	Kfa	2,877

Tabla 56: Parámetros reales para el diseño a fatiga (eje intermedio)

Como se puede observar, en los recálculos finales no se ha considerado factor de concentración de esfuerzos para el cuñero del engranaje C ni tampoco para la ranura del anillo de retención previstos inicialmente. Esto se debe a que como ocurre con el piñón del eje de entrada, el piñón del eje intermedio también se ha tenido que tallar. El motivo para que el piñón haya sido tallado en el eje es que el diámetro del eje en el lugar donde se coloca el engranaje se obtuvo muy similar al diámetro interior del engranaje. Esto produjo que el espacio anular que quedara entre dichos diámetros fuera muy pequeño, lo que podría generar graves problemas a la hora de introducir la transmisión de potencia mediante la chaveta, ya que se generarían unos grandes esfuerzos.

En primer lugar se intentó solucionar dicho problema recalculando los engranajes para obtener mayores tamaños del mismo, sin embargo, el diseño resultante aumentaba las dimensiones del sistema en gran medida, y debido a que el diseño deseado es el más compacto posible, finalmente se opta por dicha solución.

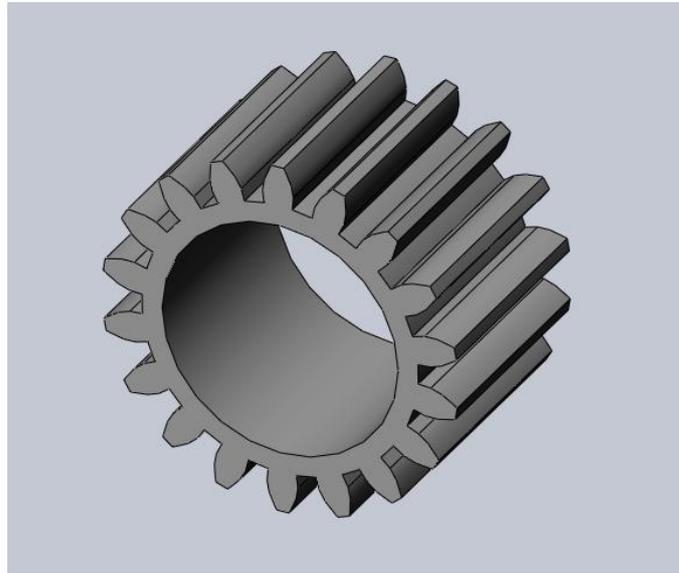


Figura 45: Piñón inicial etapa 2.

Teniendo en cuenta estas modificaciones en los puntos donde dichos elementos tenían influencia, finalmente se obtiene el diseño final del eje que se muestra a continuación.

Diámetros finales eje intermedio	in	mm
D1 (0-1)	1,378	35
D2 (1-2)	1,457	37
D3 (2-3)	1,772	45
D4 (3-4)	1,654	42
D5 (4-5)	1,378	35

Tabla 57: Diámetros finales del eje intermedio

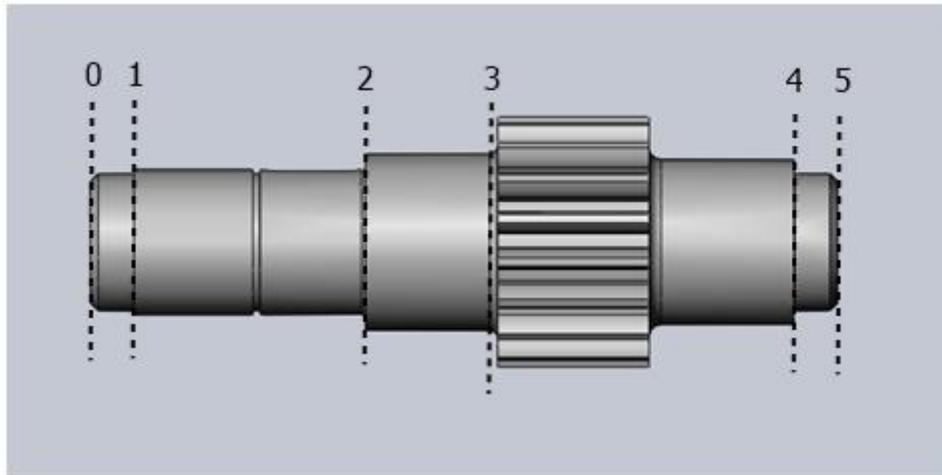


Figura 46: Diseño final del eje intermedio

Para más información del diseño final del eje consultar su correspondiente plano.

La selección de chavetas, rodamientos y anillos de retención se describen en apartados posteriores.

4.3. Eje de salida

Se parte del siguiente diseño preliminar:

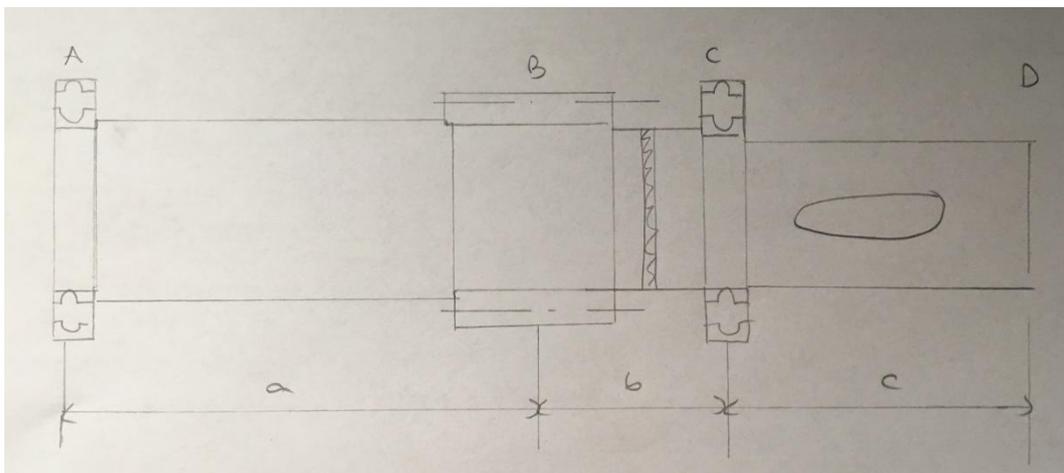


Figura 47: Esquema preliminar eje de salida

Inicialmente el engranaje se considera piezas independiente al eje, por lo tanto se considera que debe estar apoyado en resaltos por uno de sus lados para impedir su desplazamiento axial y por el otro sujetado por un anillo de retención. Así mismo los rodamientos deben también tener un asiento, mientras que se considera que estos no se desplazarán en la dirección opuesta al asiento pues estos se trabarán en la carcasa.

4.3.1. Esfuerzos en el eje de salida

Las únicas fuerzas presentes en el eje de salida serán las ocasionadas por el engranaje (fuerza tangencial y fuerzas radial) y las reacciones que se producen en los rodamientos, ya que gracias al uso de acoplamientos flexibles en la salida del eje, se puede transmitir el par torsional sin transmitir nuevas fuerzas radiales ni axiales (siempre que el alineamiento de los ejes esté dentro de los límites recomendados para el acoplamiento seleccionado).

Esfuerzos presentes en el eje			
Fuerza tangencial engranaje B	W_{tB}	226,184	(-j)
Fuerza radial engranaje B	W_{rB}	82,324	(-i)

Tabla 58: Esfuerzos presentes en el eje de salida

PLANO Y-Z

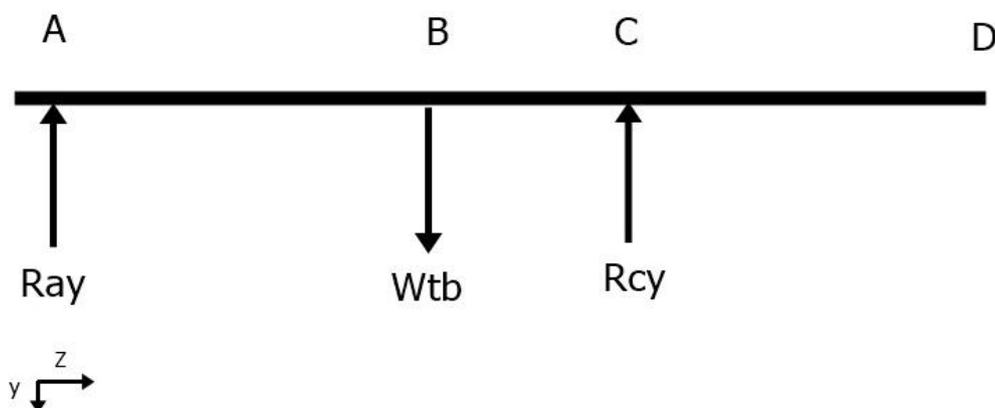


Figura 48: Fuerzas en el eje de salida (plano Y-Z)

Aplicando un equilibrio de fuerzas y un equilibrio de momentos se puede obtener los valores de las reacciones:

$$\sum F = 0$$

$$-Ray + Wtb - Rcy = 0$$

$$\sum Ma = 0$$

$$Rcy \cdot (a + b) - Wtb \cdot (a) = 0$$

Cálculo de reacciones			
$\Sigma Ma=0$		mm	pulg
Distancia a	a	115	4,528
Distancia b	b	60	2,362
Distancia c	c	105	4,134
Longitud eje	L	280	11,024

Tabla 59: Longitudes del eje de salida

		(lb)
Reacción en Ay	Ray	77,549
Reacción en Dy	Rdy	148,635

Tabla 60: Reacciones en el eje intermedio (plano Y-Z)

Una vez obtenidos los valores de las fuerzas, se pueden calcular los diagramas de cortante y momento flector.

Cálculo del diagrama de cortante		
Plano y-z		(lb)
Cortante A-B	Vab	77,549
Cortante B-C	Vbc	-148,635
Cortante C-D	Vcd	0,000
Cortante D-E	Vde	0,000

Tabla 61: Cortante eje de salida (plano Y-Z)

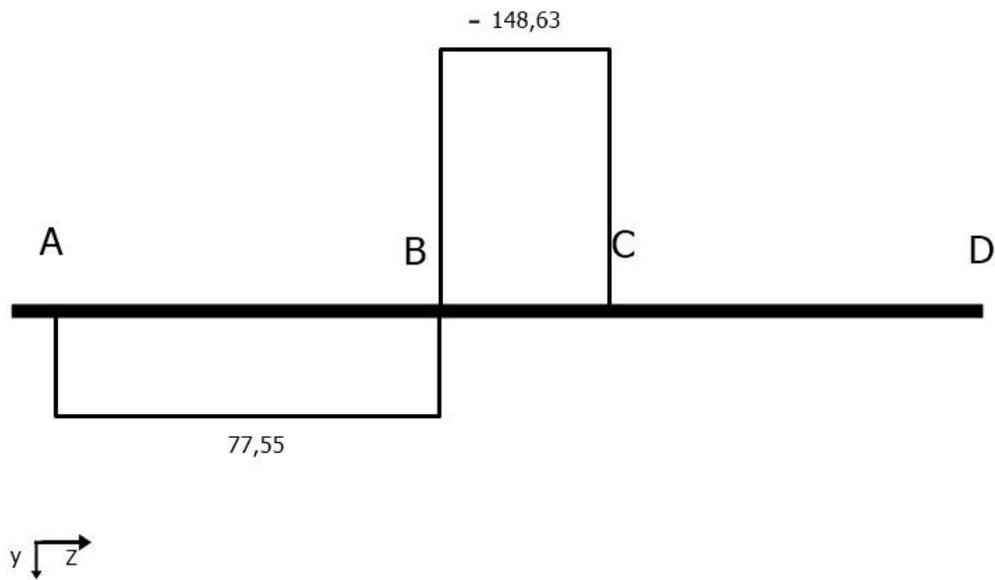


Figura 49: Diagrama de cortante (plano Y-Z)

Cálculo del diagrama de momento flector		
Plano y-z		(lb-in)
Momento en A	Ma	0,000
Momento en B	Mb	-351,106
Momento en C	Mc	0,000
Momento en D	Md	0,000
Momento en E	Me	0,000

Tabla 62: Momentos eje de salida (plano Y-Z)

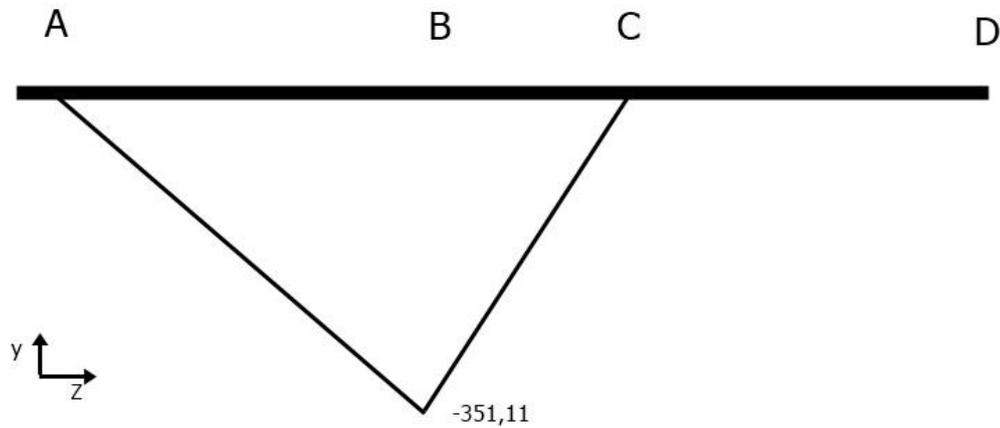


Figura 50: Diagrama de momento (plano Y-Z)

PLANO X-Z

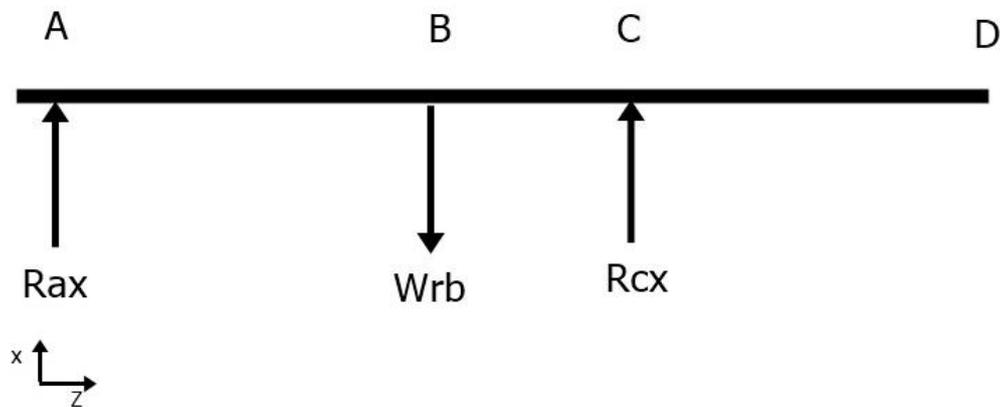


Figura 51: Fuerza en el eje salida (plano X-Z)

Aplicando un equilibrio de fuerzas y un equilibrio de momentos se puede obtener los valores de las reacciones:

$$\sum F = 0$$

$$Rax - Wrb + Rcx = 0$$

$$\sum Ma = 0$$

$$Rcx \cdot (a + b) - Wrb \cdot (a) = 0$$

		(lb)
Reacción en Ax	Rax	28,225
Reacción en Dx	Rdx	54,099

Tabla 63: Momentos eje de salida (plano X-Z)

Una vez obtenidos los valores de las fuerzas, se pueden calcular los diagramas de cortante y momento flector.

Cálculo del diagrama de cortante		
Plano x-z		(lb)
Cortante A-B	Vab	28,225
Cortante B-C	Vbc	-54,099
Cortante C-D	Vcd	0,000
Cortante D-E	Vde	0,000

Tabla 64: Cortante eje de salida (plano X-Z)

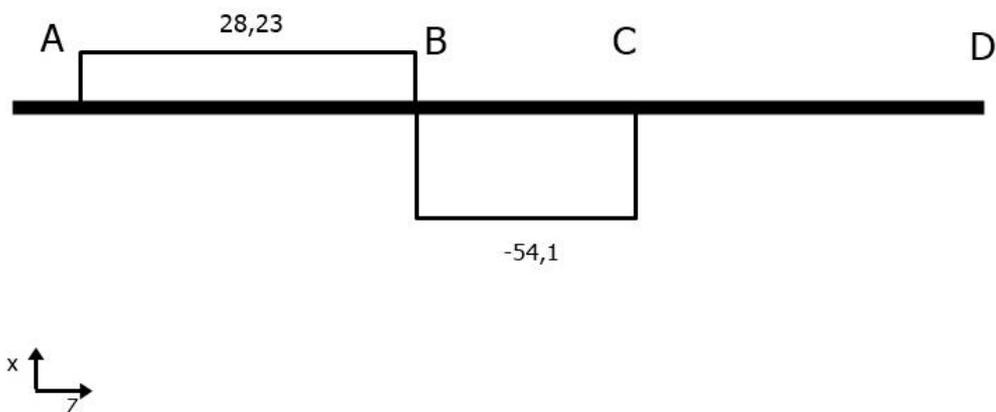


Figura 52: Diagrama de cortante eje salida (plano X-Z)

Cálculo del diagrama de momento flector		
Plano x-z		(lb-in)
Momento en A	Ma	0,000
Momento en B	Mb	-127,792
Momento en C	Mc	0,000
Momento en D	Md	0,000
Momento en E	Me	0,000

Tabla 65: Momentos eje de salida (plano X-Z)

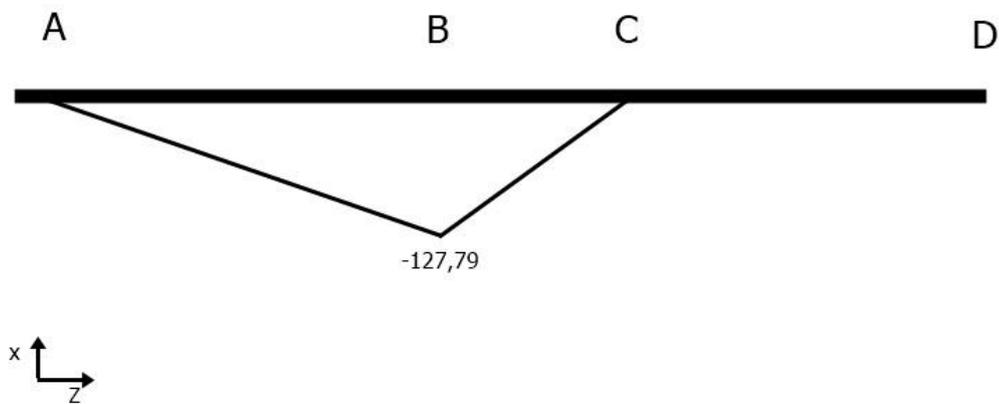


Figura 53: Diagrama de momento eje salida (plano X-Z)

Por lo tanto, los momentos flectores resultantes en dicho eje serán:

Momentos totales		(lb-in)
Momento total en A	Mtota	0
Momento total en B	Mtotb	373,639
Momento total en C	Mtotc	0,000
Momento total en D	Mtotd	0,000
Momento total en E	Mtote	0,000

Tabla 66: Momentos totales eje de salida

Y el momento torsor:

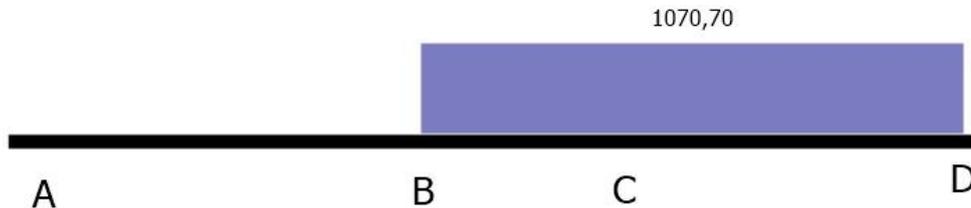


Figura 54: Momento torsor eje salida (lb-in)

4.3.2. Dimensionamiento a fatiga del eje de salida

Como el proceso de diseño se ha ilustrado anteriormente, en este apartado solo se mostrarán los resultados finales para este eje.

El proceso es el mismo, se comienzan suponiendo unos valores de concentraciones de tensiones iguales para todas las secciones del eje y se obtienen unos diámetros requeridos mínimos. A continuación las secciones en las que exista chavetero se amplían acorde a la chaveta elegida. Se seleccionan los rodamientos y según las indicaciones del fabricante los asientos correspondientes de los mismos..

A continuación, con dichos valores iniciales se procede a calcular todos los factores que fueron supuestos en el primer intento y recalcular de nuevo todo el proceso. hasta que se obtenga un diseño satisfactorio.

Para el cálculo de los diámetros 3 (punto B), 4 (punto C) y 5 (punto D) se utilizará la ecuación de la ASME para el cálculo de diámetros para ejes sometidos a torsión constante y momento flexionante invertido, utilizando correctamente los factores de concentración de tensiones más desfavorables para cada punto.

$$d = \left(\frac{32 \cdot N_f}{\pi} \cdot \left(\left(k_f \cdot \frac{M_{fl}}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (a)$$

Donde:

- M_{fi} : Momento flector en el punto
- T_m : Momento torsor en el punto

Mientras que para el diámetro 1 (punto A) como no existe momento torsor ni flexionante y solamente hay carga cortante, se utilizará la siguiente expresión:

$$D = \sqrt{2,94 \cdot K_t \cdot V \cdot \frac{N_f}{S_e}}$$

Donde:

- V es el cortante resultante entre ambos planos en dicho punto.

El diámetro 2 se elegirá cuando se haya completado el diseño del eje pues debe garantizar un resalto adecuado para el apoyo del engrane y del rodamiento izquierdo.

Los resultados finales obtenidos para el eje de salida son los siguientes:

RECALCULOS: COEFICIENTES DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES		
>>Coeficiente de concentraciones de esfuerzo geométrico para escalón 1 (D1,2) (flexión)	k _{tef1}	3,280
>>Diámetro superior (mm)	D	45,000
>>Diámetro inferior (mm)	d	40,000
>>Parámetro A	A	0,956
>>Parámetro b	b	-0,233
>>Coeficiente de concentraciones de esfuerzo geométrico para escalón 2 (D3,4) (flexión)	k _{tef2}	2,780
>>Diámetro superior (mm)	D	42,000
>>Diámetro inferior (mm)	d	40,000
>>Parámetro A	A	0,981
>>Parámetro b	b	-0,197
>>Coeficiente de concentraciones de esfuerzo geométrico para escalón3 (D4,5) (flexión)	k _{tef3}	2,775
>>Diámetro superior (mm)	D	40,000
>>Diámetro inferior (mm)	d	38,000
>>Parámetro A	A	0,981
>>Parámetro b	b	-0,198
Coeficiente de concentraciones de esfuerzos en cuñero 1 (flexión)	k _{tcf1}	3,700
>>Diámetro del eje (mm)	d	42,000
>>Radio sobre el extremo fresado (mm)	r	0,254

>>Cociente r/D	r/D	0,006
Coefficiente de concentraciones de esfuerzos en cuñero 2 (flexión)	ktcf2	3,300
>>Diámetro del eje (mm)	d	40,000
>>Radio sobre el extremo fresado (mm)	r	0,254
>>Cociente r/D	r/D	0,006
Coefficiente de concentraciones de esfuerzos por ranura de anillo de retención 1(flexión)	kta1	4,800
>>Ancho/profundidad	alfa/t	1,480
>>Radio de esquina seleccionado/profundidad	r/t	0,140

Tabla 67: Coeficientes de concentración de tensiones reales para el diseño a fatiga (eje salida)

RECALCULOS: FACTORES GENERALES		
Factor de carga	Ccarga	1
Factor de tamaño	Tramo	Ctam
	Tramo1	0,832
	Tramo2	0,822
	Tramo3	0,828
	Tramo4	0,832
	Tramo5	0,832
Factor de superficie	Csup	0,840
Factor de temperatura	Ctemp	1,000
Factor de confiabilidad	Cconf	0,814
Factor de seguridad	Nf	2,500

Tabla 68: Factores generales reales para el diseño a fatiga (eje salida)

RECÁLCULOS: Dimensionamiento a fatiga		
Resistencia física sin corregir	Se' (psi)	65266,578
Límite de resistencia a la fatiga corregida	Se (psi)	
>>TRAMO1		37109,351
>>TRAMO2		36687,791
>>TRAMO3		36934,141
>>TRAMO4		37109,351
>>TRAMO5		37109,351
Sensibilidad a la muesca del material a flexión	qfl	0,552
>>Radio de la muesca	r (in)	0,008
>>(Cte de Neuber)^0.5	a^0,5 (in^0,5)	0,072
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para escalon1 flexión	Kfe	2,259
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para	Kfe	1,983

escalon2 flexión		
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para escalon3 flexión	Kfe	1,980
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para cuñero1 flexión	Kfc	2,491
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para cuñero2 flexión	Kfc	2,270
Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para ranura de anillo de retención	Kfa	3,098

Tabla 69: Parámetros reales para el diseño a fatiga (eje salida)

Por lo tanto, el diseño final obtenido para el eje de salida es el siguiente:

Diámetros finales eje de salida	in	mm
D1 (0-1)	1,575	40
D2 (1-2)	1,772	45
D3 (2-3)	1,654	42
D4 (3-4)	1,575	40
D5 (4-5)	1,575	40

Tabla 70: Diámetros finales del eje de salida

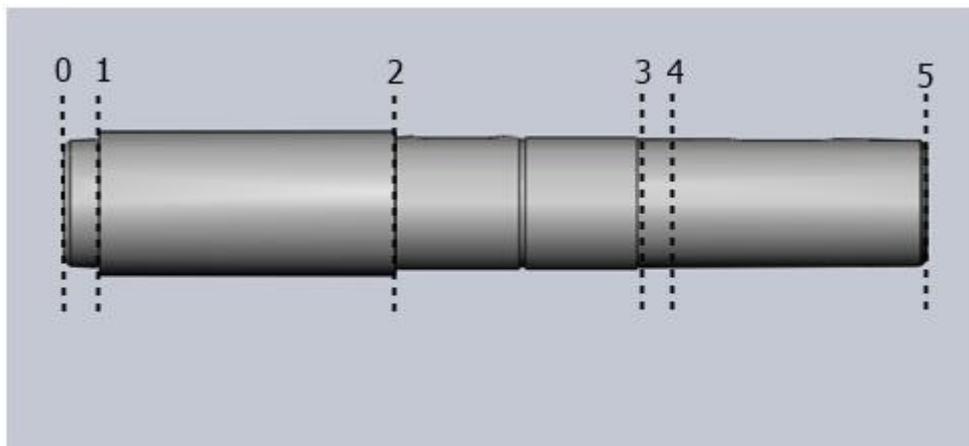


Figura 55: Diseño final del eje de salida

Para más información del diseño final del eje consultar su correspondiente plano.

La selección de chavetas, rodamientos y anillos de retención se describen en apartados posteriores.

5. Cálculo y selección de rodamientos

Para disminuir la fricción que se produce con el giro de los ejes, se utilizan rodamientos en los puntos de apoyo del eje con la carcasa.

Se han seleccionado rodamientos rígidos a bolas puesto que al usarse engranajes rectos la carga axial será prácticamente despreciable, quedando como relevante la carga radial y estos rodamientos están preparados para soportar dicha carga. Además, estos rodamientos tienen una disposición sencilla, son muy resistentes durante el funcionamiento y son fáciles de mantener.

Los rodamientos se han seleccionado del catálogo online de FAG (SHAEFFLER), cuyo enlace se puede encontrar en el anexo "Catálogos", basándose en las consideraciones que se exponen a continuación.

Los cojinetes principalmente se escogen según las magnitudes de las cargas estáticas y dinámicas aplicadas así como de la vida a fatiga deseada.

5.1. Procedimiento

En primer lugar se busca en el catálogo un rodamiento cuya pista interior corresponda con el diámetro del eje en el punto donde se localizará dicho rodamiento.

En segundo lugar para el modelo seleccionado se comprueba que la carga estática admisible por el rodamiento debe ser mayor a la presente en el mismo. La carga estática presente en el diseño será la reacción resultante en dicho punto. Se toma nota también de la carga dinámica.

A continuación se procede al cálculo de la vida del rodamiento mediante el estándar ISO 281/2, que indica que para cojinetes de bola la vida a fatiga para un porcentaje de falla del 10% (L_{10}) es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

Donde:

- C: Valor de la carga dinámica básica para el cojinete (definida por el fabricante).
- P: Carga constante aplicada.

No obstante, con la finalidad de obtener las expresiones de vida de un cojinete en cualquier rango de falla seleccionado se aplica la siguiente expresión:

$$L_P = K_R \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

Donde:

- K_R : Es el factor de confiabilidad para una distribución de Weibull para la probabilidad de falla P.

Se selecciona una tasa de falla del 5% ya que es un valor razonable. Esto corresponde a un factor de $K_R = 0,62$ según la siguiente tabla.

Tabla 7-5
Factores de confiabilidad R para una distribución de Weibull, correspondientes a la probabilidad de falla P

P%	R%	K_R
50	50	5.0
10	90	1.0
5	95	0.62
4	96	0.53
3	97	0.44
2	98	0.33
1	99	0.21

Figura 56: Factores de confiabilidad rodamientos. Fuente: Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado. Robert L. Norton. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2011.

Por último se comprueba que la velocidad límite del rodamiento sea superior a la presente en el diseño y que el ángulo de compensación de la alineación del rodamiento sea admisible respecto a la posible máxima desviación que tendría el eje.

Para la serie de rodamientos elegidos (160) , según el fabricante, el ángulo de compensación de alineación de los rodamientos es de 2' a 6' para carga reducida y de 5' a 10' para carga elevada.

La desalienación más desfavorable que se podría presentar en nuestro diseño, acorde al paralelismo exigido por los engranajes y por tanto de los ejes (0,009 mm) sería de $0,00596^\circ = 0,3576'$, por lo tanto cumplirá sobradamente.

5.2. Rodamientos del eje de entrada

Se selecciona para el eje de entrada dos rodamientos FAG-16005 cuya características son las siguientes:

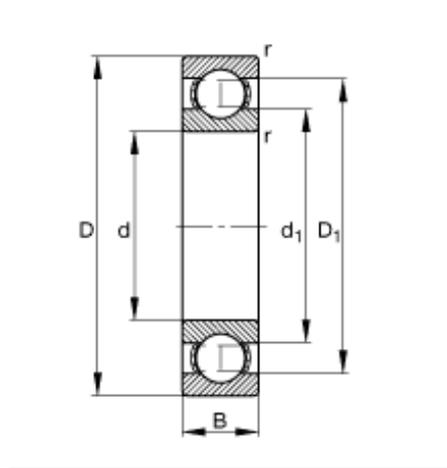


Figura 57: Dimensiones básicas de rodamiento. Fuente: Catálogo online SCHAEFFLER-FAG

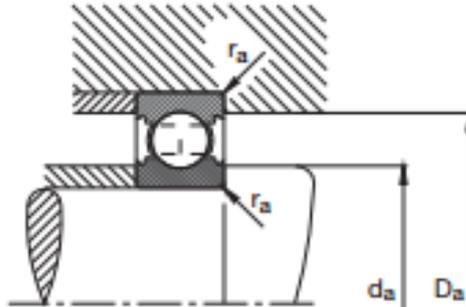


Figura 58: Dimensiones de montaje. Fuente: Catálogo online SCHAEFFLER-FAG

Rodamiento izq. eje entrada	
MODELO	FAG-16005
Dimensiones (mm)	
d	25,0
D	47,0
B	8,0
D1	40
d1	32,5
rmin	0,3
Medidas de montaje (mm)	
damin	27,0
Damax	45,0
Seleccionado (da)	30,0
Seleccionado (Da)	40,0
ramax	0,3
Seleccionado	0,2
Capacidades de carga (N)	
Cr (dinámica)	7700,0
Co (estática)	4650,0
Carga límite de fatiga (N)	
Cur	234,0
Velocidad límite (rpm)	
ng	22900,0
Velocidad de referencia (rpm)	
nb	12000,0
Peso (kg)	
m	0,052

Tabla 71: Características del rodamiento izquierdo del eje de entrada.

Las medidas d_a y D_a se seleccionan en base a los rangos permitidos para lograr un asiento correcto para el rodamiento en el eje y en la caja respectivamente. Estas medidas condicionan los diámetros de asiento de los ejes y de las tapas de los rodamientos, por lo tanto se consideran en su diseño aunque en este trabajo se muestren en un apartado diferente.

El radio de escalón para el asiento de eje y caja con rodamiento se selecciona basándose en que sea igual o menor al máximo permitido ($r_{a\ max}$).

CÁLCULO DE RODAMIENTO IZQ. ENTRADA			
Comprobación de carga estática	C_0 (N)	4650 > 272,25	OK
Vida proyectada del rodamiento	L10 (revs)	2,26E+10	
Vida del rodamiento para rango de falla	Lp (revs)	1,40E+10	
Comprobación de velocidad admisible	N_G (rpm)	22900 > 3600	OK

Tabla 72: Comprobaciones rodamiento izquierdo del eje de entrada.

Rodamiento dcho. eje entrada	
MODELO	FAG-16005
Dimensiones (mm)	
d	25,0
D	47,0
B	8,0
D1	40
d1	32,5
rmin	0,3
Medidas de montaje (mm)	
damin	27,0
Damax	45,0
Seleccionado (d_a)	30,0
Seleccionado (D_a)	40,0
ramax	0,3
Seleccionado	0,2
Capacidades de carga (N)	
Cr (dinámica)	7700,0
Co (estática)	4650,0
Carga límite de fatiga (N)	
Cur	234,0
Velocidad límite (rpm)	
ng	22900,0

Velocidad de referencia (rpm)	
nb	12000,0
Peso (kg)	
m	0,052

Tabla 73: Características del rodamiento derecho del eje de entrada.

CÁLCULO DE RODAMIENTO DCHO ENTRADA			
Comprobación de carga estática	C_0 (N)	4650 > 103,195	OK
Vida proyectada del rodamiento	L10 (revs)	4,15E+11	
Vida del rodamiento para rango de falla	Lp (revs)	2,58E+11	
Comprobación de velocidad admisible	N_G (rpm)	22900 > 3600	OK

Tabla 74: Comprobaciones rodamiento derecho del eje de entrada.

5.3. Rodamientos del eje intermedio

Rodamiento Izq. Eje intermedio	
MODELO	FAG-16007
Dimensiones (mm)	
d	35,0
D	62,0
B	9,0
D1	52,7
d1	44,3
rmin	0,3
Medidas de montaje (mm)	
damin	37,0
Damax	60,0
Seleccionado (da)	40,0
Seleccionado (Da)	52
ramax	0,3
Seleccionado	0,2
Capacidades de carga (N)	
Cr (din)	13000,0
Co (est)	8800,0
Carga límite de fatiga (N)	
Cur	445,0

Velocidad límite (rpm)	
ng	16700,0
Velocidad de referencia (rpm)	
nb	8900,0
Peso (kg)	
m	0,105

Tabla 75: Características del rodamiento izquierdo del eje intermedio.

CÁLCULO DE RODAMIENTO IZQDO. ENTRADA			
Comprobación de carga estática	C_0 (N)	8800 > 597,907	OK
Vida proyectada del rodamiento	L10 (revs)	1,03E+10	
Vida del rodamiento para rango de falla	Lp (revs)	6,37E+09	
Comprobación de velocidad admisible	N_G (rpm)	22900 > 841,6	OK

Tabla 76: Comprobaciones rodamiento izquierdo del eje intermedio

Rodamiento dcho. Eje intermedio	
MODELO	FAG-16007
Dimensiones (mm)	
d	35,0
D	62,0
B	9,0
D1	52,7
d1	44,3
rmin	0,3
Medidas de montaje (mm)	
damin	37,0
Damax	60,0
Seleccionado (da)	40,0
Seleccionado (Da)	52
ramax	0,3
Seleccionado	0,2
Capacidades de carga (N)	
Cr (din)	13000,0
Co (est)	8800,0
Carga límite de fatiga (N)	
Cur	445,0

Velocidad límite (rpm)	
ng	16700,0
Velocidad de referencia (rpm)	
nb	8900,0
Peso (kg)	
m	0,105

Tabla 77: Características del rodamiento derecho del eje intermedio

CÁLCULO DE RODAMIENTO DCHO INTERMEDIO			
Comprobación de carga estática	C_0 (N)	$8800 > 788,88$	OK
Vida proyectada del rodamiento	L10 (revs)	$4,48E+09$	
Vida del rodamiento para rango de falla	Lp (revs)	$2,78E+09$	
Comprobación de velocidad admisible	N_G (rpm)	$22900 > 841,6$	OK

Tabla 78: Comprobaciones rodamiento derecho del eje intermedio

5.4. Rodamientos del eje de salida

Rodamiento izqdo. Eje salida	
MODELO	FAG-16008
Dimensiones (mm)	
d	40,0
D	68,0
B	9,0
D1	59,7
d1	48,9
rmin	0,3
Medidas de montaje (mm)	
damin	42,0
Damax	66,0
Seleccionado (da)	45,0
Seleccionado (Da)	62,0
ramax	0,3
Seleccionado	0,2
Capacidades de carga (N)	
Cr (din)	14100,0
Co (est)	10200,0

Carga límite de fatiga (N)	
Cur	520,0
Velocidad límite (rpm)	
ng	15700,0
Velocidad de referencia (rpm)	
nb	8400,0
Peso (kg)	
m	0,127

Tabla 79: Características del rodamiento izquierdo del eje de salida.

CÁLCULO DE RODAMIENTO IZQDO SALIDA			
Comprobación de carga estática	C_0 (N)	10200 > 367,09	OK
Vida proyectada del rodamiento	L10 (revs)	5,67E+10	
Vida del rodamiento para rango de falla	Lp (revs)	3,51E+10	
Comprobación de velocidad admisible	N_G (rpm)	22900 > 200	OK

Tabla 80: Comprobaciones rodamiento izquierdo del eje de salida.

Rodamiento dcho. Eje salida	
MODELO	FAG-16008
Dimensiones (mm)	
d	40,0
D	68,0
B	9,0
D1	59,7
d1	48,9
rmin	0,3
Medidas de montaje (mm)	
damin	42,0
Damax	66,0
Seleccionado (da)	45,0
Seleccionado (Da)	62,0
ramax	0,3
Seleccionado	0,2
Capacidades de carga (N)	
Cr (din)	14100,0
Co (est)	10200,0
Carga límite de fatiga (N)	
Cur	520,0
Velocidad límite (rpm)	

ng	15700,0
Velocidad de referencia (rpm)	
nb	8400,0
Peso (kg)	
m	0,127

Tabla 81: Características del rodamiento derecho del eje de salida.

CÁLCULO DE RODAMIENTO DCHO SALIDA			
Comprobación de carga estática	C_0 (N)	$10200 > 703,59$	OK
Vida proyectada del rodamiento	L10 (revs)	$8,05E+09$	
Vida del rodamiento para rango de falla	Lp (revs)	$4,99E+09$	
Comprobación de velocidad admisible	N_G (rpm)	$22900 > 200$	OK

Tabla 82: Comprobaciones rodamiento derecho del eje de salida.

6. Cálculo y selección de chavetas

Las uniones a torsión se resolverán mediante chavetas paralelas ya que de esta manera se facilita el desmontaje de las piezas para inspecciones y mantenimiento.

Las chavetas se seleccionarán a través de la norma UNE 17102 y serán tipo "a". El material utilizado para las chavetas será acero F-1510, un material con menor resistencia de fluencia que el eje y el cubo, de esta forma la misma fallará antes que los otros componentes.

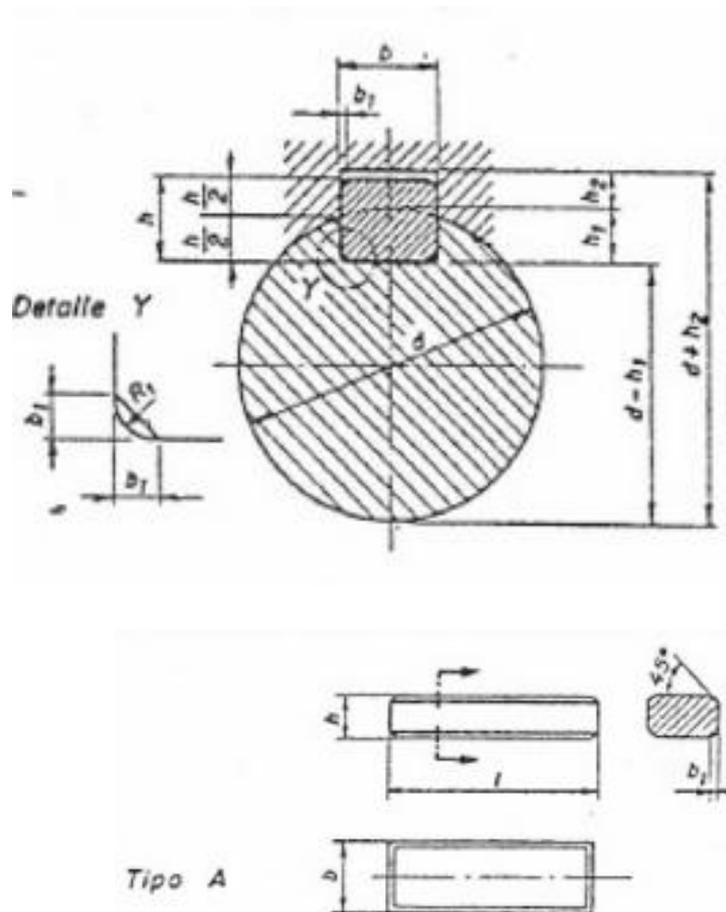


Figura 59: Chavetas UNE 17102

6. 1. Longitudes mínimas

Para las chavetas cuadradas, si la resistencia de su material es menor a la del eje o el cubo, la longitud mínima requerida se calcula mediante la siguiente expresión, pues proporciona una longitud satisfactoria para el esfuerzo cortante y el esfuerzo de empuje.

$$L = \frac{4 \cdot T \cdot N}{D \cdot W \cdot S_y}$$

Donde:

- T: Momento torsor
- N: Coeficiente de seguridad. Para aplicaciones industriales, N=3 es adecuado.
- D: Diámetro del eje.
- W: Ancho de la cuña.
- S_y : Resistencia del material.

Para las chavetas rectangulares se debe calcular separadamente la longitud con base en el esfuerzo de empuje y con base en el corte sobre la cuña y elegir la más desfavorable.

Longitud con base en el esfuerzo de empuje:

$$L = \frac{4 \cdot T \cdot N}{D \cdot H \cdot S_y}$$

Donde:

- H: Altura de la cuña.

Longitud con base en el corte sobre la cuña:

$$L = \frac{4 \cdot T \cdot N}{D \cdot W \cdot S_y}$$

No obstante estas longitudes han dado valores menores a los recomendados por la norma, por lo que se han ajustados a los mismos. De esta forma, el diseño es aún más conservador.

6. 2. Chavetas seleccionadas

Chaveta acoplamiento de entrada:

- Tipo: Cuadrada
- Ancho (b): 5 mm
- Alto: (h): 5 mm
- Profundidad en el eje (h1): 3 mm
- Profundidad en el cubo (h2): 2,3 mm
- Chaflán: (0,16-0,25) mm : 0,2 mm
- Longitud: 30 mm

Chaveta engrane 1ª etapa:

- Tipo: Rectangular
- Ancho (b): 8 mm
- Alto: (h): 7 mm
- Profundidad en el eje (h1): 4 mm
- Profundidad en el cubo (h2): 3,3 mm
- Chaflán: 0,2 mm
- Longitud: 24 mm

Chaveta engrane 2ª etapa:

- Tipo: Rectangular
- Ancho (b): 10 mm
- Alto: (h): 8 mm
- Profundidad en el eje (h1): 5mm
- Profundidad en el cubo (h2): 3,3 mm
- Chaflán: 0,3 mm
- Longitud: 26 mm

Daniel Afonso Nuez

Anexo I: Cálculos

Chaveta acoplamiento de salida:

- Tipo: Rectangular
- Ancho (b): 8 mm
- Alto: (h): 7 mm
- Profundidad en el eje (h1): 4 mm
- Profundidad en el cubo (h2): 3,3 mm
- Chaflán: 0,2 mm
- Longitud: 30 mm

7. Selección de anillos de retención

Los rodamientos se encuentran fijados por un lado mediante resaltos y por el otro lado mediante las tapas de la carcasa.

Los piñones de la primera y segunda etapa han debido ser tallados en sus correspondientes ejes por motivos explicados anteriormente.

Por lo tanto, solo serán necesarios anillos de retención en los engranes de la primera y segundo etapa, por los lados donde no estén apoyados en resaltos.

Para la selección de los anillos de retención simplemente se deben verificar las especificaciones de los catálogos. Se seleccionarán acorde al diámetro de eje requerido, a la capacidad de carga radial y a la velocidad límite que admiten (puesto que la carga axial es despreciable).

Los anillos de retención serán seleccionados del catálogo del fabricante SEEGER, cuyo catálogo se puede encontrar en el anexo "Catálogos".

Anillo de retención engrane etapa 1:

Anillo de retención		
Engrane 1ª etapa		
MODELO	SEEGER A-41	
Dimensiones de ranura (mm)		
Ancho	alfa	1,85
Profundidad	t	1,25
Radio de esquina en fondo de ranura	r	0,175
Velocidad límite (rpm)		
ng	14000 > 841,56	OK
Capacidad de carga radial (N)		
F _R	50100	OK

Tabla 83: Comprobaciones anillo de retención etapa 1.

Anillo de retención engrane etapa 2:

Anillo de retención		
Engrane 2ª etapa		
MODELO	SEEGER A-46	
Dimensiones de ranura (mm)		
Ancho	alfa	1,85
Profundidad	t	1,25
Radio de esquina en fondo de ranura	r	0,175
Velocidad límite (rpm)		
ng	11000 > 200	OK
Capacidad de carga radial (N)		
F _R	48900	OK

Tabla 84: Comprobaciones anillo de retención etapa 2.

8. Cálculo y selección del embrague

El sistema reductor llevará acoplado a la entrada un embrague que servirá para proteger el mismo de una posible sobrepotencia. La misión del embrague es conectar o desconectar el movimiento de giro del motor a la caja reductora cuando ocurra dicha sobrecarga.

Se utilizará un embrague de fricción de accionamiento mecánico y disco simple seco con recubrimiento moldeado, ya que la presión entre las superficies del embrague se aproximan a una distribución uniforme si se utilizan discos y además si estos son lo suficientemente flexibles.

En este tipo de embragues se dan dos condiciones extremas: presión uniforme y desgaste uniforme. El diseño del embrague se hará basado en la condición de desgaste uniforme pues da una clasificación nominal más conservadora del embrague.

8.1. Cálculo y dimensionamiento del embrague

- Potencia a transmitir: $2,5 \text{ kW} \approx 3,4 \text{ HP}$
- Velocidad: 3600 rpm
- Se utilizará un factor de servicio de 2, pues es un valor conservador para embragues cuya máquina motriz es un motor eléctrico y cuyo acoplamiento es una caja reductora.
- Se supone modelo de desgaste uniforme.
- Se supone un solo disco seco con recubrimiento moldeado.

En primer lugar aplicamos el factor de servicio, lo que implica que el embrague requiere una reclasificación por ese factor. Esto conlleva a que el embrague se dimensionará para una potencia de 6,8 HP en lugar de 3,4 HP.

Se determina el torque para dicha potencia en un diseño acorde a las revoluciones por minuto

$$T = \frac{P}{w} = \frac{6,8 \text{ HP} \cdot 6600 \left(\frac{\text{in} \cdot \text{lb}}{\text{HP} \cdot \text{s}} \right)}{3600 \text{ rpm} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \left(\frac{\text{rad}}{\text{rpm} \cdot \text{s}} \right)} = 119,05 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

Donde:

- P: Potencia de servicio (HP).
- w: Velocidad angular (rpm).

En segundo lugar se obtiene el coeficiente de fricción y la presión máxima recomendada para un material moldeado seco. Se utilizará el valor promedio de los rangos mostrados. Dicha información se obtendrá de la siguiente figura:

Tabla 13-1 Propiedades de materiales comunes para forro de embragues y frenos

Material de fricción contra acero o hierro fundido	Coeficiente de fricción dinámica		Presión máxima		Temperatura máxima	
	seco	en aceite	psi	kPa	°F	°C
Moldeado	0.25–0.45	0.06–0.09	150–300	1 030–2 070	400–500	204–260
Tejido	0.25–0.45	0.08–0.10	50–100	345–690	400–500	204–260
Metal sinterizado	0.15–0.45	0.05–0.08	150–300	1 030–2 070	450–1 250	232–677
Hierro fundido o acero duro	0.15–0.25	0.03–0.06	100–250	690–720	500	260

Figura 60: Propiedades de materiales para forro de embragues y frenos. Fuente: Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado. Robert L. Norton. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2011.

Por lo tanto la presión máxima (pmax) será 225 psi, el coeficiente de fricción (μ) 0,35 y la temperatura máxima (Tmax) será de 450 ° F (232 °C).

A continuación se calcula el torque máximo relacionándolo con la fuerza axial y para el caso de desgaste uniforme. Sabiendo que el torque máximo para cualquier radio exterior (r_o) se obtiene cuando el radio interior es:

$$r_i = 0,577 \cdot r_o$$

Entonces:

$$T = \pi \cdot \mu \cdot r_i \cdot pmax \cdot (r_o^2 - r_i^2)$$

Despejando:

$$r_o = \left(\frac{T}{0,3849 \cdot \pi \cdot \mu \cdot pmax} \right)^{\frac{1}{3}} = 1,077 \text{ in}$$

$$r_i = 0,622 \text{ in}$$

Finalmente se calcula fuerza axial necesaria:

$$F = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot pmax \cdot (r_o - r_i) = 400,1 \text{ lb}$$

Por lo tanto la especificación del embrague es un solo disco con 2,2 in de diámetro exterior (56 mm) y 1,3 in de diámetro interior (33 mm). El embrague tendrá recubrimiento moldeado con un coeficiente de fricción mayor o igual a 0,35 y se necesitará una fuerza axial aplicada mayor o igual de 400,1 lb (1,78 kN).

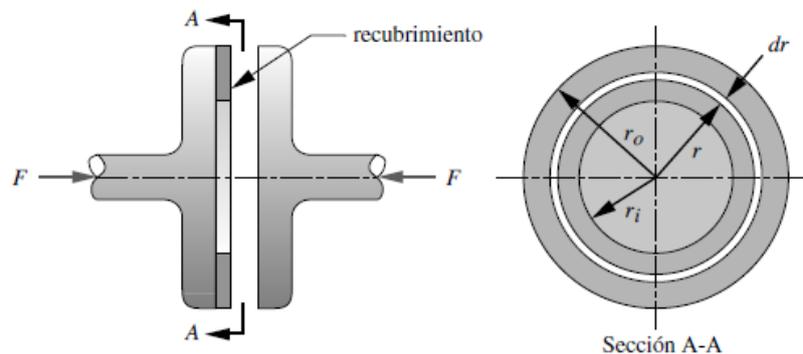


FIGURA 13-7
Embrague axial de disco con una superficie

Figura 61: Esquema de un embrague axial de disco con una superficie. Fuente: Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado. Robert L. Norton. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2011.

8.2. Selección del embrague

Se deja libre la elección del embrague siempre que cumpla con los requisitos establecidos anteriormente.

9. Cálculo de tornillería.

En este apartado se pretende corroborar la selección de tornillos elegida para la unión de la carcasa y su tapa. Estos tornillos serán los más críticos ya que cuando la caja reductora sea levantada, aguantarán su todo peso.

Para realizar esta unión se seleccionarán 32 tornillos M8 de calidad 8.8. Estos estarán distribuidos a lo largo de la carcasa y de la tapa como se muestra en la siguiente imagen:

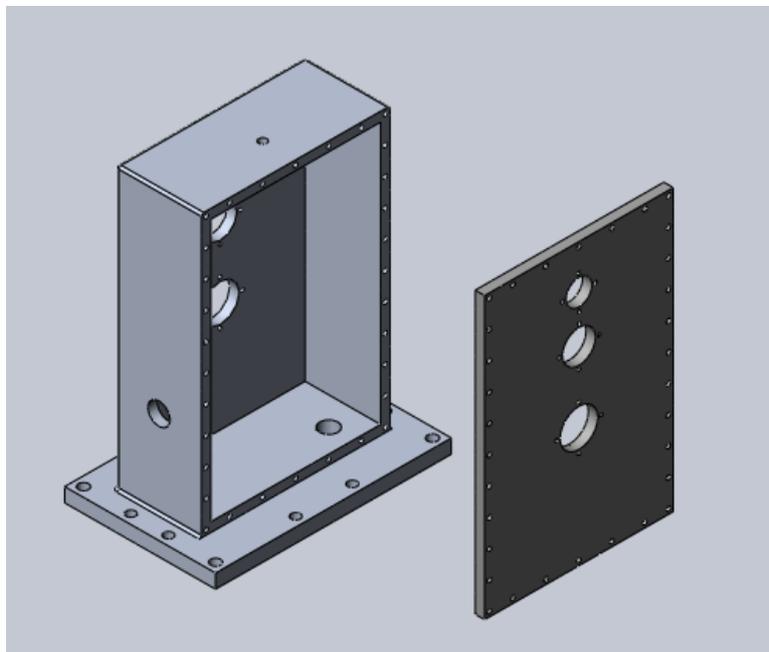


Figura 62: Tornillería carcasa - tapa

Los tornillos, como se ha mencionado anteriormente, aguantarán el peso de todo el sistema, por lo que se deben hallar dichas masas. A través de la herramienta "Propiedades Físicas" del Software SolidWorks™ obtenemos los siguientes valores:

Elemento	(kg)
Engrane 1	3,92
Engrane 2	13,56
Eje de entrada	1,45
Eje intermedio	2,21
Eje de salida	3,03
Carcasa	42,64

Tapa de carcasa	12,67
Tapeta izq entrada	0,49
Tapeta dcha entrada	0,35
Tapeta izq intermedio	0,532
Tapeta dcha intermedio	0,532
Tapeta izq salida	0,685
Tapeta dhca salida	0,847
Rodamiento izq entrada	0,052
Rodamiento dcha entrada	0,052
Rodamiento izq intermedio	0,105
Rodamiento dcho intermedio	0,105
Rodamiento izq salida	0,127
Rodamiento dcha salida	0,127

Tabla 85: Masas de componentes

Estos tornillos estarán solicitados principalmente a cortante por lo que se procede a calcular si cumplen dichas exigencias.

En primer lugar se calcula la carga cortante:

$$Q = \sum m \cdot g$$

Donde:

- Q: Cortante (N)
- m: Masa (Kg)
- g: Gravedad (m/s^2)

A continuación se calcula la carga por tornillo, dividiendo dicha carga por el número de tornillos:

$$Q_t = \frac{Q}{N}$$

Se mayor la carga por tornillo por un factor de 2,5 para garantizar su funcionamiento:

$$Q_{t,m} = 2,5 \cdot Q_t$$

Elemento	(kg)	(m/s ²)	Carga cortante (N)
Engrane 1	3,92	9,81	38,455
Engrane 2	13,56	9,81	133,024
Eje de entrada	1,45	9,81	14,225
Eje intermedio	2,21	9,81	21,680
Eje de salida	3,03	9,81	29,724
Carcasa	42,64	9,81	418,298
Tapa de carcasa	12,67	9,81	124,293
Tapeta izq entrada	0,49	9,81	4,807
Tapeta dcha entrada	0,35	9,81	3,434
Tapeta izq intermedio	0,532	9,81	5,219
Tapeta dcha intermedio	0,532	9,81	5,219
Tapeta izq salida	0,685	9,81	6,720
Tapeta dhca salida	0,847	9,81	8,309
Rodamiento izq entrada	0,052	9,81	0,510
Rodamiento dcha entrada	0,052	9,81	0,510
Rodamiento izq intermedio	0,105	9,81	1,030
Rodamiento dcho intermedio	0,105	9,81	1,030
Rodamiento izq salida	0,127	9,81	1,246
Rodamiento dcha salida	0,127	9,81	1,246
TOTAL			818,978
Por tornillo (Pt)			25,593
Mayorado (Pt)			63,983

Tabla 86: Cálculo de cortante

El siguiente paso consiste en calcular el esfuerzo cortante. Para ello, se calcula el área cortante por barrido mediante la siguiente expresión:

$$A_s = \pi \cdot d_r \cdot w_i \cdot p$$

Donde:

- d_r : Diámetro menor del tornillo
- w_i : Factor de área para áreas de cortante
- p : Paso del tornillo

Obtenemos dichos valores a partir de tablas de Tornillos Métricos ISO:

Tabla 11-2 Dimensiones principales de cuerdas de tornillos del estándar métrico ISO
Datos calculados con las ecuaciones 11.1; véase la referencia 4 para mayor información

Diámetro mayor d (mm)	Cuerdas gruesas			Cuerdas finas		
	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.67	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

Figura 63: Tornillos métricas ISO. Fuente: Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado. Robert L. Norton. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2011.

Y el factor de área se obtiene de:

Tabla 11-5
Factores de área para áreas de cortante de barrido en las cuerdas

Tipo de cuerda	w_i (menor)	w_o (mayor)
UNS/ISO	0.80	0.88
Cuadrada	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Reforzada	0.90	0.83

Figura 64: Factor de área para áreas de cortante. Fuente: Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado. Robert L. Norton. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2011.

$$A_s = \pi \cdot 6,47 \cdot 0,80 \cdot 1,25 = 20,33 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante para cada tornillo será:

$$\tau_p = \frac{Q_{t,m}}{A_s} = \frac{63,98 \text{ N}}{20,33 \text{ mm}^2} = 3,15 \text{ MPa}$$

Se compara este esfuerzo con la tensión admisible del material, que se calcula como:

$$\tau_p = 0,577 \cdot S_y$$

Donde S_y es la resistencia a tracción del tornillo que se obtiene a través de la clase del tornillo:

Tabla 11-7 Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero

Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M3-M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida

Figura 65: Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero. Fuente: Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado. Robert L. Norton. Editorial Pearson. Cuarta edición. 2011.

$$\tau_p = 0,577 \cdot 830 = 478,91 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, como la tensión admisible por tornillo es mucho mayor a la tensión que soportará cada tornillo ($478,91 \text{ MPa} \gg 3,15 \text{ MPa}$), se comprueba que los tornillos cumplirán sobradamente y que la elección ha sido correcta.

10. Simulación de tapetas

Las tapetas servirán para alojar los rodamientos, por lo tanto se deberá comprobar si resisten los esfuerzos que éstos introducirán. Para ello, se ha realizado una simulación de cada una de las tapetas mediante el software SolidWorks™ y se ha comprobado tanto que los esfuerzos presentes son menores a la tensión admisible del material, como que los desplazamientos resultantes son despreciables.

Para la realización de esta simulación se ha tenido que crear un sistema de referencia local en el alojamiento del rodamiento. Se han colocado las restricciones pertinentes y se han aplicado las reacciones en sus correspondientes direcciones. Tras el mallado de cada una de las piezas, se ejecuta la simulación obteniéndose que todas las tapetas cumplen sobradamente a esfuerzo y que sus desplazamientos y deformaciones son despreciables.

A continuación se muestran los resultados de dicho estudio:

Eje de entrada:

Tapeta izquierda:

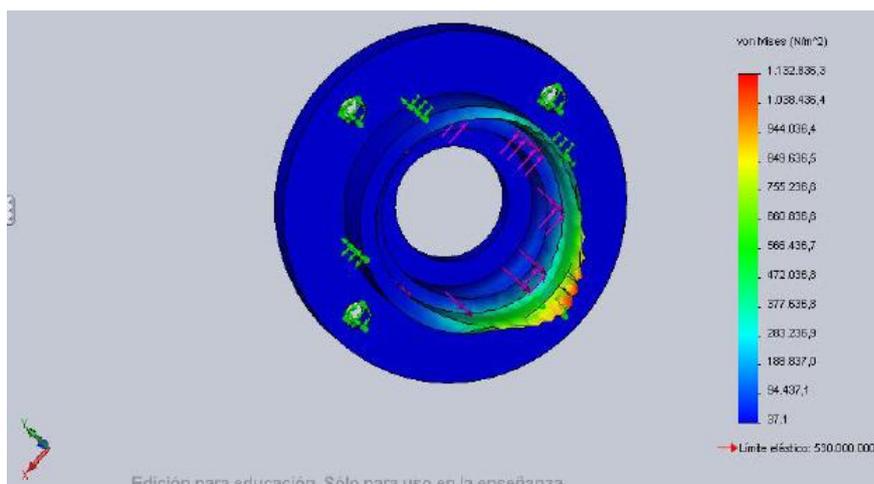


Figura 66: Esfuerzos tapeta izquierda eje de entrada

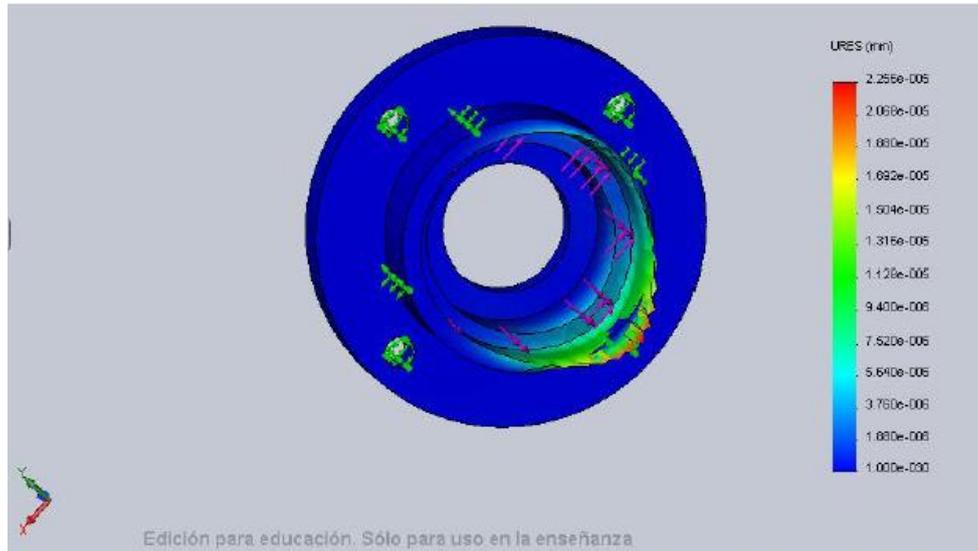


Figura 67: Desplazamientos tapeta izquierda eje de entrada

Tapeta derecha:

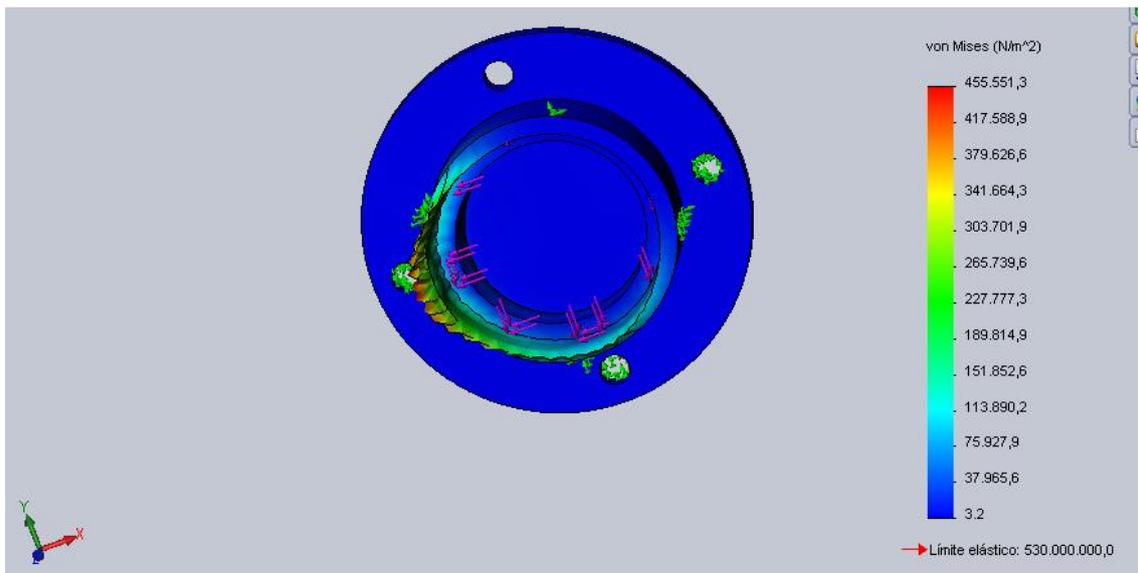


Figura 68: Esfuerzos tapeta derecha eje de entrada

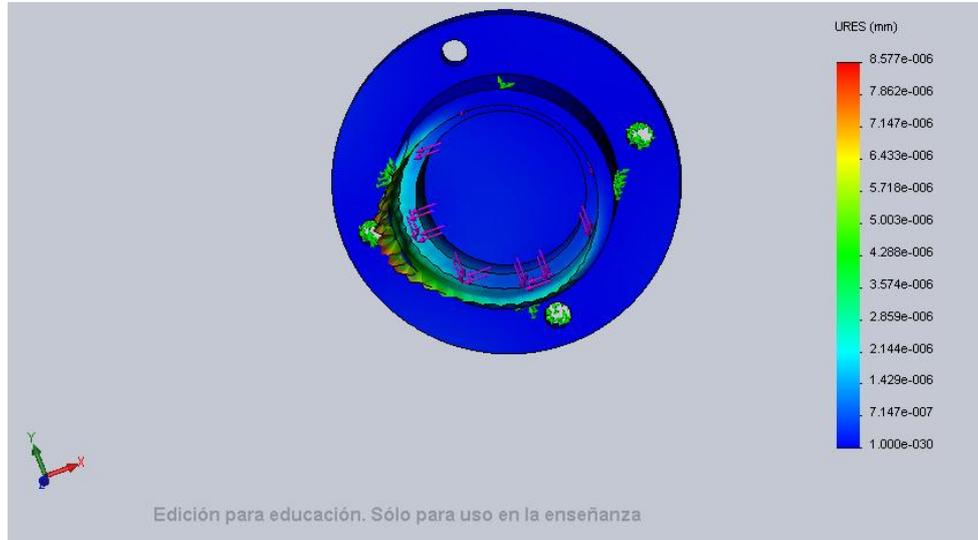


Figura 69: Desplazamientos tapeta derecha eje de entrada

Eje intermedio:

Tapeta izquierda:

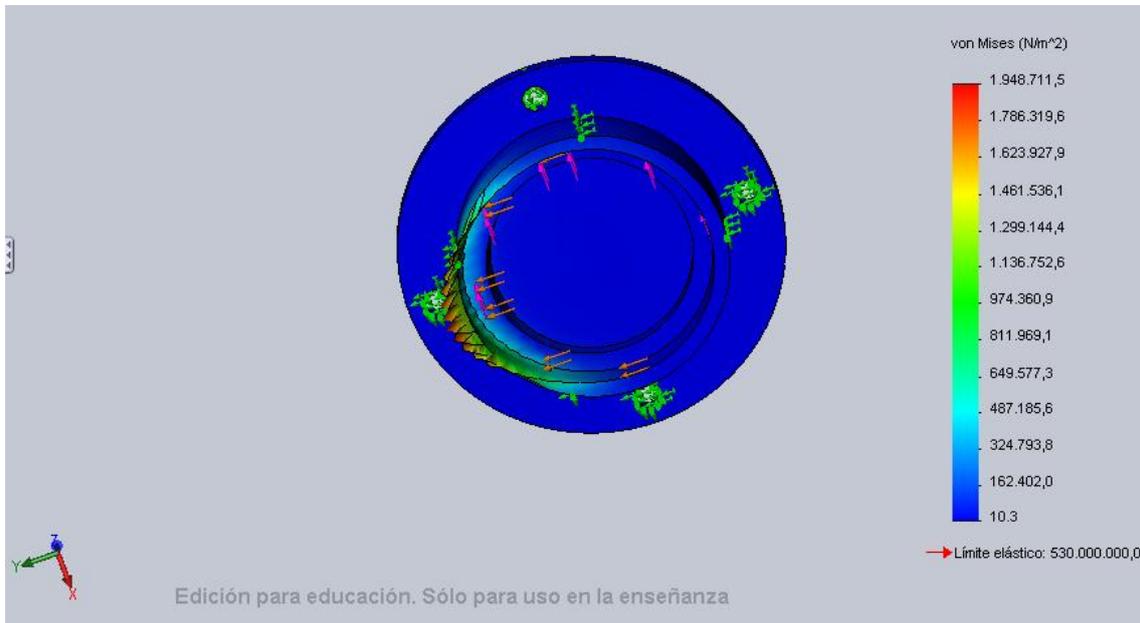


Figura 70: Esfuerzos tapeta izquierda eje intermedio

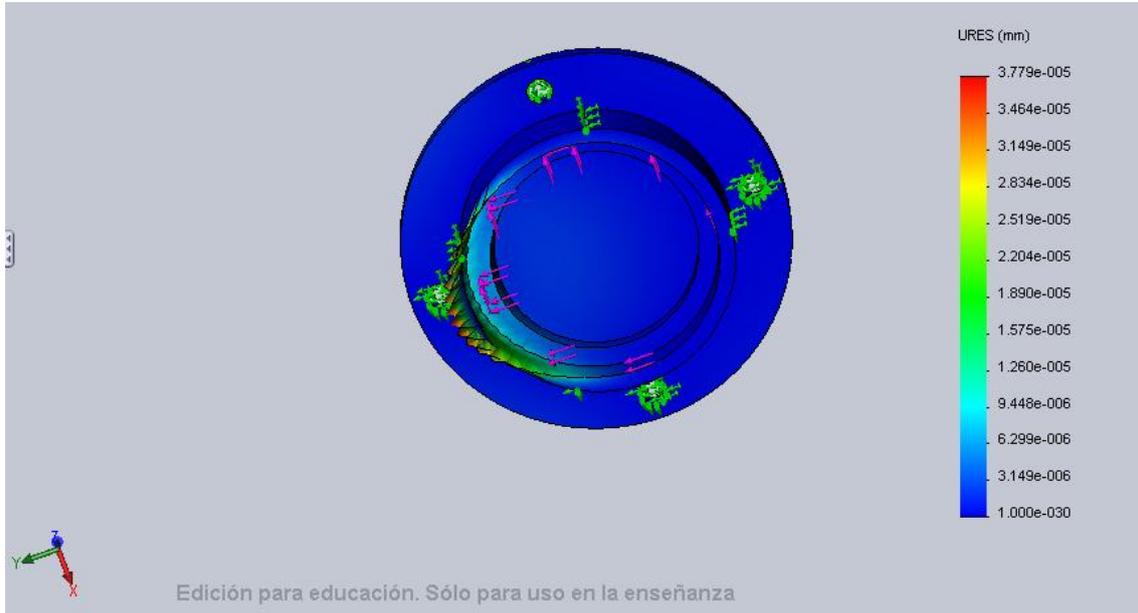


Figura 71: Desplazamientos tapeta izquierda eje intermedio

Tapeta derecha:

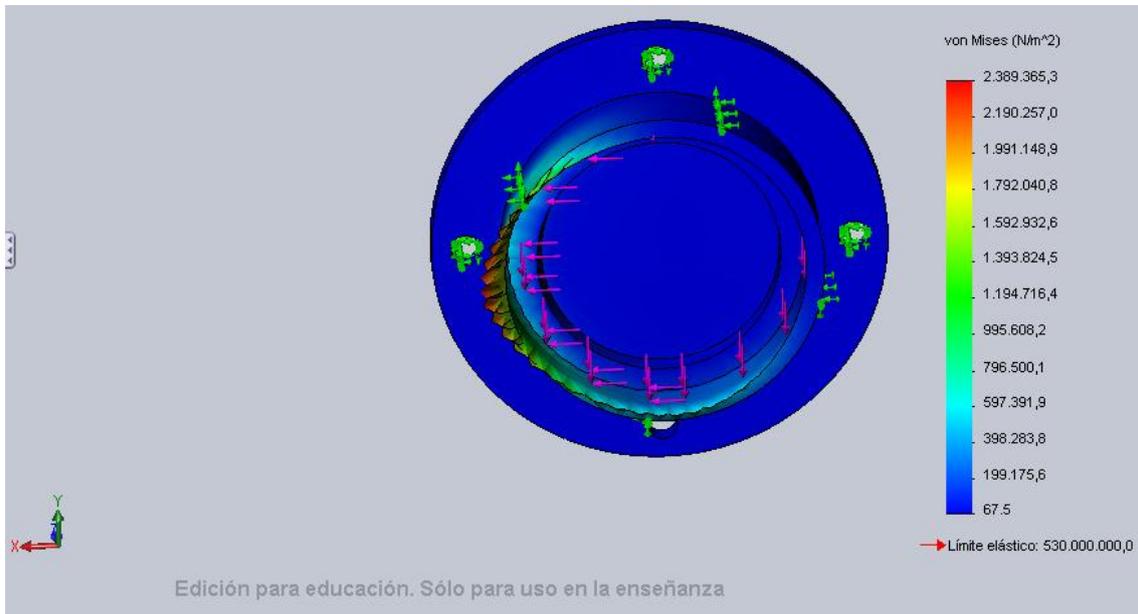


Figura 72: Esfuerzos tapeta derecha eje intermedio

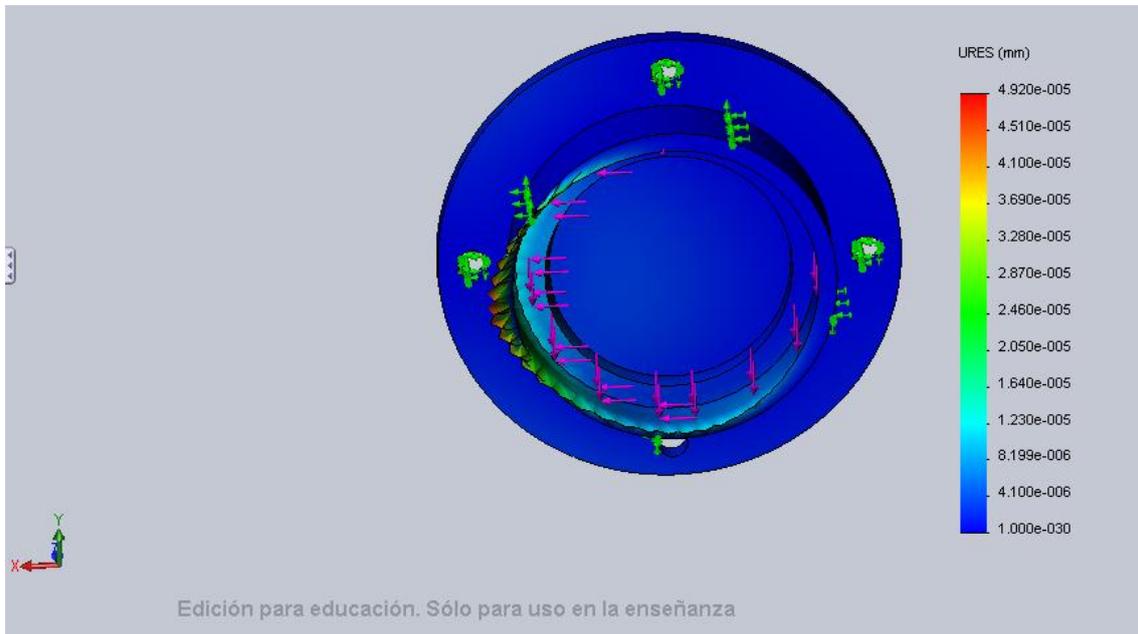


Figura 73: Desplazamientos tapeta derecha eje intermedio

Eje de salida:

Tapeta izquierda:

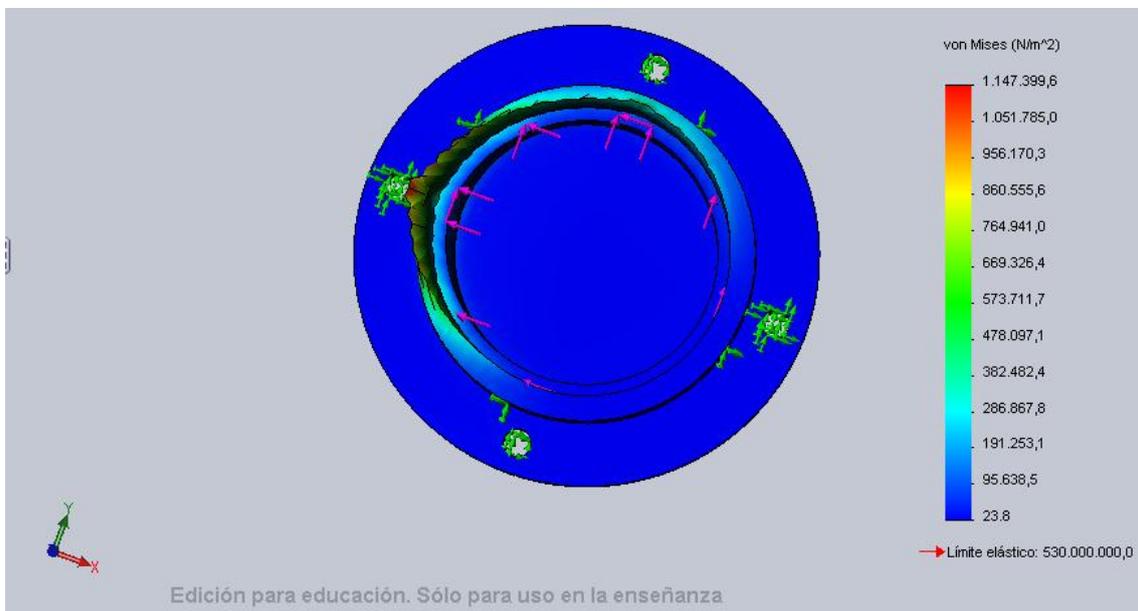


Figura 74: Esfuerzos tapeta izquierda eje de salida

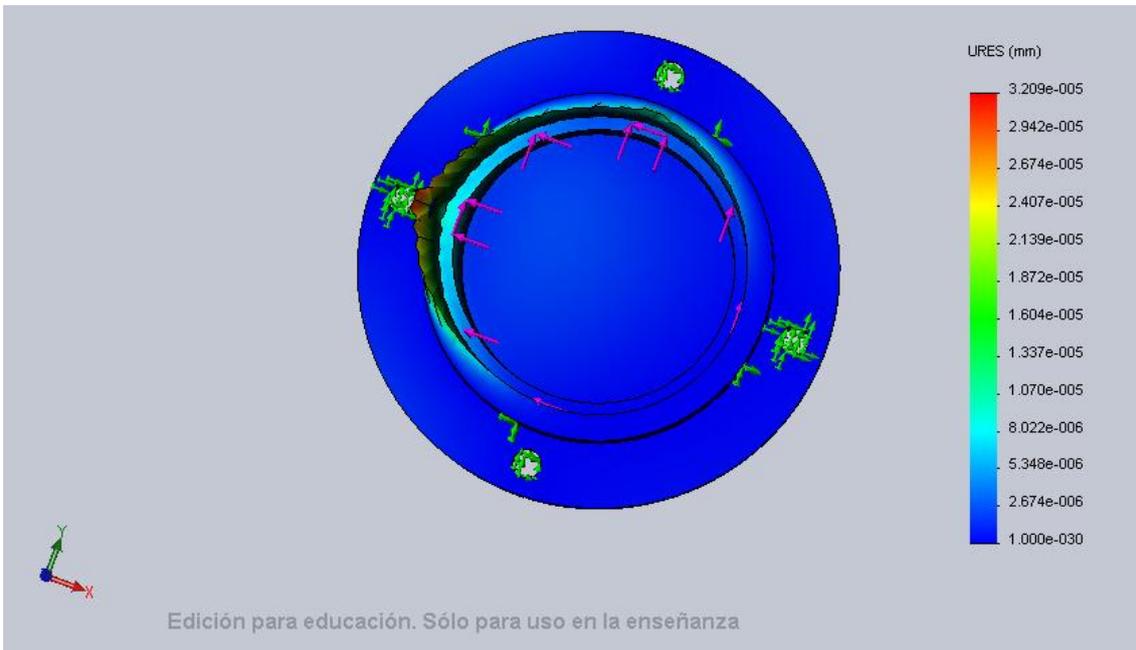


Figura 75: Desplazamientos tapeta izquierda eje de salida

Tapeta derecha:

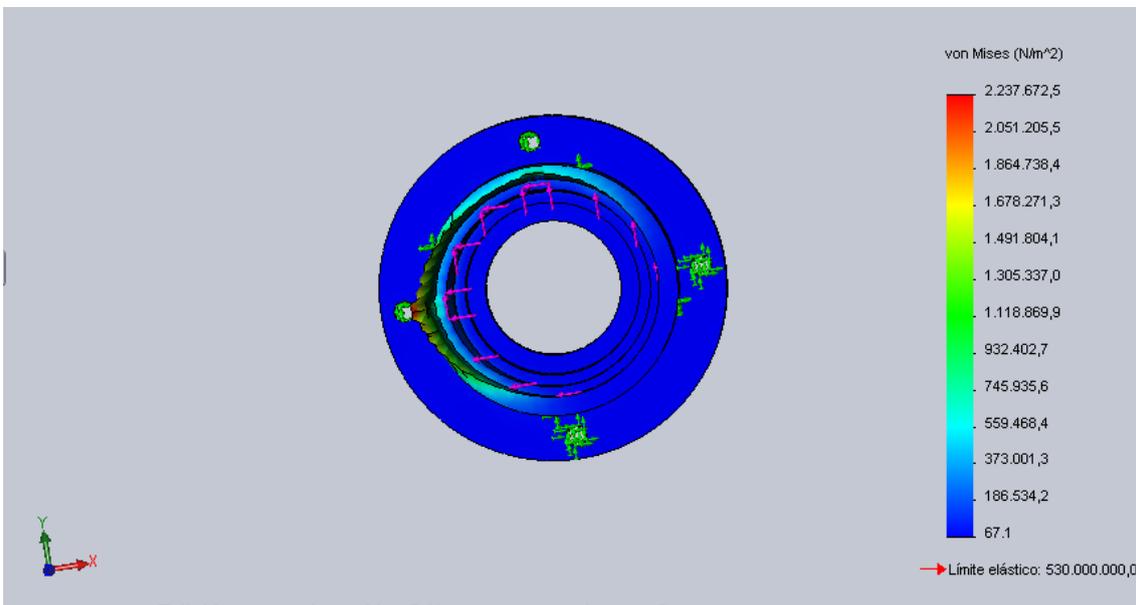


Figura 76: Esfuerzos tapeta derecha eje de salida

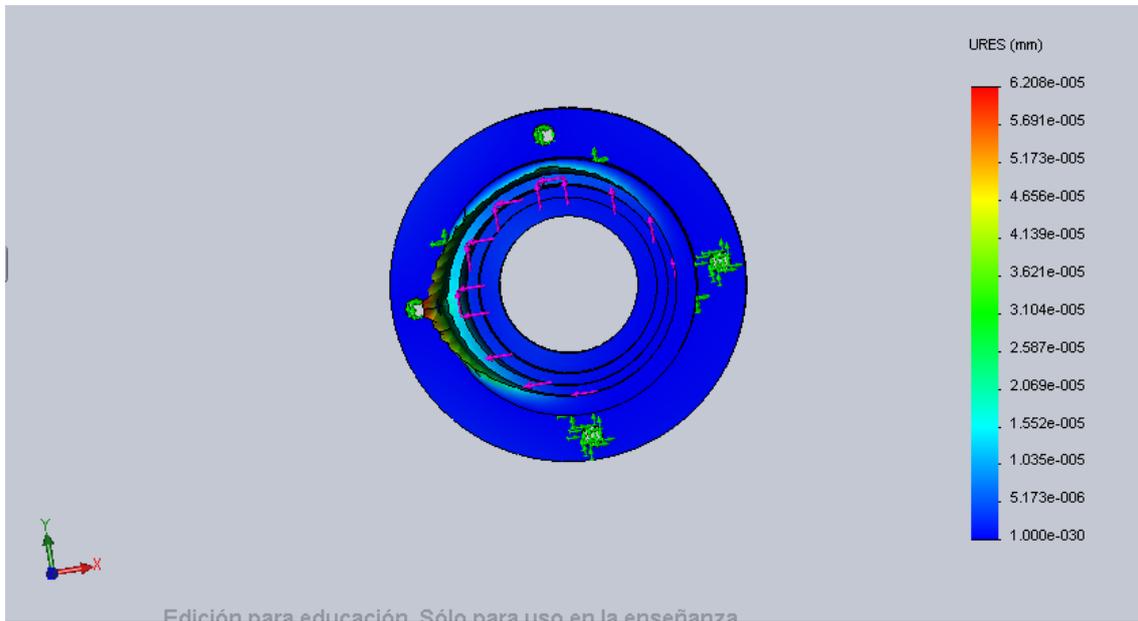


Figura 77: Desplazamientos tapeta derecha eje de salida

11. Índice de figuras

Figura 1: Disposición de ejes y engranajes	6
Figura 2: Perfil de involuta.....	10
Figura 3: N° de dientes para evitar interferencia.	11
Figura 4 : Factores de sobrecarga sugeridos.....	13
Figura 5: Estimación tentativa de paso diametral.....	15
Figura 6: Equivalencias entre módulos métricos y pasos diametrales.	16
Figura 7: Propiedades de un par de engranajes.	18
Figura 8: Propiedades de un par de engranajes.	22
Figura 9: Fuerzas presentes en los engranjes.	24
Figura 10: Números recomendados de calidad de engrane contra la velocidad en la línea de paso.	26
Figura 11: Valores de coeficiente elástico.....	26
Figura 12: Factores de tamaño sugeridos.	30
Figura 13: Factores de de distribución de carga sugeridos.....	30
Figura 14: Factores de espesor de aro.	31
Figura 15: Factor de geometría J para un engranaje recto con ángulo de presión de 20°.	32
Figura 16: Factor de geometría a la picadura I para un engranaje recto con ángulo de presión de 20°.	33
Figura 17: Factor por ciclos de esfuerzo.	36
Figura 18 : Factor de confiabilidad.....	37
Figura 19 : Factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo.	38
Figura 20: Esfuerzo de contacto admisible frente a dureza Brinell.....	40
Figura 21 : Propiedades del acero AISI 4140.....	41
Figura 22: : Diseño preliminar de ejes (croquis).....	45
Figura 23: Esquema preliminar eje de entrada	47
Figura 24: Fuerzas en el eje de entrada (plano Y-Z)	49
Figura 25: Diagrama de cortante eje de entrada (plano Y-Z).....	50
Figura 26: Diagrama de momento eje de entrada (plano Y-Z).....	51
 Diseño de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia	 118

Figura 27: Fuerzas en el eje de entrada (plano X-Z)	51
Figura 28: Diagrama de momento eje de entrada (plano X-Z).....	53
Figura 29: Diagrama de momento eje de entrada (plano X-Z).....	53
Figura 30: Momento torsor eje entrada (lb-in)	54
Figura 31: Constante de Neuber..	55
Figura 32: Factor de concentración de tensiones por escalones a flexión.....	59
Figura 33: Factor de concentración de tensiones por cuñeros.....	59
Figura 34: Factor de concentración de tensiones por ranura de anillo de retención.	60
Figura 35: Piñón inicial etapa 1.	62
Figura 36: Diseño final del eje de entrada	63
Figura 37: Esquema preliminar eje intermedio	64
Figura 38: Fuerzas en el eje intermedio (plano Y-Z)	65
Figura 39: Diagrama de cortante eje intermedio (plano Y-Z).....	66
Figura 40: Diagrama de momento eje intermedio (plano Y-Z).....	67
Figura 41: Fuerzas en el eje intermedio (plano X-Z)	67
Figura 42 : Diagrama de cortante eje intermedio (plano X-Z)	68
Figura 43: Diagrama de momento eje intermedio (plano X-Z).....	69
Figura 44: Momento torsor eje intermedio (lb-in)	70
Figura 45: Piñón inicial etapa 2.....	74
Figura 46: Diseño final del eje intermedio	75
Figura 47: Esquema preliminar eje de salida	75
Figura 48: Fuerzas en el eje de salida (plano Y-Z).....	76
Figura 49: Diagrama de cortante (plano Y-Z)	78
Figura 50: : Diagrama de momento (plano Y-Z).....	79
Figura 51: Fuerza en el eje salida (plano X-Z).....	79
Figura 52: Diagrama de cortante eje salida (plano X-Z).....	80
Figura 53: Diagrama de momento eje salida (plano X-Z).....	81
Figura 54: Momento torsor eje salida (lb-in)	82
Figura 55: Diseño final del eje de salida	85
Figura 56: Factores de confiabilidad rodamientos..	88
Figura 57: Dimensiones básicas de rodamiento.	89
Figura 58: Dimensiones de montaje.	90
Diseño de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia	119

Figura 59: Chavetas UNE 17102.....	97
Figura 60: Propiedades de materiales para forro de embragues y frenos.....	104
Figura 61: Esquema de un embrague axial de disco con una superficie..	105
Figura 62: Tornillería carcasa - tapa.....	106
Figura 63: Tornillos métricas ISO.....	109
Figura 64: Factor de área para áreas de cortante..	109
Figura 65: Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero.....	110
Figura 66: Esfuerzos tapeta izquierda eje de entrada	111
Figura 67: Desplazamientos tapeta izquierda eje de entrada.....	112
Figura 68: Esfuerzos tapeta derecha eje de entrada.....	112
Figura 69: Desplazamientos tapeta derecha eje de entrada	113
Figura 70: Esfuerzos tapeta izquierda eje intermedio	113
Figura 71: Desplazamientos tapeta izquierda eje intermedio	114
Figura 72: Esfuerzos tapeta derecha eje intermedio	114
Figura 73: Desplazamientos tapeta derecha eje intermedio	115
Figura 74: Esfuerzos tapeta izquierda eje de salida.....	115
Figura 75: Desplazamientos tapeta izquierda eje de salida	116
Figura 76: Esfuerzos tapeta derecha eje de salida	116
Figura 77: Desplazamientos tapeta derecha eje de salida.....	117

12. Índice de tablas

Tabla 1: Datos básicos iniciales de eje de entrada.....	8
Tabla 2: Datos básicos iniciales de eje de intermedio.....	9
Tabla 3: Datos básicos iniciales de eje de salida.....	9
Tabla 4: Datos básicos finales de eje de entrada.....	12
Tabla 5: Datos básicos finales de eje de intermedio.....	12
Tabla 6: Datos básicos finales de eje de salida.....	13
Tabla 7: Cálculo de la relación de contacto (etapa 1).....	17
Tabla 8: Cálculo de las propiedades geométricas (etapa 1).....	21
Tabla 9: Cálculo de la relación de contacto (etapa 1).....	23
Tabla 10: Cálculo de las propiedades geométricas (etapa 1).....	24
Tabla 11: Cálculos generales (etapa 1).....	27
Tabla 12: Cálculos generales (etapa 1).....	27
Tabla 13: Cálculos de factores (etapa 1).....	33
Tabla 14: Cálculos de esfuerzos flexionantes (etapa 1).....	34
Tabla 15: Cálculos de esfuerzos de contacto (etapa 1).....	34
Tabla 16: Cálculos de factores (etapa 2).....	34
Tabla 17: Cálculos de esfuerzos flexionantes (etapa 2).....	35
Tabla 18: Cálculos de esfuerzos de contacto (etapa 2).....	35
Tabla 19: Cálculos de factores para selección de materiales (etapa 1).....	39
Tabla 20: Cálculos de esfuerzos flexionantes ajustados (etapa 1).....	39
Tabla 21: Cálculos de esfuerzos de contacto ajustados (etapa 1).....	40
Tabla 22: Cálculo y selección de material para los engranajes (etapa 1)(a).....	41
Tabla 23: Cálculo y selección de material para los engranajes (etapa 1) (b).....	42
Tabla 24: Cálculos de factores para selección de materiales (etapa 2).....	42
Tabla 25: Cálculos de esfuerzos flexionantes ajustados (etapa 2).....	42
Tabla 26 : Cálculos de esfuerzos de contacto ajustados (etapa 2).....	43
Tabla 27 : Cálculo y selección de material para los engranajes (etapa 2)(a).....	43
Tabla 28: Cálculo y selección de material para los engranajes (etapa 2)(b).....	43
Tabla 29: Suposiciones iniciales para cálculo de ejes.....	47
Diseño de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia	121

Tabla 30: Esfuerzos presentes en eje de entrada	48
Tabla 31: Longitudes del eje de entrada.....	49
Tabla 32: Reacciones en eje de entrada (plano Y-Z).....	50
Tabla 33: Cortante eje de entrada (plano Y-Z).....	50
Tabla 34: Momentos eje entrada (plano Y-Z)	51
Tabla 35: Reacciones en eje de entrada (plano X-Z).....	52
Tabla 36: Cortante eje de entrada (plano X-Z).....	52
Tabla 37: Momentos eje entrada (plano X-Z)	53
Tabla 38: Momentos totales eje entrada	54
Tabla 39: Propiedades acero F1252.....	54
Tabla 40: Parámetros iniciales para el diseño a fatiga (eje entrada).	56
Tabla 41: Coeficientes de concentración de tensiones reales para el diseño a fatiga (eje entrada).	61
Tabla 42: Factores generales reales para el diseño a fatiga (eje entrada).....	61
Tabla 43: Parámetros reales para el diseño a fatiga (eje entrada).	62
Tabla 44: Diámetros finales del eje de entrada.....	63
Tabla 45: Esfuerzos presentes en el eje intermedio.....	64
Tabla 46: Longitudes del eje intermedio	65
Tabla 47: Reacciones en el eje intermedio (plano Y-Z).....	65
Tabla 48: Cortante en el eje intermedio (plano Y-Z)	66
Tabla 49: Momentos en el eje intermedio (plano Y-Z).....	66
Tabla 50: Reacciones en el eje intermedio (plano X-Z).....	68
Tabla 51: Cortante en el eje intermedio (plano X-Z)	68
Tabla 52: Momento en el eje intermedio (plano X-Z).....	69
Tabla 53 Momentos totales en el eje intermedio	69
Tabla 54: Coeficientes de concentración de tensiones reales para el diseño a fatiga (eje intermedio)	72
Tabla 55: Factores generales reales para el diseño a fatiga (eje intermedio)	72
Tabla 56: Parámetros reales para el diseño a fatiga (eje intermedio).....	73
Tabla 57: Diámetros finales del eje intermedio.....	74
Tabla 58: Esfuerzos presentes en el eje de salida.....	76
Tabla 59: Longitudes del eje de salida	77
Diseño de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia	122

Tabla 60: Reacciones en el eje intermedio (plano Y-Z).....	77
Tabla 61: Cortante eje de salida (plano Y-Z)	77
Tabla 62: Momentos eje de salida (plano Y-Z).....	78
Tabla 63: Momentos eje de salida (plano X-Z).....	80
Tabla 64: Cortante eje de salida (plano X-Z)	80
Tabla 65: Momentos eje de salida (plano X-Z).....	81
Tabla 66: Momentos totales eje de salida.....	81
Tabla 67: Coeficientes de concentración de tensiones reales para el diseño a fatiga (eje salida)	84
Tabla 68: Factores generales reales para el diseño a fatiga (eje salida)	84
Tabla 69: Parámetros reales para el diseño a fatiga (eje salida).....	85
Tabla 70: Diámetros finales del eje de salida.....	85
Tabla 71: Características del rodamiento izquierdo del eje de entrada.	90
Tabla 72: Comprobaciones rodamiento izquierdo del eje de entrada.	91
Tabla 73: Características del rodamiento derecho del eje de entrada.....	92
Tabla 74: Comprobaciones rodamiento derecho del eje de entrada.....	92
Tabla 75: Características del rodamiento izquierdo del eje intermedio.	93
Tabla 76: Comprobaciones rodamiento izquierdo del eje intermedio.....	93
Tabla 77: Características del rodamiento derecho del eje intermedio.....	94
Tabla 78: Comprobaciones rodamiento derecho del eje intermedio	94
Tabla 79: Características del rodamiento izquierdo del eje de salida.....	95
Tabla 80: Comprobaciones rodamiento izquierdo del eje de salida.....	95
Tabla 81: Características del rodamiento derecho del eje de salida.	96
Tabla 82: Comprobaciones rodamiento derecho del eje de salida.	96
Tabla 83: Comprobaciones anillo de retención etapa 1.....	101
Tabla 84: Comprobaciones anillo de retención etapa 2.....	102
Tabla 85: Masas de componentes.....	107
Tabla 86: Cálculo de cortante.....	108



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de
Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

ANEXO II: CATÁLOGOS

Título:

**Diseño de una caja reductora con embrague de
protección con sobrepotencia**

Autor:

Daniel Afonso Nuez

Tutor:

Carmelo Militello Militello

Julio, 2016

Daniel Afonso Nuez

Anexo II: Catálogos

Índice Anexo II: Catálogos

1. Catálogo Online de Rodamientos de SHAEFFLER FAG.
2. Catálogo Anillos de Retención SEEGER.
3. Catálogo de Embragues de Sobrecarga MAYR POWER TRANSMITION.

CATÁLOGO I: SHAEFFLER FAG.

Daniel Afonso Nuez

Anexo II: Catálogos

Se puede acceder a este catálogo a través de la siguiente URL:

<http://medias.schaeffler.de/medias/es!hp.ec.br/160;a-e1qe8P19Qh?#160>

CATÁLOGO II: ANILLOS DE RETENCIÓN SEEGER

3.

Begriffe und Bezeichnungen Definitions and symbols Termes techniques et désignations

Seeger-Ring:

Sicherungsring, dessen radiale Breite sich nach den freien Enden verkleinert, entsprechend dem Gesetz des gekrümmten Balkens gleicher Festigkeit, so daß er sich im gespannten Zustand rund verformt.

Sprengring:

Sicherungsring mit konstanter radialer Breite.

Breite (b):

Radiale Breite des Sicherungsringes.

Dicke (s):

In Achsrichtung der Welle bzw. des Gehäuses gemessene Dicke des Sicherungsringes.

A_N (mm ²)	Nutfläche $A_N = \frac{1}{4} (d_1^2 - d_2^2)$.
a (mm)	Radiale Breite des Auges der Seeger-Ringe.
B (-)	Belastungsfaktor, der angibt, wieviel mal höher die Tragfähigkeit des verstärkten Seeger-Ringes als die des normalen ist.
b (mm)	≈ Maximale radiale Breite des Seeger-Ringes.
C (N/mm)	Federkonstante des axial belasteten Seeger-Ringes.
d_1 (mm)	Nennmaß = Wellen- bzw. Bohrungsdurchmesser.
d_1' (mm)	Wellendurchmesser, auf den sich F_N bezieht.
d_2 (mm)	Nutdurchmesser.
d_3 (mm)	Innendurchmesser der Seeger-Ringe für Wellen bzw. Außendurchmesser der Seeger-Ringe für Bohrungen, jeweils im ungespannten Zustand.

Seeger-Ring:

Circlip/retaining ring with a radial width which diminishes towards the free ends, in accordance with the law of the curved beam of uniform strength, so that it deforms in a circular manner in the stressed state.

Snap rings, plain wire rings:

Retaining ring with a constant radial width.

Width (b):

Radial width of the retaining ring.

Thickness (s):

The thickness of the retaining ring measured in the axial direction of the shaft or housing.

A_N (mm ²)	Groove area $A_N = \frac{1}{4} (d_1^2 - d_2^2)$.
a (mm)	Radial width of the Seeger-Rings's lug.
B (-)	Load factor indicating how many times the load bearing capacity of the reinforced Seeger ring is higher than that of the standard one.
b (mm)	Maximum radial width of the Seeger-Ring.
C (N/mm)	Spring rate of the axially loaded Seeger-Ring.
d_1 (mm)	Nominal dimension = shaft or bore diameter.
d_1' (mm)	Shaft diameter to which F_N refers.
d_2 (mm)	Groove diameter.
d_3 (mm)	Inner diameter of Seeger-Rings for shafts or outer diameter of Seeger-Rings for bores in the unstressed state.

Segment d'arrêt Seeger:

Segment d'arrêt dont la largeur radiale s'amincit vers les extrémités afin que, sous tension, il reste circulaire conformément au principe de cintrage d'une poutre fléchie d'égalé résistance.

Anneau expansif:

Anneau d'arrêt à largeur radiale constante.

Largeur (b):

Hauteur radiale du segment d'arrêt.

Epaisseur (s):

Epaisseur du segment d'arrêt mesurée dans l'axe de l'arbre ou du logement.

A_N (mm ²)	Surface de la gorge $A_N = \frac{1}{4} (d_1^2 - d_2^2)$.
a (mm)	Hauteur radiale de l'oreille des segments d'arrêt.
B (-)	Coefficient multiplicateur de charge d'un segment renforcé comparé à un segment standard.
b (mm)	Hauteur radiale maximale du segment d'arrêt.
C (N/mm)	Constante d'élasticité du segment d'arrêt exposé à une charge axiale.
d_1 (mm)	Diamètre nominal de l'arbre ou de l'alésage.
d_1' (mm)	Diamètre de référence pour le calcul de la capacité de charge F_N .
d_2 (mm)	Diamètre de la gorge.
d_3 (mm)	Diamètre intérieur (segment extérieur) ou diamètre extérieur (segment intérieur) à l'état libre.

Begriffe und Bezeichnungen
Definitions and symbols
Termes techniques et désignations

3.

d_4 (mm)	Achsenzentrischer Durchmesser der Seeger-Ringe im ungespannten Zustand, der sich aus der maximalen radialen Bauhöhe a oder b ergibt.	d_4 (mm)	Centre line diameter of Seeger-Rings in the unstressed state derived from the maximum radial space requirement a or b.	d_4 (mm)	Encombrement du segment à l'état libre, résultant de la hauteur radiale maximum a ou b.
d_{4_1} (mm)	Durchmesser d_4 bei der Montage über oder in Nenndurchmesser d_1 .	d_{4_1} (mm)	Diameter d_4 during assembly over or into nominal diameter d_1 .	d_{4_1} (mm)	Encombrement d_4 du segment au montage sur ou dans le diamètre nominal d_1 .
d_{4_2} (mm)	Durchmesser d_4 bei Sitz in der Nut d_2 .	d_{4_2} (mm)	Diameter d_4 fitted in the groove d_2 .	d_{4_2} (mm)	Encombrement d_4 du segment monté dans la gorge d_2 .
d_5 (mm)	Durchmesser der Montagelöcher bzw. der entsprechenden halbkreisförmigen Ausnehmungen.	d_5 (mm)	Diameter of the assembly holes or corresponding semi-circular recesses.	d_5 (mm)	Diamètre des trous de montage ou des découpes en demi-cercle.
d_7 (mm)	Drahtdurchmesser von Runddraht-Sprengringen.	d_7 (mm)	Wire diameter for round-wire circlips.	d_7 (mm)	Diamètre du fil utilisé pour les joncs d'arrêt.
E (N/mm ²)	Elastizitätsmodul.			E (N/mm ²)	Module d'élasticité.
F_L (N)	Axiale Federkraft der Seeger-L-Ringe.	F_L (N)	Axial spring force of Seeger-L-Rings.	F_L (N)	Force élastique axiale des segments d'arrêt Seeger type L.
F_N (N)	Tragfähigkeit der Nut ($s = 200$ N/mm ²).	F_N (N)	Load bearing capacity of the groove ($s = 200$ N/mm ²).	F_N (N)	Capacité de charge de la gorge ($s = 200$ N/mm ²).
F_R (N)	Tragfähigkeit des Seeger-Ringes bei scharfkantiger Anlage.	F_R (N)	Load bearing capacity of the ring with sharp-cornered abutment.	F_R (N)	Capacité de charge du segment avec appui à angle vif.
F_{Rg} (N)	Tragfähigkeit des Seeger-Ringes bei Anlage eines Maschinenteils mit einer Fase, einem Kantenabstand oder einer Rundung von g mm.	F_{Rg} (N)	Load bearing capacity of the Seeger-Ring abutting a machine component with a chamfer, a corner distance or a radius of g mm.	F_{Rg} (N)	Capacité de charge du segment avec appui chanfreiné, à bord arrondi ou distant (voir g).
F_1 (N)	Axiale Federkraft der Seeger-W-Ringe und der SL-Scheiben bei W_1 (maximale Kraft).	F_1 (N)	Axial spring force of Seeger-W-Rings and SL washers at W_1 (maximum force).	F_1 (N)	Force élastique axiale des segments d'arrêt W et des rondelles de sûreté Seeger type SL pour W_1 (force maximum).
F_2 (N)	Axiale Federkraft der Seeger-W-Ringe und der SL-Scheiben bei W_2 (minimale Kraft).	F_2 (N)	Axial spring force of Seeger-W-Rings and SL washers at W_2 (minimum force).	F_2 (N)	Force élastique des segments d'arrêt Seeger W et des rondelles de sûreté Seeger type SL pour W_2 (force minimum).

3.

Begriffe und Bezeichnungen Definitions and symbols Termes techniques et désignations

f (mm)	Federweg der Seeger-L-Ringe. Axiale Verschiebung.	f (mm)	Spring distance of Seeger-L-Rings. Axial displacement.	f (mm)	Déplacement axial des segments d'arrêt type L.
g (mm)	Fase, Kantenabstand oder Rundung des an den Seeger-Ring andrückenden Maschinenteiles.	g (mm)	Chamfer, corner distance or radius of the machine component abutting the Seeger-Ring.	g (mm)	Chanfrein, distance entre bords ou arrondi de l'élément de machine à appliquer contre le segment d'arrêt Seeger.
Gew. (kg/1000 St.)	Gewicht der Seeger-Ringe.	Weight (kg/1000 pc.)	Weight of Seeger-Rings.	Masse (kg/1000 pièces)	Masse au mille des segments.
H (N)	Haltekraft von selbstsperrenden Seeger-Ringen.	H (N)	Retaining force of self-locking Seeger-Rings.	H (N)	Effort axial admissible par des segments d'arrêt autobloquants.
h (mm)	Hebelarm des Umstülpmomentes.	h (mm)	Lever arm of the dishing moment.	h (mm)	Bras de levier du moment de gauchissement.
K (N · mm)	Rechnungswert für die Berechnung der Tragfähigkeit des Seeger-Ringes.	K (N · mm)	Value for calculating the load bearing capacity of the Seeger Ring.	K (N · mm)	Coefficient pour le calcul de charge d'un segment d'arrêt.
L (mm)	Spielausgleich der Seeger-Ringe.	L (mm)	Compensation of play of Seeger-Rings.	L (mm)	Plage de rattrapage de jeu des segments d'arrêt.
m (mm)	Nutbreite.	m (mm)	Groove width.	m (mm)	Largeur de gorge.
n (mm)	Bundlänge.	n (mm)	Shoulder length.	n (mm)	Longueur cisailée à fond de gorge.
n_{abl} (1/min)	Ablösdrehzahl der Seeger-Ringe für Wellen.	n_{det} (rpm)	Detaching speed of Seeger shaft rings.	n_{abl} (T/mn)	Vitesse de rotation (tours/minute) admissible pour segments d'arrêt extérieurs.
n/t (–)	Bundlängenverhältnis.	n/t (–)	Shoulder length ratio.	n/t (–)	Rapport de longueur cisailée sur profondeur de gorge.
p (–)	Korrekturfaktor, berücksichtigt Bundlängenverhältnis, wenn F_N vorhanden.	p (–)	Correction factor taking the shoulder length ratio into account when F_N is available.	P (–)	Coefficient de correction de la longueur cisailée à fond de gorge si F_N disponible.
q (–)	Beanspruchungszahl, berücksichtigt Bundlängenverhältnis.	q (–)	Load factor taking into account the shoulder length ratio.	q (–)	Coefficient de contrainte compte tenu du rapport de longueur cisailée à fond de gorge.
s (mm)	Dicke der Seeger-Ringe.	s (mm)	Thickness of Seeger-Rings.	s (mm)	Epaisseur du segment d'arrêt.
t (mm)	Nuttiefe $t = 1/2 (d_1 - d_2)$.	t (mm)	Groove depth $t = 1/2 (d_1 - d_2)$.	t (mm)	Profondeur de gorge $t = 1/2 (d_1 - d_2)$.

Begriffe und Bezeichnungen
Definitions and symbols
Termes techniques et désignations

3.

u (mm)	Für die Montage der Seeger-L-Ringe erforderliche Reduzierung von L.	u (mm)	The required reduction of L for assembly of Seeger-L-Rings.	u (mm)	Minoration de L nécessaire pour le montage des segments d'arrêt Seeger type L.
V (mm)	Anfangsverschiebung des axial belasteten Seeger-Ringes.	V (mm)	Initial displacement of the axially loaded Seeger-Ring.	V (mm)	Déplacement initial d'un segment d'arrêt Seeger sous charge.
W ₀ (mm)	Wölbung der Seeger-W-Ringe und der SL-Scheiben im ungespannten Zustand.	W ₀ (mm)	Curvature of Seeger-W-Rings and SL washers in the unstressed state.	W ₀ (mm)	Encombrement axial des segments d'arrêt Seeger W et rondelles Seeger SL à l'état libre.
W ₁ (mm)	Minimale Wölbung der montierten Seeger-W-Ringe und der SL-Scheiben.	W ₁ (mm)	Minimum curvature of assembled Seeger-W-Rings and SL washers.	W ₁ (mm)	Encombrement minimal des segments Seeger W et des rondelles SL après montage.
W ₂ (mm)	Maximale Wölbung der montierten Seeger-W-Ringe und der SL-Scheiben.	W ₂ (mm)	Maximum curvature of assembled Seeger-W-Rings an SL washers.	W ₂ (mm)	Encombrement maximal des segments Seeger W et des rondelles SL après montage.
X (mm)	Abstand des festgelegten Teiles von dem Ende der Welle oder des Gehäuses.	X (mm)	Distance of the retained part from end of the shaft or housing.	X (mm)	Ecart entre la pièce bloquée et l'extrémité de l'arbre ou du logement.
κ (-)	Kerbwirkungszahl der Seeger-Ring-Nut $\kappa = \frac{Dbw_{\text{glatt}}}{Dbw_{\text{gekerbt}}}$	κ (-)	Fatigue notch factor of the Seeger-Ring groove $\kappa = \frac{Dbw_{\text{smooth}}}{Dbw_{\text{notched}}}$	κ (-)	Coefficient de cisaillement des gorges $\kappa = \frac{Dbw_{\text{lisse}}}{Dbw_{\text{entaillé}}}$
Δ (mm)	Toleranz.	Δ (mm)	Tolerance.	Δ (mm)	Plage de tolérance.
R _e (N/mm ²)	Streckgrenze.	R _e (N/mm ²)	Yield point.	R _e (N/mm ²)	Limite d'élasticité.
R _m (N/mm ²)	Bruchfestigkeit.	R _m (N/mm ²)	Ultimate tensile strength	R _m (N/mm ²)	Résistance de rupture.
(%)	Dehnung	(%)	Elastic elongation	(%)	Allongement

10



Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger

Maßliste
Data chart
Table
dimensionnelle

A 3 – A 56 / DIN 471

Bezeichnung
Designation
Désignation

Nennmaß
Nominal
dimension
Dimension
nominale
 d_1

Ring, Ring, Anneau

Toleranz
Tolerance
Tolérance

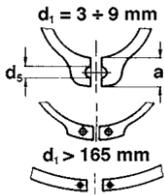
Toleranz
Tolerance
Tolérance

a
max

b
≈

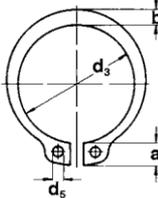
d_5
min

Gew.
Weight
Masse
kg/1000

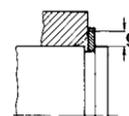
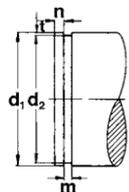
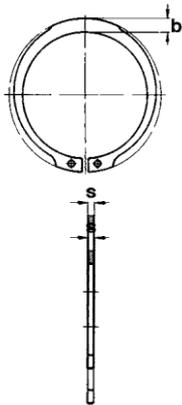


nach Wahl des
Herstellers
to manufacturer's
choice

suivant les disponibilités
du fabricant



Ungespannt
Unstressed
A l'état libre



Bezeichnung Designation Désignation	Nennmaß Nominal dimension Dimension nominale d_1	S	Toleranz Tolerance Tolérance	d_3	Toleranz Tolerance Tolérance	a max	b ≈	d_5 min	Gew. Weight Masse kg/1000
A 3	3	0,40	-0,05	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	0,017
A 4	4	0,40	-0,05	3,7	+0,04 -0,15	2,2	0,9	1,0	0,022
A 5	5	0,60	-0,05	4,7	+0,04 -0,15	2,5	1,1	1,0	0,066
A 6	6	0,70	-0,05	5,6	+0,04 -0,15	2,7	1,3	1,2	0,084
A 7	7	0,80	-0,05	6,5	+0,06 -0,18	3,1	1,4	1,2	0,121
A 8	8	0,80	-0,05	7,4	+0,06 -0,18	3,2	1,5	1,2	0,158
A 9	9	1,00	-0,06	8,4	+0,06 -0,18	3,3	1,7	1,2	0,300
A 10	10	1,00	-0,06	9,3	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,340
A 11	11	1,00	-0,06	10,2	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,410
A 12	12	1,00	-0,06	11,0	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,7	0,500
A 13	13	1,00	-0,06	11,9	+0,10 -0,36	3,4	2,0	1,7	0,530
A 14	14	1,00	-0,06	12,9	+0,10 -0,36	3,5	2,1	1,7	0,640
A 15	15	1,00	-0,06	13,8	+0,10 -0,36	3,6	2,2	1,7	0,670
A 16	16	1,00	-0,06	14,7	+0,10 -0,36	3,7	2,2	1,7	0,700
A 17	17	1,00	-0,06	15,7	+0,10 -0,36	3,8	2,3	1,7	0,820
A 18	18	1,20	-0,06	16,5	+0,10 -0,36	3,9	2,4	2,0	1,110
A 19	19	1,20	-0,06	17,5	+0,10 -0,36	3,9	2,5	2,0	1,220
A 20	20	1,20	-0,06	18,5	+0,13 -0,42	4,0	2,6	2,0	1,300
A 21	21	1,20	-0,06	19,5	+0,13 -0,42	4,1	2,7	2,0	1,420
A 22	22	1,20	-0,06	20,5	+0,13 -0,42	4,2	2,8	2,0	1,500
A 23	23	1,20	-0,06	21,5	+0,13 -0,42	4,3	2,9	2,0	1,630
A 24	24	1,20	-0,06	22,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,770
A 25	25	1,20	-0,06	23,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,900
A 26	26	1,20	-0,06	24,2	+0,21 -0,42	4,5	3,1	2,0	1,960
A 27	27	1,20	-0,06	24,9	+0,21 -0,42	4,6	3,1	2,0	2,080
A 28	28	1,50	-0,06	25,9	+0,21 -0,42	4,7	3,2	2,0	2,920
A 29	29	1,50	-0,06	26,9	+0,21 -0,42	4,8	3,4	2,0	3,200
A 30	30	1,50	-0,06	27,9	+0,21 -0,42	5,0	3,5	2,0	3,320
A 31	31	1,50	-0,06	28,6	+0,21 -0,42	5,1	3,5	2,5	3,450
A 32	32	1,50	-0,06	29,6	+0,21 -0,42	5,2	3,6	2,5	3,540
A 33	33	1,50	-0,06	30,5	+0,25 -0,50	5,2	3,7	2,5	3,690
A 34	34	1,50	-0,06	31,5	+0,25 -0,50	5,4	3,8	2,5	3,800
A 35	35	1,50	-0,06	32,2	+0,25 -0,50	5,6	3,9	2,5	4,000
A 36	36	1,75	-0,06	33,2	+0,25 -0,50	5,6	4,0	2,5	5,000
A 37	37	1,75	-0,06	34,2	+0,25 -0,50	5,7	4,1	2,5	5,370
A 38	38	1,75	-0,06	35,2	+0,25 -0,50	5,8	4,2	2,5	5,620
A 39	39	1,75	-0,06	36,0	+0,25 -0,50	5,9	4,3	2,5	5,850
A 40	40	1,75	-0,06	36,5	+0,39 -0,90	6,0	4,4	2,5	6,030
A 41	41	1,75	-0,06	37,5	+0,39 -0,90	6,2	4,5	2,5	6,215
A 42	42	1,75	-0,06	38,5	+0,39 -0,90	6,5	4,5	2,5	6,500
A 44	44	1,75	-0,06	40,5	+0,39 -0,90	6,6	4,6	2,5	7,000
A 45	45	1,75	-0,06	41,5	+0,39 -0,90	6,7	4,7	2,5	7,500
A 46	46	1,75	-0,06	42,5	+0,39 -0,90	6,7	4,8	2,5	7,600
A 47	47	1,75	-0,06	43,5	+0,39 -0,90	6,8	4,9	2,5	7,500
A 48	48	1,75	-0,06	44,5	+0,39 -0,90	6,9	5,0	2,5	7,900
A 50	50	2,00	-0,07	45,8	+0,39 -0,90	6,9	5,1	2,5	10,200
A 52	52	2,00	-0,07	47,8	+0,39 -0,90	7,0	5,2	2,5	11,100
A 54	54	2,00	-0,07	49,8	+0,39 -0,90	7,1	5,3	2,5	11,300
A 55	55	2,00	-0,07	50,8	+0,46 -1,10	7,2	5,4	2,5	11,400
A 56	56	2,00	-0,07	51,8	+0,46 -1,10	7,3	5,5	2,5	11,800

Seeger-Ringe für Wellen
Seeger-Rings for shafts
Segments extérieurs Seeger



10

A 3 – A 56 / DIN 471

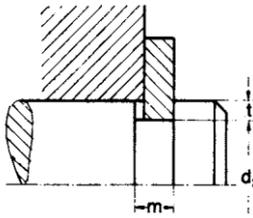
Nut · Groove · Gorge				Ergänzende Daten · Supplementary data · Données complémentaires									
d ₂ *	Toleranz Tolerance Tolérance	m* min.	t	n	F _N kN	F _R kN	g	F _{Rg} kN	A _N mm ²	K kN · mm	n _{abl.} x1000 (1/min)	Zange Pliers Pince	
2,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,1	0,47	0,5	0,27	0,9	2,06	360	ZGA-0	
3,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,2	0,50	0,5	0,30	1,2	1,93	211	ZGA-0	
4,8	-0,04	0,70	0,10	0,3	0,2	1,00	0,5	0,80	1,5	7,38	154	ZGA-0	
5,7	-0,04	0,80	0,15	0,5	0,4	1,45	0,5	0,90	2,8	10,40	114	ZGA-0	
6,7	-0,06	0,90	0,15	0,5	0,5	2,60	0,5	1,40	3,2	14,70	121	ZGA-0	
7,6	-0,06	0,90	0,20	0,6	0,8	3,00	0,5	2,00	4,9	14,20	96	ZGA-0	
8,6	-0,06	1,10	0,20	0,6	0,9	3,50	0,5	2,40	5,5	30,00	85	ZGA-0	
9,6	-0,11	1,10	0,20	0,6	1,0	4,00	1,0	2,40	6,2	28,20	84	ZGA-1	
10,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,4	4,50	1,0	2,40	8,4	26,10	70	ZGA-1	
11,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,5	5,00	1,0	2,40	9,2	24,00	75	ZGA-1	
12,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,0	5,80	1,0	2,40	11,9	23,20	66	ZGA-1	
13,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,1	6,40	1,0	2,40	12,9	22,90	58	ZGA-1	
14,3	-0,11	1,10	0,35	1,1	2,6	6,90	1,0	2,40	16,1	21,60	50	ZGA-1	
15,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,2	7,40	1,0	2,40	19,6	21,00	45	ZGA-1	
16,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,4	8,00	1,0	2,40	20,8	21,60	41	ZGA-1	
17,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,5	17,00	1,5	3,75	27,5	37,10	39	ZGA-2	
18,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,8	17,00	1,5	3,80	29,1	36,40	35	ZGA-2	
19,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,0	17,10	1,5	3,85	30,6	36,30	32	ZGA-2	
20,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,3	16,80	1,5	3,75	32,2	35,40	29	ZGA-2	
21,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,6	16,90	1,5	3,80	33,8	35,40	27	ZGA-2	
22,0	-0,15	1,30	0,50	1,5	5,9	16,60	1,5	3,80	35,4	34,70	25	ZGA-2	
22,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	6,7	16,10	1,5	3,65	40,5	33,40	27	ZGA-2	
23,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,0	16,20	1,5	3,70	42,3	33,40	25	ZGA-2	
24,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,3	16,10	1,5	3,70	44,0	32,90	24	ZGA-2	
25,6	-0,21	1,30	0,70	2,1	9,6	16,40	1,5	3,80	57,8	33,40	22	ZGA-2	
26,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,0	32,10	1,5	7,50	60,0	65,00	21	ZGA-2	
27,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,3	31,80	1,5	7,45	62,0	64,00	20	ZGA-2	
28,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,7	32,10	1,5	7,65	64,0	64,20	19	ZGA-2	
29,3	-0,21	1,60	0,85	2,6	13,4	31,50	2,0	5,60	81,0	62,80	18	ZGA-2	
30,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	13,8	31,20	2,0	5,55	83,0	61,80	17	ZGA-2	
31,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	14,3	31,60	2,0	5,65	86,0	62,20	17	ZGA-2	
32,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	14,7	31,30	2,0	5,60	88,0	61,30	16	ZGA-2	
33,0	-0,25	1,60	1,00	3,0	17,8	30,80	2,0	5,55	107,0	60,10	16	ZGA-2	
34,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	18,3	49,40	2,0	9,00	110,0	95,80	15	ZGA-2	
35,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	18,8	50,00	2,0	9,15	113,0	96,40	14	ZGA-2	
36,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	19,3	49,50	2,0	9,10	116,0	95,00	14	ZGA-2	
37,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	19,9	49,80	2,0	9,25	119,0	95,20	15	ZGA-2	
37,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	25,3	51,00	2,0	9,50	152,0	97,00	14	ZGA-3	
38,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	26,0	50,10	2,0	9,40	156,0	94,50	14	ZGA-3	
39,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	26,7	50,00	2,0	9,45	160,0	93,70	13	ZGA-3	
41,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	28,0	48,50	2,0	9,20	168,0	90,70	12	ZGA-3	
42,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	28,6	49,00	2,0	9,35	172,0	91,00	11	ZGA-3	
43,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	29,4	48,90	2,0	9,40	177,0	90,20	11	ZGA-3	
44,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	30,0	49,50	2,0	9,55	180,0	90,70	11	ZGA-3	
45,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	30,7	49,40	2,0	9,55	184,0	90,00	10	ZGA-3	
47,0	-0,25	2,15	1,50	4,5	38,0	73,30	2,0	14,40	228,0	133,00	11	ZGA-3	
49,0	-0,25	2,15	1,50	4,5	39,7	73,10	2,5	11,50	238,0	133,00	10	ZGA-3	
51,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	41,2	71,20	2,5	11,30	247,0	129,00	9	ZGA-3	
52,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	42,0	71,40	2,5	11,40	252,0	130,00	9	ZGA-3	
53,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	42,8	70,80	2,5	11,30	257,0	129,00	9	ZGA-3	

8.

Konstruktive Einzelheiten Design details Recommandations de construction

8.1 Gestaltung der Nut

Es ist die Aufgabe der Ringnut, die vom festgelegten Maschinenteil auf das Seeger-Befestigungselement übertragenen Kräfte aufzunehmen. Die Nut ist gemäß Bild 1 1 vorzugsweise gekennzeichnet durch den Nutdurchmesser d_2 und davon abhängig durch die Nuttiefe t sowie durch die Nutbreite m .



8.1 Design of the ring groove

The purpose of the ring groove is to absorb the forces transmitted from the retained machine component into the Seeger retaining system. As shown in Figure 11, the groove is preferably identified by the groove diameter d_2 and, dependent on it, by the groove depth t and the groove width m .

8.1 Conception de la gorge

La gorge du segment d'arrêt doit admettre l'effort axial transmis de la pièce à bloquer au segment d'arrêt. Elle est définie par un diamètre d_2 dont dépend la profondeur t , et une largeur m (figure 11).

Bild 11: Seeger-Ring-Nut

Figure 11: Seeger ring groove

Figure 11: Gorge d'un segment d'arrêt

8.1.1 Nutdurchmesser d_2 , Nuttiefe t

Die in den Listen aufgeführten Maße für die Nutdurchmesser d_2 führen zu einem Sitz der Ringe in den Nuten mit einer verhältnismäßig großen Vorspannung. Diese Vorspannung ist immer dann erforderlich, wenn größere Massenkräfte in der Ringebene auftreten, die der Spannung der Ringe entgegenwirken, wie z. B. Fliehkräfte bei hohen Wellendrehzahlen. Hier kann die Nuttiefe t zugunsten einer erhöhten Vorspannung verkleinert werden. Bei Konstruktionen, bei denen solche Massenkräfte nicht auftreten, kann die Nuttiefe und damit die Nutfläche A_N und die Tragfähigkeit der Nut F_N vergrößert werden. Die Grenze wird durch den Durchmesser im ungespannten Zustand d_3 gesetzt, d. h. bei Wellenringen gilt $d_2 \text{ min.} = d_3 \text{ max.}$ und bei Bohrungsringen $d_2 \text{ max.} = d_3 \text{ min.}$

8.1.1 Groove diameter d_2 and groove depth t

The values given in the data charts for the groove diameter d_2 lead to ring fits in their grooves with a relatively large prestress. This prestress is always required when large mass forces occur in the ring plane which oppose the stress of the rings, e.g. centrifugal forces at high shaft speeds. Here, the groove depth t can be reduced in favour of an increased prestress. In designs in which such mass forces do not occur the groove depth and thus the groove area A_N and also the load bearing capacity of the groove F_N , can be enlarged. The limit is posed by the diameter in unstressed condition d_3 , i.e. for shaft rings $d_2 \text{ min.} = d_3 \text{ max.}$ and for bore rings $d_2 \text{ max.} = d_3 \text{ min.}$

8.1.1 Diamètre de fond de gorge d_2 et profondeur de gorge t

Les dimensions indiquées dans les tables en ce qui concerne le diamètre à fond de gorge d_2 conduisent à une mise en place des segments d'arrêt dans les gorges avec une pré-tension relativement élevée. Cette pré-tension est cependant toujours indispensable lorsque des forces d'inertie assez importantes apparaissent au niveau du segment d'arrêt exercent une action antagoniste sur la tension des segments d'arrêt comme par exemple les forces centrifuges dans le cas d'arbres tournant à des vitesses de rotation élevées et les forces d'accélération sur des segments d'arrêt utilisés pour la fixation d'axes de pistons. Dans de tels cas, il peut même être opportun de réduire la profondeur de gorge t afin d'augmenter la pré-tension. Dans de nombreuses constructions où de telles forces d'inertie n'entrent cependant pas en jeu, on pourra augmenter sensiblement la profondeur de gorge et, par conséquent, la surface de gorge A_N et la capacité de charge de la gorge F_N . La limite en est donnée par le diamètre à l'état libre d_3 c'est-à-dire dans le cas de segments d'arrêt extérieurs $d_2 \text{ min.} = d_3 \text{ max.}$ et dans le cas de segments d'arrêt intérieurs $d_2 \text{ max.} = d_3 \text{ min.}$

8.1.2 Nutbreite m

Die in den Maßlisten genannten Werte sind Kleinmaß, die bei der üblichen Anwendung der Seeger-Befestigungselemente in rechteckiger Nut und bei einseitiger Kraftübertragung empfohlen werden. Je nach Gestaltung des an den Ring anzudrückenden Maschinenteiles kann die Nut nach der entlasteten Seite verbreitert werden. Breite Nuten sind wesentlich leichter einzustecken als enge. Wenn das Seeger-Befestigungselement die Kräfte jedoch wechselseitig in beiden Richtungen auf die zwei Nutwände übertragen soll, muß die Nut-

8.1.2 Groove width m

The values given in the data charts are minimum values which are recommended for the usual applications of Seeger retaining systems in rectangular grooves and for unilateral force transmission. Depending on the design of the machine component pressing on the ring, the groove may be widened towards the relieving side. Wide grooves are much easier to recess than narrow ones. However, if the Seeger retaining system is to alternately transmit the forces onto the groove walls in both directions, the groove width m must largely be adapted to the ring thickness in accordance with manufacturing possibilities.

8.1.2 Largeur de gorge m

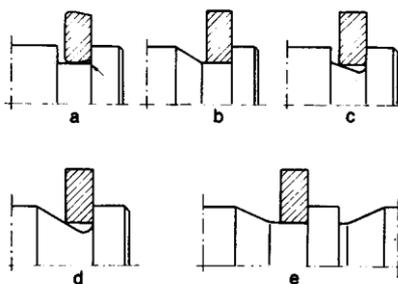
Les valeurs mentionnées dans les tables sont des valeurs minima recommandées pour les applications usuelles

breite m entsprechend den Fertigungsmöglichkeiten weitestgehend der Ringdicke angepaßt werden.

8.1.3 Form der Nut

Die rechteckige Nut stellt noch immer die Regelausführung dar. Sie kann ohne nennenswerte Beeinflussung des Sitzes des Ringes auf der Lastseite mit $r = 0,1 s$ (10 % der Ringdicke s) gerundet sein (siehe Bild 12a).

Eine nach der entlasteten Seite ge-



- a = Rechtecknut / rectangular groove / rectangulaire
 b = geschrägte Nut / slanted groove / oblique
 c und/and/et d = gerundete Nuten / rounded grooves / arrondi
 e = Nut mit Entlastungsnut / groove with relief groove / avec rainure de déchargement

schrägte Nut zeigt Bild 12b. Systematisch auf der Lastseite gerundete Nuten zeigen die Bilder 12c und 12d. Scharfkantige Ringe nutzen die Nutfläche hier optimal aus. Bild 12e stellt eine Nut mit einer die Kerbwirkung reduzierenden Entlastungsnut dar.

8.1.4 Kerbwirkung der Nut

Die scharfkantig eingestochenen Nuten der Seeger-Befestigungselemente bedingen eine Kerbwirkung. Bei Werkstoffen mit einer Kerbempfindlichkeit entsprechend CK 45 $R_m = 630 \text{ N/mm}^2$ ist mit folgenden Kerbwirkungszahlen bei Rechtecknut zu rechnen:

Wellendurchmesser:

- 30 mm: $\kappa = 2,24$
 80 mm: $\kappa = 2,60$

Diese Kerbwirkungszahlen können durch gerundete Nuten nach Bild 12c und 12d und durch eine Entlastungsnut nach Bild 12e reduziert werden.

8.1.3 Shape of the groove

The rectangular groove is still the standard form. It can be rounded on the load side with $r = 0.1 s$ (10% of the ring thickness s) without noticeably influencing the fit of the ring (see Figure 12a).

Bild 12: Nutform Figure 12:
groove shape Figure 12:
Forme de la gorge

Figure 12b shows a groove slanted towards the relieved side. Figures 12c and 12d show grooves systematically rounded on the load side. Here, sharp-edged rings make optimum use of the groove area. Figure 12e depicts a groove with a relief groove reducing the notch effect.

8.1.4 Notch effect of the groove

Matching sharp-edged grooves for Seeger retaining rings leads to a notch effect. In the case of materials with a notch sensitivity corresponding to CK 45 $R_m = 630 \text{ N/mm}^2$, the following notch effect figures can be expected on a rectangular groove:

Shaft diameter:

- 30 mm: $\kappa = 2.24$
 80 mm: $\kappa = 2.60$

These notch effect figures can be reduced by rounded grooves as shown in Figures 12c and 12d and by a relief groove as shown in Figure 12e.

de segments d'arrêt Seeger logés dans des gorges rectangulaires et en cas d'efforts s'exerçant unilatéralement. Selon la conformation de l'élément de machine exerçant la pression sur le segment d'arrêt, la gorge pourra être élargie vers la face qui n'est pas sollicitée. Une gorge large est beaucoup plus facile à tailler qu'une gorge étroite. Toutefois, si le segment d'arrêt Seeger doit transmettre aux deux parois de la gorge des efforts alternés dans les deux sens, il faudra que la largeur de gorge soit adaptée, compte tenu des possibilités de fabrication, à l'épaisseur du segment d'arrêt.

8.1.3 Forme de la gorge

En règle générale, la gorge est rectangulaire. Elle peut être légèrement arrondie avec $r = 0,1 s$ (10 % de l'épaisseur du segment s) sans conséquence particulière (voir figure 12a).

La figure 12b montre une gorge chanfreinée sur le côté non chargé. Les gorges suivant les figures 12c et 12d sont arrondies sur le côté chargé. Ici, les segments à angles vifs utilisent de façon optimale la surface de la gorge. La figure 12e représente une gorge de déchargement réduisant l'effet de cisaillement de la gorge.

8.1.4 Effet de cisaillement de la gorge

Les gorges des segments d'arrêt Seeger taillées à angles vifs provoquent un effet de cisaillement. Dans le cas de matières dont la résistance au cisaillement correspond à CK 45 $R_m = 630 \text{ N/mm}^2$, il faut tenir compte pour les gorges rectangulaires d'un coefficient de cisaillement de:

- $\kappa = 2,24$ pour un diamètre d'arbre de 30 mm
 $\kappa = 2,60$ pour un diamètre d'arbre de 80 mm

L'effet de cisaillement de la gorge à angles vifs peut être réduit en procédant à un arrondi ou en ajoutant des rainures de déchargement comme représenté à la figure 12e.

8.

Konstruktive Einzelheiten Design details Recommandations de construction

8.2 Ausgleich von axialem Spiel

Wie in Abschnitt 4, Gruppe 4, ausgeführt wurde, ist es mit Hilfe von normalen ebenen Seeger-Befestigungselementen nicht möglich, ein Maschinenteil axial spielfrei einzubauen. Auf den elastischen Spielausgleich mit Hilfe der Ringe der Gruppe 4 ist hingewiesen worden. Nicht in allen Konstruktionen ist der elastische Ausgleich, d. h. das Federn der Ringe, zulässig. Dann wäre die Verwendung von Seeger-Keilringen, siehe Seite 78/79, möglich, die eine spielfreie Festlegung des anliegenden Maschinenteiles erlauben. Eine stufenweise starre Reduzierung des Spieles ist durch Anwendung von Seeger-Befestigungselementen in Auswahldicken möglich. Die Stufung und die Dicken-toleranz der meist geschliffenen Ringe liegt zwischen 0.025 mm und 0.05 mm. Auch Stützscheiben können mit gestuften Dicken hergestellt werden. Kleinere Dicken-Toleranzen sowie die Festlegung der kleinsten und größten Dicke ist mit Seeger-Orbis abzustimmen.

8.3 Radial formschlüssig festgelegte Seeger-Befestigungselemente

Die Seeger-Ring-V-erbindung ist, axial betrachtet, formschlüssig. Radial sitzt der elastische Ring jedoch nur kraftschlüssig in der Nut. Bei großen Axialkräften und hohen Anforderungen an die Sicherheit kann eine radial formschlüssige Halterung der Ringe in der Nut von Vorteil sein:

- Das Herausarbeiten aus der Nut ist unmöglich.
- Verwendung tieferer Nuten, da auf Vorspannung verzichtet werden kann und damit
- größere Tragfähigkeit der Nut
- runde Anlage in der Nut sowie
- Beseitigung der Drehzahlabhängigkeit der Wellenringe.

8.2 Compensating axial play

As explained in Section 4, group 4, it is not possible using normal, flat Seeger retaining systems to assemble machine components without axial play. Attention has been drawn to elastic compensation of play with the aid of rings in group 4. Axial compensation, i.e. a springing effect of the rings, is not permissible in all designs. In this case, it would be possible to use Seeger bevelled rings (see page 78/79) which permit play-free retaining of the machine component. The use of selected thicknesses of Seeger retaining systems is possible to rigidly reduce play in steps. These mostly ground rings are available in graduations and thickness tolerances of between 0.025 mm and 0.05 mm. Support washers can also be manufactured with graduated thicknesses. Seeger-Orbis should be consulted before defining the largest and smallest thicknesses.

8.3 Positive radial retention of Seeger retaining systems

Viewed axially, the Seeger ring joint is a positive one. However, radially, the elastic ring is held in the groove only by its own tension. Positive radial retention of rings in the groove may be advantageous in the event of high axial forces and when placing high demands on safety, namely:

- The ring cannot work its way out of the groove.
- Use of deeper grooves means that there is no need for prestress and thus
- the groove has a greater load bearing capacity,
- circular contact is provided in the groove and
- the speed dependency of the shaft rings is eliminated.

8.2 Compensation du jeu axial

Comme mentionné au chapitre 4, groupe 4, un montage sans jeu axial ne peut être obtenu à l'aide de segments d'arrêt standards Seeger. Ceci est possible avec les segments d'arrêt Seeger du groupe 4. Toutefois, dans certains cas, une compensation élastique utilisant les propriétés élastiques des segments ne peut être retenue. Il serait possible dans ce cas d'utiliser des segments chanfreinés Seeger (voir page 78/79) qui permettent d'immobiliser l'élément de machine sans jeu. Une réduction progressive du jeu peut être obtenue en utilisant des éléments de fixation Seeger à épaisseur variable. L'échelonnement et la tolérance d'épaisseur oscillent entre 0,025 mm et 0,05 mm pour la plupart des segments d'arrêt rectifiés. Les rondelles d'appui peuvent également être fabriquées dans des épaisseurs échelonnées. Avant de définir les épaisseurs maximum et minimum, il est préférable de consulter Seeger-Orbis.

8.3 Conception avec Segment d'arrêt Seeger fixé radialement

Axialement, une fixation avec un segment d'arrêt Seeger est optimale; radialement, le segment ne tient que par serrage dans la gorge. Dans le cas de charges axiales élevées et en vue d'obtenir une sécurité maximale, on peut envisager un montage noyé du segment. Les avantages d'un tel montage sont importants:

- Le segment ne peut pas sortir de la gorge.
- La gorge peut être plus profonde car une pré-tension est superflue.
- La capacité de charge de la gorge peut donc être augmentée.
- La surface de contact est circulaire dans la gorge.
- La vitesse de rotation n'est plus limitée pour les segments extérieurs.

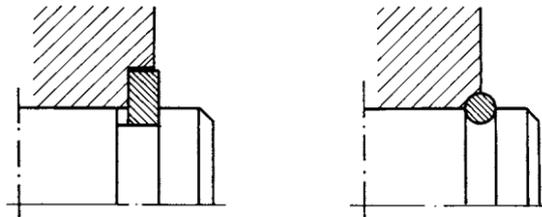


Bild 13: Überdeckung eines Seeger-Ringes (links) und eines Runddrahtsprengringes (rechts)

Figure 13: Overlapping of a Seeger ring (left) and a circular wire circlip (right)

Figure 13. Montage noyé d'un segment d'arrêt Seeger (à gauche) et d'un jonc d'arrêt (à droite)

Bild 13 zeigt links die Überdeckung eines Seeger-Ringes und rechts eines Runddrahtringes. Letzterer kann auch anstelle der vierteilkreisförmigen Ausnehmung mit einer Fase überdeckt werden. Voraussetzung für eine Überdeckung ist eine weitestgehend zentrische Gestaltung der Ringe. Sie ist bei allen Sprengringen, den Seeger-V-Ringen und den K-Ringen gegeben. Bei den Seeger-Ringen DIN 471/472 gilt dies nur für die Ausführungen gemäß den Seiten 22 – 41 Bild links.

Die Überdeckung des montierten Ringes gemäß Bild 13 ist nur möglich, wenn das Maschinenteil vor der Montage zurückgenommen und später wieder angedrückt werden kann, eine Voraussetzung, die nicht immer erfüllt ist.

Das Seeger-Handbuch gibt weitergehende Hinweise auf konstruktive Einzelheiten der Seeger-Ring-Verbindung.

On the left, Figure 13 shows overlapping of a Seeger ring and on the right, of a circular wire ring. The latter can also be overlapped with a chamfer instead of the quarter circle-shaped recess. More or less a central design of the rings is a precondition for overlapping. This is ensured by all circlips, by the Seeger V rings and by the K rings. In the case of Seeger-Rings to DIN 471/472, this applies only to the versions shown on Pages 22 – 41, left Illustration. Overlapping of the fitted ring as shown in Figure 13 is only possible when the machine component can be pulled back before assembly and pressed on again later, a precondition which is not always fulfilled.

The Seeger Handbook gives further in-depth information on design details of Seeger-Ring assemblies.

La figure 13 montre le montage noyé d'un segment d'arrêt Seeger à gauche et d'un jonc d'arrêt à droite. Pour ce dernier, un chanfrein est possible au lieu de l'évidement en quart de cercle. Pour envisager un montage noyé, il faut sélectionner un segment dont l'encombrement est concentrique. Cela sera donc possible avec tous les anneaux expansifs, les anneaux Seeger type V et les anneaux Seeger type K. Pour les anneaux standards DIN 471/472, seules certaines exécutions (voir pages 22 – 41, figures de gauche) peuvent être retenues.

D'autre part, le montage noyé représenté sur la figure 13 ne peut être retenu que si l'élément à bloquer peut être écarté et remis en place ensuite, condition qui n'est pas toujours remplie. Le manuel Seeger fournit d'autres recommandations de conception pour le montage des anneaux Seeger.

Seeger-Befestigungselemente können ihre Funktion nur erfüllen, wenn sie sachgemäß montiert werden. Bei der Montage wird der Ring meist höher beansprucht als im späteren Betrieb. Unsachgemäße Montage führt zu Schäden am Ring und/oder an der Nut.

Axialmontierbare Seeger-Ringe

Diese Ringe sind mit Montagelöchern ausgestattet und werden meist mit speziellen Zangen montiert bzw. demontiert. Hierbei ist wichtig, für jeden einzelnen Ring die passende Zange zu verwenden. In den Maßlisten ist für jede Ringgröße die geeignete Zange angegeben; eine Zusammenstellung der Zangen ist auf Seite 109 – 110. Die elastische Verformung der Seeger-Ringe bei der Montage führt zu sehr hohen Biegespannungen, so daß grundsätzlich gilt:

„Ein Seeger-Ring soll bei der Montage nur so weit gespreizt bzw. zusammengespannt werden, wie es zum Überbringen über die Welle oder zum Einführen in die Bohrung notwendig ist. Welle bzw. Bohrung müssen das Nennmaß besitzen.“

Dies ist besonders bei Ringen aus Werkstoffen mit kleiner elastischer Dehnung wie Bronze und korrosionsbeständigen Stählen zu beachten. Überbeanspruchungen bei der Montage führen zu plastischen Verformungen mit der Folge, daß die Ringe lose oder ohne ausreichende Vorspannung in der Nut sitzen. Bohrungsringe dürfen nur so weit gespannt werden, bis diese gerade in die Bohrung eingebracht werden können. Bei Wellenringen ist immer die Gefahr einer Überspreizung gegeben, da hier keine Begrenzung vorhanden ist. Um Überspreizungen zu vermeiden, sollten Montagegeräte mit Begrenzung verwendet werden. Da die starren Greifringe gegen eine Überspreizung besonders gefährdet sind, sind diese Zangen grundsätzlich mit Begrenzungsschrauben ausgerüstet.

Der sicherste Schutz gegen Überbeanspruchung ist die Montage mittels Konen (Bild 14).

Seeger retaining systems can only fulfill their function if they are assembled perfectly. During assembly, the ring is mostly subjected to higher stresses than during later operation. Improper assembly damages the ring and/or the groove.

Axially-mountable Seeger-Rings

These rings are equipped with assembly holes and are mostly fitted and dismantled using special pliers. It is important to use the plier suitable for each single ring. This is given for each ring size in the data charts; a list of the pliers is given on pages 109 – 110. Elastic deformation of Seeger rings during assembly leads to very high bending stresses and so the following always applies:

"During assembly, a Seeger-Ring should be expanded or closed only to the extent necessary to pass over the shaft or into the bore. The shaft and bore must be of the same nominal diameter as the ring".

This rule applies particularly to rings made of materials with lower elastic yield such as bronze and stainless steel. Overstressing during assembly leads to plastic deformations with the result that rings fit loosely or without adequate prestress in the groove. Extreme overstressing of bore rings is not possible because these can only be expanded up to contact of the ring ends. Nevertheless, bore rings should only be closed just enough to allow insertion into the bore. On shaft rings, however, there is always a risk of overexpansion because they have no limit. Assembly tools with limits should therefore be used to avoid overexpansion. Since the rigid grip rings are particularly endangered by overexpansion, the appropriate pliers are equipped with limiting screws. The most reliable protection against overexpansion is assembly using tapers (Figure 14).

Les segments d'arrêt Seeger ne peuvent remplir leur fonction que s'ils sont convenablement montés. Un montage incorrect provoque la détérioration du segment d'arrêt, de la gorge ou encore des deux parties.

Segments d'arrêt Seeger à montage axial

Munis de trous de montage, ils sont montés et démontés le plus souvent à l'aide de pinces spéciales. Il est extrêmement important de toujours utiliser la pince conçue spécialement pour chacun des différents segments d'arrêt (voir pages 109 – 110). La déformation élastique que subissent les segments d'arrêt Seeger en cours de montage provoque des efforts de flexion élevés. Il convient donc dans tous les cas d'observer la règle suivante:

«Un segment d'arrêt Seeger doit être ouvert ou comprimé en cours de montage juste ce qu'il est nécessaire pour permettre son montage sur l'arbre ou son introduction dans l'alésage. Les arbres et alésages doivent être à la cote nominale»

Cela est valable tout particulièrement pour les segments fabriqués dans une matière ayant un faible allongement élastique (par exemple le bronze et les aciers inoxydables). Toute sollicitation excessive en cours de montage se traduit par des déformations permanentes et a pour conséquence une position flottante ou un manque de pré-tension suffisante du segment d'arrêt dans la gorge. En ce qui concerne les segments d'arrêt utilisés pour les alésages, il n'est pas possible d'exercer une sollicitation supérieure à celle qui correspond à amener les deux extrémités en contact. Cependant, les segments d'arrêt intérieurs utilisés pour les alésages ne doivent être comprimés que juste ce qu'il est nécessaire pour les introduire dans l'alésage. Dans le cas des segments d'arrêt extérieurs pour arbres, on court toujours le risque de les écarter de manière excessive car il n'existe pas de butées naturelles. Afin d'éviter une sollicitation excessive en cours de montage, tous les outils de montage devraient être utilisés de préférence avec une butée. Les colliers d'étranglement rigides étant particulièrement fragiles, les pinces doivent toujours être équipées de vis de blocage.

Montage von Seeger-Sicherungsringen Assembly of Seeger Retaining Rings Montage des segments d'arrêt Seeger

9.

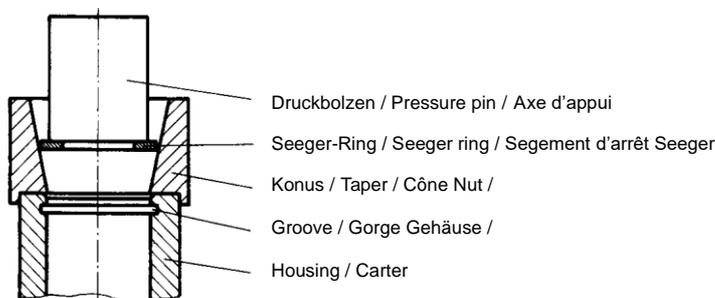
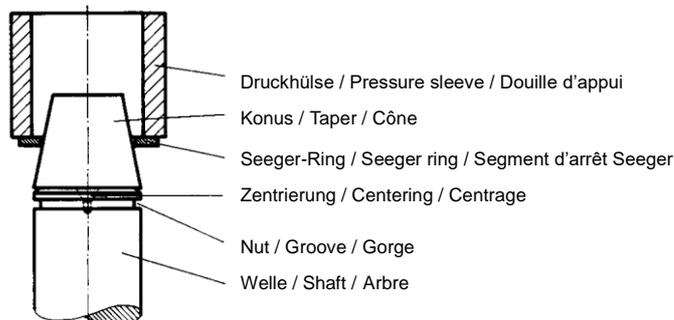


Bild 14: Konusmontage

Figure 14: Taper assembly

Figure 14: Montage avec cône

Da Sprengringe ohne Montagelöcher ausgestattet sind, ist die Montage am besten mittels Konen durchzuführen. Sprengringe mit spitzen Enden für Wellen (Typ SW bis 38 mm Nenndurchmesser) können auch mittels Flachzangen montiert und teilweise auch demontiert werden. Allerdings bereitet die Demontage von Sprengringen insbesondere bei kleineren, relativ steifen Ringen, große Schwierigkeiten. Spezialwerkzeuge stehen nicht zur Verfügung und die Ringe müssen aus der Nut gehebelt werden.

Seeger-L-Ringe und Seeger-W-Ringe sind mit Hilfe einer Zange auf die Welle oder in die Bohrung einzusetzen und dann mit einer Hülse oder einem Dorn soweit anzudrücken, bis sie in die Nut einspringen.

Seeger-Zackenringe für Wellen oder Bohrungen und Seeger-Dreieckringe sind mit Spezialhülsen bzw. -dornen zu montieren. Bitte setzen Sie sich hierzu mit unserer technischen Beratung in Verbindung.

Radialmontierbare Seeger-Ringe

Der Hauptvorteil der radialmontierbaren Seeger-Ringe ist die günstige Montage-möglichkeit. Diese Seeger-Ringe – Typ RA und H – werden einfach ohne ein

Since circlips are not equipped with assembly holes, it is best to assemble them using tapers. Circlips with pointed ends for shafts (type SW up to 38 mm nominal diameter) can also be assembled using circlips pliers and, to some extent, can also be dismantled with them. Dismantling circlips, however, poses great problems, particularly in the case of smaller and relatively rigid rings. Special tools are not available and the rings must be levered out of the groove. Seeger L rings and Seeger W rings must be fitted on the shaft, or inserted in the bore, using pliers and then pressed on with a bush or drift until they snap into the groove.

Seeger circular self-locking rings for shafts or bores and Seeger triangular retainers must be assembled using special bushes or drifts. Please contact our technical advisory service.

Radially-mountable Seeger-Rings

The main advantage of radially-mountable Seeger rings is that they are easily assembled. These Seeger rings – types RA and H – are assembled simply, and without the need for a special tool, by pressing them into the shaft groove. It is recommended to use Seeger ring dispensers (see Page 111) to further

Le moyen le plus sûr d'éviter une sollicitation excessive est de procéder au montage à l'aide de cônes (figure 14).

Les anneaux expansifs qui ne possèdent pas de trous de montage doivent être montés de préférence à l'aide de cônes. Les anneaux expansifs pour arbres dont les extrémités sont taillées en biseaux (anneaux expansifs type SW jusqu'à un diamètre nominal de 38 mm) peuvent aussi être montés et démontés à l'aide de pinces pour anneaux expansifs. Le démontage des anneaux expansifs pour alésages soulève de grandes difficultés, plus spécialement dans les petites dimensions, en raison de leur rigidité. Si l'on ne dispose pas d'outils spéciaux, ceux-ci doivent être dégagés de la gorge à l'aide d'un tournevis, en faisant levier.

Les segments d'arrêt Seeger type L et type W doivent être mis en place sur l'arbre ou dans l'alésage à l'aide d'une pince et ensuite poussés à l'aide d'une douille ou d'un chasse jusqu'à ce qu'ils s'encastrant dans la gorge.

Les anneaux dentelés Seeger pour arbres ou alésages et les anneaux triangulaires Seeger doivent être montés avec des douilles ou des broches spéciales. Veuillez consulter nos services techniques.

9.

Montage von Seeger-Sicherungsringen Assembly of Seeger Retaining Rings Montage des segments d'arrêt Seeger

Spezialwerkzeug durch Hineindrücken in die Wellennut montiert. Für eine weitere V-erkürzung von Montagezeiten empfiehlt sich der Einsatz von Seeger-Ringspendern (siehe Seite 111). Diese stehen für die Seeger-Sicherungsringe DIN 6799 in den Abmessungen 1,2 bis 10 mm und die Seeger-Halbmondringe in den Abmessungen 3 bis 28 mm zur Verfügung. Für den Einsatz in die Seeger-Ringspender können die Ringe magaziniert angeliefert werden. Hierzu werden die Seeger-Sicherungsscheiben und Seeger-Halbmondringe durch eine Steckleiste bzw. Klebestreifen zusammengehalten. Die Entnahme aus dem Spender erfolgt mit einem Greifer, der gleichzeitig zum Eindrücken in die Nut dient. Die Greifer sind auch in abgewinkelter Ausführung lieferbar, so daß auch eine Montage an schwer zugänglichen Stellen möglich ist.

Verpackung

Seeger-Befestigungselemente werden in den kleineren Durchmesserbereichen in Kartons verpackt und stehen jedoch auch als magazinierte Ausführung zur Verfügung. Die größeren Abmessungen werden in magazinierte Form in Folie eingeschumpft. Darüber hinaus stehen verschiedene patentierte, wiederverwendbare Magazinerelemente zur Verfügung. Die Versand-Verpackung erfolgt in Abstimmung mit dem Kunden in Kartons, Gitterboxen, auch Klein-Ladungs-Träger (KLT) oder z.B. auch in Gallia-Kartons.

Bitte sprechen Sie auch hierzu schon im Planungsstadium unsere technischen Berater an.

shorten assembly times. These are available for Seeger retaining rings to DIN 6799 in dimensions of 1,2 to 12 mm and Seeger crescent rings in dimensions of 3 to 28 mm. For use in Seeger ring dispensers, the rings can be supplied in magazines. For this purpose, the Seeger retaining rings and Seeger crescent rings are held together by a rail or adhesive tape. They are removed from the dispenser using an applicator which simultaneously service to force them into the groove. Angled applicators are also available for assembly in poorly accessible locations.

Packaging

Seeger fastenings of smaller diameters are packed in boxes and are also available in cassette versions. The larger dimensions are shrink-wrapped in cassette form. In addition various patented re-usable cassettes are available. Dispatch packaging is agreed with the customer and is in boxes, wire mesh containers, light load carrier or e.g. Gallia boxes.

Please consult our technical advisory service on this during planning.

Segments d'arrêt Seeger à montage radial

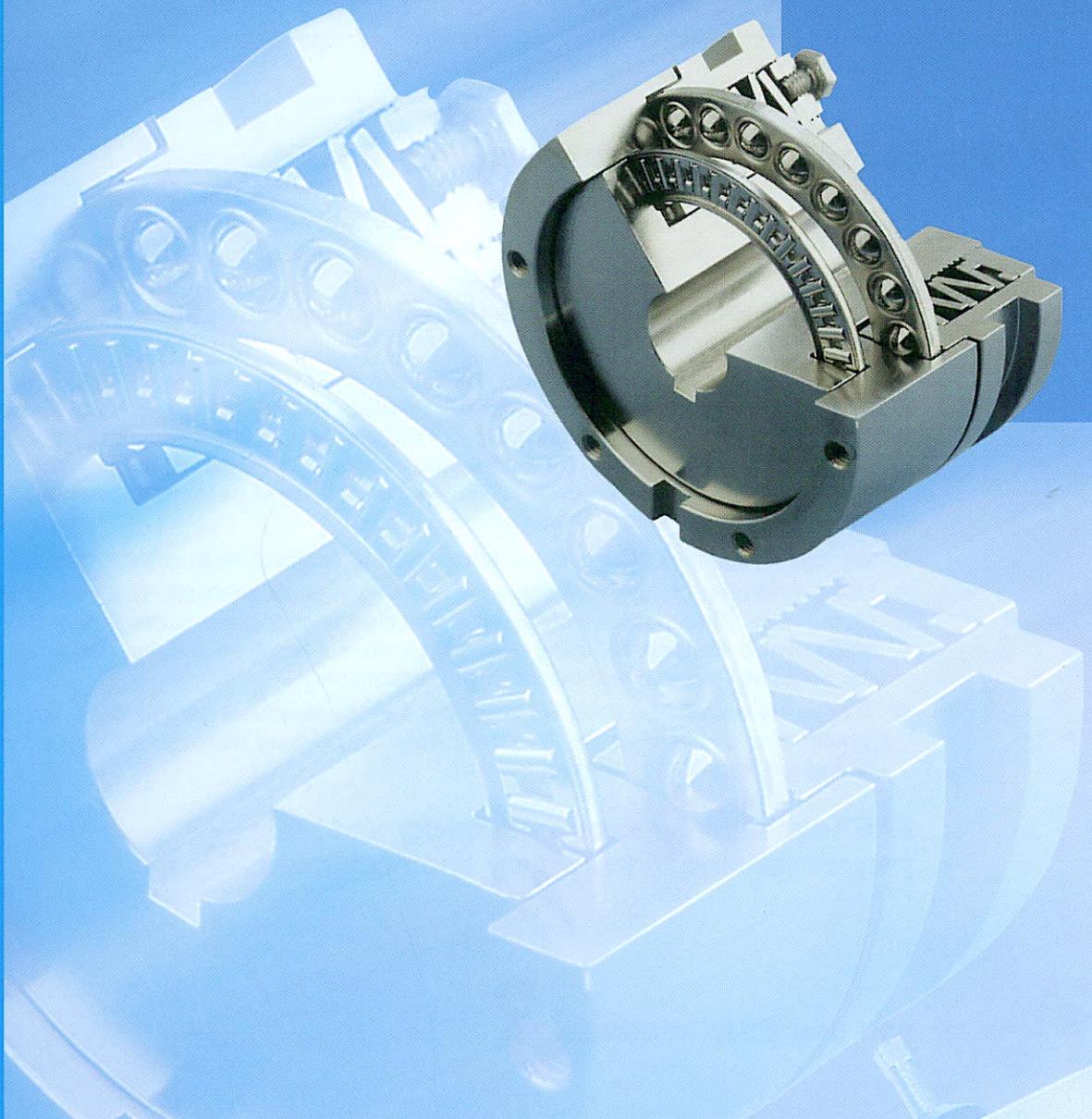
L'un des principaux avantages des segments d'arrêt Seeger à montage radial est de faciliter les opérations de montage. Ils sont montés en un rien de temps sans outil spécial, il suffit de les pousser dans la gorge avec un objet adéquat. Pour réduire encore les temps de montage, l'emploi de distributeurs Seeger (voir page 111) est conseillé. Ces distributeurs sont conçus pour les colliers d'épaulement Seeger DIN 6799 de 1,2 à 12 mm et pour les croissants Seeger de 3 à 28 mm. Les segments d'arrêt peuvent être livrés pré-empilés pour l'alimentation des distributeurs. Les colliers d'épaulement sont maintenus empilés par une tige et les croissants par une bande adhésive. Ils sont prélevés à l'aide d'une fourchette de pose qui sert en même temps à les pousser dans la gorge. Cette fourchette de pose, qui est également livrable avec extrémité recourbée, facilite le montage à des emplacements difficilement accessibles.

Emballage

Les éléments de fixation Seeger sont emballés dans des cartons pour le domaine des plus diamètres mais sont toute fois aussi disponible en sous une forme mise en magasin. Les quantités de plus grande ampleur sont frettes sous une forme de mise en magasin. Par ailleurs différents éléments de mise en magasin à usage multiple brevetés sont disponibles. L'emballage pour l'expédition se fait en accord avec le client en cartons, caisses grillagées, petits porteurs de charges, ou par ex. aussi en cartons Gallia.

Veillez vous adresser aussi à ce sujet dès le stade de planification à nos conseillers techniques.

CATÁLOGO III: MAYR POWER TRANSMISSION.



EAS[®]

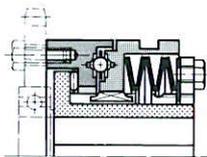
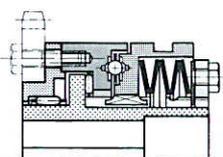
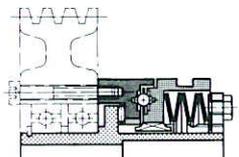
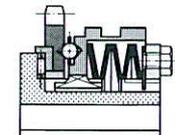
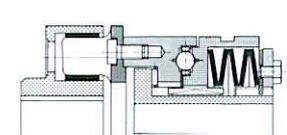
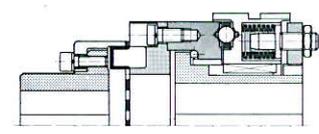
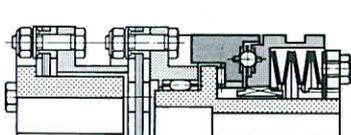
*Mechanical
Torque
Limiters*

www.mayr.de

K.407.01.GB

mayr[®]
power-
transmission

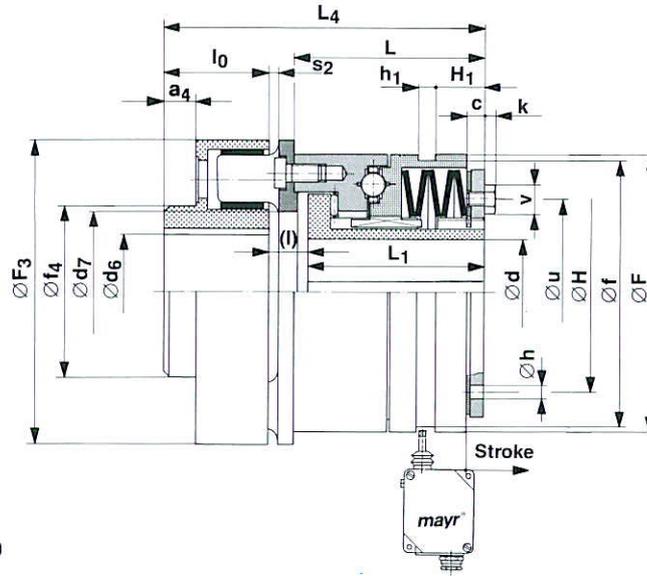
Summary of types

EAS [®] -clutch	Type	Torque (Nm)	Application
EAS[®]-flanged version 	400._00.0	2,5÷6000	For fitting drive elements such as chain sprockets, gears, toothed belt pulleys, V-belt pulleys, etc. The drive element and bearing are customer supply. page 8
EAS[®]-short supported hub 	400._00.5	2,5÷6000	EAS [®] -clutch with fitted bearing to take single, symmetrical and narrow drive elements (chain sprocket, gear, single-groove V-belt pulley, etc.). Provision of an additional bearing for the drive element by the customer becomes unnecessary. Clutch, which can easily be pushed on. page 10
EAS[®]-long projecting hub 	400._00.1	2,5÷6000	The bearing of the drive element can be carried out by the customer to suit his own application. Suitable for wide, projecting drive elements; ball bearing or bronze bushing possible. Compact design – very advantageous also for short shaft ends. page 12
EAS[®]-sproc 	410._00.0	2,5÷700	EAS [®] -clutch with built-in chain sprocket, as a reasonably priced drive element. By fitting the chain sprocket to the overload clutch, an additional bearing for the chain sprocket becomes unnecessary. page 14
EAS[®]-lastic 	437._00.0	2,5÷700	Torsionally flexible overload clutch for connecting two shafts. The flexible coupling element is designed as a simple push-on coupling, permitting easy fitting and removal of the clutch. page 15
EAS[®]-positive 	435._00.0	150÷6000	Positive, torsionally flexible overload clutch for connecting two shafts. The flexible coupling section is designed as a torsionally flexible, resilient slip-on coupling. The coupling has axial, radial, angular and torsional resiliences. page 16
EAS-torsionally rigid 	436._00.8	2,5÷700	Torsionally rigid overload clutch for connecting two shafts. Flexible coupling section designed as a torsionally rigid, all-steel coupling. The coupling can absorb angular, radial and axial misalignments; the coupling is torsionally rigid in the direction of rotation. page 17
Electronic accessories			Limit switch pages 58 to 60

EAS®-ratchetting clutch

Lastic

Type 437. _ 00.0



sizes 0-5 Type 437. _ 00.0

Technical data

size	Limiting torques for overload M_G			Max. speeds		Rated torque of flexible coupling $T_{KN}^{4)}$	Weight pilot bored	Stroke of the control element in the event of an overload	Mass moments of inertia	
	Type 437.400.0	Type 437.500.0	Type 437.600.0	Type 437.400.0	Type 437.600.0				Flexible side	Hub side
	Nm	Nm	Nm	rpm	rpm	Nm	kg	mm	kgm ²	kgm ²
0	2,5 – 5	5 – 10	10 – 20	4300	2150	75	1,5	1,4	0,00081	0,00010
1	6 – 12	12 – 25	25 – 50	2880	1440	150	3,8	2,3	0,00370	0,00067
2	12 – 25	25 – 50	50 – 100	2360	1180	150	4,8	2,6	0,00441	0,00190
3	25 – 50	50 – 100	100 – 200	2000	1000	300	9,2	2,6	0,01233	0,00517
4	50 – 100	100 – 200	200 – 400	1660	830	600	14,8	3,7	0,02568	0,01631
5	87 – 175	175 – 350	350 – 700	1360	680	1200	27,0	4,6	0,06765	0,04162

Table of dimensions

size	a_4	c	d_{min}	d_{max}	$d_{6 min}$	$d_{6 max}$	d_7	F	F_3	f	f_4	H
0	7	5,5	8	20 ¹⁾	11	30	35	55	80	50	50	37
1	10	7	11	25 ²⁾	11	42	50	82	105	72	65	50
2	10	7	15	35	11	42	65	100	105	90	65	67
3	19	10	19	45	13	60	80	120	135	112	85	84
4	17	11	25	55	25	60	88	146	160	140	90	104
5	35	12	30	65	30	75	110	176	198	170	115	125

size	H_1	h	h_1	k	L	L_1	L_4	l	l_0	s_2	u	v
0	8	3	9	– ³⁾	38,5	34,5	89,5	25	30	4	37	2 ³⁾
1	12	5	9	1,3 ³⁾	52	48	116	26	42	4	50	3 ³⁾
2	14	6	9	3,0	61	56	125	27	42	4	67	10
3	21	6	9	5,5	78	73	159	31	55	4	84	13
4	27	7	9	5,5	99,5	93	168,5	20,5	55	6	97	13
5	33	8	9	5,5	113,5	107	211,5	22,5	82	6	109	13

1) above $\varnothing 16$ keyway to DIN 6885/3
2) above $\varnothing 22$ keyway to DIN 6885/3

3) hexagon socket countersunk head cap screw to DIN 7991
4) $T_{K max} = 3,0 \times T_{KN}$

We reserve the right to make dimensional and design alterations.

Order example:

To be included when ordering, please state:	size	Type	bore $\varnothing d^{H7}$	keyway to DIN	bore $\varnothing d_6^{H7}$	keyway to DIN	with limit switch
Order number:		437. _ 00.0					see page 58



* see technical data, limiting torque for overload M_G

Example: Order number 3 / 437.500.0 / 35 / 6885-1 / 50 / 6885-1 plus limit switch 055.000.5

EAS[®]-Lastic (Type 437.____.0):

EAS[®]-clutch, combined with a torsionally flexible coupling section for connecting two shafts. The torsionally flexible coupling section is designed as a simple push-on clutch. The torque is transmitted via flexible pressure rollers made from plastic resistant to wear, oil petrol and high temperatures.

The possible misalignments of the flexible coupling section which are given in table 1 below represent general reference values which may be considered appropriate with a view to obtaining the longest possible service life for the coupling and shaft bearing.

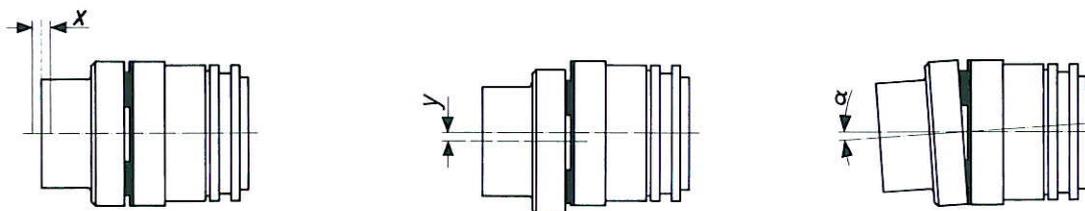


Fig. 12

size		0	1	2	3	4	5
Axial misalignment	x [mm]	±1	±1	±1	±1	±1	±1
Radial misalignment	y [mm]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Angular misalignment	α [°]	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1

Table 1

Choice of sizes of EAS[®]-Lastic coupling (Type 437.____.0)

$$M_{G \max} = \frac{1,8 \cdot T_{KN}}{C} \text{ [Nm]}$$

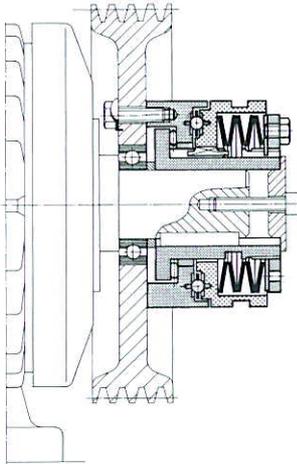
$M_{G \max}$ = Maximum limiting torque to be set for an overload [Nm]
 T_{KN} = Rated torque of torsionally flexible coupling [Nm] as per table of dimensions
 C = Safety factor [-] as per table 2

Safety factors C

Drive machines Types of operation	Electric motors Turbines	I. C. Engines 4–6 Cylindres Wasserturbines	I. C. Engines 1–3 Cylindres
	1. Easy, smooth and even running	1	1,2
2. Even running and small masses to be accelerated	1,2	1,4	1,7
3. Uneven running and moderate masses to be accelerated	1,4	1,7	2
4. Uneven running, moderate masses to be accelerated and impacts	1,7	2	2,4
5. Uneven running, large masses to be accelerated and strong impacts	2	2,4	2,8
6. Uneven running, very large masses to be accelerated and particularly severe impacts	2,4	2,8	3,3

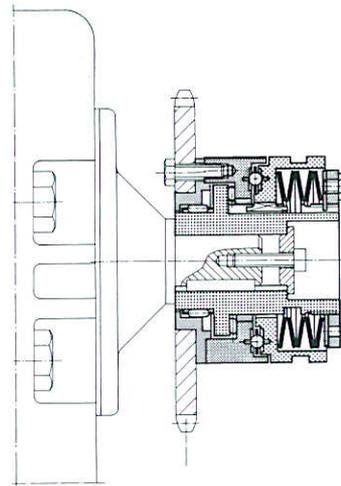
Table 2

Mounting examples:



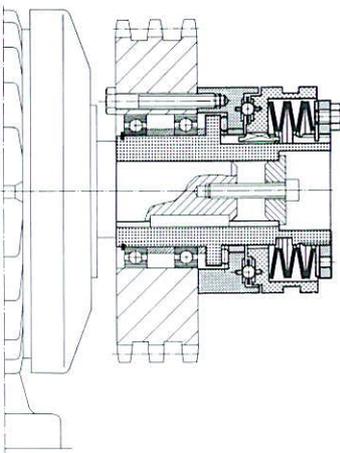
EAS[®] Type 400.600.0 with V-belt pulley

Often used mounting situation. EAS[®]-clutch mounted onto the shaft end of a motor. The V-belt pulley is supported via a deep groove ball bearing. The axial location of the clutch is made via a locking collar and set screw in the free shaft end.



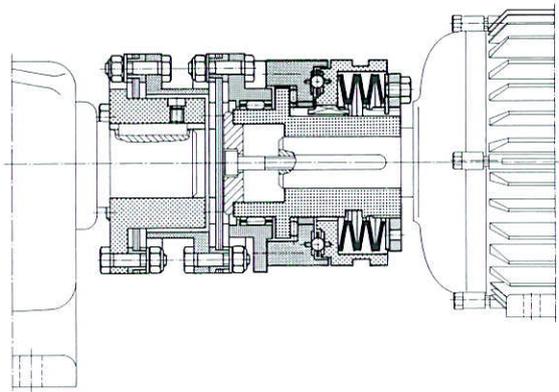
EAS[®] Type 400.600.5 with flanged sprocket

This design is ready to push on due to the integrated bearing. The axial location of the clutch is made via a locking collar and set screw in the free shaft end.



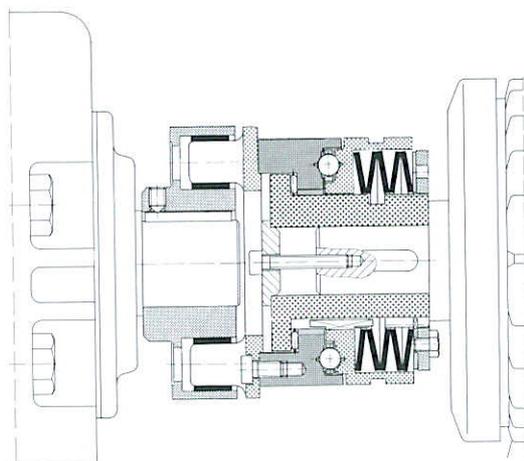
EAS[®] Type 400.600.1 with triplex chain sprocket

This clutch version is especially designed for wide drive elements. The triplex sprocket is supported on the hub by two ball bearings, located axially by distance rings and circlip. The design is ready to push-on. The axial location of the clutch is made via a locking collar and set screw in the free shaft end.



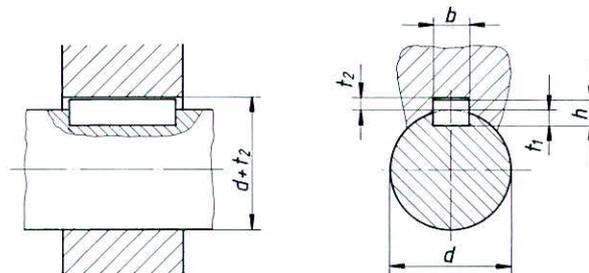
EAS[®] Type 436.600.8

Torsionally rigid flexible all-steel clutch-coupling for connecting two shafts, as used between motor and gear box. It compensates axial, radial and angular shaft misalignments. The axial attachment of the EAS[®]-clutch components is made via a locking collar and set screw in the free shaft end. The coupling hub is located by a set screw over the keyway.



EAS[®] Type 437.600.0

Torsionally flexible clutch-coupling for connecting two shafts. This combination is shown between motor and gear box. The coupling is torsionally flexible and allows for misalignment in all three phases. The flexible element is designed as plug coupling allowing easy assembly and disassembly. The axial location of the EAS[®]-clutch component is made via a locking collar and set screw in the free shaft end. The coupling hub is located by a set screw over the keyway.



Diameter d		according to DIN 6885/1				according to DIN 6885/3			
		Width b 1)	Depth h	Shaft keyway depth t ₁	Hub keyway depth d + t ₂	Width b 2)	Depth h	Shaft keyway depth t ₁	Hub keyway depth d + t ₂
above	to	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
6	8	2	2	1,2	d + 1	2			
8	10	3	3	1,8	d + 1,4	3			
10	12	4	4	2,5	d + 1,8	4			
12	17	5	5	3	d + 2,3	5	3	1,9	d + 1,2
17	22	6	6	3,5	d + 2,8	6	4	2,5	d + 1,6
22	30	8	7	4	d + 3,3	8	5	3,1	d + 2,0
30	38	10	8	5	d + 3,3	10	6	3,7	d + 2,4
38	44	12	8	5	d + 3,3	12	6	3,9	d + 2,2
44	50	14	9	5,5	d + 3,8	14	6	4,0	d + 2,1
50	58	16	10	6	d + 4,3	16	7	4,7	d + 2,4
58	65	18	11	7	d + 4,4	18	7	4,8	d + 2,3
65	75	20	12	7,5	d + 4,9	20	8	5,4	d + 2,7
75	85	22	14	9	d + 5,4	22	9	6	d + 3,1
85	95	25	14	9	d + 5,4	25	9	6,2	d + 2,9
95	110	28	16	10	d + 6,4	28	10	6,9	d + 3,2
110	130	32	18	11	d + 7,4	32	11	7,6	d + 3,5
130	150	36	20	12	d + 8,4	36	12	8,3	d + 3,8
150	170	40	22	13	d + 9,4				
170	200	45	25	15	d + 10,4				
200	230	50	28	17	d + 11,4				
230	260	56	32	20	d + 12,4				
260	290	63	32	20	d + 12,4				
290	330	70	36	22	d + 14,4				
330	380	80	40	25	d + 15,4				
380	440	90	45	28	d + 17,4				
440	550	100	50	31	d + 19,5				

1) tolerance range of the hub keyway width b is JS 9
 2) tolerance range of the hub keyway width b is J 9

Bore diameter		Dimensions	
above	to		
[mm]		[μm]	
6	10	+ 15	0
10	18	+ 18	0
18	30	+ 21	0
30	50	+ 25	0
50	80	+ 30	0
80	120	+ 35	0
120	180	+ 40	0

Please read these Operational Instructions carefully and follow them accordingly!

Ignoring these Instructions may lead to malfunctions or to clutch failure, resulting in damage to other parts.

Contents:

- Page 1:** - Contents
- Safety and Guideline Signs
- Safety Regulations
- Page 2:** - Clutch Illustration
- Parts List
- Function
- Design
- Page 3:** - Characteristics of the Individual Designs
- Limit Switch
- Clutch Installation
- Installation of the Clutch Halves
- Permitted Shaft Misalignments
- Page 4:** - Maintenance
- Disposal
- Malfunctions / Breakdowns

Safety and Guideline Signs

CAUTION



Danger of injury to personnel and damage to machines.



Please Observe!
Guidelines on important points.



Please Observe!
According to German notation, decimal points in this document are represented with a comma (e.g. 0,5 instead of 0.5).

Safety Regulations

These Installation and Operational Instructions (I + O) are part of the clutch delivery. Please keep them handy and near to the clutch at all times.



It is forbidden to start use of the product until you have ensured that all applicable EU directives and directives for the machine or system into which the product has been installed have been fulfilled. At the time these Installation and Operational Instructions go to print, the EAS[®]-clutches accord with the known technical specifications and are operationally safe at the time of delivery. Without a conformity evaluation, this product is not suitable for use in areas where there is a high danger of explosion. This statement is based on the ATEX directive

CAUTION



- If the EAS[®]-clutches are modified.
- If the relevant standards for safety and / or installation conditions are ignored.

User-implemented Protective Measures

- Cover all moving parts to protect against seizure, dust or foreign body impact.
- The clutch may not be put into operation without a limit switch unless mayr[®] has been contacted and has agreed otherwise.

To prevent injury or damage, only professionals and specialists should work on the devices, following the relevant standards and directives. Please read the Installation and Operational Instructions carefully before installation and initial operation of the device.

These Safety Regulations are user hints only and may not be complete!

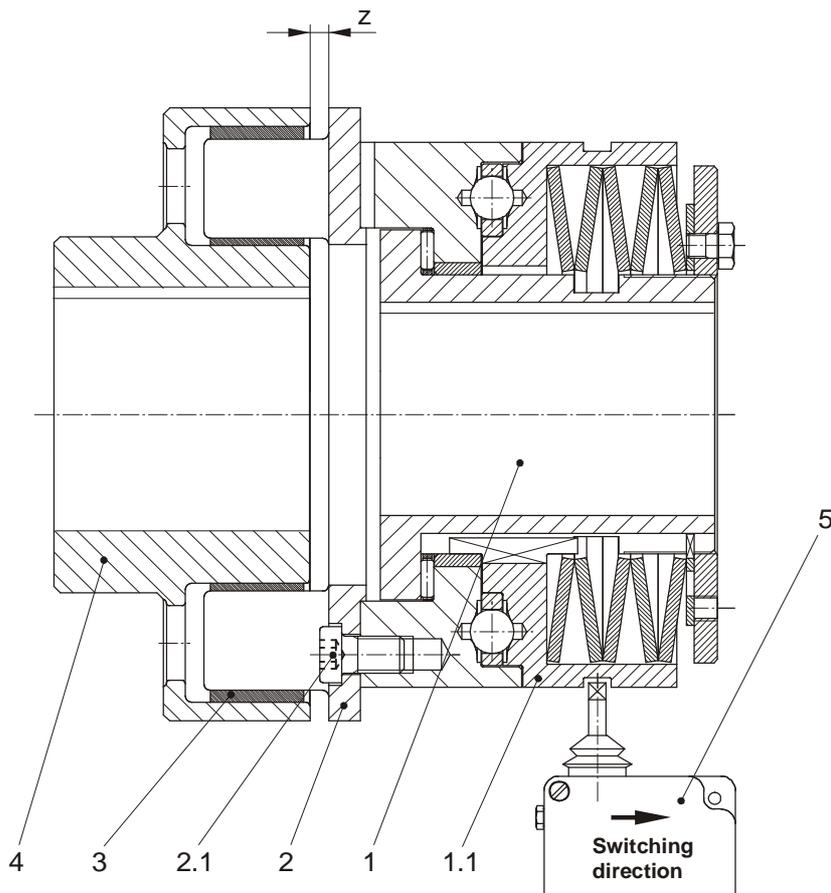


Fig. 1: Sizes 0-5 Type 437._ 00.0

Parts List (Only use mayr[®] original parts)

Item	Name
1	EAS [®] -clutch ¹⁾
1.1	Control element
2	Claw element
2.1	Fixing screw
3	Rubber buffer
4	Pocket element
5	Limit switch ²⁾

¹⁾ Has its own Installation and Operational Instructions

²⁾ Is not included in the standard delivery

Function

EAS[®]-lastic clutches are positive-locking, torque-limiting overload clutches for the connection of two shafts. In normal operation, the EAS[®]-lastic transmits the torque reliably and safely from the input to the output while compensating for longitudinal, transverse or angular misalignments. In case of overload, i.e. if the set limit torque is reached, the clutch separates the input and the output. The mayr[®] limit switch registers the overload and transmits a signal to switch off the drive or other control functions.

Designs

1. EAS[®]-lastic Type 437._ 00.0 (ratchetting clutch)

On overload, this device ratchets and gives electrical contact to switch off the drive. While ratchetting, the torque is substantially lower than the set disengagement torque. Re-engagement takes place automatically.

2. EAS[®]-lastic Type 437._ 05.0 (synchronous clutch)

On overload, this device gives electrical contact to switch off the drive, releases it mechanically and connects the drive elements after one turn (360°) again mechanically. Re-engagement takes place automatically at the same point at which it disengaged.

3. EAS[®]-lastic Type 437._ 14.0 (overload clutch)

On overload, this device switches off the drive electrically and disengages mechanically on free run-out. Re-engagement takes place manually or via a re-engagement device.

4. EAS[®]-lastic Type 437._ 03.0 (synchronous overload clutch)

On overload, this device switches off the drive electrically and disengages mechanically on free run-out. Re-engagement takes place manually or via a re-engagement device to re-engage after a 360° turn at the same point at which it disengage d.

5. EAS[®]-lastic Type 437._ 01.0 (torque sensor clutch)

On overload, this device gives an electrical contact or a signal to switch off the drive. However, this component continues to transmit the torque mechanically. Re-engagement takes place automatically.

Characteristics of the Individual Designs

On the overload clutch, the synchronous overload clutch, the ratcheting clutch and the synchronous clutch, please pay special attention to the start-up torques.

High speeds can only be reached by gradual speed increase, otherwise the clutch will disengage in the start-up phase and stop the drive.

On the EAS[®]-torque sensor clutch, the limit switch must be bridged during start-up, if the start-up torque is higher than the set clutch torque. Otherwise the clutch will disengage during start-up.

Limit Switch

In case of overload, the *mayr*[®]-limit switch registers the clutch disengagement quickly and precisely and emits a signal to switch off the drive or other control functions (for more details, see catalogue K.407.0_.GB).

Clutch Installation

The flexible coupling part is designed as a simple plug-in coupling. The pocket element (4) on the flexible coupling and the EAS[®]-clutch (1) are mounted onto the shafts and are secured axially, e.g. using a press cover or a set screw.

The clutch bores are standard-fitted with an h7 tolerance (tolerance of the keyways JS9).

We recommend a k6 tolerance for the shaft.



If the EAS[®]-clutch part (1) is delivered pilot-bored, then the claw element (2) will only be partly assembled, i.e. the fixing screws (2.1) are tightened slightly.

After finish-boring the EAS[®]-clutch part (1), the fixing screws (2.1) must be tightened to the torque specified in Table 1 and secured with Loctite 243 (medium hard).

Installation of the Clutch Halves

The rubber buffers (3) are pressed into the pocket element (4) and greased lightly. The claw element (2) is designed so that there is no backlash between the claw and the rubber buffer (3), but rather a light pre-tension. This means that some axial force is needed in order to push the clutch/coupling halves together. The force needed can be greatly decreased by putting a thin layer of acid-free grease onto the claws of the claw element (2).

When joining the clutch halves, please make sure that the claws are **between** and **not on** the rubber buffers, or the rubber buffers may tilt (see Fig. 2).

Also, please make sure that the distance dimension "Z" is observed (see Table 1 or Fig. 1) when joining the clutch halves, as otherwise the permitted misalignment possibilities become very limited.

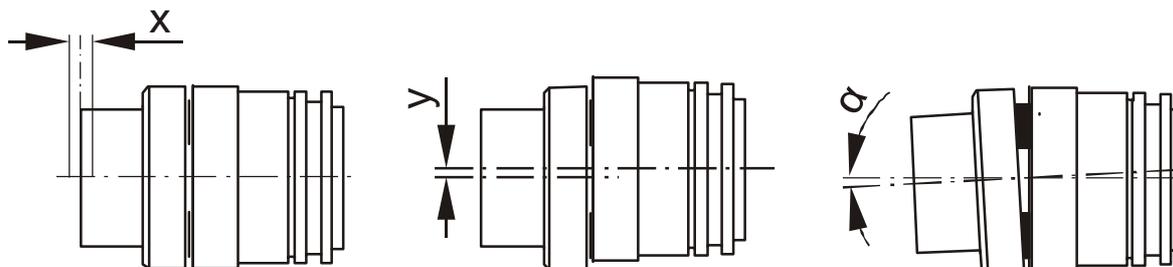
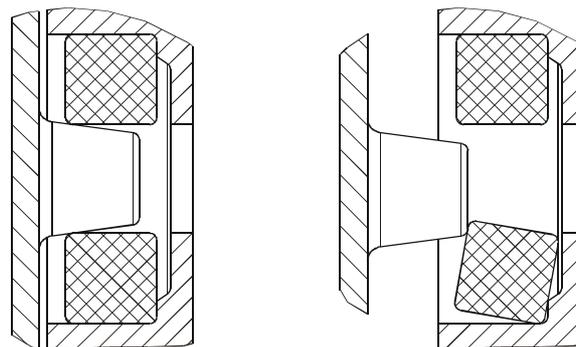


Fig. 3



Correct

Incorrect

Fig. 2

Table 1

Size	0	1	2	3	4	5
Tightening torque for fixing screws (Item 2.1, Fig. 1) [Nm]	5,5	5,5	9,5	23	46	80
Distance dimension "Z" (Fig. 1) [mm]	4	4	4	4	4	4
Number of rubber buffers	12	12	12	12	12	12
Temperature resistance of rubber buffers	+90 °C/-30 °C					

Permitted Shaft Misalignments (Fig. 3)

The misalignment possibilities of the flexible coupling shown in Table 2 are maximum values.

However, it is important for a long service lifetime and smooth running that the alignment is as exact as possible.

Table 2

Size	0	1	2	3	4	5
x [mm]	-1/+3	-1/+3	-1/+3	-1/+3	-1/+3	-1/+3
y [mm]	1	1	1	1	1	1
α [°]	1	1	1	1	1	1

Maintenance

The EAS[®]-clutch (1) has a grease filling and therefore requires no greasing for the rest of its service lifetime. The axial backlash on both clutch-supporting shafts should be inspected at regular intervals.

Too much bearing backlash can misalign the clutch axially. This leads to changes in switch distances and therefore to changes in disengaging torque.

Apart from this, EAS[®]-clutches do not require any further maintenance.

Special maintenance work may be necessary, however, if the device is subject to large amounts of dirt or dust or is operating in extreme ambient conditions.

In this case, please contact the manufacturers.

Disposal

Electronic Components

(Limit switch):

Products which have not been disassembled can be disposed of under Code No. 160214 (mixed materials) or components under Code No. 160216, or can be disposed of by a certified disposal firm.

All steel components:

Steel scrap (Code No. 160117)

Seals, O-rings, V-seals, elastomers:

Plastic (Code No. 160119)

Malfunctions / Breakdowns

Type of Malfunction:	Possible Causes:
Uneven running, bearings overheat during running	Axial pressure on the drive element; the resulting radial force on the drive element does not lie in the bearing level.
Clutch does not disengage on overload	Torque set too high; cup springs layered incorrectly; axial pressure of the drive element higher than the cup spring pre-tension.
Clutch disengages too early	Torque set too low; large amount of wear on the ball or roller recesses.
Clutch does not switch on overload or switches too late	Limit switch set incorrectly.
Control element (1.1) constantly performs axial movements during operation	Torque on clutch set too low (difference between the operating torque and the overload torque is too low); torque peaks with low energy (please contact the manufacturers).



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de
Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

PLANOS

Título:

**Diseño de una caja reductora con embrague de
protección con sobrepotencia**

Autor:

Daniel Afonso Nuez

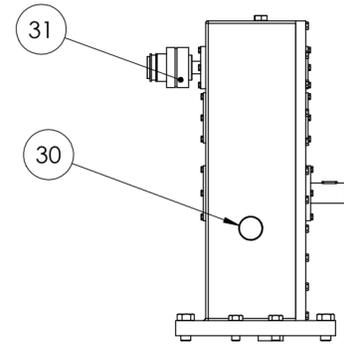
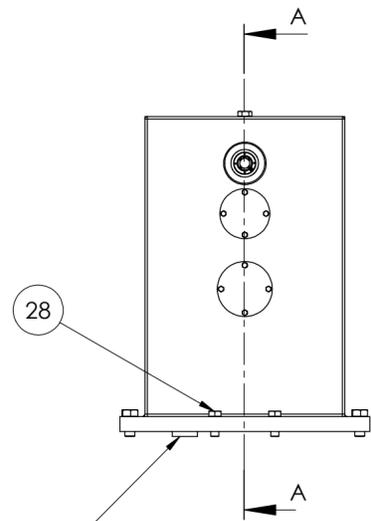
Tutor:

Carmelo Militello Militello

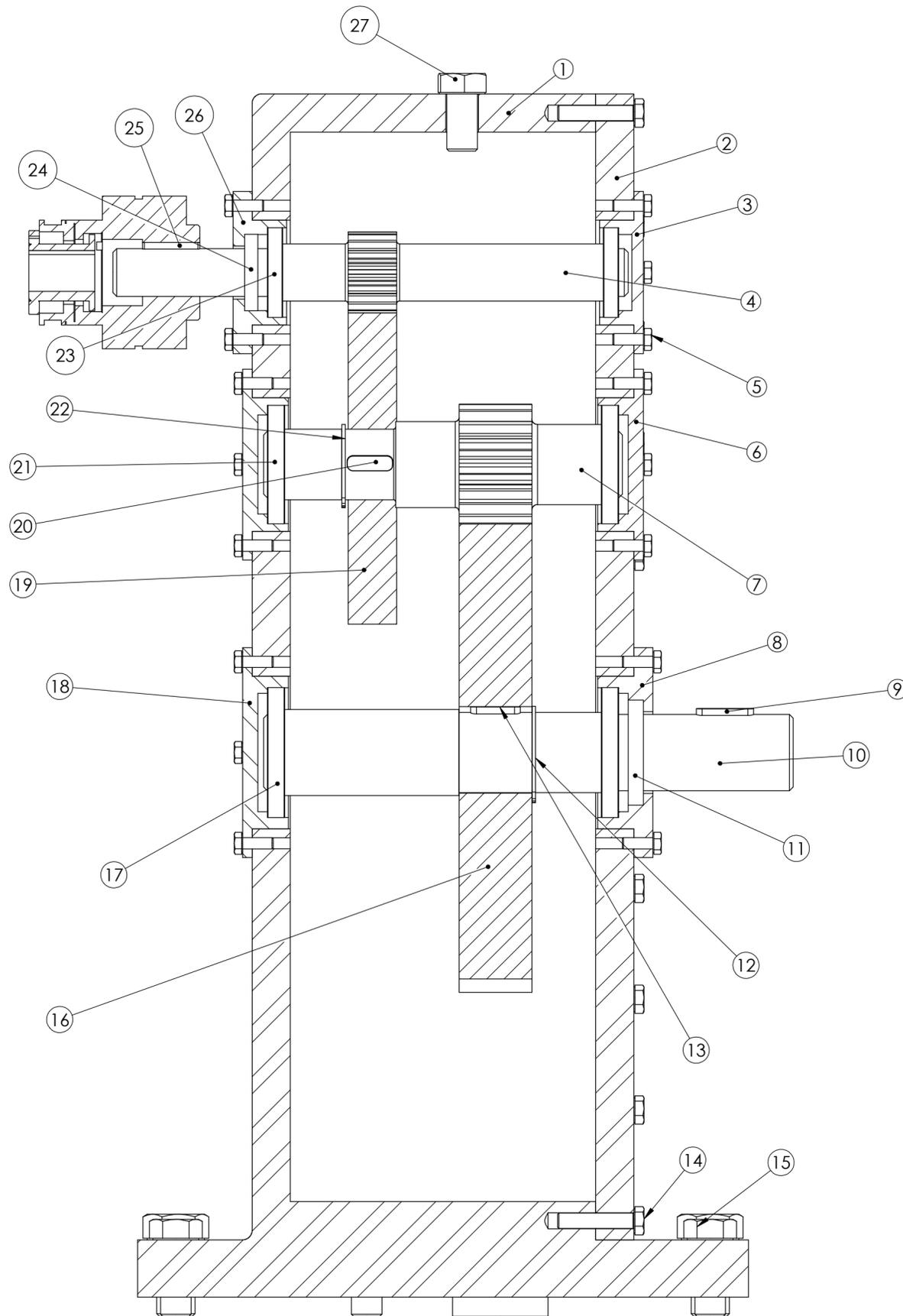
Julio, 2016

Índice Planos

1. Marca 0. Plano de conjunto
2. Marca 1S1. Perspectivas
3. Marca 1S2. Vista explosionada
4. Marca 1A. Carcasa
5. Marca 1B. Tornillería Carcasa
6. Marca 2. Tapa Carcasa
7. Marca 3. Tapa derecha eje de entrada
8. Marca 4. Eje de entrada
9. Marca 6. Tapas eje intermedio
10. Marca 7. Eje intermedio
11. Marca 8. Tapa derecha eje salida
12. Marca 10: Eje de salida
13. Marca 16: Engrane 2ª etapa
14. Marca 18: Tapa izquierda eje de salida
15. Marca 19: Engrane 1ª etapa
16. Marca 26: Tapa izquierda eje entrada

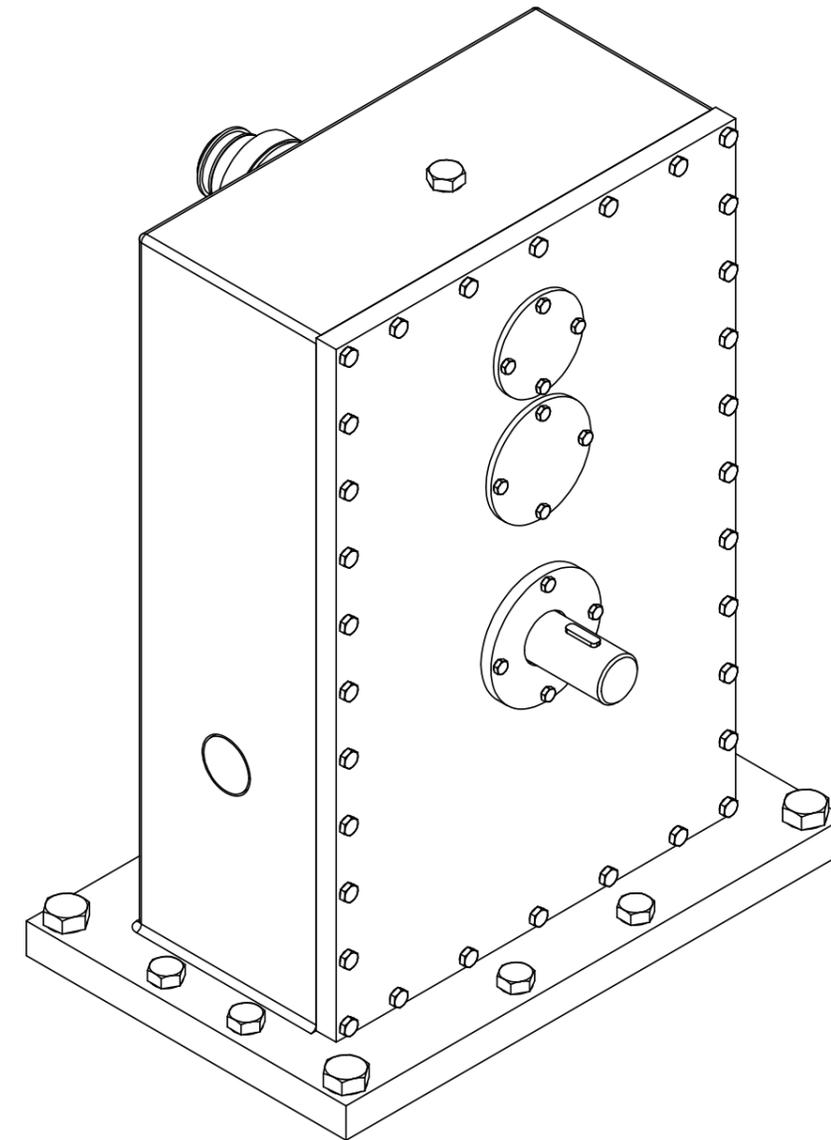
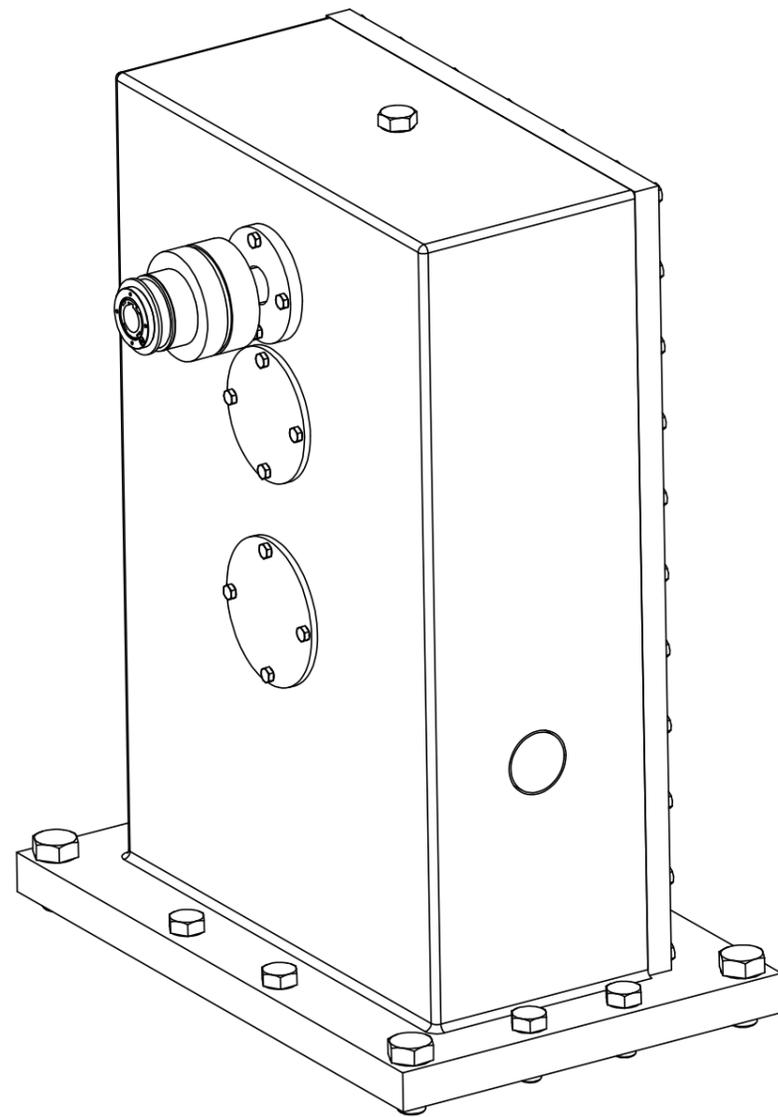


ESCALA 1:10

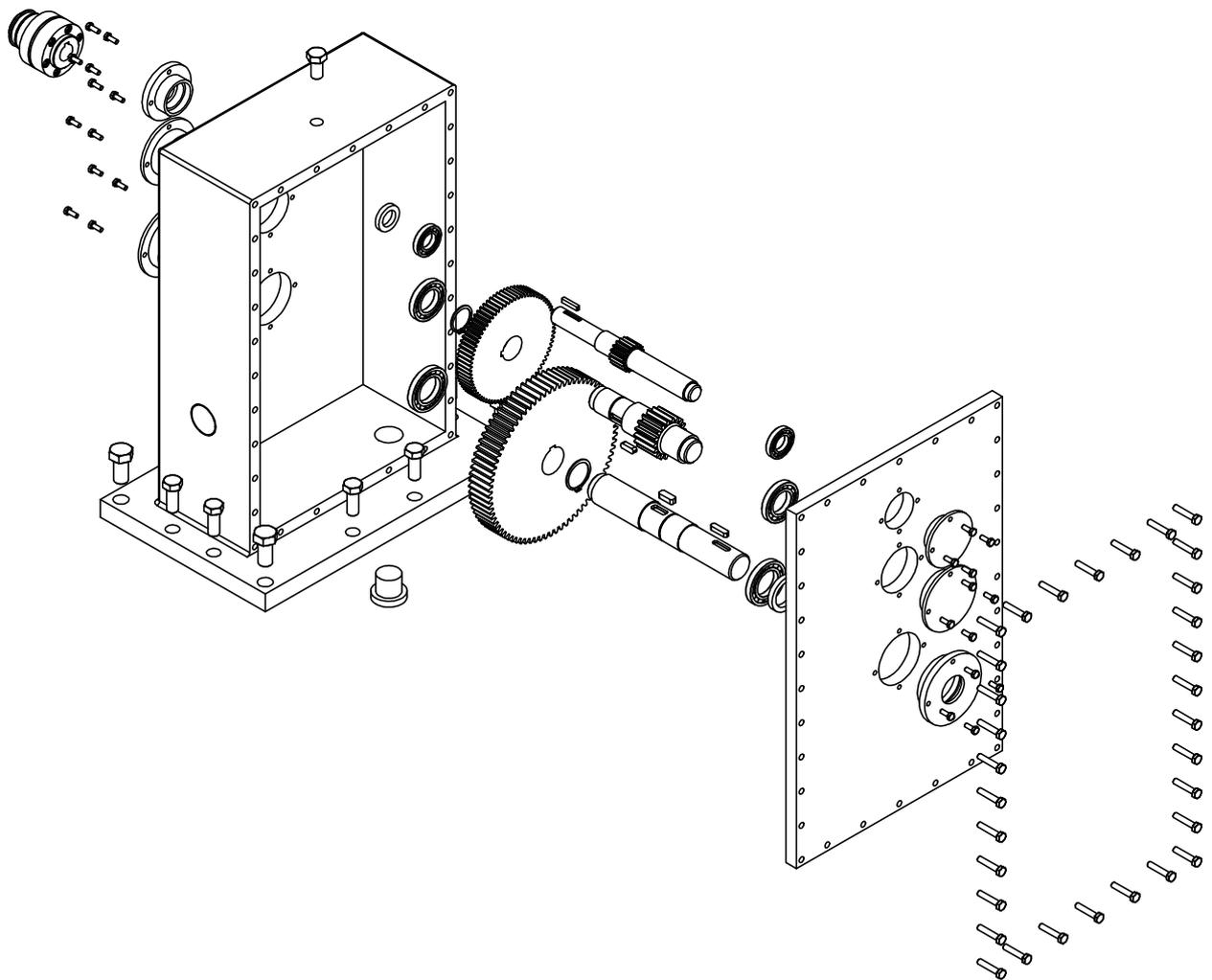


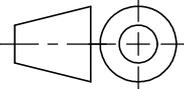
31	1	Embrague de sobrecarga	EAS-LASTIC	SIZE 0 TYPE 437.500.0
30	1	Visor nivel de aceite	Comercial	M45
29	1	Tapón de desagüe	DIN 908	M36x1,5
28	8	Tornillo cab. hexagonal	ISO 4018	M16x40
27	1	Tapón de llenado	DIN 910	M16x1,50
26	1	Tapa izquierda eje de entrada		F-1150
25	1	Chaveta paralela	UNE 17102	5x5x30
24	1	Junta eje de entrada	ISO 6194/1	25x40x7 Tipo 5
23	1	Rodamiento rígido de bolas (eje de entrada)	DIN 625-1	FAG-16005
22	1	Anillo de retención	DIN 471	SEEGER A-41
21	1	Rodamiento rígido de bolas (eje intermedio)	DIN 625-1	FAG-16007
20	1	Chaveta paralela	UNE 17102	8x7x24
19	1	Engrane 1ª etapa		F-1252
18	1	Tapa izquierda eje de salida		F-1150
17	1	Rodamiento rígido de bolas (eje de salida)	DIN 625-1	FAG-16008
16	1	Engrane 2ª etapa		F-1252
15	4	Tornillo cab. hexagonal	ISO 4018	M20x40
14	32	Tornillo cab. hexagonal	ISO 4014	M8x40
13	1	Chaveta paralela	UNE 17102	10x8x26
12	1	Anillo de retención	DIN 471	SEEGER A-46
11	1	Junta eje de salida	ISO 6194/1	40x55x8 Tipo 5
10	1	Eje de salida		F-1252
9	1	Chaveta paralela	UNE 17102	8x7x30
8	1	Tapa derecha eje de salida		F-1150
7	1	Eje intermedio		F-1252
6	2	Tapa eje intermedio		F-1150
5	24	Tornillo cab. hexagonal	ISO 4018	M6x16
4	1	Eje de entrada		F-1252
3	1	Tapa derecha eje de entrada		F-1150
2	1	Tapa de carcasa		Función de aluminio
1	1	Carcasa		Función de aluminio
Marca	Nº de Piezas	Designación y observaciones	Norma	Material y medidas

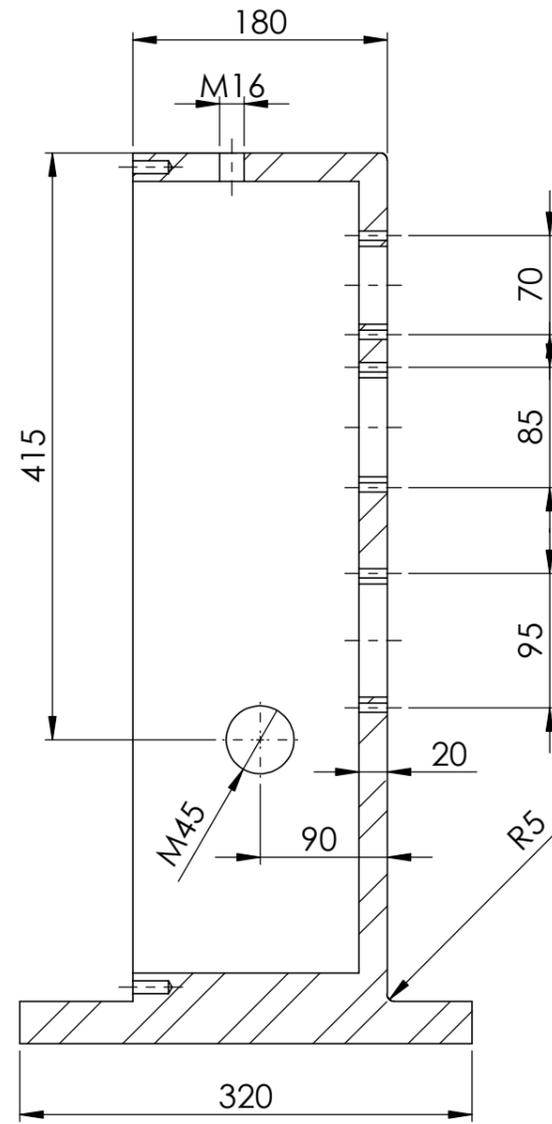
	Fecha	Autor		Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	12/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ		ESCALA: 1:2
Conjunto:	REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN			E.S.I.T.
				ESCUOLA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título:	PLANO DE CONJUNTO			Conjunto Nº: 1.00
				Plano Nº: 1.00



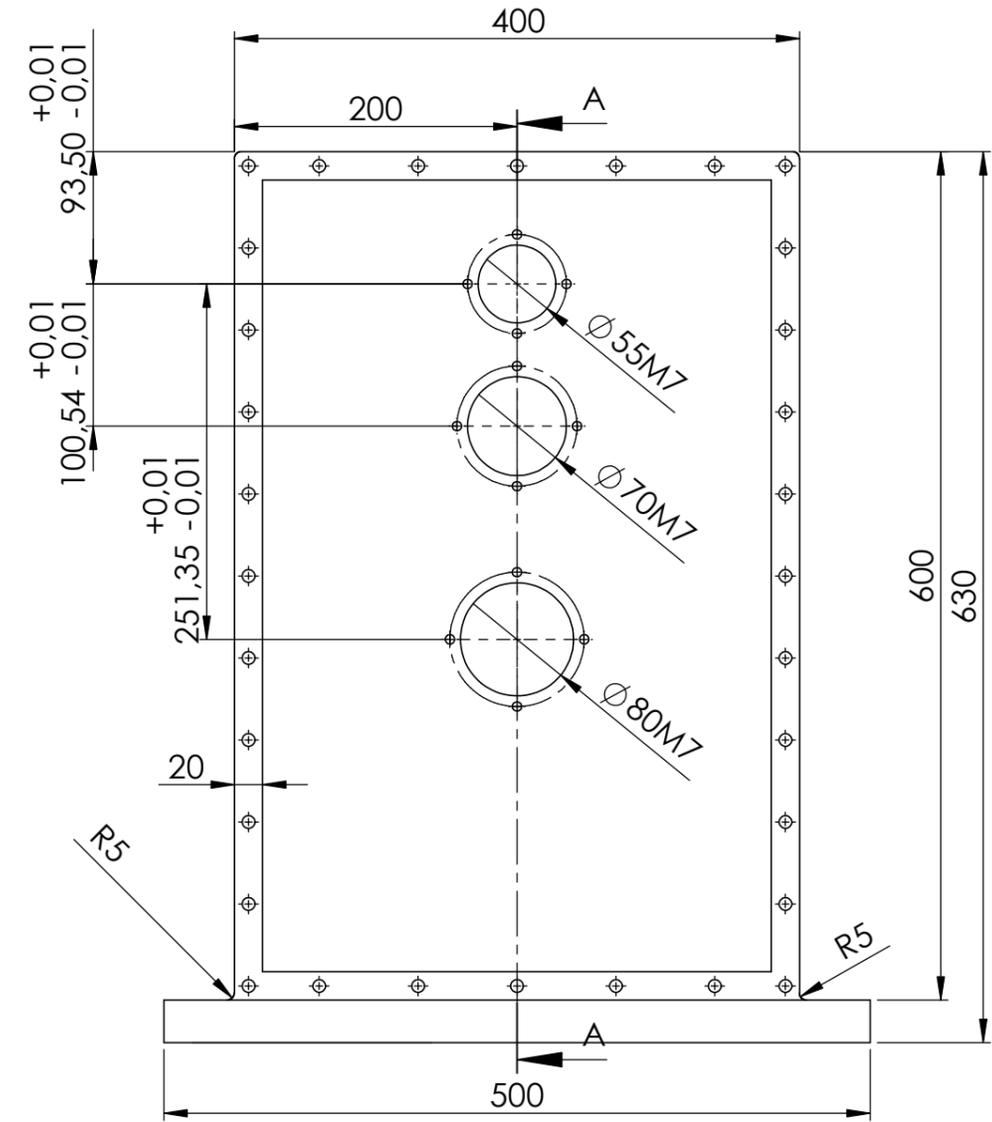
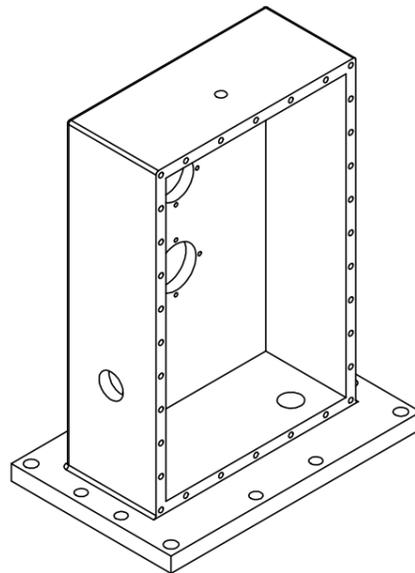
		Designación y observaciones			Material
Marca	Nº de Piezas	PERSPECTIVAS			Material y medidas
	Fecha	Autor		Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m	
Dibujado	11/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ		ESCALA:	S/E
Conjunto:				E.S.I.T.	
REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN				ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	
Título:				Conjunto Nº:	1.00
PERSPECTIVAS				Plano Nº:	1.S1



		Designación y observaciones			Material
Marca	Nº de Piezas	PERSPECTIVA EXPLOSIONADA			Material y medidas
	Fecha	Autor		 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	11/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ			ESCALA: S/E 
Conjunto: REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN					E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título: PERSPECTIVA EXPLOSIONADA					Conjunto Nº: 1.00 Plano Nº: 1.S2



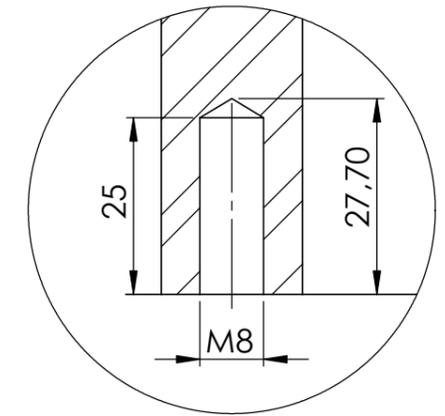
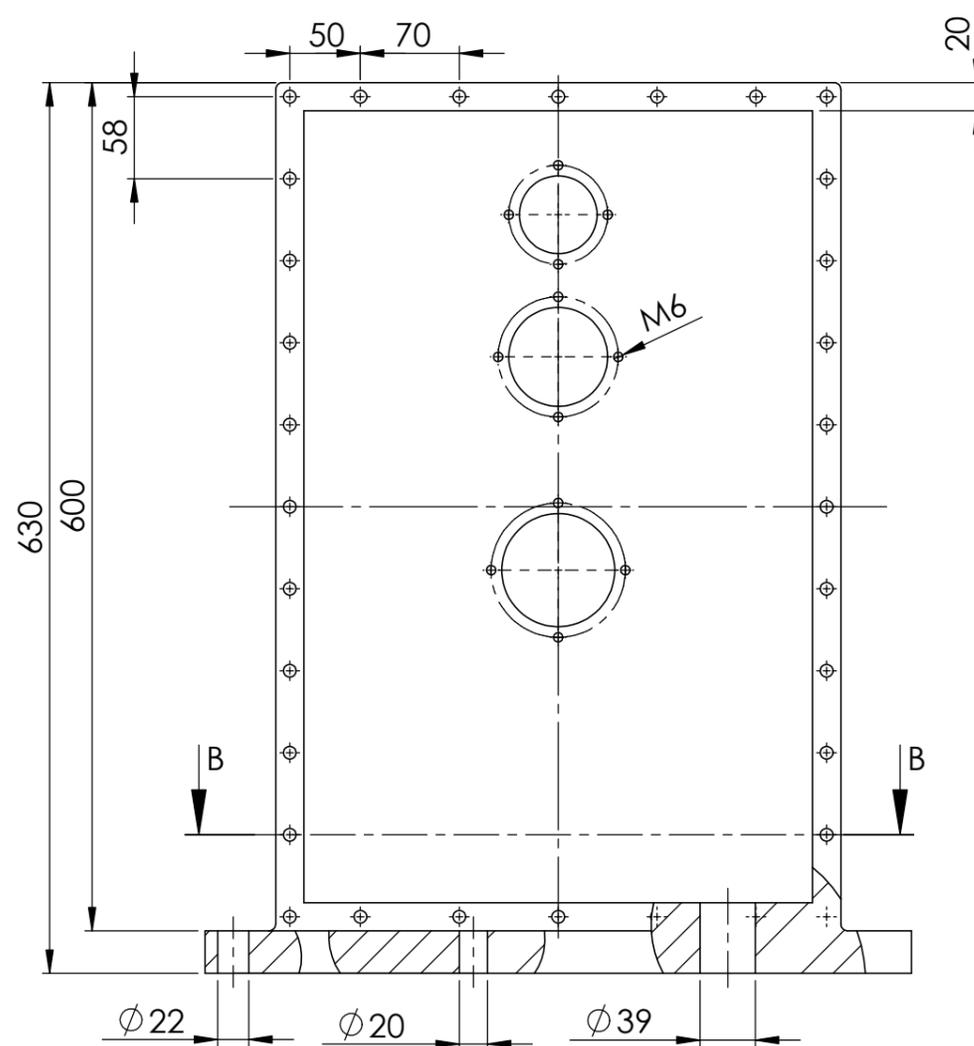
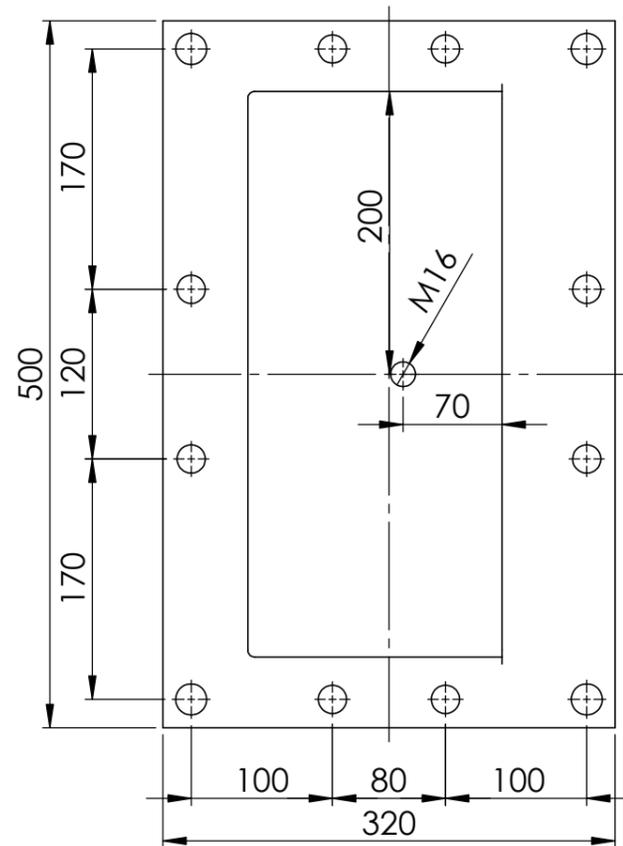
SECCIÓN A-A



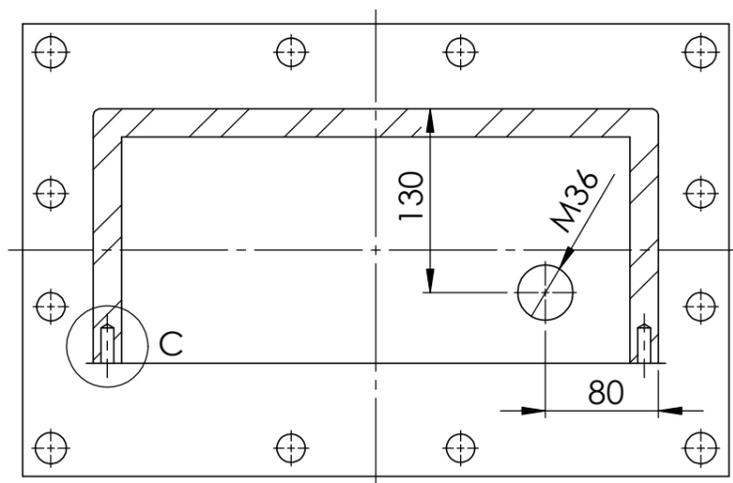
N10

En todas las superficies

1.A	1	Designación y observaciones		Material
Marca	Nº de Piezas	CARCASA		FUNDICIÓN DE ALUMINIO
	Fecha	Autor	 ULL Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	11/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ		ESCALA: 1:5
Conjunto: REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN				E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título: CARCASA				Conjunto Nº: 1.00
				Plano Nº: 1.01A



DETALLE C
ESCALA 1 : 1

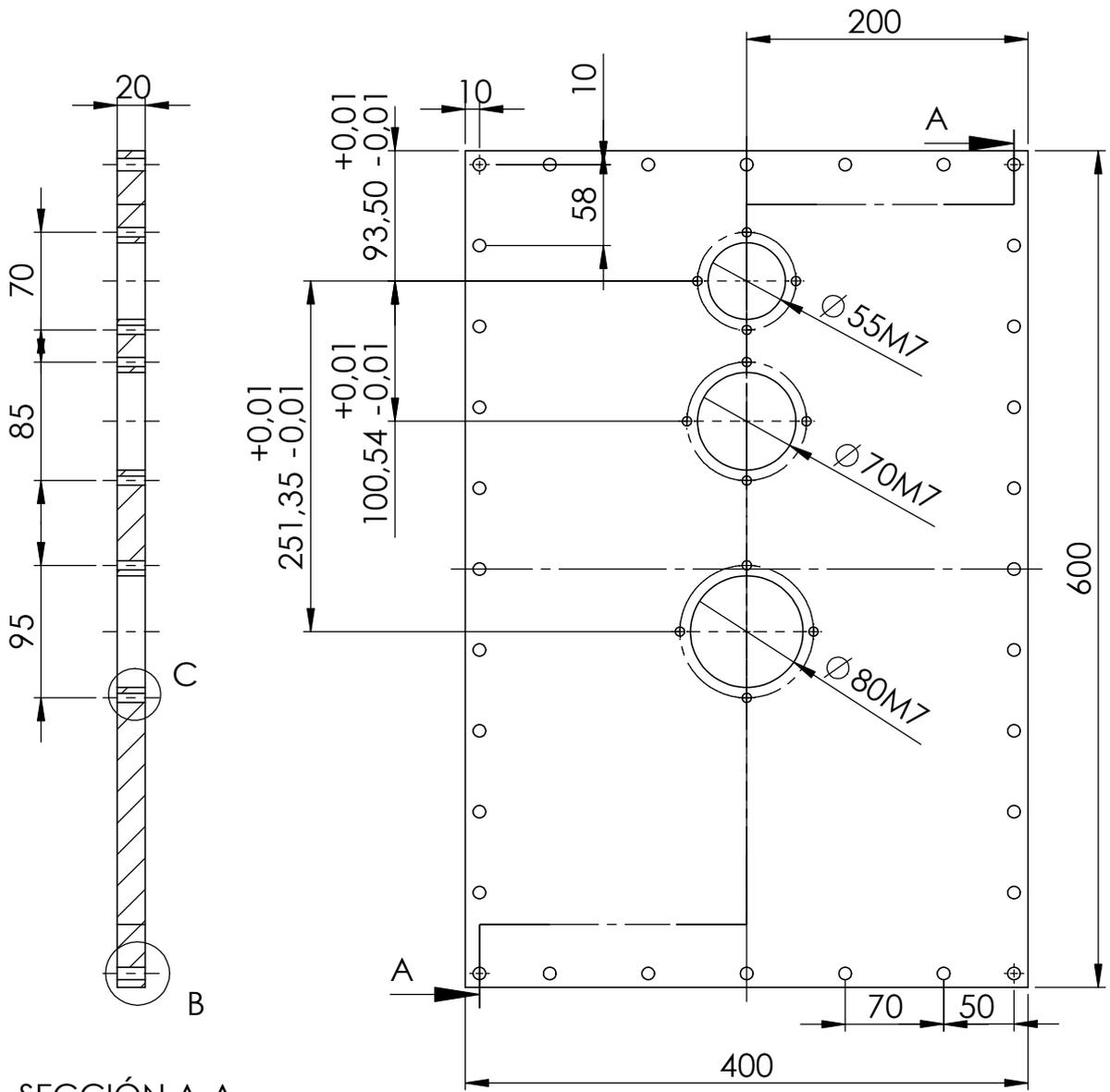


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 5

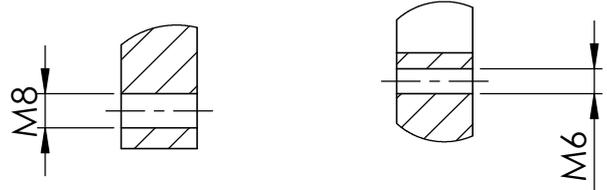


En todas las superficies

1.B	1	Designación y observaciones		Material
Marca	Nº de Piezas	TORNILLERÍA CARCASA		FUNDICIÓN DE ALUMINIO
	Fecha	Autor		Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	11/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ		ESCALA: 1:10
Conjunto: REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN				E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título: TORNILLERÍA CARCASA				Conjunto Nº: 1.00
				Plano Nº: 1.01B



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5

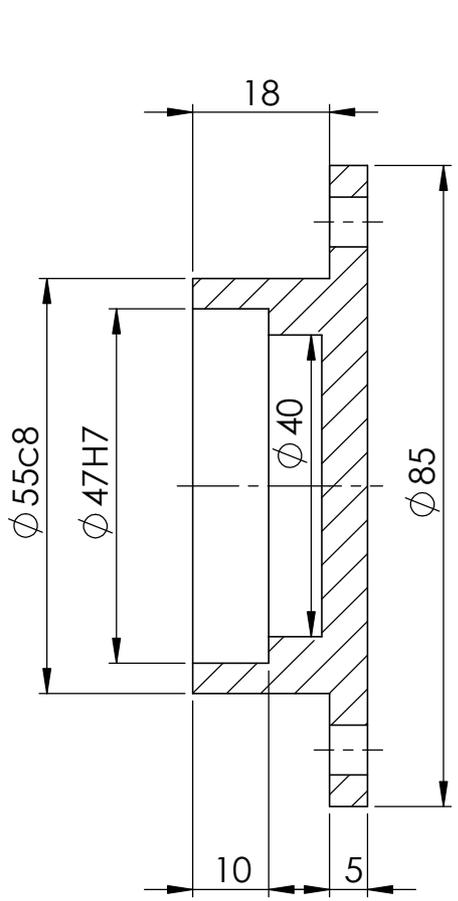


DETALLE B
ESCALA 1 : 2

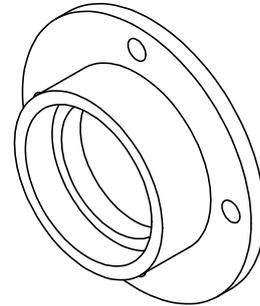
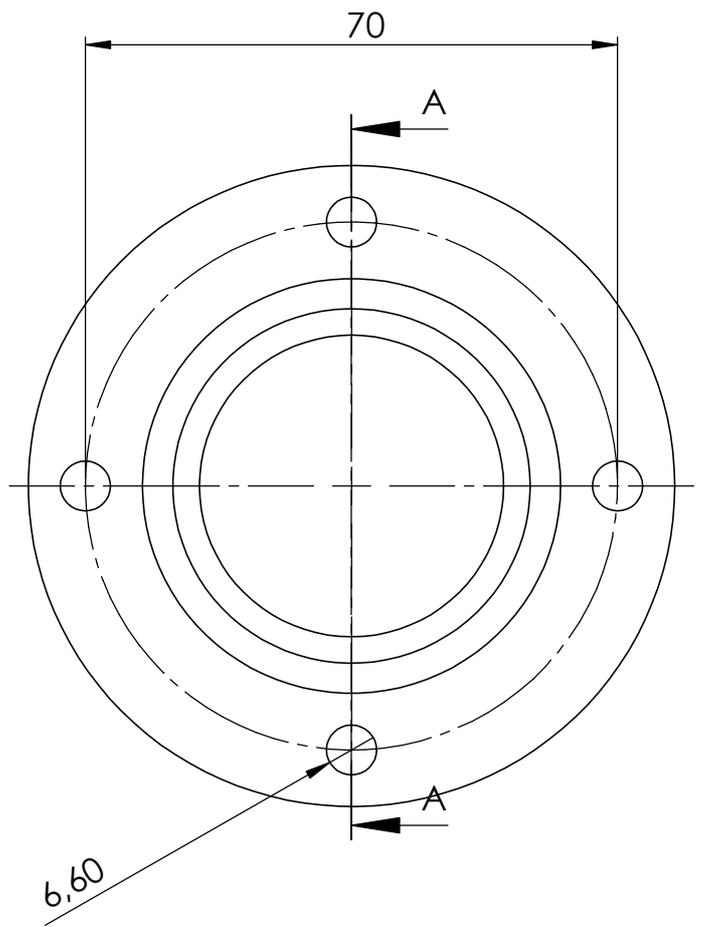
DETALLE C
ESCALA 1 : 2

√N10
En todas las superficies

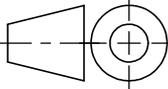
2	1	Designación y observaciones			Material
Marca	Nº de Piezas	TAPA DE CARCASA			ALUMINIO
	Fecha	Autor		 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	12/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ			ESCALA: 1:5
Conjunto: REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN					E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título: TAPA DE CARCASA					Conjunto Nº: 1.00
					Plano Nº: 1.02

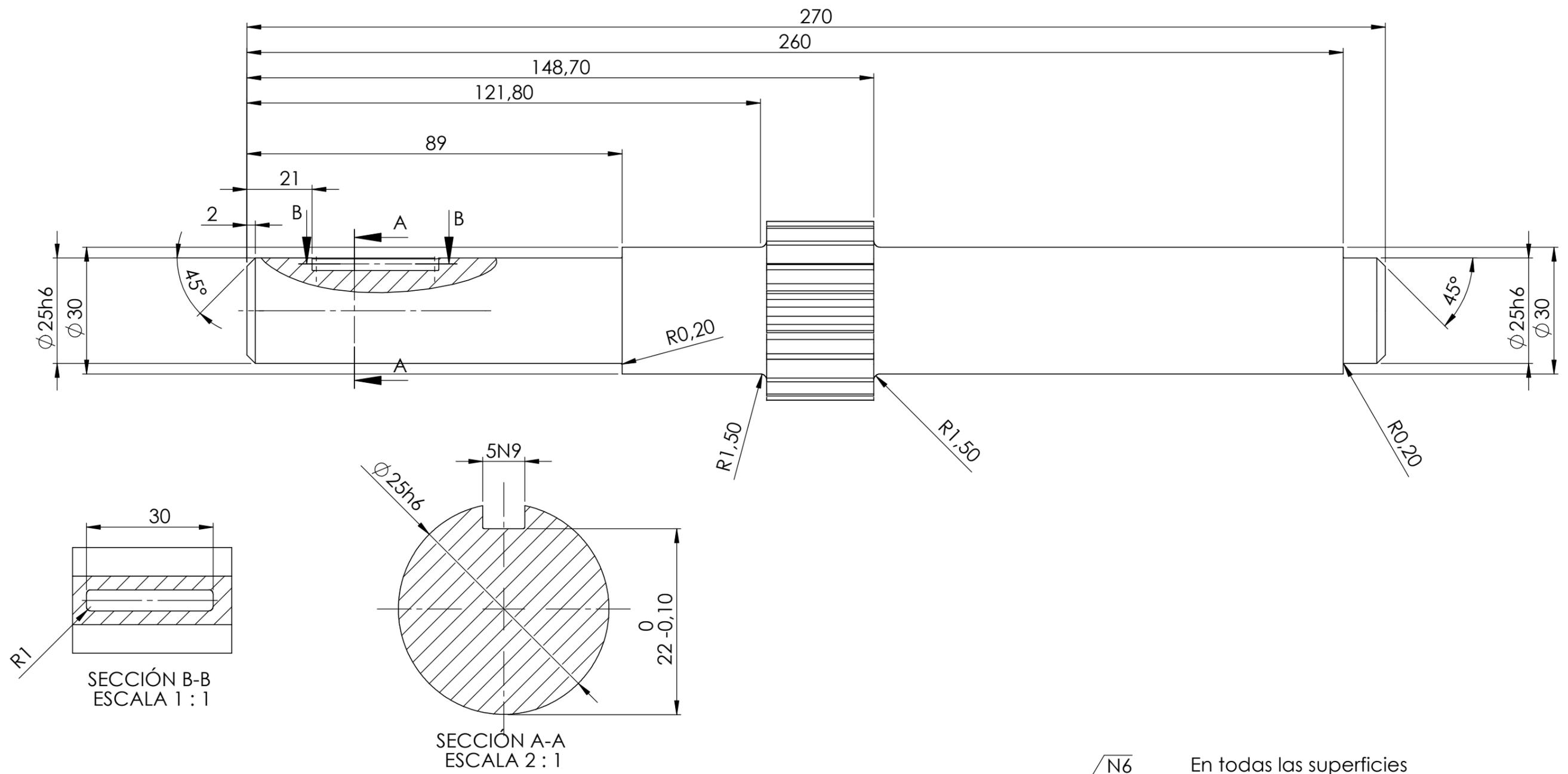


SECCIÓN A-A



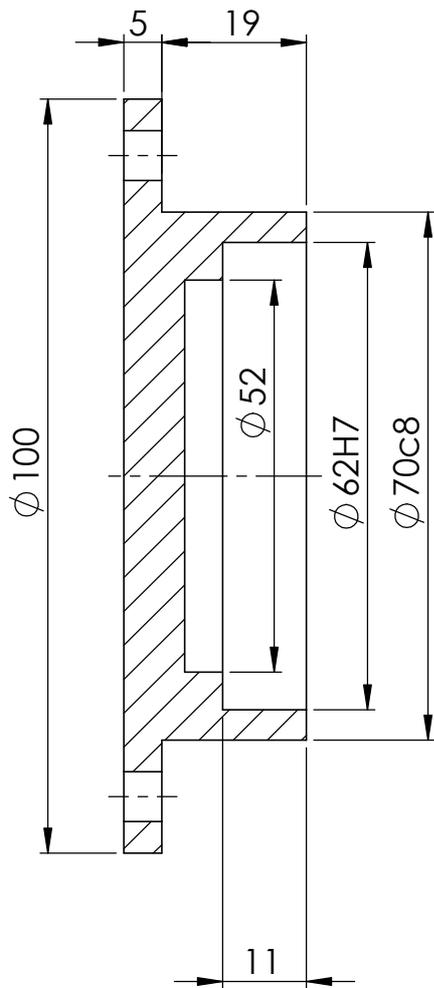
En todas las superficies

3	1	Designación y observaciones			Material	
Marca	Nº de Piezas	TAPA DERECHA EJE DE ENTRADA			F-1150	
	Fecha	Autor		 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m	
Dibujado	10/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ			ESCALA:	 1:1
Conjunto: REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN					E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	
Título: TAPA DERECHA EJE DE ENTRADA					Conjunto Nº:	1.00
					Plano Nº:	1.03

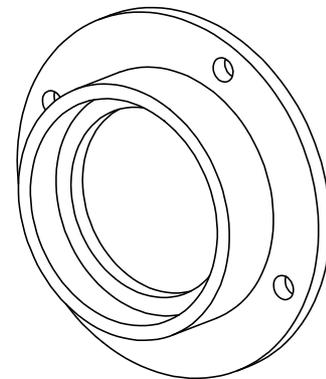
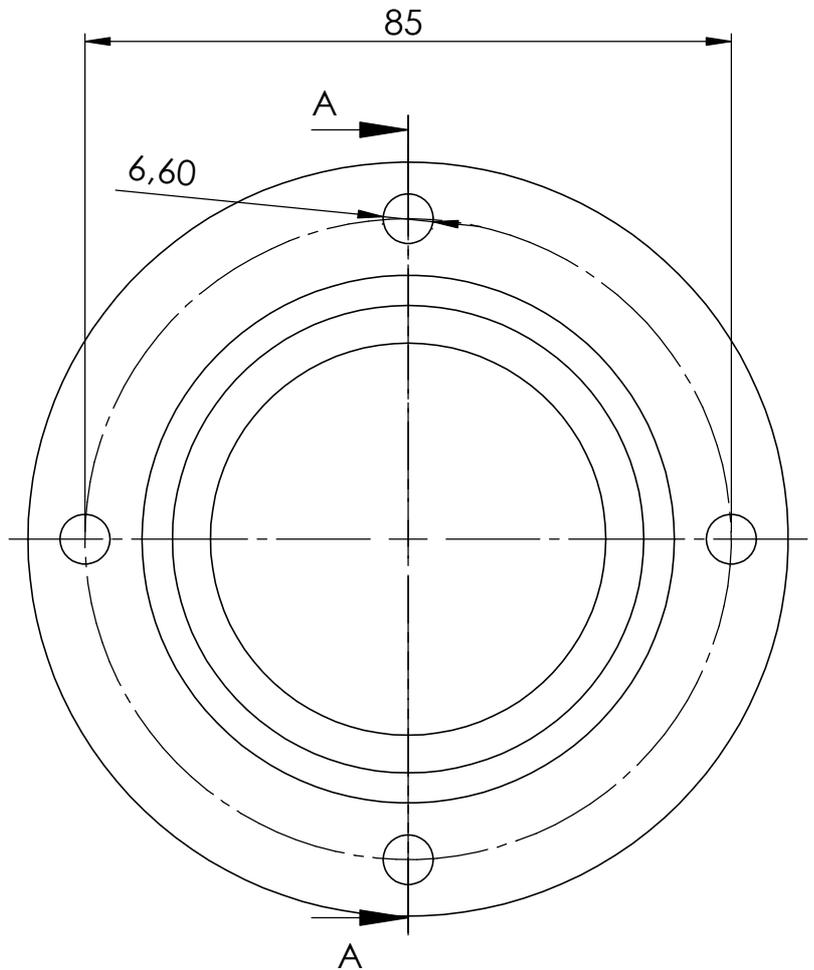


DATOS PIÑÓN 1ª ETAPA	
Módulo	2
Nº de dientes	18
Ángulo de presión	20
Diámetro primitivo	38.1
Diámetro exterior	42.33
Altura del diente	4.76
Paso circular	6.65
Medida entre 2 dientes	9.36

4	1	Designación y observaciones		Material
Marca	Nº de Piezas	EJE DE ENTRADA		F-1252
	Fecha	Autor		Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	07/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ		ESCALA: 1:1
Conjunto: REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN				E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título: EJE DE ENTRADA				Conjunto Nº: 1.00
				Plano Nº: 1.04

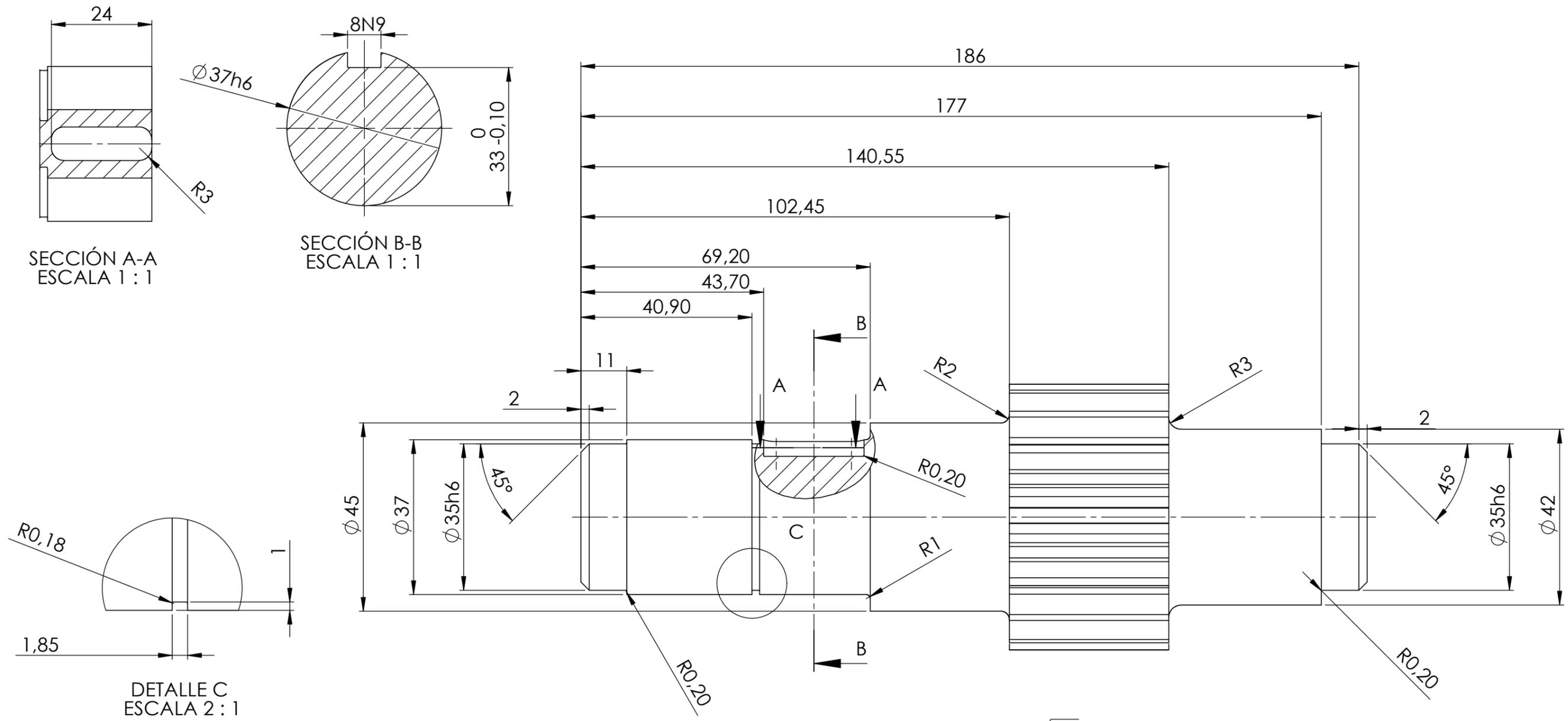


SECCIÓN A-A



En todas las superficies

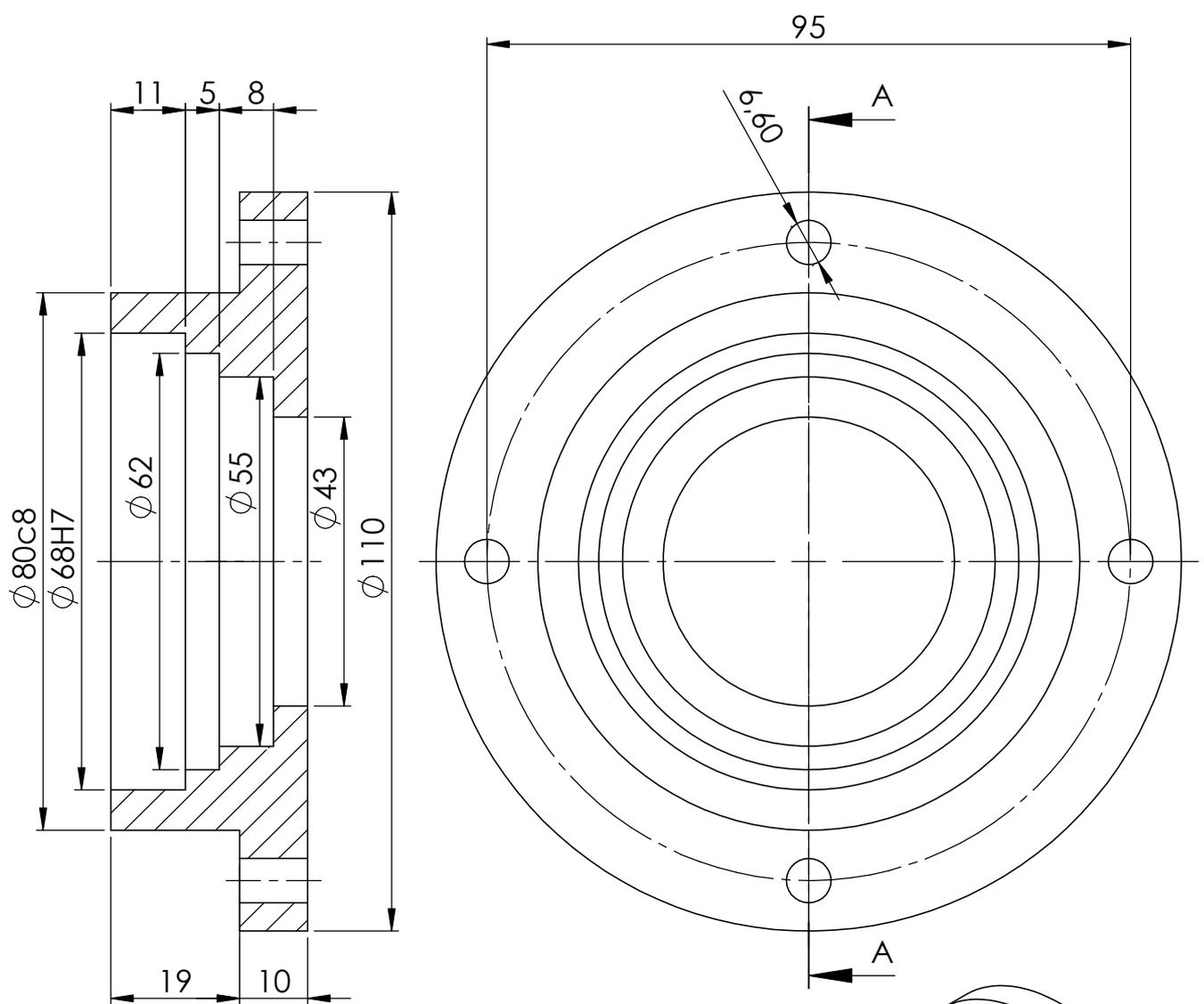
6	2	Designación y observaciones			Material
Marca	Nº de Piezas	TAPAS EJE INTERMEDIO			F-1150
	Fecha	Autor		 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	10/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ			ESCALA: 1:1
Conjunto: REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN					E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título: TAPAS EJE INTERMEDIO					Conjunto Nº: 1.00 Plano Nº: 1.06



$\sqrt{N6}$ En todas las superficies

DATOS PIÑÓN 2ª ETAPA	
Módulo	3
Nº de dientes	18
Ángulo de presión	20
Diámetro primitivo	57.15
Diámetro exterior	63.5
Altura del diente	7.14
Paso circular	9.97
Medida entre 2 dientes	9.97

7	1	Designación y observaciones		Material
Marca	Nº de Piezas	EJE INTERMEDIO		F-1252
	Fecha	Autor		Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	08/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ		ESCALA: 1:1
Conjunto: REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN				E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título: EJE INTERMEDIO				Conjunto Nº: 1.00
				Plano Nº: 1.07

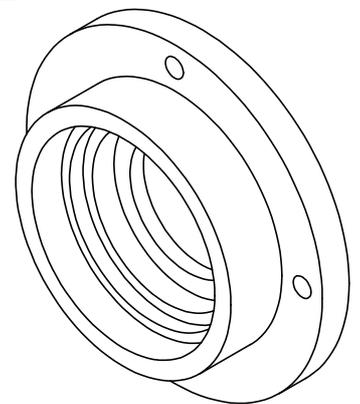


SECCIÓN A-A

ESCALA 1 : 1



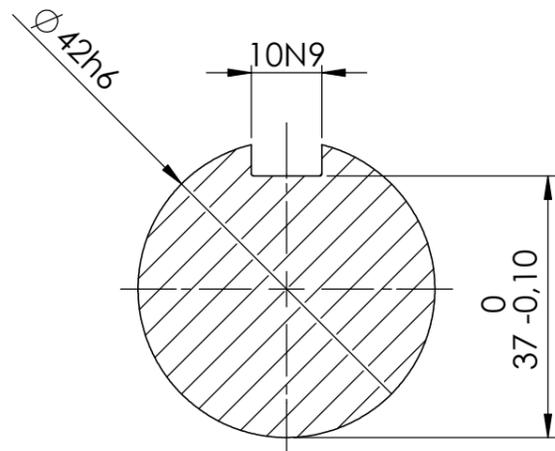
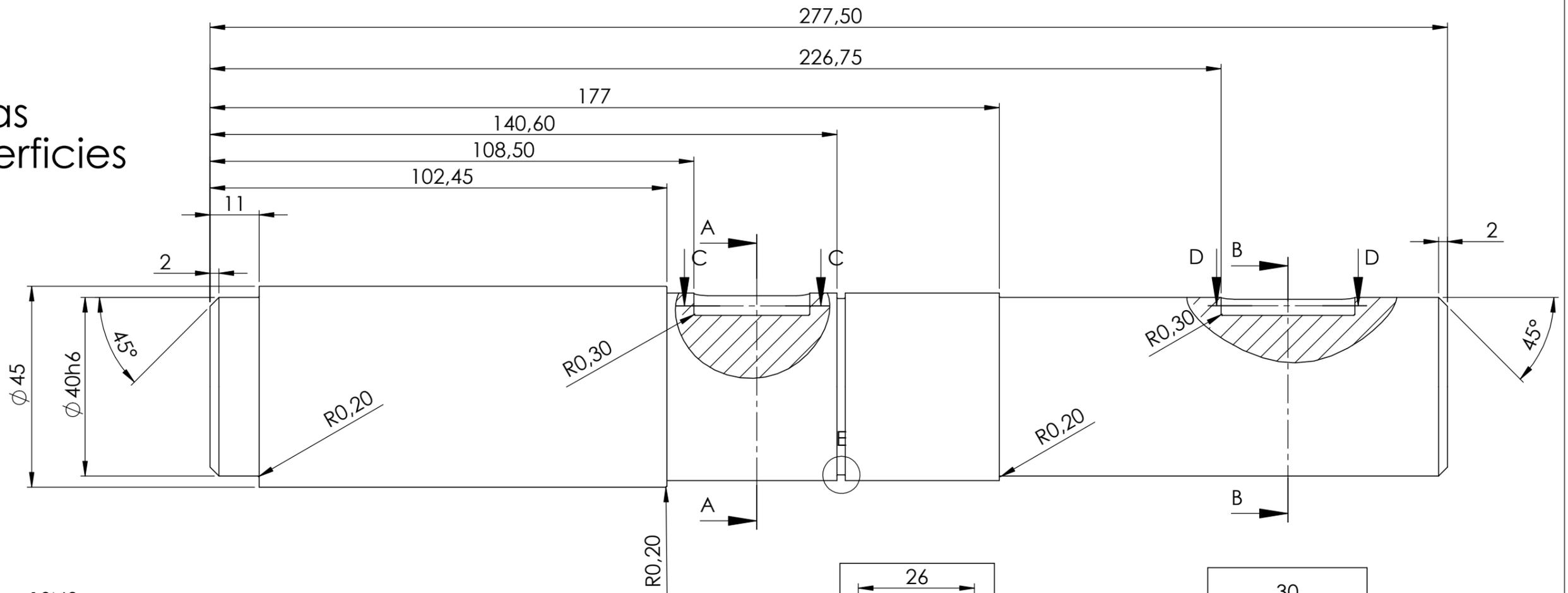
En todas en las superficies



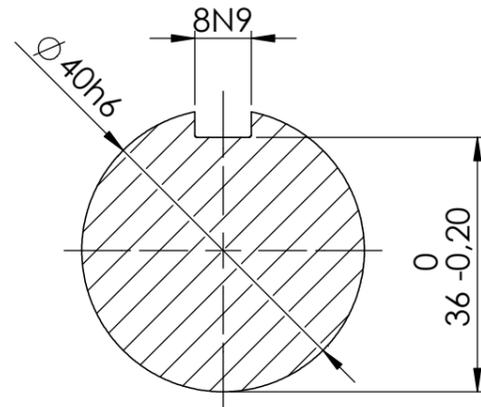
8	1	Designación y observaciones			Material
Marca	Nº de Piezas	TAPA DERECHA EJE DE SALIDA			F-1150
	Fecha	Autor		 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	10/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ			ESCALA: 1:1
Conjunto: REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN				E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA	
Título: TAPA DERECHA EJE DE SALIDA				Conjunto Nº: 1.00 Plano Nº: 1.08	

N6

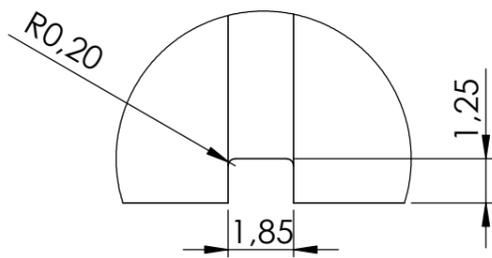
En todas las superficies



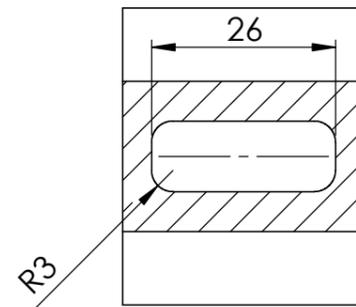
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



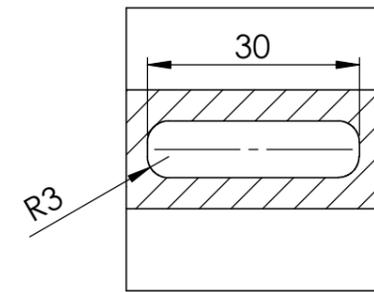
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 1



DETALLE E
ESCALA 5 : 1

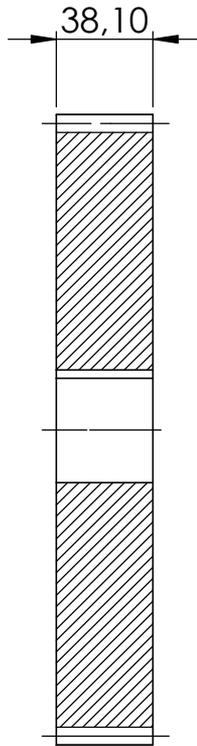


SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 1

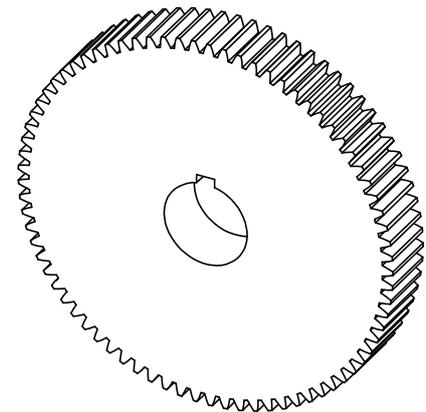
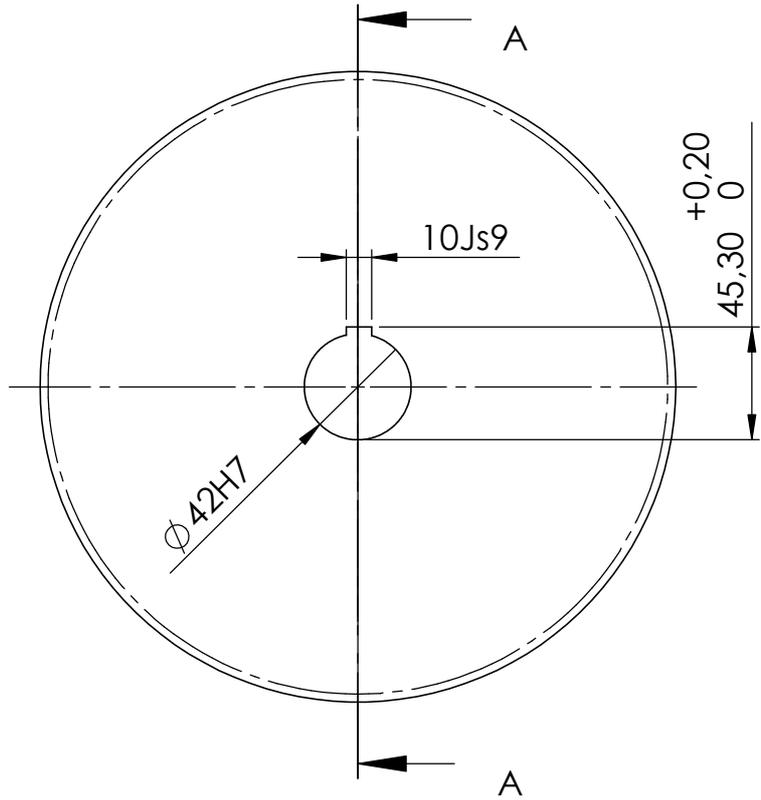


SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 1

10	1	Designación y observaciones		Material
Marca	Nº de Piezas	EJE DE SALIDA		F-1252
	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	08/06/15	DANIEL AFONSO NUEZ		ESCALA: 1:1
Conjunto: REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN				E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título: EJE DE SALIDA				Conjunto Nº: 1.00
				Plano Nº: 1.10



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3

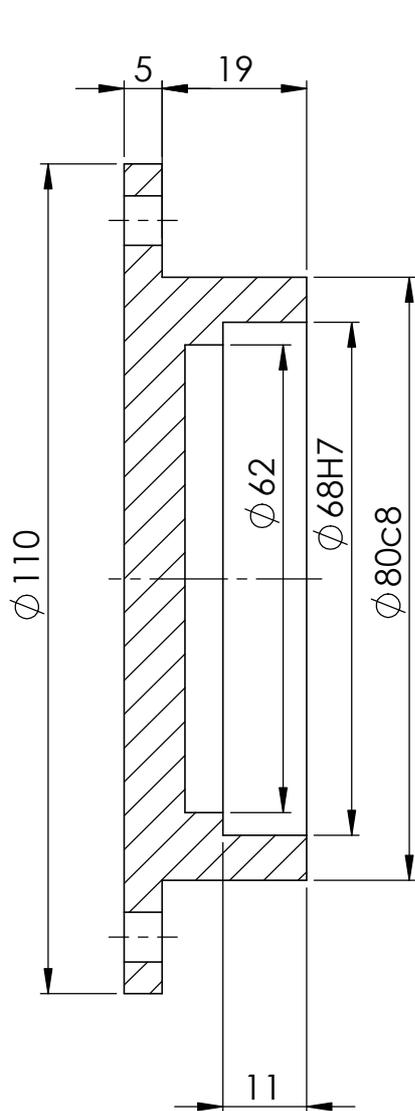


DATOS ENGRANE 2ª ETAPA	
Módulo	3
Nº de dientes	77
Ángulo de presión	20
Diámetro primitivo	244.48
Diámetro exterior	250.83
Altura del diente	7.14
Paso circular	9.97
Medida entre 9 dientes	78.51

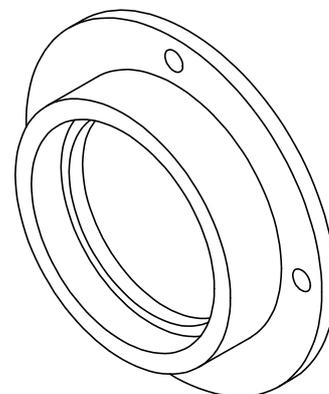
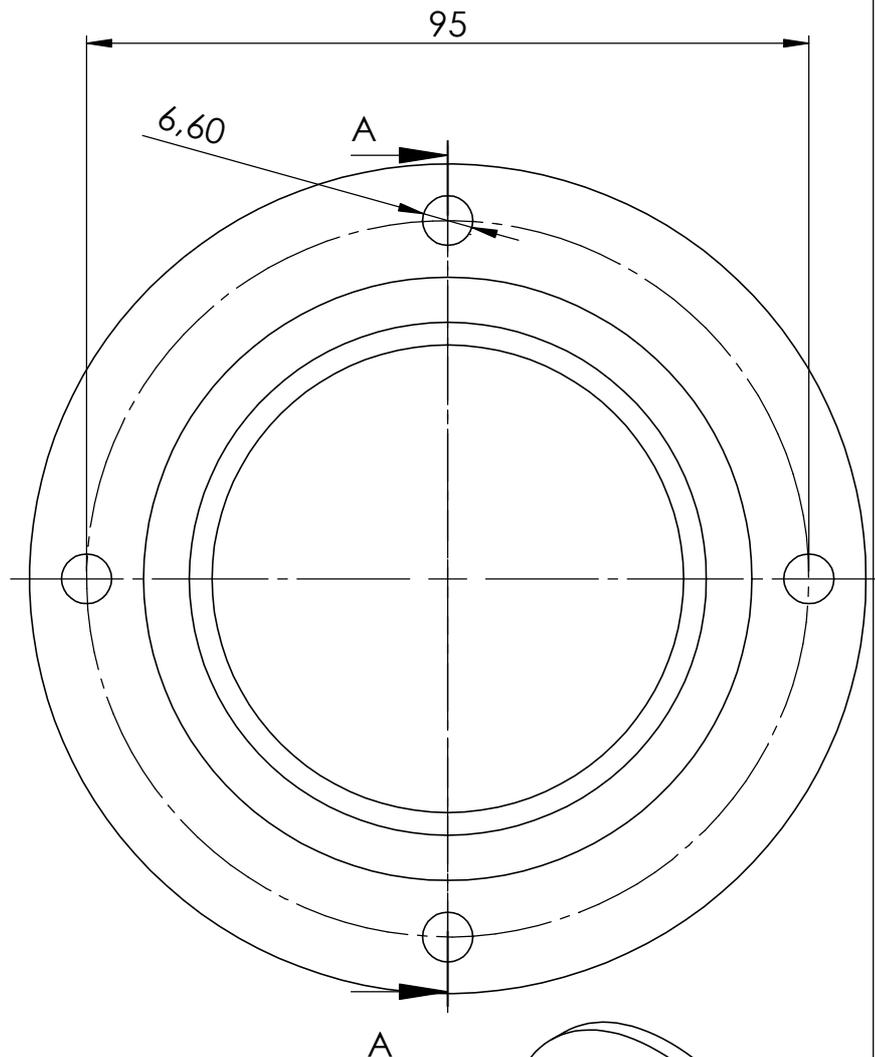


En todas las superficies

16	1	Designación y observaciones			Material
Marca	Nº de Piezas	ENGRANE 2ª ETAPA			F-1252
	Fecha	Autor		 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	09/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ			ESCALA: 1:3
Conjunto: REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN					E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título: ENGRANE 2ª ETAPA					Conjunto Nº: 1.00 Plano Nº: 1.16

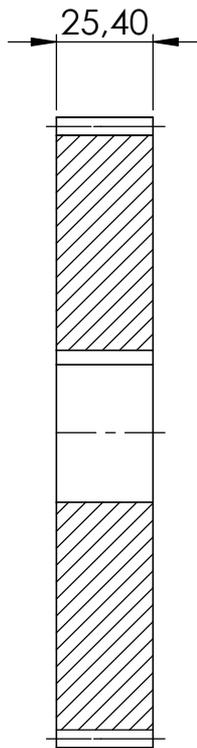


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

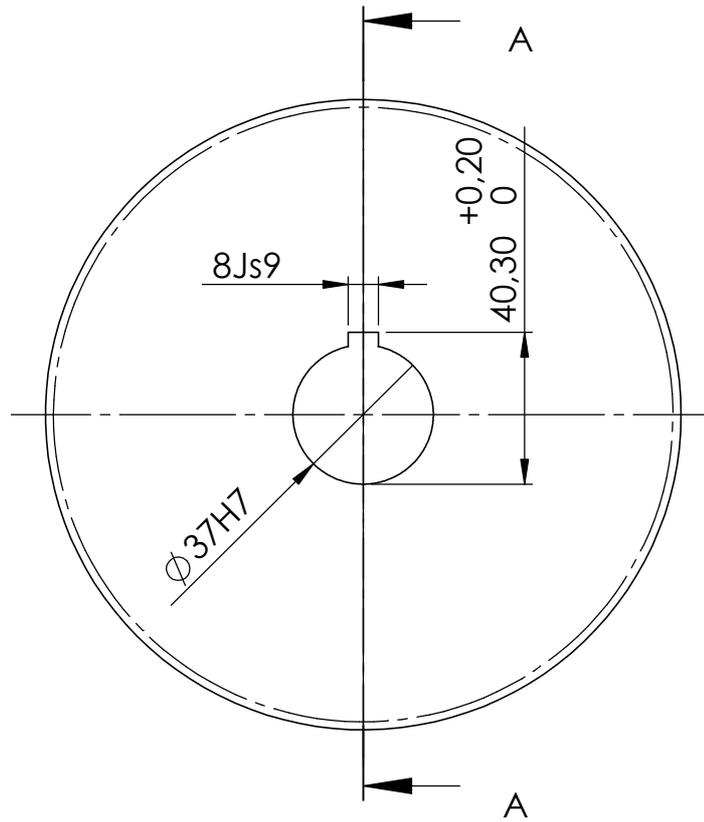


En todas las superficies

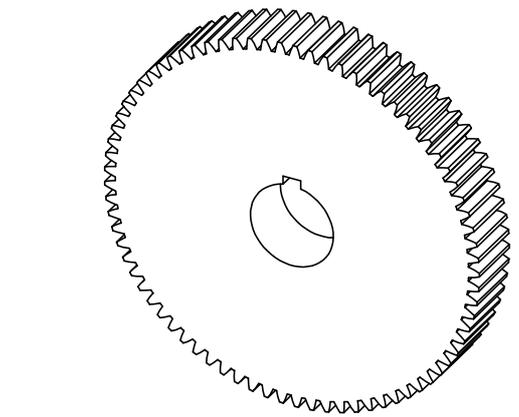
18	1	Designación y observaciones			Material
Marca	Nº de Piezas	TAPA IZQUIERDA EJE SALIDA			F-1150
	Fecha	Autor		 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	10/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ			ESCALA: 1:1
Conjunto: REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN					E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título: TAPA IZQUIERDA EJE SALIDA					Conjunto Nº: 1.00 Plano Nº: 1.18



SECCIÓN A-A

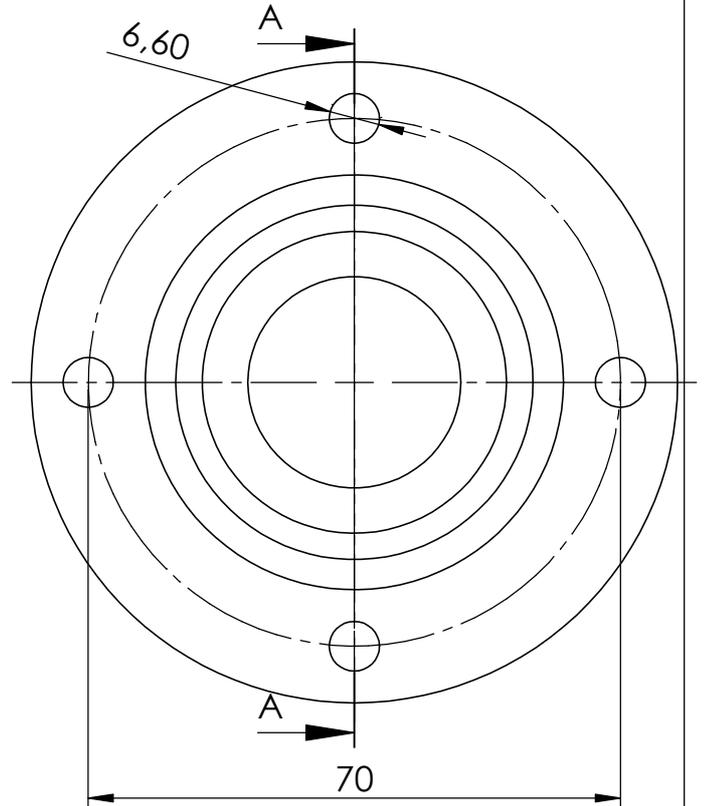
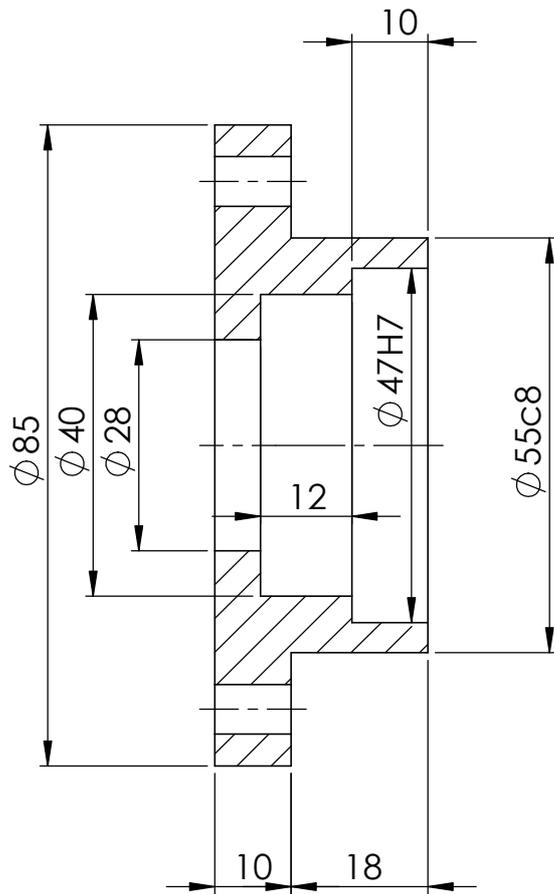


DATOS ENGRANE 1ª ETAPA	
Módulo	2
Nº de dientes	77
Ángulo de presión	20
Diámetro primitivo	162.98
Diámetro exterior	167.22
Altura del diente	4.76
Paso circular	6.65
Medida entre 9 dientes	52.34

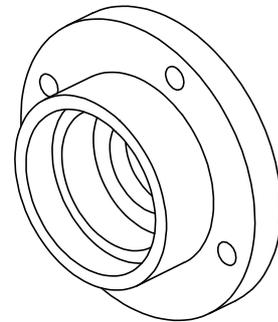


En todas las superficies

19	1	Designación y observaciones			Material
Marca	Nº de Piezas	ENGRANE 1ª ETAPA			F-1252
	Fecha	Autor			Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	09/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ			ESCALA: 1:2
Conjunto: REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN					E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título: ENGRANE 1ª ETAPA					Conjunto Nº: 1.00 Plano Nº: 1.19



SECCIÓN A-A



En todas las superficies

26	1	Designación y observaciones			Material
Marca	Nº de Piezas	TAPA IZQUIERDA EJE ENTRADA			F-1150
	Fecha	Autor		 Universidad de La Laguna	Tol. no indicadas UNE-EN 22768-m
Dibujado	10/06/16	DANIEL AFONSO NUEZ			ESCALA: 1:1
Conjunto: REDUCTORA CON EMBRAGUE DE PROTECCIÓN					E.S.I.T. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA
Título: TAPA IZQUIERDA EJE ENTRADA					Conjunto Nº: 1.00 Plano Nº: 1.26



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de
Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO
PLIEGO DE CONDICIONES

Título:

**Diseño de una caja reductora con embrague de
protección con sobrepotencia**

Autor:

Daniel Afonso Nuez

Tutor:

Carmelo Militello Militello

Julio, 2016

Índice Pliego de Condiciones

1. Pliego de condiciones	4
1.1. Condiciones generales	4
1.1.1. Condiciones de uso general.....	4
1.2. Condiciones técnicas.....	4
1.2.1. Acabados superficiales	4
1.2.2. Montaje.....	5
1.2.3. Mantenimiento	9
2. Índice de tablas	10

1. Pliego de condiciones

El presente pliego de condiciones hace referencia al diseño y fabricación de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia. En él, se expondrán las cuestiones relevantes para la correcta fabricación y montaje del conjunto.

1.1. Condiciones generales

Como condición general para el presente proyecto, se tendrán en cuenta todas las indicaciones técnicas y manuales suministrados por los fabricantes con respecto a todos los componentes que sean comerciales y normalizados. Por lo tanto, quedan excluidos del pliego este tipo de componentes.

1.1.1. Condiciones de uso general

En lo que respecta al uso de la caja reductora, esta se diseña para una potencia de 2,5 kW (3,4 HP) y para lograr una reducción de velocidad desde 3600 rpm a 200 rpm. Se instalará a la entrada de la misma, mediante acoplamientos flexibles, un embrague de protección con sobrepotencia, de forma que si ocurre una sobrecarga, éste deslice y proteja todos los componentes de la caja reductora.

Se debe suministrar la potencia al sistema mediante un motor eléctrico que cumpla los requerimientos especificados por el proyecto y la caja reductora debe ser montada sobre una placa rígida y firme para eliminar vibraciones y evitar un incorrecto alineamiento de los ejes.

Principalmente, el sistema ha sido diseñado para impulsar máquinas herramientas, quedando fuera de la responsabilidad del proyectista las posibles consecuencias que conllevara utilizar el sistema para otras funciones.

1.2. Condiciones técnicas

1.2.1. Acabados superficiales

Será indispensable lograr los acabados superficiales especificados en los planos así como, mediante mecanizado, suprimir las aristas vivas aplicando biselados o achaflanados ya que pueden suponer un peligro para los trabajadores y personas que se encuentren cerca del sistema reductor.

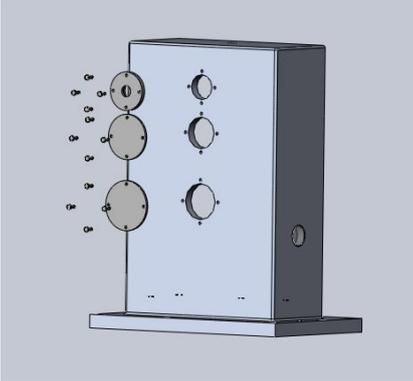
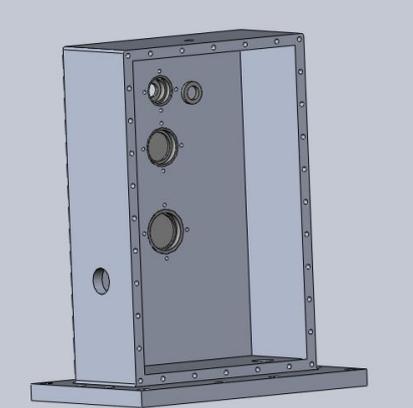
1.2.2. Montaje

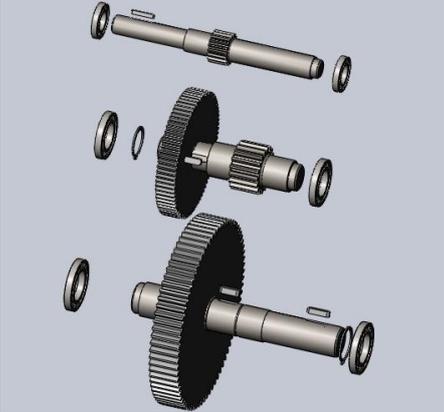
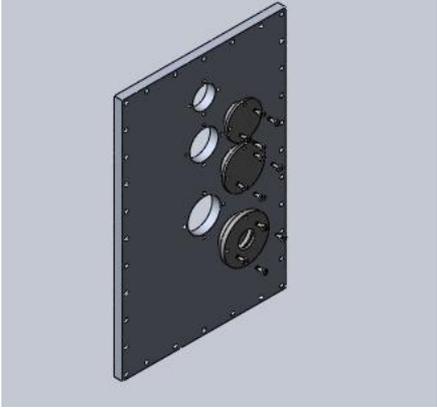
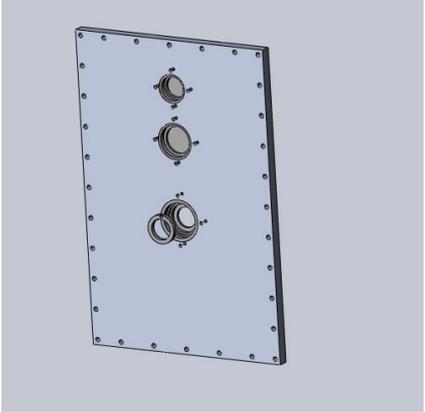
Para el correcto montaje del conjunto de la reductora, se han de definir una serie de especificaciones y directrices de montaje, de las cuales la mayoría se definen mediante planos de conjunto o vistas explosionadas y el resto se definen a continuación.

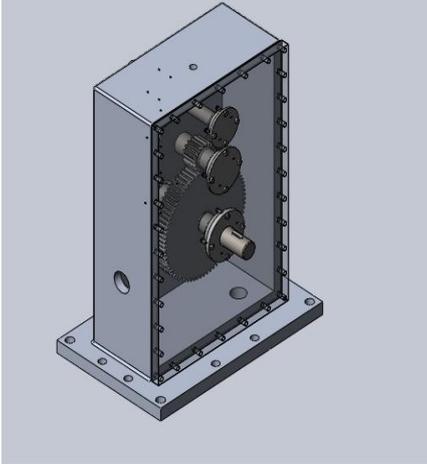
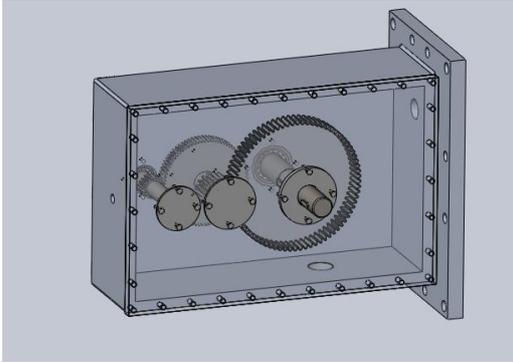
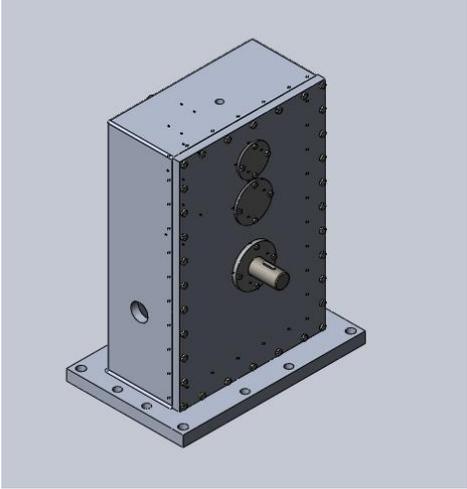
Siempre que no se defina ningún tipo de condición de montaje, se entenderá que el orden de montaje no tiene relevancia para el correcto ensamblaje de todos los componentes.

Si el elemento a montar pesa más de diez kilos se deberá levantar mediante una linga para evitar sobreesfuerzos en el operario y las consiguientes lesiones.

El orden de montaje será el siguiente:

Imagen del montaje	Paso
	<p>Realizar la unión de las tapetas de los ejes con la carcasa mediante la tornillería especificada.</p>
	<p>Colocar la junta correspondiente a la tapeta de entrada</p>

	<p>Montar todos los elementos sobre los ejes.</p>
	<p>Realizar la unión de las tapetas de los ejes con la tapa de la carcasa mediante la tornillería especificada.</p>
	<p>Colocar la junta correspondiente a la tapeta de salida</p>

 	<p>Colocar cada eje en sus correspondientes alojamientos carcasa - tapa comprobando el correcto engrane de los engranajes y colocar la junta de papel a la tapa.</p> <p>Este paso se recomienda realizar con la carcasa tumbada lateralmente, de esta forma se podrá utilizar de forma más sencilla soportes temporales que sujeten la carcasa y los 3 ejes para facilitar su colocación entre carcasa y tapa.</p>
	<p>Una vez comprobado que los componentes giran correctamente, consolidar la unión carcasa - tapa mediante la tornillería especificada.</p>

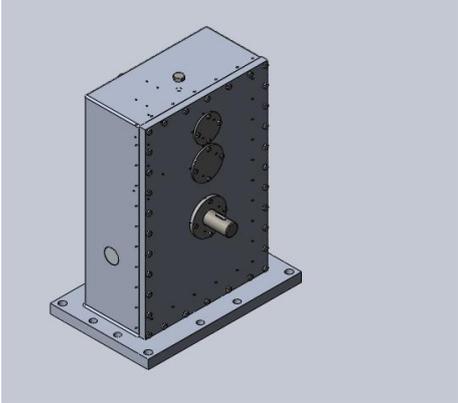
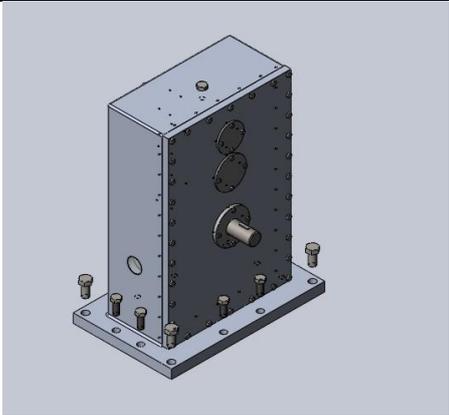
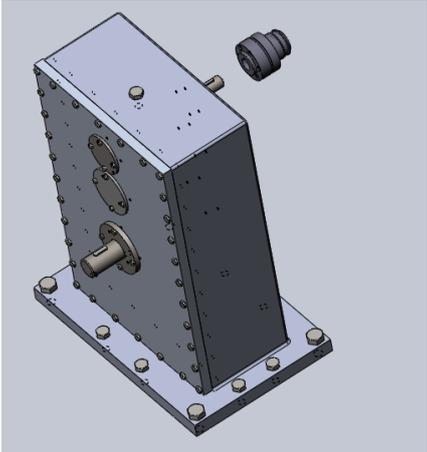
	<p>Se colocan todos los tapones y el visor de aceite</p>
	<p>Atornillar la carcasa a su lugar de destino.</p>
	<p>Finalmente acoplar el embrague con los acoplamientos flexibles según instrucciones de fabricante.</p>

Tabla 1: Procedimiento de montaje

1.2.3. Mantenimiento

El mantenimiento consiste el conjunto de labores que permiten preservar el buen estado del conjunto así como aumentar su durabilidad. El mantenimiento se deberá realizar periódicamente para comprobar que todos los componentes se encuentran en buenas condiciones y correrá a cargo del cliente.

Para facilitar el mantenimiento se ha diseñado una carcasa con tapa desmontable de forma que se facilitará el acceso a los componentes internos. Además, si solamente se desea acceder a los rodamientos o juntas, bastará con retirar las tapetas que los cubren.

Por otro lado, se ha añadido un orificio de llenado por la parte superior de la carcasa para permitir la introducción de lubricante con mayor comodidad. Se recomienda realizar el llenado a través de un embudo.

Del mismo modo, la carcasa tiene un orificio en su parte interior para permitir el drenaje del lubricante cuando sea necesario. Este orificio se cubrirá mediante un tapón, que debe llevar un imán en su parte interna para poder arrastrar la viruta desprendida por el uso de los componentes, y así garantizar una mayor limpieza del sistema.

Además, el sistema incorpora un visor en uno de sus laterales que servirá para comprobar el nivel de aceite. El aceite deberá estar siempre como mínimo a un nivel que cubra la mitad del eje inferior para garantizar una correcta lubricación de todos los componentes.

Para el mantenimiento de los elementos comerciales y normalizados presentes, se recurrirá a los catálogos y manuales suministrados por sus fabricantes, ya que en ellos se expresan todas las instrucciones para su mantenimiento, para su uso y sus limitaciones.

2. Índice de tablas

Tabla 1: Procedimiento de montaje.....	8
--	---



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de
Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO
PRESUPUESTO

Título:

**Diseño de una caja reductora con embrague de
protección con sobrepotencia**

Autor:

Daniel Afonso Nuez

Tutor:

Carmelo Militello Militello

Julio, 2016

Índice Presupuesto

1. Cuadro de precios	4
2. Estado de mediciones	5
3. Cuadro de precios descompuesto	6
4. Presupuesto de ejecución material.....	11
5. Presupuesto de base por contrata.....	12

1. Cuadro de precios

1.1. Mano de Obra

Oficial de primera	10,50 €/h
Oficial de segunda	7,00 €/h

1.2. Materiales

Acero F-1252	0,52 €/kg
Acero F-1150	0,44 €/kg
Acero F-1510	0,44 €/kg
Fundición de aluminio	2,33 €/kg
Chaveta 5x5x30	0,33 €/ud
Chaveta 8x7x24	0,76 €/ud
Chaveta 10x8x26	1,35 €/ud
Chaveta 8x7x30	0,79 €/ud
Rodamiento FAG 16005	14,37 €/ud
Rodamiento FAG 16007	19,42 €/ud
Rodamiento FAG 16008	24,70 €/ud
Anillo de retención SEEGER A-41	0,47 €/ud
Anillo de retención SEEGER A-46	0,77 €/ud
Tornillo ISO 4018 M20x40-WC	1,52 €/ud
Tornillo ISO 4018 M16x40-WC	0,82 €/ud
Tornillo ISO 4018 M6x16-WC	0,17 €/ud
Tornillo ISO 4014 M8x40-C	0,36 €/ud
Tapón de desagüe DIN 908 M36x20	4,30 €/ud
Tapón de llenado DIN 910 M16x1,5	6,05 €/ud
Visor comercial M45	5,54 €/ud
Moldeo y molde de carcasa	65,00 €/ud
Lubricante SAE80W90	3,88 €/L
Junta de estanqueidad	2,30 €/ud
Junta orificio de entrada	3,50 €/ud
Junta orificio de salida	4,50 €/ud
Embrague EAS-LASTIC SIZE 0 TYPE 437.500.0	399,95 €/ud

1.3. Maquinaria

Torno	20,00 €/h
Fresadora	25,00 €/h
Rectificadora	30,00 €/h
Taladrado y roscado de la carcasa	15,00 €/h
Taladrado del engranaje	10,00 €/h

2. Estado de mediciones

Engranajes		
Engrane etapa 1	1,00	ud
Engrane etapa 2	1,00	ud
Ejes		
Eje de entrada	1,00	ud
Eje intermedio	1,00	ud
Eje de salida	1,00	ud
Chavetas UNE 17102		
Chaveta 5x5x30	1,00	ud
Chaveta 8x7x24	1,00	ud
Chaveta 10x8x26	1,00	ud
Chaveta 8x7x30	1,00	ud
Anillos de retención		
Anillo de retención SEEGER A-41	1,00	ud
Anillo de retención SEEGER A-46	1,00	ud
Rodamientos		
Rodamiento FAG 16005	2,00	ud
Rodamiento FAG 16007	2,00	ud
Rodamiento FAG 16008	2,00	ud
Tapones		
Tapón de desagüe DIN 908 M36x20	1,00	ud
Tapón de llenado DIN 910 M16x1,5	1,00	ud
Visor comercial M45	1,00	ud
Juntas entrada-salida		
Junta orificio de entrada	1,00	ud
Junta orificio de salida	1,00	ud
Tapetas		
Tapeta izquierda eje de entrada	1,00	ud
Tapeta derecha eje de entrada	1,00	ud
Tapetas eje intermedio	2,00	ud
Tapeta izquierda eje de salida	1,00	ud
Tapeta derecha eje de salida	1,00	ud
Carcasa		
Carcasa	1,00	ud
Tapa carcasa	1,00	ud
Junta de estanqueidad	1,00	ud
Lubricante SAE80W90	13,50	L
Tornillos		
Tornillo ISO 4018 M20x40-WC	4,00	ud
Diseño de una caja reductora con embrague de protección con sobrepotencia	5	

Daniel Afonso Nuez

Presupuesto

Tornillo ISO 4018 M16x40-WC	8,00 ud
Tornillo ISO 4018 M6x16-WC	24,00 ud
Tornillo ISO 4014 M8x40-C	32,00 ud

3. Cuadro de precios descompuesto

Engranajes				
Engrane de la primera etapa	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1252	Kg	3,92	0,515	2,0188
Torneado	h	1	20	20
Fresado	h	2	25	50
Taladrado	h	0,1	10	1
Rectificado	h	0,2	30	6
			TOTAL	79,0188

Engrane de la segunda etapa	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1252	Kg	13,56	0,515	6,9834
Torneado	h	1,2	20	24
Fresado	h	2,2	25	55
Taladrado	h	0,1	10	1
Rectificado	h	0,2	30	6
			TOTAL	92,9834

Ejes				
Eje de entrada	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1252	Kg	1,45	0,515	0,74675
Torneado	h	2	20	40
Fresado	h	2,5	25	62,5
Taladrado	h	0,2	10	2
Rectificado	h	0,8	30	24
			TOTAL	129,24675

Eje Intermedio	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1252	Kg	2,207	0,515	1,136605
Torneado	h	2	20	40
Fresado	h	2,7	25	67,5
Taladrado	h	0,2	10	2
Rectificado	h	0,8	30	24

Daniel Afonso Nuez

Presupuesto

TOTAL	134,636605
--------------	-------------------

Eje de salida	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1252	Kg	3,02976	0,515	1,5603264
Torneado	h	1	20	20
Fresado	h	2	25	50
Taladrado	h	0,2	10	2
Rectificado	h	0,8	30	24
TOTAL				97,5603264

Carcasa

Carcasa	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Fundición de aluminio	Kg	42,64	2,33	99,3512
Molde y moldeo, se incluye materia prima y mano de obra	ud	1	65	65
Fresado	h	1	25	25
Taladrado y roscado de los orificios para acople de tapa, tapetas, tapones y base	h	1	15	15
TOTAL				204,3512

Tapa Carcasa	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Fundición de aluminio	Kg	12,67	2,33	29,5211
Molde y moldeo, se incluye materia prima y mano de obra	ud	1	65	65
Fresado	h	0,5	25	12,5
Taladrado y roscado de los orificios para acople con carcasa y tapetas	h	0,6	15	9
TOTAL				116,0211

Tapetas

Tapeta izquierda eje de entrada	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1150	Kg	0,49	0,438	0,21462
Torneado	h	0,2	20	4
Taladrado y roscado	h	0,3	10	3
Rectificado	h	0,15	30	4,5
TOTAL				11,71462

Tapeta derecha eje de entrada	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1150	Kg	0,35	0,438	0,1533

Daniel Afonso Nuez

Presupuesto

Torneado	h	0,1	20	2
Taladrado y roscado	h	0,3	10	3
Rectificado	h	0,15	30	4,5
			TOTAL	9,6533

Tapeta izquierda eje intermedio	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1150	Kg	0,532	0,438	0,233016
Torneado	h	0,15	20	3
Taladrado y roscado	h	0,35	10	3,5
Rectificado	h	0,15	30	4,5
			TOTAL	11,233016

Tapeta derecha eje intermedio	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1150	Kg	0,532	0,438	0,233016
Torneado	h	0,15	20	3
Taladrado y roscado	h	0,35	10	3,5
Rectificado	h	0,15	30	4,5
			TOTAL	11,233016

Tapeta izquierda eje de salida	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1150	Kg	0,685	0,438	0,30003
Torneado	h	0,25	20	5
Taladrado y roscado	h	0,35	10	3,5
Rectificado	h	0,15	30	4,5
			TOTAL	13,30003

Tapeta derecha eje de salida	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero F1150	Kg	0,847	0,438	0,370986
Torneado	h	0,3	20	6
Taladrado y roscado	h	0,4	10	4
Rectificado	h	0,15	30	4,5
			TOTAL	14,870986

Tapones

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Tapón de desagüe DIN 908 M36x20	ud	1	4,3	4,3

Daniel Afonso Nuez

Presupuesto

Tapón de llenado DIN 910 M16x1,5	ud	1	6,05	6,05
Visor comercial M45	ud	1	5,54	5,54
			TOTAL	15,89

Tornillería

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Tornillo ISO 4018 M20x40-WC	ud	4	1,52	6,08
Tornillo ISO 4018 M16x40-WC	ud	8	0,82	6,56
Tornillo ISO 4018 M6x16-WC	ud	24	0,17	4,08
Tornillo ISO 4014 M8x40-C	ud	32	0,36	11,52
			TOTAL	28,24

Anillos de retención

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Anillo de retención SEEGER A-41	ud	1	0,468	0,468
Anillo de retención SEEGER A-46	ud	1	0,769	0,769
			TOTAL	1,237

Chavetas UNE 17102

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Chaveta 5x5x30	ud	1	0,33	0,33
Chaveta 8x7x24	ud	1	0,76	0,76
Chaveta 10x8x26	ud	1	1,35	1,35
Chaveta 8x7x30	ud	1	0,79	0,79
			TOTAL	3,23

Rodamientos

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Rodamiento FAG 16005	ud	2	14,37	28,74
Rodamiento FAG 16007	ud	2	19,42	38,84
Rodamiento FAG 16008	ud	2	24,7	49,4
			TOTAL	116,98

Otros

Daniel Afonso Nuez

Presupuesto

	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Junta orificio de entrada	ud	1	3,5	3,5
Junta orificio de salida	ud	1	4,5	4,5
Junta de estanqueidad	ud	1	2,3	2,3
Lubricante SAE80W90	L	13,5	3,88	52,38
Embrague EAS-LASTIC SIZE 0 TYPE 437.500.0	ud	1	399.95	399.95
			TOTAL	462.63

Daniel Afonso Nuez

Presupuesto

4. Presupuesto de ejecución material

PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL	Precio (€)
Engranajes	172,00
Ejes	361,44
Carcasa	320,37
Tapetas	72,00
Tapones	15,89
Tornillería	28,24
Anillos de retención	1,24
Chavetas UNE 17102	3,23
Rodamientos	116,98
Otros	462,63
TOTAL	1554.02

Daniel Afonso Nuez

Presupuesto

5. Presupuesto de base por contrata

PRESUPUESTO POR CONTRATA	
Presupuesto de ejecución material	1554,02
Gastos generales (14%)	180,77
Beneficio industrial (7%)	90,38
I.G.I.C (7%)	127.7619
TOTAL	1952,93

