



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Nombre del Centro

Trabajo Fin de Grado

REDUCTOR DE VELOCIDAD DE UN PUENTE GRÚA

Alumno: María López García

Tutor: Rubén Dorado Vicente
Dpto: Mecánica y Fabricación

Septiembre, 2017

1 Contenido

1. Memoria descriptiva	6
1.1. Objeto del proyecto.....	6
1.2. Definición del problema de diseño	6
1.3. Descripción del mecanismo	7
1.3.1. Características de las ruedas dentadas	11
1.3.2. Material utilizado.....	12
1.3.3. Procesos de fabricación.....	14
1.3.4. Otros elementos del mecanismo.....	15
1.3.5. Ajustes y tolerancias.....	19
1.3.6. Estados superficiales.....	19
1.4. Lubricación	20
1.5. Uso del software CAD.	20
1.6. Uso del programa PRESTO 8.8.....	21
1.7. Normativas	21
1.8. Solución adoptada.....	24
2. Cálculos	25
2.1. Propiedades del motor.....	25
2.2. Cálculos iniciales	25
2.3. Cálculos geométricos	27
2.4. Grado de recubrimiento	33
2.4.1. Primer par de engranajes	35
2.4.2. Segundo par de engranajes.....	36
2.5. Análisis de fuerzas.....	37
2.5.1. Primer par de engranes	39
2.5.2. Segundo par de engranes	39
2.6. Cálculos de esfuerzos y resistencia.....	40
2.6.1. Primer par de engranajes	51
2.6.2. Segundo par de engranajes.....	54
2.7. Cálculo a desgaste.....	57
2.7.1. Primer par de engranajes	62
2.7.2. Segundo par de engranajes.....	64
2.8. Dimensionado de los ejes.....	66
2.8.1. Análisis estático	66
2.9. Análisis a fatiga.	72

2.9.1. Eje de entrada.....	82
2.9.2. Eje intermedio.....	84
2.9.3. Eje de salida.....	86
2.10. Rodamientos.....	88
2.10.1. Eje de entrada.....	91
2.10.2. Eje intermedio.....	92
2.10.3. Eje de salida.....	94
2.10.4. Resumen.....	96
2.11. Chavetas.....	97
2.11.1. Chaveta entre el motor y el eje de entrada.....	99
2.11.2. Chaveta corona 4.....	100
2.11.3. Chaveta entre el eje de salida y el cilindro que recoge el cable.....	100
2.12. Anillos de retención.....	101
2.13. Retenes.....	102
2.14. Chasis.....	103
3. Planos.....	105
3.1. Conjunto reductor.....	106
3.2. Chasis.....	107
3.3. Ejes.....	108
3.3.1. EJE DE ENTRADA.....	108
3.3.2. EJE INTERMEDIO.....	109
3.3.3. EJE SALIDA.....	110
3.4. Corona 4.....	111
3.5. Tapas de axialidad.....	112
3.5.1. Tapa de axialidad.....	112
3.5.2. Tapa de axialidad eje intermedio.....	113
4. Pliego de condiciones.....	114
4.1. Objeto.....	114
4.2. Compatibilidad y relación entre documentos.....	114
4.3. Operaciones necesarias.....	114
4.4. Operaciones accesorias.....	116
4.5. Procedimiento de acabado de las ruedas dentadas.....	116
4.5.1. Rectificado por generación.....	117
4.6. Condiciones de los materiales.....	117
4.6.1. Condiciones ambientales.....	117
4.6.2. Iluminación.....	117

4.6.3. Ruidos.....	117
4.6.4. Vibraciones.....	118
4.7. Seguridad.....	118
4.7.1. Normas de seguridad.....	118
4.7.2. Peligros especiales.....	120
4.8. Instalación del reductor.....	120
4.8.1. Inspección y arranque del reductor de velocidad.....	120
4.9. Mantenimiento.....	122
4.9.1. Mantenimiento programado.....	123
4.9.2. Lubricante.....	123
4.9.3. Sustitución del aceite.....	124
4.9.4. Aceites recomendados.....	125
4.9.5. Retenes.....	125
4.9.6. Verificación del estado de eficiencia.....	126
4.9.7. Limpieza.....	126
4.9.8. Sustitución de componentes.....	126
4.9.9. Desguace del reductor.....	126
4.10. Verificación del nivel de aceite.....	126
4.11. Averías y soluciones.....	127
5. Presupuesto.....	129
5.1. Capítulo 1. Cubicaciones.....	129
5.2. Capítulo 2. Fabricación.....	130
5.3. Capítulo 3. Rodamientos.....	132
5.4. Capítulo 4. Chavetas.....	133
5.5. Capítulo 5. Retenes.....	134
5.6. Capítulo 6. Tornillería.....	135
5.7. Capítulo 7. Varios.....	136
5.8. Recursos totales.....	137
5.10. Resumen del presupuesto.....	139
6. Bibliografía.....	140

Índice de ilustraciones

Ilustración 1: Esquema de un puente grúa.....	7
Ilustración 2: Movimientos de un puente grúa.....	10
Ilustración 3: Sistema de sujeción del carro de elevación.	11
Ilustración 4. Rodamiento cónico.....	16
Ilustración 5. Chaveta tipo A DIN 6885.	17
Ilustración 6. Anillos de retención.	17
Ilustración 7. Retenes.	18
Ilustración 8. Nomenclatura de los engranes helicoidales.....	26
Ilustración 9: Línea de presión y características geométricas de engranajes.	34
Ilustración 10. Diagrama de solido libre de fuerzas y momentos.....	37
Ilustración 11. Fuerzas sobre dientes helicoidales.....	38
Ilustración 12: Gráfico de factor dinámico.	44
Ilustración 13. Factores geométricos J' de engranes helicoidales.....	47
Ilustración 14. Multiplicadores del factor J' para obtener Y_J	47
Ilustración 15. Esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado endurecido completamente.....	48
Ilustración 16. Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicando de resistencia a la flexión.	50
Ilustración 17 Número de esfuerzo de contacto permisible SC	61
Ilustración 18 Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura.	62
Ilustración 19: Características de los aceros.....	73
Ilustración 20: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.	74
Ilustración 21: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero. (Fuente: Shigley 8ª Edición, [6])	76
Ilustración 22: Factores de confiabilidad.....	77
Ilustración 23: Sensibilidad de la muesca en flexión.	78
Ilustración 24: Sensibilidad de la muesca en torsión.....	79
Ilustración 25: Factor de concentración de esfuerzos a flexión.	79
Ilustración 26: Factor de concentración de esfuerzos a torsión.....	80
Ilustración 27: Factor de concentración de esfuerzos a flexión.	80
Ilustración 28: Factor de concentración de esfuerzos a torsión.....	81
Ilustración 29: Esquema rodamiento.....	90
Ilustración 30: Chaveta y esquema, DIN 6885- Forma A.	97
Ilustración 31: Esquema de profundidad de chaveta.....	98

1. Memoria descriptiva

1.1. Objeto del proyecto

Tiene por objeto el presente proyecto el diseño de un reductor de velocidad para el motor de elevación de un puente grúa. Se procederá a dimensionar y analizar el sistema a implantar con el fin de optimizar sus elementos en coste y espacio ocupado. Se presentarán los correspondientes cálculos en los anexos adjuntos. Los planos se realizarán por medio del programa SolidWorks.

La grúa que ocupa este proyecto tiene un motor de 1500 W y ofrece una velocidad de elevación de 8 m/min. Con dichos datos ofrecidos por el demandante se asentará la base de los cálculos para su análisis y correcta dimensión.

1.2. Definición del problema de diseño

El objetivo del presente Proyecto es conseguir una velocidad de elevación y una capacidad de carga determinada. Para ello partiendo de un motor con suficiente par motor, es necesario acoplar un sistema de reducción de velocidad para que se adecue a los requisitos establecidos.

El reductor de velocidad adapta la velocidad del motor al uso al que se le quiere establecer y entrega la potencia mecánica que necesita la grúa para su correcto funcionamiento. El reductor que se escoge en este Proyecto es de engranajes helicoidales, ya que operan con mayor suavidad y más silenciosamente por la oblicuidad de los dientes de los engranes. Este sistema es más duradero y es ideal dada la carga que debe soportar el conjunto del mecanismo. El mecanismo del reductor irá constituido por ejes paralelos, dos ejes en este caso, para un diseño compacto. Con este tipo de reductor las ventajas que se obtienen son principalmente un mayor rendimiento energético, menor mantenimiento y un tamaño de menor dimensión a otro sistema convencional.

1.3. Descripción del mecanismo

El puente grúa que se recoge en este proyecto está destinado al campo de la construcción. Consta de una estructura metálica constituida por una base donde queda sujeta la torre y la pluma. En la pluma se posicionará el carro para el transporte y elevación de los materiales que se precisen. El resto de elementos se pueden apreciar en la Ilustración 1. En la Ilustración 2 se puede observar los movimientos básicos del conjunto del sistema de elevación y transporte.

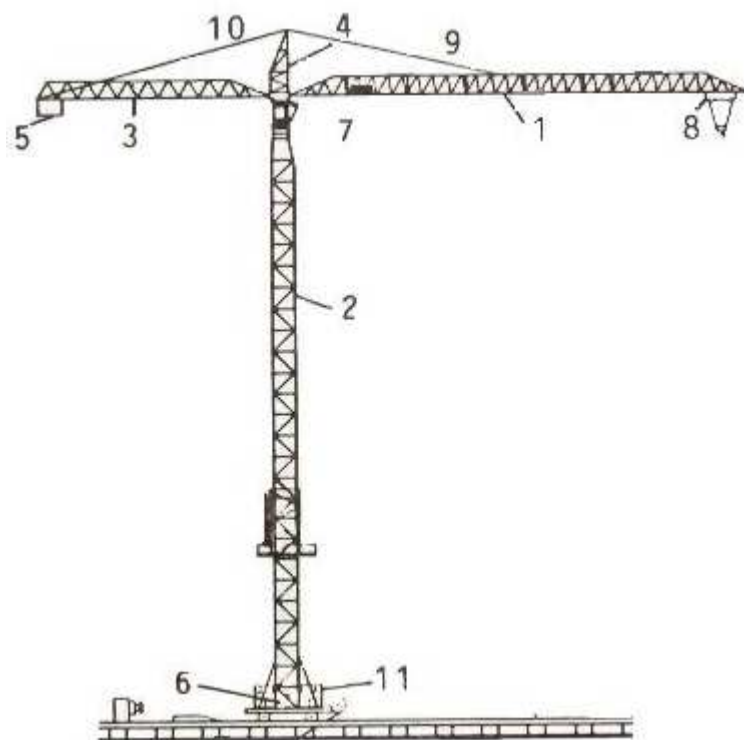


Ilustración 1: Esquema de un puente grúa.

(Fuente [1]: Grúas torre)

- | | |
|-----|-------------------------------------|
| 1.- | Pluma |
| 2.- | Torre |
| 3.- | Contraflecha |
| 4.- | Portaflecha |
| 5.- | Contrapeso de contraflecha |
| 6.- | Mecanismo de elevación |
| 7.- | Mecanismo de giro |
| 8.- | Mecanismo de translación de la grúa |

- 9.- Tirante de flecha
- 10.- Tirante de contraflecha
- 11.- Contrapeso de base

1. Pluma o flecha: Estructura metálica que se encarga de proporcionar a la grúa el alcance necesario para transportar la carga. Es de sección triangular y su movimiento es giratorio, facilitando el transporte de la carga. En este elemento modular se fijará el carro o mecanismo de elevación [2].
2. Torre: Estructura de celosía metálica de sección normalmente cuadrada, cuya principal misión es dotar a la grúa de altura suficiente. Está formada por módulos de celosía unidos mediante tornillos que facilitan el transporte de la grúa [2].
3. Contraflecha o contrapluma: Prolongación de la pluma acoplada en el lado opuesto de la torre. Su longitud oscila entre el 30% y el 35% de la flecha. En su extremo se sitúan los contrapesos. Posee una base robusta formada por varios perfiles metálicos y encima de ellos existe una pasarela para facilitar el paso del personal desde la torre hasta los contrapesos [2].
4. Portaflechas: Estructura continua a la torre, la cual sostiene los tirantes que estabilizan la pluma y la contrapluma y colaboran a transmitir el movimiento giratorio [2].

5. Contrapeso: Estructuras de hormigón prefabricado que se colocan en la contrapluma. Su función principal es estabilizar la grúa con su peso y la inercia que se produce en la pluma de la grúa [2].
6. Carro de pluma: Elemento que soporta el peso a elevar y que se desplaza a lo largo de los carriles de pluma donde se ha previamente instalado [2].
7. Mecanismo de giro: Se compone de una plataforma de giro ubicada sobre la corona de giro. En la plataforma se suele ubicar la cabina desde donde el operario maneja la grúa. La corona de giro se ubica en la parte superior de la torre y aporta un movimiento rotativo horizontal de 360 grados a la grúa [2].
8. Mecanismo de traslación de la grúa: Es la parte que brinda estabilidad a la estructura. Posee normalmente una unidad de acero conectada a una zapata de hormigón o bien es lastrada mediante piezas de hormigón [2]. Tiene varios elementos destacables:
 - Órgano de aprehensión o gancho: Elemento de sujeción de la carga con los cables [2].
 - Cable de elevación: Elemento que une el motorreductor y la carga a desplazar mediante poleas. Debe estar perfectamente tensado y hay que evitar los posibles aplastamientos durante su enrollamiento en el tambor [2].
 - Tirantes: Pueden ser cables o barras empleadas para aguantar la pluma y la contrapluma [2].
 - Contrapeso de base: Formado por una zapata enterrada o bien por varias piezas de hormigón prefabricado en la base de la grúa.

Estabiliza la grúa frente al peso propio, al peso que pueda trasladar y a las condiciones ambientales adversas [2].

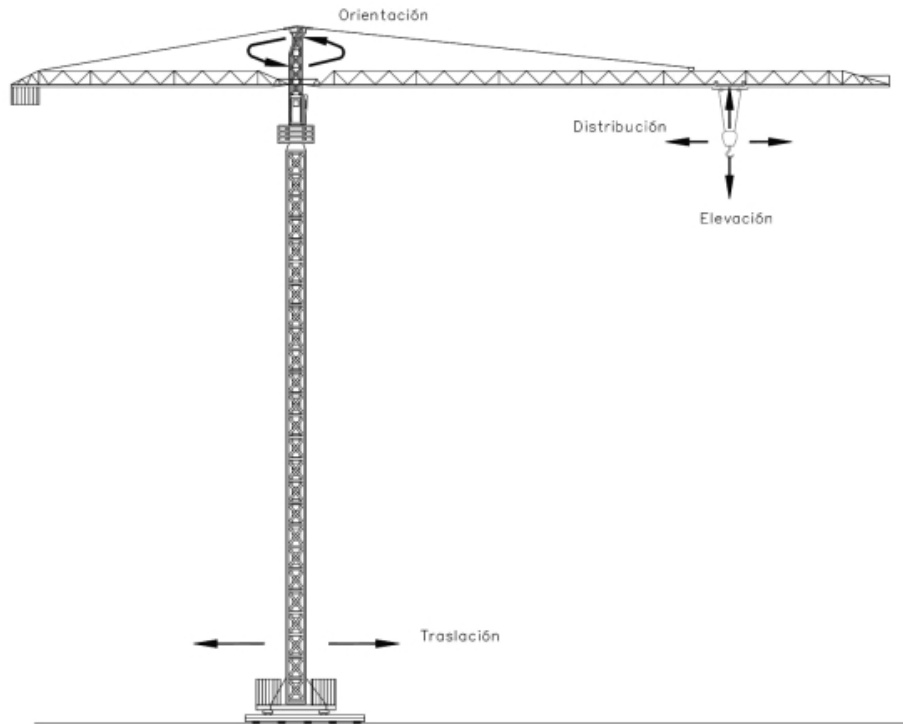


Ilustración 2: Movimientos de un puente grúa.

(Fuente [1]: Grúas torre)

Generalmente las grúas tienen instalados cuatro motores que permiten realizar los cuatro movimientos que se muestran en la Ilustración 2 [2].

Motor de elevación: Permite el movimiento vertical de la carga.

Motor de distribución: Genera el movimiento del carro a lo largo de la pluma.

Motor de orientación: Permite el giro de 360°, en el plano horizontal, de la estructura superior de la grúa.

Motor de translación: Permite el desplazamiento de la grúa, en su conjunto, sobre rieles.

Sólo se adimensionará el carro de la grúa, concretamente el motor y la caja reductora. El sistema de sujeción, el gancho, entre otros, viene ya estimada dados los requerimientos que se han impuesto. La sujeción y movimiento de carro será según se muestra en la Ilustración 3.

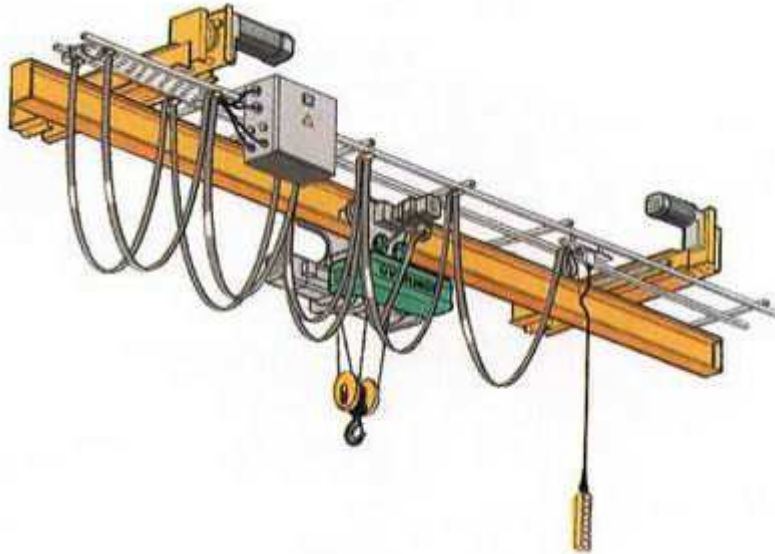


Ilustración 3: Sistema de sujeción del carro de elevación.

(Fuente: dim.usal Puente grúa)

1.3.1. Características de las ruedas dentadas

El sistema de engranajes está constituido por engranes helicoidales para disminuir ruidos y vibraciones, otorgando mayor calidad al trabajo a desempeñar. Las características geométricas de los engranajes son:

- Ángulo de presión normal 20° , ϕ_n . Es un valor normalizado común.
- Ángulo de hélice de 15° , ψ . Este valor torna entre los 15° y los 30° , se toma el valor indicado debido a la baja velocidad que tendrá el mecanismo, lo cual no supone de un fuerte agarre y por tanto de una elevada inclinación. El ángulo de hélice para el caso que se presenta reduce la componente axial de la fuerza sobre el diente.

- Módulo normal para el primer par de engranajes 2 mm. Para el par que transmite el primer par de engranajes, este módulo es suficiente para que no se produzca rotura y cumpla con las especificaciones técnicas de seguridad.
- Módulo normal para el segundo par de engranajes 3 mm. El para que transmite el segundo par de engranajes es mayor a la que transmite el primero, por lo que se requiere un módulo mayor.

1.3.2. *Material utilizado*

- Ejes y engranajes

El material empleado tanto de los ejes como de los engranajes es acero AISI 4140 de 510 HB. Es un acero medio carbono aleado con cromo y molibdeno de alta templabilidad y buena resistencia a la fatiga, abrasión e impacto. Este acero puede ser nitrurado para darle mayor resistencia a la abrasión, Es susceptible al endurecimiento por tratamiento térmico.

Características del material:

Acero AISI 4140

<i>Densidad</i>	7.7 g/cm ³
<i>Tª Revenido</i>	205 °C
<i>Dureza de Brinell</i>	510 HB
<i>Límite de fluencia (S_y)</i>	1640 MPa
<i>Resistencia a la tensión (S_t)</i>	1770 MPa
<i>Elongación</i>	8 %
<i>Reducción del área</i>	38 %
<i>Composición química</i>	0.38-0.45 % C
	0.8-1.20 % Cr
	0.15-0.30 % Mo
	0.50-1.00 % Mn
	0.50 % Ni máx.

0.10-0.40 % Si
0.35 % Cu máx.
0.04 % S máx.
0.04 % P máx.

Tabla 1: Características del acero AISI 4100.

- Carcasa

Para la carcasa se ha escogido un aluminio A380, por la combinación de propiedades de inyección y características mecánicas y térmicas que posee. Proporciona a la carcasa buena hermeticidad, además de que dispone de una gran resistencia al agrietado en caliente.

El aluminio A380 se emplea en una gran variedad de productos industriales, como frenos de motor, cajas de cambio, chasis de equipos electrónicos y carcasas de reductores de velocidad.

Aluminio A380

<i>Densidad</i>	2.71 g/cm ³
<i>Tª Revenido</i>	205 °C
<i>Dureza de Brinell</i>	80 HB
<i>Límite de fluencia (S_y)</i>	160 MPa
<i>Resistencia a la tensión (S_t)</i>	375 MPa
<i>Composición química</i>	7.5-9.5 % Si
	3.0-4.0 % Cu
	3 % Zn
	0.5 % Ni
	0.5 % Mn
	0.35 % Sn
	0.1 % Mg

Tabla 2: Características aluminio A380.

1.3.3. *Procesos de fabricación.*

Con el fin de mejorar las propiedades mecánicas de los elementos que recoge el sistema que se estudia en este Proyecto, se describe los tratamientos a los que son sometidos los componentes principales. Cabe mencionar que éste no es objeto de este proyecto, ya que las piezas vienen de fábrica con sus respectivos tratamientos según la empresa proveedora.

- Ejes

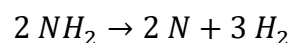
Este elemento es sometido a templado y revenido. El objetivo es que tenga mayor dureza con el proceso de templado, aunque a su vez se vuelve más frágil. El revenido corrige esa fragilidad sin alterar su dureza superficial.

El temple se realizará calentado a temperaturas comprendidas entre 830 y 850 °C, con enfriamiento en aceite sin agitación. El revenido se efectúa a temperatura de austenización, que es de 600 °C.

- Engranajes

Como se mencionó anteriormente, el material de los engranajes es igual al de los ejes. Su tratamiento es idéntico al que se someten los ejes, pero además de eso se le realiza un último proceso para aumentar su dureza superficial. Se aplica un proceso de nitruración, este elemento debe soportar numerosas tensiones y cargas y su geometría contiene elementos de mayor índice de fractura que los ejes.

La nitruración es un proceso de inserción de nitrógeno por difusión. Sobre la superficie, calentada entre 500 y 525 °C, se inserta en una atmósfera rica en nitrógeno. Se consigue esta atmósfera se consigue con la corriente de gas de amoníaco, que en la superficie de la pieza con la que entra en contacto se produce la siguiente reacción química [3]:



El nitrógeno liberado en la reacción se adhiere al material de los engranajes generando una capa con las propiedades que se buscan:

- Superficie dura sin necesidad de tratamiento térmico posterior.
- Superficie más resistente al desgaste y de menor coeficiente de rozamiento tras el pulimento.
- El previo templado que se emplea en la nitruración refuerza la estructura atómica, haciendo más difícil la aparición de grietas, deformaciones, entre otros.
- El proceso de nitruración origina un ligero aumento de entre 0.01 a 0.02 mm.

Es importante que el proceso de nitruración no afecte al corazón del diente de los engranajes, porque fragiliza esta parte del elemento con grave riesgo de rotura.

1.3.4. *Otros elementos del mecanismo.*

❖ Cojinetes

Estos elementos se fijarán en los extremos de los ejes que precisa la caja de reducción. Son piezas que facilitan el movimiento de rotación debido a su composición. Según el tipo de rodamiento estará constituido por unos elementos u otros.

Para este proyecto se ha escogido rodamientos de rodillos cónicos, ya que la carga que se va a aplicar es de tipo axial y radial combinadas. Estos rodamientos transfieren la carga principal mediante elementos que experimentan contacto rodante en vez de contacto deslizante.

Su constitución son dos anillos metálicos entre los que se encuentra en su interior una hilera de rodillos dispuestos de forma cónica. Los cilindros del cojinete ruedan entre ambos anillos reduciendo la fricción sin perder estabilidad el elemento al que se conecta.

Los cojinetes de rodillos cónicos combinan las ventajas de los cojinetes de bolas y de los cilíndricos ya que pueden soportar cargas axiales y radiales simultáneamente. Debido a la posición oblicua de los rodillos y caminos de rodadura, debe montarse en oposición con otro rodamiento capaz de soportar los esfuerzos axiales en sentido contrario.



Ilustración 4. Rodamiento cónico.

(Fuente: SKF)

❖ Chavetas.

Pieza metálica alargada de sección rectangular o cuadrada que es insertada entre dos elementos que deben girar solidarios, evitando que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre la otra. El hueco que es mecanizado en las piezas acopladas para insertar la chaveta se llama chavetero y la profundidad de este se establece en la correspondiente norma UNE. Es necesario que la chaveta esté bien ajustada para evitar vibraciones y juegos entre las piezas que podrían provocar su desgaste o romperla por cizallamiento.



Ilustración 5. Chaveta tipo A DIN 6885.

(Fuente: OPAC)

❖ Anillos de retención.

Como medio de seguridad de los elementos que así lo precisen se instalarán anillos de retención. Su objetivo es evitar que la pieza se deslice a lo largo de la longitud del eje, quedando bien ajustado en su posición establecida.



Ilustración 6. Anillos de retención.

(Fuente: OTIA)

❖ Retenes.

Los retenes se emplean para garantizar la estanqueidad de la carcasa del reductor y evitar pérdidas de lubricante por los orificios correspondientes a los ejes de entrada y salida. Además, evitan la entrada de suciedad del exterior al interior del equipo, en concreto a los cojinetes.

Los retenes se van a disponer en el agujero de la carcasa correspondiente al eje de entrada y en el orificio correspondiente al de salida. Se recomienda realizar

un pequeño chaflán en los bordes de los ejes donde éstos van a ir alojados para facilitar su colocación y no provocar daños en el dispositivo durante la misma. Se deben respetar las tolerancias del alojamiento del retén para garantizar así que exista la suficiente presión de montaje. Una presión excesiva podría provocar que el dispositivo no cumpliera su función correctamente.



Ilustración 7. Retenes.

(Fuente: Motoplaneta)

❖ Arandelas

Son piezas planas cilíndricas con un taladro que las atraviesa. Se sitúan entre la cabeza del tornillo o la tuerca, y la pieza a unir. Es un elemento de apoyo a la fijación que se pretende conseguir con el atornillado. Las arandelas escogidas para el diseño siguen la norma ISO 7089.

Las arandelas situadas entre la tapa de axialidad y los cojinetes del engranaje están fabricadas conforme a la norma DIN 988.

❖ Juntas

Estos elementos se sitúan en la zona de unión entre las partes que componen la carcasa del equipo reductor, para evitar que se produzcan fugas de lubricante en las zonas de unión en la carcasa. Son de papel y fabricadas a medida, asentadas sobre superficies con un acabado superficial fino.

1.3.5. *Ajustes y tolerancias.*

Para un correcto funcionamiento del mecanismo de reducción de velocidad es preciso que sus elementos tengan unas tolerancias adecuadas. Una correcta selección de los ajustes y tolerancias en cada uno de los componentes del sistema permite un considerable ahorro económico, ya que reduce la aparición de averías al ajustarse debidamente cada parte a su función. Por la misma razón su montaje y desmontaje es más fácil y se evitan trabajos posteriores de ajustes.

Los ajustes que se van a utilizar son del sistema ISO siendo para cada elemento:

Para el eje con el rodamiento: forzado medio que impide el giro y el deslizamiento. Zonas de tolerancia en el eje k6 y en el agujero K7.

Para piezas desmontables como las tapas de axialidad, retenes y rodamiento en la carcasa: forzado ligero. Zonas de tolerancia en el eje j6 y en el agujero J7.

Para la corona con el eje: deslizante. Zonas de tolerancia en el eje h6 y en el agujero H7.

1.3.6. *Estados superficiales.*

En la colocación de elementos como son los rodamientos, es preciso establecer unos requisitos en la zona con la que tiene contacto. El funcionamiento del mecanismo se ve afectado, por tanto, por este factor. Se fija una rugosidad superficial en el eje recomendada por el fabricante

El acabado superficial escogido para los cojinetes es una rugosidad media de N6.

1.4. Lubricación

Los elementos del sistema de reducción de velocidad están sometidos a movimientos constantes de contacto, y por lo tanto de fricción, que producen el desgaste de los mismos. Se precisa el empleo de lubricantes para disminuir estos efectos y prolongar al máximo la vida útil del mecanismo.

La lubricación se produce por salpicadura en este tipo de diseños. En el fondo del chasis se queda el aceite, y en él parte de los engranajes de mayor diámetro. Mediante el movimiento de giro, éstos esparcen el aceite por todo el hueco interior de la carcasa. Se crea una atmósfera en el interior del chasis que lubrica todas las partes del interior del equipo reductor.

La lubricación será efectiva teniendo atención a la temperatura de fluidez crítica del aceite. Se debe tener especial cuidado con la temperatura ambiente en la puesta en marcha del reductor, si ésta no supera en 10 °C la temperatura de fluidez crítica pueden existir problemas de lubricación.

El lubricante seleccionado para el equipo reductor es el Cepsa HP -ISO 100. Este lubricante tiene cualidades de servicio de media-extrema presión. Debido a los aditivos que contiene posee una alta estabilidad a la oxidación, a la herrumbre, corrosión y resistencia a la formación de espuma.

1.5. Uso del software CAD.

Para la presentación de las dimensiones de los elementos del presente proyecto y la información de su ubicación y sus dimensiones se usa el programa SOLIDWORK 2016. Esta herramienta ha permitido crear los modelos en 3D de los ejes, chasis, engranajes, tapas de axialidad y montaje como se presentan en los planos adjuntos.

No se ha usado un programa adicional para generar los elementos. Los elementos mencionados han sido generados manualmente mediante extrusiones, barrido de corte taladrados entre otros.

Las características que se ha efectuado con el programa son:

- Creación de croquis en 2D.
- Modelado de sólidos.
- Diseño automatizado de ensamblajes a partir de piezas previamente modelizadas.
- Reutilización de los componentes.
- Generación automatizada de piezas estándar para los diseños.
- Validación y verificación de los diseños respecto a los requerimientos de los mismos.
- Simulación de los diseños sin necesidad de construir un prototipo físico.
- Determinación de las propiedades de los elementos como es material, acabado superficial, tolerancias, métricas, entre otros.
- Cinemática de los conjuntos.

1.6. Uso del programa PRESTO 8.8

En la elaboración del presupuesto se utiliza el programa PRESTO 8.8. Este software nos permite elaborar presupuestos de obra, así como certificar, planificar y gestionar la obra.

Este programa además de elaborar un detallado presupuesto realiza mediciones, hace comparativos de presupuestos, registra facturas, entre otras más propiedades que no son de interés para la elaboración de este Proyecto.

1.7. Normativas

En la realización del proyecto se ha establecido la normativa que a continuación se describe. Para el diseño de cada elemento se aplica una normativa distinta:

- Aplicaciones y tratamientos térmicos.

Se ha empleado la norma UNE 360/2 para aceros de gran resistencia.

- Lubricantes.

Los lubricantes empleados se han elegido atendiendo a las normas europeas DIN 51512 y normas SAE.

- Acotación.

Norma UNE 1 039 94: Dibujos técnicos: Acotación. Principios generales, definiciones, métodos de ejecución e indicaciones especiales. (ISO 129: 1985)

- Estados superficiales.

Norma UNE 1-037-83. Indicaciones de los estados superficiales en los dibujos.

- Uniones roscadas y elementos accesorios.

UNE – EN ISO 6410:1996. Dibujos técnicos: Roscas y piezas roscadas.

UNE 17 001 63 2R. Roscas: Definiciones.

UNE 17 076 69. Extremos de tornillos. Medidas métricas.

UNE 17 077 80 1R. Tornillos y espárragos: Salidas de roscas.

UNE 17 078 65. Arandelas elásticas de retención para ejes.

UNE 17 079 68. Arandelas de seguridad con estribo interior.

UNE 17 108 81. Tornillos y tuercas de acero: Momentos de apriete.

UNE 17 701 79 2R. Rosca métrica ISO: Perfil de base.

UNE 17 702 78 2R. Rosca métrica ISO: Serie general de diámetro y pasos.

UNE 17 704 78 2R. Rosca métrica ISO de empleo general. Medidas básicas.

UNE 17 707 78 1R. Rosca métrica ISO para usos generales: Tolerancias principales y datos básicos.

UNE 17 709 2002. Rosca métrica ISO para usos generales: Tolerancias. Diferencias para perfiles de roscas.

- Chavetas.

ISO 2491. Chavetas: Ranuras – Dimensiones y aplicaciones.

UNE 17 102 67/1. Chavetas paralelas. Serie normal.

- Cojinetes.

UNE 18 035 80 2R. Rodamientos. Accesorios: tuercas de fijación.

UNE 18 042 81 1R. Rodamientos con anillo de sujeción: Medidas principales.
Plan general.

UNE 18 088 84 1R. Rodamientos. Rodamientos de rodillos cónicos métricos:
Medidas principales y designación de las series.

UNE 18 097 83 1R. Rodamientos: Capacidad de carga estática.

UNE 18 106 85. Rodamientos: Tolerancias. Definiciones.

UNE 18 113 83 1R. Rodamientos: Capacidad de carga dinámica y vida útil.
Método de cálculo.

DIN 5419. Anillo de fieltro.

UNE 26077. Anillos de retención de aceite.

- Engranajes.

ANSI/AGMA 2001-D04. Fundamenta Rating Factors and Calculation Methods
for Involute Spur and Helical Gear Teeth

UNE 18 004 93. Engranajes: Vocabulario y definiciones geométricas.

UNE 18 005 84 5R. Engranajes cilíndricos para mecánica general y mecánica
pesada. Módulos y pasos diametrales.

UNE 18 016 84 2R. Engranajes cilíndricos para mecánica general y mecánica
pesada: Cremallera de referencia.

UNE 18 029 78 2R. Engranajes: Útiles para el tallado. Fresas madre de un filete de módulo 1 a 20.

UNE 18 033 84 3R. Notación internacional de los engranajes. Símbolos de datos geométricos.

UNE 18 040 65 1R. Engranajes. Nomenclatura de los desgastes y rotura de los dientes.

UNE 18 048 83. Sistema ISO de precisión de ruedas dentadas y engranajes cilíndricos-rectos con dientes de perfil evolvente.

UNE 18 060 78 1R. Engranajes: Útiles para el tallado. Fresas madre de cuchillas de un filete. Calidad B.

UNE 18 066 61. Engranajes: Rectos y helicoidales.

UNE 18 068 78 1R. Engranajes cilíndricos: Datos que deben figurar en los planos.

UNE – EN ISO 2203. Signos convencionales para engranajes.

1.8. Solución adoptada

El sistema de elevación quedará sujeta a la viga que forma la estructura de la grúa. Se ha escogido un motor asíncrono, dado que da mejor rendimiento y eficiencia. El motor en cuestión tiene de potencia 1500 W y ofrece una velocidad de salida de 945 rpm. La velocidad de subida requerida es de 8 m/min [4], por lo que la relación de transmisión tomada para el reductor es de 36:1 y de dos etapas. La caja reductora será de dos ejes paralelos.

2. Cálculos

2.1. Propiedades del motor

Para el desarrollo de este proyecto se ha recurrido a un catálogo de motores de rodytrans. Dados los requisitos establecidos se opta por un motor asíncrono, ya que ofrece mejores condiciones, serie MS1000L-6, aluminio. Dicho motor tiene una potencia de 1,5 kW, una velocidad de 945 rpm, una eficiencia de 74% y un peso de 19,1 kg [4].

2.2. Cálculos iniciales

Dada la relación de transmisión 36:1, al estar comprendido entre 10:1 y 100:1, nos bastará con un tren de engranajes de dos etapas, i_1 e i_2 correspondientes a la relación de transmisión interna de la etapa 1 y la 2 respectivamente.

Se debe cumplir que: $i_1 \cdot i_2 \leq 36$

Por lo tanto: $i_1 = i_2 = \sqrt{36} = 6$

La relación de transmisión interna será de $i_1 = i_2 = 6$.

Para el diámetro de tambor estimamos la vida del mecanismo en 3200 horas, y su frecuencia será reducida de la máxima carga. Con estos datos el grupo al que pertenece el aparato de elevación según las normas ISO 4310 FEM – Sección I y DIN 15020, es M4 [5]. El diámetro de cable es de 6 mm. Los valores de los coeficientes que interfieren en la determinación del diámetro de tambor se obtienen de las tablas 4.8. y 4.9. del libro [5] de la bibliografía.

El primer coeficiente, h_1 , al tratarse de cable normal para un tambor de un aparato de elevación M4, su valor es de 16. El segundo coeficiente, h_2 , tiene valor unidad, valor para cual sea el tipo de montaje. Sabido esto se puede emplear la expresión:

$$D \geq d \cdot h_1 \cdot h_2 \quad (1)$$

$$D \geq 6 \text{ mm} \cdot 16 \cdot 1 = 96 \text{ mm}$$

Imponemos que el diámetro de salida donde se irá recogiendo y enrollando el cable, es de 10 cm, obteniendo una velocidad de elevación de 8.24 m/min.

Para la caja reductora se escogen uno engranes helicoidales para que se produzca el menor ruido posible y reducir las vibraciones, lo que supone una mejora en la calidad del trabajo. Su geometría se define con la nomenclatura que se muestra en la Ilustración 8.

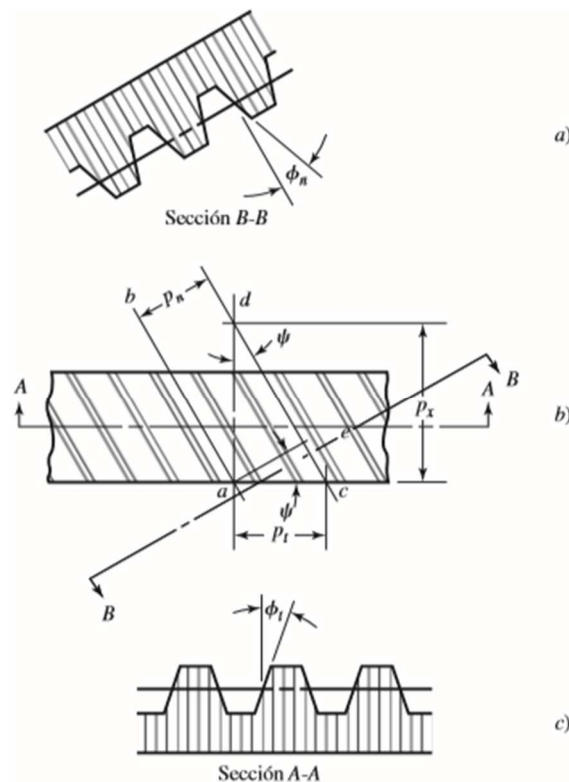


Ilustración 8. Nomenclatura de los engranes helicoidales.

(Fuente ¡Error! Marcador no definido.: ¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.)

Los engranajes al ser helicoidales tienen un ángulo de presión normal en la dirección normal de 20° , ϕ_n y un ángulo de hélice de 15° , ψ . Determinamos en ángulo de presión normal en la dirección de la rotación, ϕ_t [6]:

$$\phi_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan(\phi_n)}{\cos(\psi)} \right) \quad (2)$$

$$\phi_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan(20)}{\cos(15)} \right) = 20.6469$$

2.3. Cálculos geométricos

Para el cálculo del número de dientes N_p , para que no se produzcan interferencias se considera que la profundidad del diente es completa, por lo que $k=1$, y para una relación de engranes $i_1 = i_2$, de valor 6:

$$N_p = \frac{2k\cos(\psi)}{(1 + 2i_1)\sin^2(\phi_t)} \left[i_1 + \sqrt{i_1^2 + (1 + 2i_1)\sin^2(\phi_t)} \right] \quad (3)$$

$$N_p = \frac{2 \cdot 1 \cdot \cos(15)}{(1 + 2 \cdot 6)\sin^2(20.6469)} \left[6 + \sqrt{6^2 + (1 + 2 \cdot 6)\sin^2(20.6469)} \right] = 14.5018$$

El número mínimo de dientes es de 15, por lo que el número de dientes del acoplamiento N_a debe de ser de:

$$N_a = 15\sqrt{36} = 90$$

El valor total del tren de engranajes e , es de:

$$e = \frac{90}{15} \cdot \frac{90}{15} = 36$$

Se encuentra dentro de la tolerancia del 1% por lo que los datos son perfectamente válidos para poder proceder.

Para las dimensiones del engranaje [7]:

- Módulo:

Para el cumplimiento de la correspondiente normativa frente a esfuerzos permisibles, así como desgaste entre otros, desarrollado más adelante, se obtienen los siguientes módulos:

- Engranaje 1 y 2: $m = 2$
- Engranaje 2 y 3: $m = 3$

- Diámetro de paso tangencial:

$$D_{pt} = m \cdot N_p \quad (4)$$

- Engranaje 1: $D_{pt} = 2 \text{ mm} \cdot 15 = 30 \text{ mm}$
- Engranaje 2: $D_{pt} = 2 \text{ mm} \cdot 90 = 180 \text{ mm}$
- Engranaje 3: $D_{pt} = 3 \text{ mm} \cdot 15 = 45 \text{ mm}$
- Engranaje 4: $D_{pt} = 3 \text{ mm} \cdot 90 = 270 \text{ mm}$

- Diámetro de paso normal:

$$D_{pn} = m \cdot \frac{N_p}{\cos(\psi)} \quad (5)$$

- Engranaje 1: $D_{pn} = 2 \text{ mm} \cdot \frac{15}{\cos(15)} = 31.06 \text{ mm}$
- Engranaje 2: $D_{pn} = 2 \text{ mm} \cdot \frac{90}{\cos(15)} = 186.35 \text{ mm}$
- Engranaje 3: $D_{pn} = 3 \text{ mm} \cdot \frac{15}{\cos(15)} = 46.59 \text{ mm}$
- Engranaje 4: $D_{pn} = 3 \text{ mm} \cdot \frac{90}{\cos(15)} = 279.54 \text{ mm}$

- Diámetro externo tangencial:

$$D_{et} = D_{Pt} + 2 \cdot m \quad (6)$$

- Engranaje 1: $D_{et} = 30 \text{ mm} + 2 \cdot 2 \text{ mm} = 34 \text{ mm}$
- Engranaje 2: $D_{et} = 180 \text{ mm} + 2 \cdot 2 \text{ mm} = 184 \text{ mm}$
- Engranaje 3: $D_{et} = 51 \text{ mm} + 2 \cdot 3 \text{ mm} = 57 \text{ mm}$
- Engranaje 4: $D_{et} = 270 \text{ mm} + 2 \cdot 3 \text{ mm} = 276 \text{ mm}$

- Diámetro externo normal:

$$D_{en} = D_{Pn} + 2 \cdot m \quad (7)$$

- Engranaje 1: $D_{en} = 31.06 \text{ mm} + 2 \cdot 2 \text{ mm} = 35.06 \text{ mm}$
- Engranaje 2: $D_{en} = 186.35 \text{ mm} + 2 \cdot 2 \text{ mm} = 190.35 \text{ mm}$
- Engranaje 3: $D_{en} = 46.59 \text{ mm} + 2 \cdot 3 \text{ mm} = 52.59 \text{ mm}$
- Engranaje 4: $D_{en} = 279.52 \text{ mm} + 3 \cdot 2 \text{ mm} = 285.52 \text{ mm}$

- Diámetro de base tangencial:

$$D_{bt} = D_{et} - 2h \quad (8)$$

- Engranaje 1: $D_{bt} = 34 \text{ mm} - 2 \cdot 4.334 \text{ mm} = 25.332 \text{ mm}$
- Engranaje 2: $D_{bt} = 184 \text{ mm} - 2 \cdot 4.334 \text{ mm} = 175.33 \text{ mm}$
- Engranaje 3: $D_{bt} = 51 \text{ mm} - 2 \cdot 6.501 \text{ mm} = 38.00 \text{ mm}$
- Engranaje 4: $D_{bt} = 276 \text{ mm} - 2 \cdot 6.501 \text{ mm} = 263.00 \text{ mm}$

- Diámetro de base normal:

$$D_{bn} = D_{en} - 2h \quad (9)$$

- Engranaje 1: $D_{bn} = 35.06 \text{ mm} - 2 \cdot 4.334 \text{ mm} = 26.39 \text{ mm}$
- Engranaje 2: $D_{bn} = 190.35 \text{ mm} - 2 \cdot 4.334 \text{ mm} = 181.68 \text{ mm}$

- Engranaje 3: $D_{bn} = 52.59 \text{ mm} - 2 \cdot 6.501 \text{ mm} = 39.58 \text{ mm}$
- Engranaje 4: $D_{bn} = 276 \text{ mm} - 2 \cdot 6.501 \text{ mm} = 272.52 \text{ mm}$

- Paso circular tangencial:

$$P_{ct} = \frac{\pi \cdot D_{Pt}}{N_p} \quad (10)$$

- Engranaje 1 y 2: $P_{ct} = \pi \cdot \frac{30 \text{ mm}}{15} = \pi \cdot \frac{180 \text{ mm}}{90} = 6.283 \text{ mm}$
- Engranaje 3 y 4: $P_{ct} = \pi \cdot \frac{45 \text{ mm}}{15} = \pi \cdot \frac{270 \text{ mm}}{90} = 9.425 \text{ mm}$

- Paso circular normal:

$$P_{cn} = P_{ct} \cdot \cos(\psi) \quad (11)$$

- Engranaje 1 y 2: $P_{cn} = 6.283 \text{ mm} \cdot \cos(15) = 6.069 \text{ mm}$
- Engranaje 3 y 4: $P_{cn} = 9.425 \text{ mm} \cdot \cos(15) = 9.104 \text{ mm}$

- Paso circular axial:

$$P_{cx} = \frac{P_{ct}}{\cos(\psi)} \quad (12)$$

- Engranaje 1 y 2: $P_{cx} = \frac{6.283 \text{ mm}}{\cos(15)} = 6.5048 \text{ mm}$
- Engranaje 3 y 4: $P_{cx} = \frac{9.425 \text{ mm}}{\cos(15)} = 9.757 \text{ mm}$

- Paso de base tangencial:

$$p_{bt} = p_{ct} \cdot \cos(\phi_t) \quad (13)$$

- Engranaje 1 y 2: $p_{bn} = 6.069 \cdot \cos(20) = 5.679 \text{ mm}$
- Engranaje 3 y 4: $p_{bn} = 9.104 \cdot \cos(20) = 8.519 \text{ mm}$

- Paso de base normal [8]:

(14)

$$p_{bn} = p_{cn} \cdot \cos(\phi_n)$$

- Engranaje 1 y 2: $p_{bn} = 6.069 \cdot \cos(20.65) = 5.904 \text{ mm}$
- Engranaje 3 y 4: $p_{bn} = 9.104 \cdot \cos(20.65) = 8.856 \text{ mm}$

- Paso diametral tangencial [8]:

(15)

$$p_{dt} = \frac{N}{D_{pt}}$$

- Engranaje 1 y 2: $p_{dt} = \frac{15 \text{ dientes}}{30 \text{ mm}} = \frac{90 \text{ dientes}}{180 \text{ mm}} = 0.5 \text{ mm}$
- Engranaje 3 y 4: $p_{dt} = \frac{15 \text{ dientes}}{45 \text{ mm}} = \frac{90 \text{ dientes}}{270 \text{ mm}} = 0.333 \text{ mm}$

- Paso diametral normal [8]:

(16)

$$p_{dn} = \frac{N}{D_{pn}}$$

- Engranaje 1 y 2: $p_{dn} = \frac{15 \text{ dientes}}{31.058 \text{ mm}} = \frac{90 \text{ dientes}}{186.35 \text{ mm}} = 0.483 \text{ mm}$
- Engranaje 3 y 4: $p_{dn} = \frac{15 \text{ dientes}}{46.587 \text{ mm}} = \frac{90 \text{ dientes}}{279.525 \text{ mm}} = 0.322 \text{ mm}$

- Altura de cabeza, Addendum [9]:

(17)

$$a = \frac{D_e - D_p}{2}$$

- Engranaje 1 y 2: $a = \frac{(34-30) \text{ mm}}{2} = \frac{(184-180) \text{ mm}}{2} = 2 \text{ mm}$
- Engranaje 3 y 4: $a = \frac{(51-45) \text{ mm}}{2} = \frac{(276-270) \text{ mm}}{2} = 3 \text{ mm}$

- Altura de base, Dedendum [9]:

(18)

$$d = \frac{D_p - D_b}{2}$$

- Engranaje 1 y 2: $d = \frac{(30-25.332)\text{mm}}{2} = \frac{(180-175.332)\text{mm}}{2} = 2.334 \text{ mm}$
- Engranaje 3 y 4: $d = \frac{(45-37.998)\text{mm}}{2} = \frac{(270-262.998)\text{mm}}{2} = 3.501 \text{ mm}$

- Altura del diente [9]:

$$h = a + d \quad (19)$$

- Engranaje 1 y 2: $d = 2 \text{ mm} + 2.334 \text{ mm} = 4.334 \text{ mm}$
- Engranaje 3 y 4: $d = 3 \text{ mm} + 3.501 \text{ mm} = 6.501 \text{ mm}$

- Espesor del diente:

$$Espesor = 0.5 \cdot P_c \quad (20)$$

- Engrane 1 y 2: $Espesor = 0.5 \cdot 6.283 \text{ mm} = 3.1416 \text{ mm}$
- Engrane 3 y 4: $Espesor = 0.5 \cdot 9.425 \text{ mm} = 4.712 \text{ mm}$

- Ancho de cara:

$$F = 10 \cdot m \quad (21)$$

- Engranaje 1 y 2: $F = 10 \cdot 2 = 20 \text{ mm}$
- Engranaje 3 y 4: $F = 10 \cdot 3 = 30 \text{ mm}$

En resumen, los datos para las medidas de los engranajes son:

	Und.	Piñón 1	Corona 2	Piñón 3	Corona 4
Módulo [m]	(mm)	2	2	3	3
Número de dientes [N_p]	(dientes)	15	90	15	90
Diámetro de paso tangencial [D_{pt}]	(mm)	30	180	45	270
Diámetro de paso normal [D_{pn}]	(mm)	31.06	186.35	46.59	279.52
Diámetro externo tangencial [D_{et}]	(mm)	34	184	51	276
Diámetro externo normal [D_{en}]	(mm)	35.06	190.35	52.59	285.52
Diámetro medio [D_m] *	(mm)	24	-	24	-
Diámetro de base tangencial [D_{bt}]	(mm)	25.33	175.33	38.00	263.00
Diámetro de base normal [D_{bn}]	(mm)	26.39	181.68	39.59	272.52
Diámetro interno [D_i]	(mm)	10	20	12	30
Altura de cabeza [a]	(mm)	2	2	3	3
Altura de base [d]	(mm)	2.334	2.334	3.5	3.5
Altura del diente [h]	(mm)	4.334	4.334	6.5	6.5
Paso circular tangencial [p_{ct}]	(mm)	6.283	6.283	9.425	9.425
Paso circular normal [p_{cn}]	(mm)	6.069	6.069	9.104	9.104
Paso circular axial [p_{cx}]	(mm)	6.505	6.505	9.757	9.757
Paso diametral tangencial [p_{dt}]	(mm)	0.5	0.5	0.3	0.3
Paso diametral normal [p_{dn}]	(mm)	0.483	0.483	0.322	0.322
Paso de base tangencial [p_{bt}]	(mm)	5.88	5.88	8.819	8.819
Paso de base normal [p_{bn}]	(mm)	5.703	5.703	8.555	8.555
Espesor del diente [e]	(mm)	3.142	3.142	4.712	4.712
Ancho de cara [b]	(mm)	20	20	30	30

Tabla 3: Datos geométricos de los engranajes. (Fuente: BEA Transmisión, [10])

* El diámetro medio es obtenido a través de un catálogo como medida aconsejable, [11].

2.4. Grado de recubrimiento

También llamado razón de contacto, indica el número promedio de pares de dientes en contacto. Se estudia el contacto desde su inicio en a hasta el final b , recogiendo una serie de puntos que unen los anteriormente mencionados, apareciendo la denominada línea de presión la cual se muestra en la Ilustración 9. A lo largo del desarrollo del contacto se diferencian dos partes, la aproximación del diente y el retroceso, declarando P como el punto medio que distingue y separa estas fases, y que es el punto coincidente de la línea de acción con el círculo de

paso. Tenemos, por tanto, sobre el círculo de paso, el arco de aproximación q_a , que va de A a P , y el arco de alejamiento q_r , que va de P hacia B , la suma de ambos arcos nos da el arco de acción q_t [12].

(22)

$$q_t = q_a + q_r$$

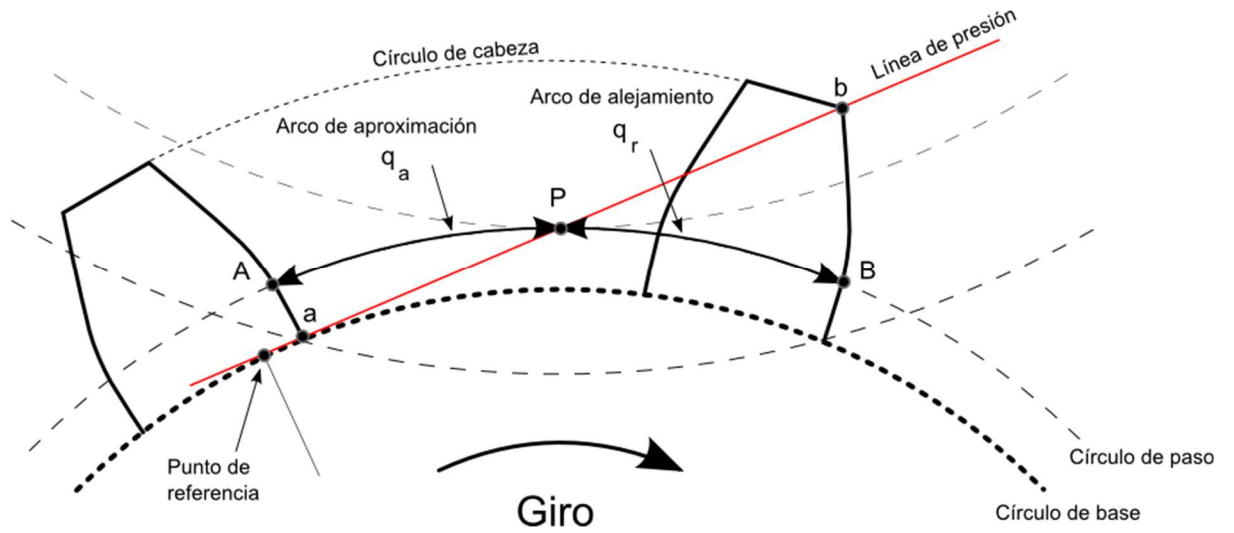


Ilustración 9: Línea de presión y características geométricas de engranajes.

(Fuente: El venus 170)

La distancia entre a lo largo de la línea de presión entre los puntos de inicio y final de contacto se llama longitud de acción Z . Está definida por las intersecciones de los círculos de cabeza respectivos con la línea de presión, como se muestra en la Ilustración 9 [8].

$$Z = x^{1/2} + y^{1/2} - (r_{p, \text{piñón}} + r_{p, \text{corona}}) \cdot \text{sen}(\phi_n) \quad (23)$$

(24)

$$x = (r_{p, \text{piñón}} + a)^2 - r_{b, \text{piñón}}^2$$

$$y = (r_{p, \text{corona}} + a)^2 - r_{b, \text{corona}}^2 \quad (25)$$

La longitud del arco de acción nos revela el número de dientes en contacto que se puede dar al mismo tiempo si se compara con el paso circular. Cuando esta relación es de valor unidad, indica que cuando un diente llega al punto final de la línea de presión, el que le sigue ha entrado en contacto con el engrane acoplado. Si esta relación es mayor que el valor unidad, cuando el diente se separa del engrane al que está acoplado, el que le continúa aún no estableció contacto alguno. Por lo que la relación de contacto ε se puede expresar de la siguiente manera [9]:

(26)

$$\varepsilon = \frac{q_t}{p_b}$$

El arco de acción viene definido por medio de la siguiente ecuación:

(27)

$$q_t = \sqrt{r_{e, \text{piñón}}^2 - r_{b, \text{piñón}}^2} - r_{b, \text{piñón}} \cdot \tan(\varphi_n) + \\ + \sqrt{r_{e, \text{corona}}^2 - r_{b, \text{corona}}^2} - r_{b, \text{corona}} \cdot \tan(\varphi_n) + b \cdot \tan(\psi)$$

2.4.1. Primer par de engranajes

Longitud de acción:

$$x = \left(\frac{31.058 \text{ mm}}{2} + 2 \text{ mm} \right)^2 - \left(\frac{26.39 \text{ mm}}{2} \right)^2 = 133.159 \text{ mm}$$

$$y = \left(\frac{186.35 \text{ mm}}{2} + 2 \text{ mm} \right)^2 - \left(\frac{181.681 \text{ mm}}{2} \right)^2 = 806.192 \text{ mm}$$

$$Z = (133.159 \text{ mm})^{1/2} + (806.192 \text{ mm})^{1/2} - \left(\frac{31.058 \text{ mm}}{2} + \frac{186.35 \text{ mm}}{2} \right) \cdot \sin(20^\circ) \\ = 2.754 \text{ mm}$$

Arco de acción:

$$q_t = \sqrt{\left(\frac{35.058 \text{ mm}}{2} \right)^2 - \left(\frac{26.39 \text{ mm}}{2} \right)^2} - \frac{26.39 \text{ mm}}{2} \cdot \tan(20^\circ) +$$

$$+ \sqrt{\left(\frac{190.35 \text{ mm}}{2}\right)^2 - \left(\frac{181.681 \text{ mm}}{2}\right)^2} - \frac{181.681 \text{ mm}}{2} \cdot \tan(20) + 20 \text{ mm} \cdot \tan(15)$$

$$= 7.426 \text{ mm}$$

El grado de recubrimiento es de:

$$\varepsilon = \frac{7.426 \text{ mm}}{5.904 \text{ mm}} = 1.302$$

2.4.2. Segundo par de engranajes

Longitud de acción:

$$x = \left(\frac{46.587 \text{ mm}}{2} + 3 \text{ mm}\right)^2 - \left(\frac{39.585 \text{ mm}}{2}\right)^2 = 299.608 \text{ mm}$$

$$y = \left(\frac{279.525 \text{ mm}}{2} + 3 \text{ mm}\right)^2 - \frac{272.523 \text{ mm}^2}{2} = 1813.932 \text{ mm}$$

$$Z = (299.608 \text{ mm})^{1/2} + (1813.932 \text{ mm})^{1/2} - \left(\frac{46.587 \text{ mm}}{2} + \frac{279.525 \text{ mm}}{2}\right) \cdot \sin(20)$$

$$= 4.131 \text{ mm}$$

Arco de acción:

$$q_t = \sqrt{\left(\frac{52.587 \text{ mm}}{2}\right)^2 - \left(\frac{39.585 \text{ mm}}{2}\right)^2} - \frac{39.585 \text{ mm}}{2} \cdot \tan(20) +$$

$$+ \sqrt{\left(\frac{285.525 \text{ mm}}{2}\right)^2 - \left(\frac{272.523 \text{ mm}}{2}\right)^2} - \frac{272.523 \text{ mm}}{2} \cdot \tan(20) + 20 \text{ mm} \cdot \tan(15)$$

$$= 11.14 \text{ mm}$$

El grado de recubrimiento es de:

$$\varepsilon = \frac{11.14 \text{ mm}}{8.856 \text{ mm}} = 1.302$$

2.5. Análisis de fuerzas

En el análisis de fuerzas a los que se someten los dientes de los diferentes engranes viene definido por la potencia que ofrece el motor H , y su velocidad angular ω , que nos da el par torsor T , del primer par de engranes:

$$T = \frac{H}{\omega} = \frac{d}{2} W_t \quad (28)$$

La carga transmitida W_t , permite obtener el par torsor como se muestra en la expresión anterior, siendo d el diámetro del engrane en pulgadas.

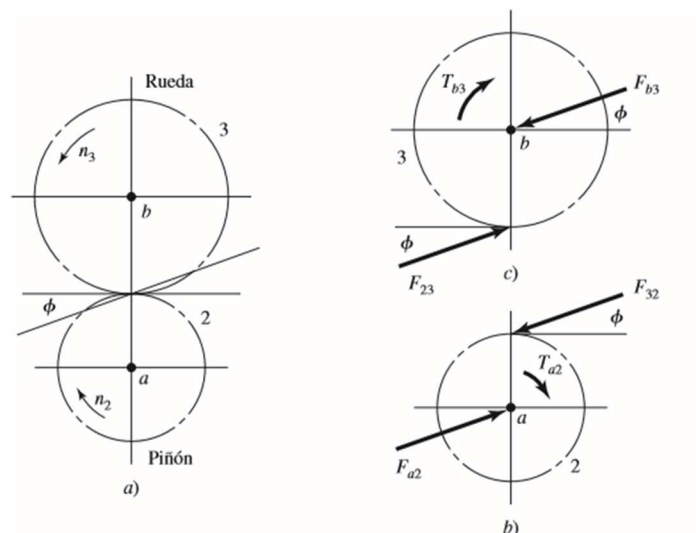
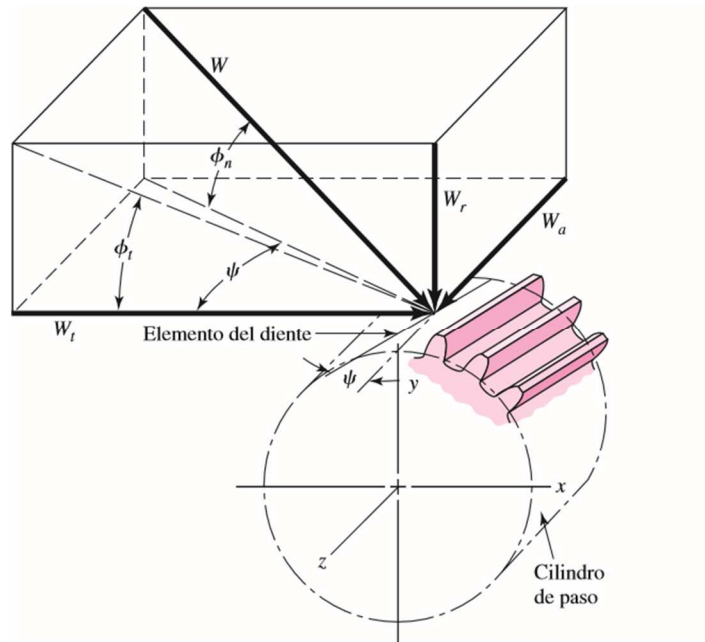


Ilustración 10. Diagrama de sólido libre de fuerzas y momentos.

(Fuente: Shigley J.E. Diseño de Ingeniería Mecánica. 8ªEd.)

Al tratarse de engranes helicoidales la carga total W , está dividida por tres componentes. La componente radial W_r , la componente tangencial W_t , que es la que transmite potencia, y, la componente axial W_a , que nos da una fuerza de empuje. Los ángulos que forman estas cargas son los que definen la geometría del diente y ya han sido calculados; ángulo de presión normal en la dirección normal ϕ_n , ángulo de presión normal en la dirección de la rotación, ϕ_t y ángulo de hélice ψ .

**Ilustración 11. Fuerzas sobre dientes helicoidales.**

(Fuente: Shigley J.E. Diseño de Ingeniería Mecánica. 8ªEd.)

Como queda representado en la figura el valor de todas las componentes quedaría representado de la siguiente manera:

$$W_r = W \cdot \sin(\phi_n) \quad (29)$$

$$W_t = W \cdot \cos(\phi_n) \cdot \cos(\psi) \quad (30)$$

$$W_a = W \cdot \cos(\phi_n) \cdot \sin(\psi) \quad (31)$$

La fuerza transmitida, que en este caso de engranes helicoidales, no coincide con la carga total, y es preferible calcularla con antelación para determinar el resto de influencias. Volviendo a la ecuación (30) obtenemos el valor de la carga de transmisión, y una vez obtenida ésta se puede determinar la carga total mediante la ecuación (28).

$$W_t = T \cdot \frac{2}{d}$$

2.5.1. Primer par de engranes

El motor tiene una potencia de 1500 W y nos ofrece una velocidad de 945 rpm, n_1 , lo que equivale a 98.96 rad/s, ω_1 . La potencia H, que transmite a través del engrane rotatorio inicial coincide con la potencia del motor. El par de torsión vendría dado por la expresión (28).

$$T_1 = \frac{H}{\omega_1} = \frac{1500 \text{ Nm/s}}{98.96 \text{ rad/s}} = 15.1576 \text{ Nm}$$

El piñón de este par de engranes está constituido por 15 dientes y la corona por 90 dientes, siendo ambos de módulo 2.

$$W_{t1} = T \cdot \frac{2}{\frac{m \cdot Z}{\cos(\psi)}} = 15.1576 \text{ Nm} \cdot \frac{2}{\frac{2 \cdot 15}{\cos(15)} \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 976.07449 \text{ N} \rightarrow 0.976 \text{ kN}$$

De la expresión (30) obtenemos la carga total:

$$W = \frac{W_t}{\cos(\phi_n) \cdot \cos(\psi)} = \frac{976.07449 \text{ N}}{\cos(20) \cdot \cos(15)} = 1075.3587 \text{ N} \rightarrow 1.0754 \text{ kN}$$

De la expresión (29) y (31) obtendremos la carga radial W_r , y axial W_a , respectivamente:

$$W_r = W \cdot \sin(\phi_n) = 1075.3587 \text{ N} \cdot \sin(20) = 367.7943 \text{ N} \rightarrow 0.3678 \text{ kN}$$

$$W_a = W \cdot \cos(\phi_n) \cdot \sin(\psi) = 1075.3587 \text{ N} \cdot \cos(20) \cdot \sin(15) = 261.5384 \text{ kN} \rightarrow 0.26154 \text{ kN}$$

2.5.2. Segundo par de engranes

En el segundo par de engranes se usa un piñón de 15 dientes y una corona de 90 al igual que en el primer par de engranes. La velocidad del eje será la que nos proporciona el índice de transmisión i_1 :

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{945 \text{ rpm}}{6} = 157.5 \text{ rpm} \rightarrow \omega_2 = 16.49 \text{ rad/s}$$

Lo que nos da un par de torsión por medio de la expresión (28) de:

$$T_1 = \frac{H}{\omega_1} = \frac{1500 \text{ Nm/s}}{16.49 \text{ rad/s}} = 90.95 \text{ Nm}$$

El piñón de este par de engranes está constituido por 15 dientes y la corona por 90 dientes, siendo ambos de módulo 3.

$$W_{t1} = T \cdot \frac{2}{\frac{m \cdot Z}{\cos(\psi)}} = 90.95 \text{ Nm} \cdot \frac{2}{\frac{3 \cdot 15}{\cos(15)} \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 3904.487 \text{ N} \rightarrow 3.904 \text{ kN}$$

De la expresión (30) obtenemos la carga total:

$$W = \frac{W_t}{\cos(\phi_n) \cdot \cos(\psi)} = \frac{5856.73 \text{ N}}{\cos(20) \cdot \cos(15)} = 6452.158 \text{ N} \rightarrow 6.452 \text{ kN}$$

De la expresión (29) y (31) obtendremos la carga radial W_r , y axial W_a , respectivamente:

$$W_r = W \cdot \sin(\phi_n) = 6452.158 \text{ N} \cdot \sin(20) = 2206.77 \text{ N} \rightarrow 2.207 \text{ kN}$$

$$W_a = W \cdot \cos(\phi_n) \cdot \sin(\psi) = 6452.158 \text{ N} \cdot \cos(20) \cdot \sin(15) = 1569.23 \text{ kN} \rightarrow 1.569 \text{ kN}$$

2.6. Cálculos de esfuerzos y resistencia

Las ecuaciones del esfuerzo en la metodología AGMA en unidades SI [6]

$$\sigma = W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{b \cdot m_t} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_J} \quad (32)$$

Siendo cada componente:

σ : números de esfuerzo

W_t : carga tangencial transmitida

K_o : factor de sobrecarga

K_v : factor dinámico

K_s : factor de tamaño

K_H : factor de distribución de la carga

K_B : factor del espesor del aro

Y_J : factor geométrico de resistencia a la flexión

b : ancho neto de la cara del elemento más angosto

m_t : módulo métrico transversal

Las ecuaciones de resistencia AGMA [6] emplea datos de resistencia a flexión de engrane mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R} \quad (33)$$

Siendo cada término expresado:

σ_{perm} : resistencia a flexión permisible

S_t : esfuerzo de flexión permisible (N/mm²)

S_F : factor de seguridad AGMA

Y_N : factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión

K_T : factores de temperatura

K_R : factores de confiabilidad

El valor de los factores de ambas ecuaciones y la forma de obtenerlos se explica a continuación:

- **Factor de sobrecarga K_o**

Este factor tiene como finalidad tomar en cuenta todas las cargas que se aplican de manera externa en exceso de la carga tangencial nominal W^t en una aplicación particular. Un caso sería las variaciones del valor medio del par de torsión debidas a la reacción a las variaciones del par de torsión, debidas al encendido de los cilindros en un motor de combustión interna. Este proyecto toma el uso de un motor eléctrico asíncrono, el cual aporta más estabilidad y homogeneidad. El valor de este parámetro se puede obtener a partir de la fuente que da la potencia y la máquina que la impulsa, según viene especificado en la siguiente tabla:

<i>Fuente de potencia</i>	<i>Uniforme</i>	<i>Impacto moderado</i>	<i>Impacto pesado</i>
<i>Uniforme</i>	1.00	1.25	1.75
<i>Impacto ligero</i>	1.25	1.50	2.00
<i>Impacto medio</i>	1.50	1.75	2.25

Tabla: Fuente de potencia. (Fuente: Shigley 8ª Edición, [6])

- **Factor dinámico K_v**

Se emplea en la valoración de imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de dientes de engranes en movimiento. AGMA ha definido un conjunto de números de control de calidad, los cuales define las tolerancias para engranes de diversos tamaños fabricados con una clase de calidad específica. Los números del 3 al 7 incluyen la mayoría de los engranes de calidad comercial. Los números del 8 al 12 son de calidad de precisión. El número de nivel de exactitud en la transmisión Q_v de AGMA se puede considerar igual que el número de calidad [6].

La formulación que se emplea para el cálculo del factor dinámico es:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B \quad (34)$$

V representa la velocidad máxima en m/s, y representa el punto final de la curva Q_v . El resto de medidas se obtienen de la manera siguiente, donde [6]:

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (35)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3} \quad (36)$$

$$V = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n}{60} \quad (37)$$

Las curvas que se obtienen para el factor dinámico a través de la velocidad máxima y la exactitud en la transmisión utilizando la expresión (34):

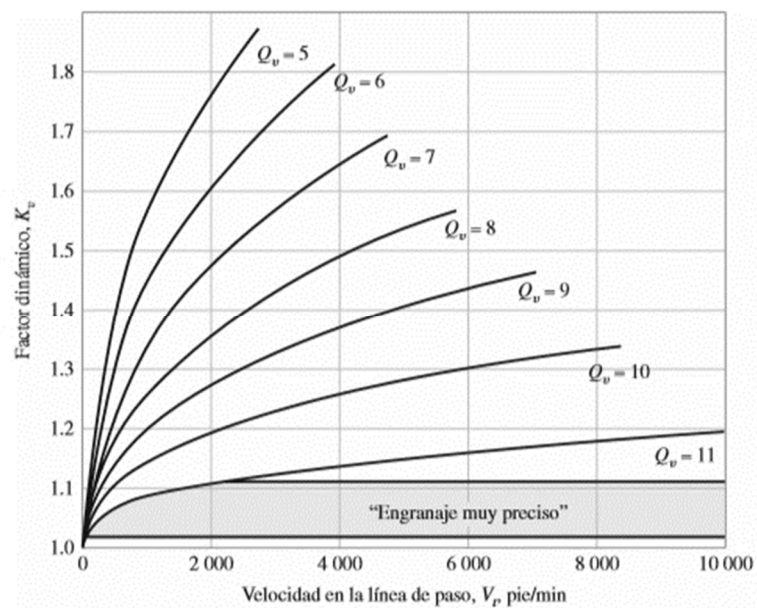


Ilustración 12: Gráfico de factor dinámico.

(Fuente: Shigley 8ª Edición, [6])

- **Factor de tamaño K_s**

El factor de tamaño refleja la falta de uniformidad de las propiedades del material debida al tamaño. Aún no se han establecido los factores estándar de tamaño de dientes de engranes para los casos donde haya un efecto perjudicial de tamaño. En esos casos AGMA recomienda usar un valor mayor a la unidad para este factor. Si no hay efecto perjudicial se usa un valor unitario [6].

- **Factor de distribución de carga K_H**

Con el factor de distribución de la carga se modifican las ecuaciones de esfuerzo para reflejar la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la línea de contacto. El ideal es ubicar el “claro medio” del engrane entre dos cojinetes en el lugar con pendiente cero cuando se aplica la carga. Sin embargo, esto no siempre es posible.

El factor de distribución de la carga bajo estas condiciones está dado regularmente por el factor de distribución de la carga en la cara C_{mf} , donde

(38)

$$K_H = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e)$$

(39)

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dientes sin coronar} \\ 0.8 & \text{para dientes coronados} \end{cases}$$

(40)

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0.025 & F \leq 1 \text{ pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.0125F & 1 < F \leq 17 \text{ pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0.1109 + 0.0207F - 0.000228F^2 & 17 < F < 40 \text{ pulg} \end{cases}$$

(41)

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para piñon montado separado } S_1/S < 0.175 \\ 1.1 & \text{para piñon montado separado } S_1/S \geq 0.175 \end{cases}$$

(42)

$$C_{ma} = A + BF + CF^2$$

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	- 0.765(10 ⁻⁴)
Unidades comerciales, cerrados	0.127	0.0158	- 0.930(10 ⁻⁴)
Unidades de precisión, cerrados	0.0675	0.0128	- 0.926(10 ⁻⁴)
Unidades de precisión extrema, cerrados	0.0036	0.0102	- 0.822(10 ⁻⁴)

Tabla 5: Condiciones de distribución de la carga según su uso.

(Fuente: Shigley 8ª Edición, [6])

(43)

$$C_e = \begin{cases} 0.8 & \text{para engranajes ajustados durante el ensamble o si la} \\ & \text{compatibilidad se mejora mediante lapeado, o ambos} \\ 1 & \text{para todas las otras condiciones} \end{cases}$$

- Factor de espesor del aro K_B

Este factor ajusta el esfuerzo de flexión estimado de un engrane con aro delgado. Cuando el espesor del aro no es suficiente para proporcionar soporte completo a la raíz del diente, la ubicación de la falla por fatiga por flexión puede ser a través del aro del engrane en lugar del entalle de la raíz. En estos casos, se recomienda el uso de un factor de modificación de esfuerzo K_B [6].

Para el estudio de este proyecto este parámetro carece de importancia. No supondrá riesgo alguno los engranes escogidos, por lo que se tomará el valor unidad.

- **Factor geométrico de resistencia a flexión Y_f**

El factor Y_f se utiliza para introducir el efecto de la forma del diente en la ecuación del esfuerzo. El factor AGMA J depende de la relación de contacto de la cara, que para el caso de engranes helicoidales esta relación es menor a la unidad. Esto se debe a que tienen una relación de contacto baja con un ángulo de hélice pequeño [6].

El factor Y_f emplea un valor modificado del factor de forma de Lewis, un factor de concentración de esfuerzo por fatiga y una relación de repetición de la carga del diente. Ambas recogen una expresión cuya curva para engranes helicoidales con un ángulo normal de presión de 20° queda representada de la siguiente forma:

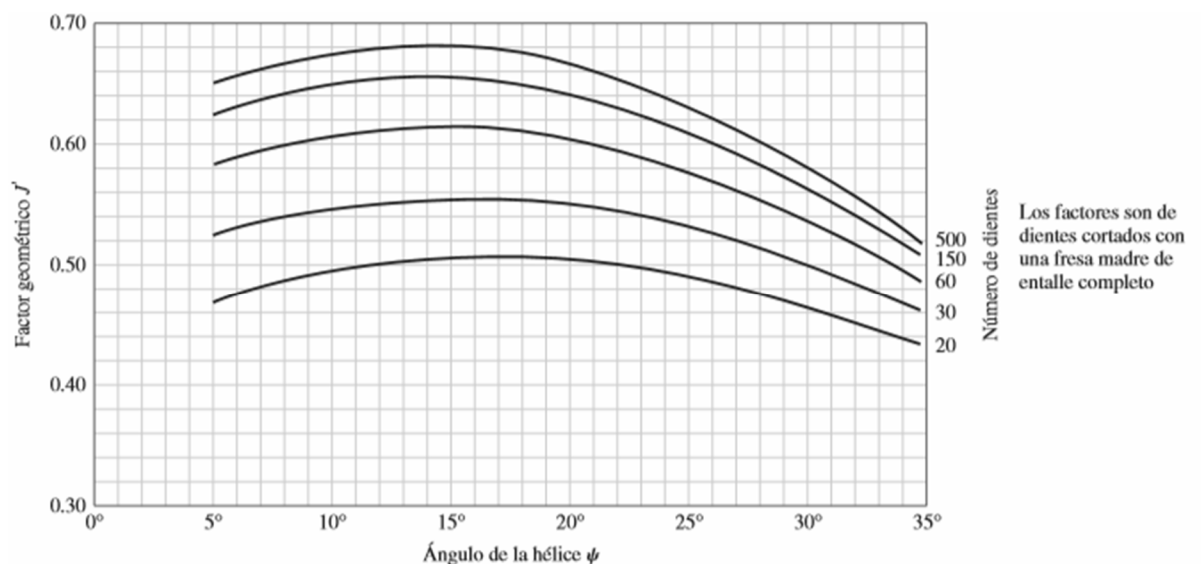
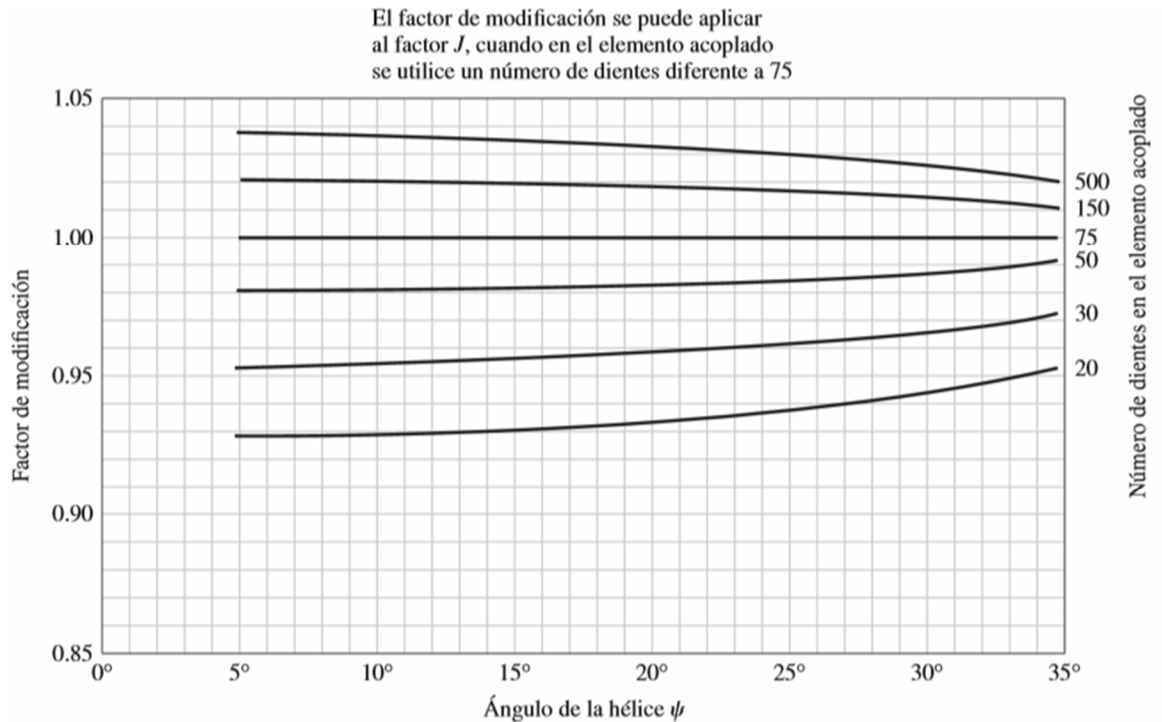


Ilustración 13. Factores geométricos J' de engranes helicoidales.

(Fuente: AGMA 218.01, AGMA 908-B89)

Ilustración 14. Multiplicadores del factor J' para obtener Y_J .

(Fuentes: AGMA 218.01, AGMA 908-B89)

- Esfuerzo de flexión permisible S_t

Dadas las propiedades del material del que están formados los distintos engranes, la norma ANSI/AGMA 2001-D04 ofrece unas sugerencias respecto el esfuerzo que soportaría. Para este factor, el esfuerzo que se estudia es a flexión por fatiga [6].

Según la dureza del material y las expresiones (44) y (45) de ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04, se puede obtener de forma aproximada el esfuerzo que máximo permitido a flexión para engranes de acero nitrurado endurecido completamente (AISI 4140,4340) [6]:

(44)

$$\text{Grado 1: } S_t = 0.568 \cdot H_B + 83.8 \text{ MPa}$$

(45)

$$\text{Grado 2: } S_t = 0.749 \cdot H_B + 110 \text{ MPa}$$

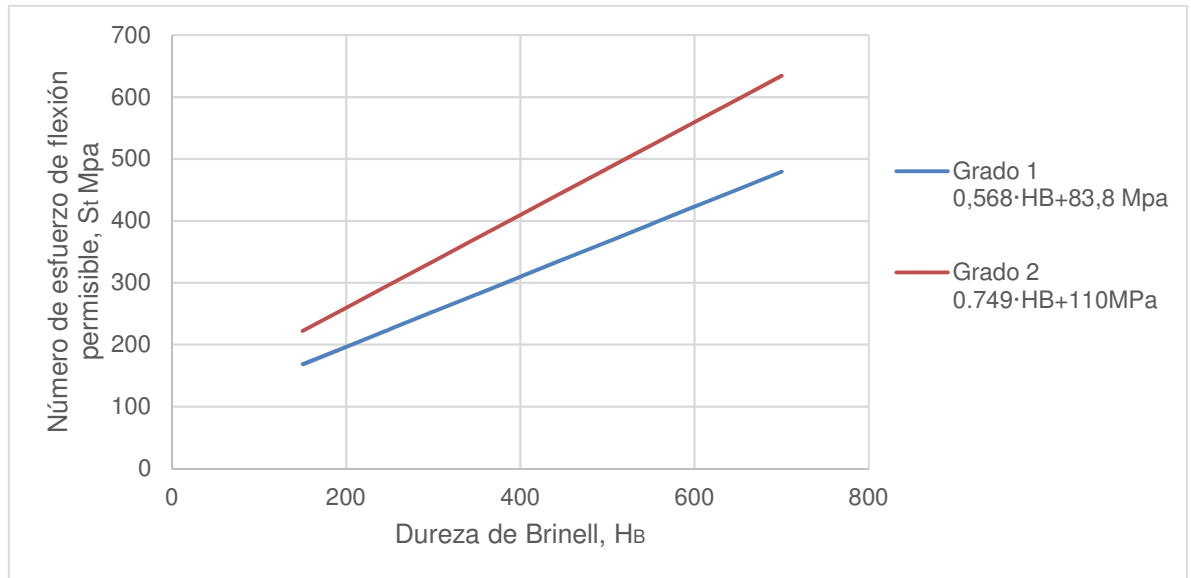


Ilustración 15. Esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado endurecido completamente.

(Fuente ANSI/AGMA 2001-D4 Y 2101-D04)

- Factor de seguridad AGMA S_F

Este factor de seguridad protege contra la falla por fatiga por flexión. La definición de S_F , de conformidad con la ecuación (46), corresponde a:

(46)

$$S_f = \frac{S_t \cdot \frac{Y_N}{K_T \cdot K_R}}{\sigma}$$

Donde σ corresponde con el esfuerzo obtenido a través de la ecuación (32).

- **Factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión Y_N**

El propósito de este factor de ciclo de carga es modificar la resistencia AGMA para vidas que no sean para 10^7 ciclos de carga, en cuyo caso su valor sería el de la unidad. Según la Ilustración 16 estaremos trabajando con:

(47)

$$Y_N = 1.3558 \cdot N^{-0.0178}$$

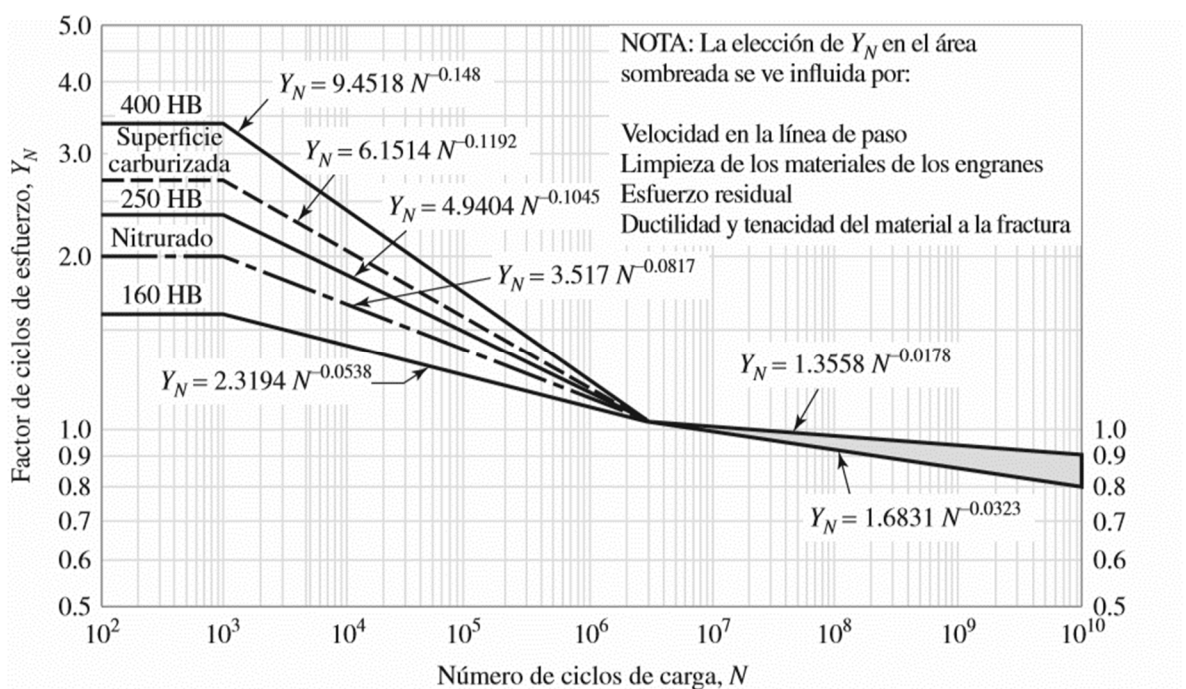


Ilustración 16. Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicando de resistencia a la flexión.

(Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04)

- **Factor de temperatura K_T**

Para temperaturas del disco del engrane hasta de 120°C , se emplea $K_T = 1.0$. Cuando las temperaturas son más altas, estos factores deben ser mayores que la unidad. Se pueden utilizar intercambiadores de calor para asegura que las temperaturas de operación sean considerablemente menores que este valor, puesto que esto es conveniente para el lubricante [6].

- **Factor de confiabilidad K_R**

El factor de confiabilidad toma en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material. Las variaciones de carga no se abordan aquí. La resistencia AGMA S_t se basan en una confiabilidad de 99% [6].

Confiabilidad	K_R
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Tabla 7. Factores de confiabilidad

2.6.1. Primer par de engranajes

Los datos de partida calculados anteriormente, a partir de la página 25, para este par de engranes son:

- Potencia del motor: $H = 1500 \text{ W}$
- Velocidad: $n = 945 \text{ rpm}$
- Número de dientes: $Z_{1\text{Piñón}} = 15 \text{ dientes}$ $Z_{1\text{Corona}} = 90 \text{ dientes}$
- Módulo: $m = 2 \text{ mm}$
- Ángulo de presión: $\phi_n = 20^\circ$
- Ángulo de hélice: $\psi = 15^\circ$
- Potencia Transmitida: $W_t = 976.07449 \text{ N}$

Se calcula a continuación los términos previamente definidos (desde la página 40) para calcular el esfuerzo a flexión y el esfuerzo a flexión permitida, con el fin de que cumpla según la normativa.

- Factor de sobrecarga 42- $K_o = 1$, la potencia que ofrece nuestro motor eléctrico se considera uniforme.
- Factor dinámico - K_v .

Suponiendo que nuestro nivel de exactitud en la transmisión, $Q_g = 7$, valor el cual es el de mayor calidad comercial, mediante las expresiones (35), (36) y Ecuación 37) obtenemos los valores A, B y V respectivamente, para obtener después el valor de nuestro factor dado por la ecuación (34).

$$\left\{ \begin{array}{l} B = 0.25(12 - 7)^{2/3} = 0.731 \\ A = 50 + 56(1 - 0.731004) = 65.064 \\ V = \frac{\pi \cdot 945 \text{ rpm} \cdot 31.06 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{60} = 1.537 \text{ m/s} \\ K_v = \left(\frac{65.064 + \sqrt{200 \cdot 1.537}}{65.064} \right)^{0.731} = 1.191 \end{array} \right.$$

- Factor de tamaño 44- $K_s = 1$, no hay efecto perjudicial de tamaño.
- Factor de distribución de carga - K_s .

Para la determinación de este factor se necesitan hacer los cálculos de las condiciones que influyen sobre la distribución de la carga en la cara a estudiar. Según se explica en el apartado 2.6 mediante las expresiones (39), (40), (41), (42) y (43) respectivamente según se van a mostrar tras los cálculos previos del módulo del engranaje, F , y de los diámetros de paso de los engranes, d_p :

$$F = 10 \cdot m = 10 \cdot 2 = 20 \text{ mm} \rightarrow 0.7874 \text{ in}$$

$$d_{p, \text{PIÑÓN}} = 31.058 \text{ mm} \rightarrow 1.223 \text{ in}$$

$$d_{p, \text{CORONA}} = 186.35 \text{ mm} \rightarrow 7.337 \text{ in}$$

$$C_{mc} = 1$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{pf, \text{PIÑÓN}} = \frac{0.7874 \text{ in}}{10 \cdot 1.223 \text{ in}} - 0.025 = 0.039 \\ C_{pf, \text{CORONA}} = \frac{0.7874 \text{ in}}{10 \cdot 7.337 \text{ in}} - 0.025 = -0.014 \\ C_{pm} = 1 \end{array} \right.$$

Mediante la Tabla 5: Condiciones de distribución de la carga según su uso.

(Fuente: Shigley 8ª Edición,)

Tabla 6, suponiendo unidades comerciales cerradas se obtiene que:

$$A = 0.127$$

$$B = 0.0158$$

$$C = -0.903 \cdot 10^{-4}$$

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0158 \cdot 0.7874 - 0.903 \cdot 10^{-4} \cdot 0.7874^2 = 0.139$$

$$C_e = 1$$

Lo que nos da un factor de distribución de carga dada por la ecuación (38):

$$K_{H, \text{PIÑÓN}} = C_{mf, \text{PIÑÓN}} = 1 + 1(0.039 \cdot 1 + 0.139 \cdot 1) = 1.179$$

$$K_{H, \text{CORONA}} = C_{mf, \text{CORONA}} = 1 + 1(-0.014 \cdot 1 + 0.139 \cdot 1) = 1.125$$

- Factor de espesor del aro - $K_B = 1$, los engranes son macizos.
- Factor geométrico de resistencia a flexión - Y_J

Mediante la Ilustración 13, obtenemos el factor geométrico J , y con la Ilustración 14 se obtiene su multiplicador J' . Se debe hacer para el piñón y la corona, ya que el número de dientes varía de una a otra.

$$Y_{J, \text{piñón}} = J_{15 \text{ dientes}} \cdot J'_{15 \text{ dientes}} = 0.488 \cdot 0.9165 = 0.447$$

$$Y_{J, \text{corona}} = J_{90 \text{ dientes}} \cdot J'_{90 \text{ dientes}} = 0.629 \cdot 1.004 = 0.631$$

- Esfuerzo de flexión permisible - S_t .

Por lo detallado anteriormente, dada las características de nuestro acero y nuestra ecuación (45) que corresponde a aceros nitrurados endurecidos de grado 2, nos queda:

$$S_t = 0.749 \cdot 510 + 110 \text{ MPa} = 491.99$$

- Factor de ciclos de esfuerzos Y_N

Se obtiene mediante la ecuación (47) y la Ilustración 8 junto a la Ilustración 16:

$$Y_{N, \text{piñón}} = 1.3558 \cdot (10^8)^{-0.0178} = 0.9768$$

$$Y_{N, \text{corona}} = 1.3558 \cdot \left(\frac{10^8}{6}\right)^{-0.0178} = 1.008$$

- Factor de temperatura - $K_T = 1$, trabajará a menos de 120°C.
- Factor de confiabilidad - $K_R = 1$, confiabilidad de 99% por la Tabla 7.

Obtenidos todos los factores el esfuerzo flexionante para el piñón y para la corona con la ecuación (32), los correspondientes esfuerzos que se aplican son de:

$$\sigma_{\text{piñón}} = 976.075 \text{ N} \cdot 1 \cdot 1.19 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}} \cdot \frac{1.179 \cdot 1}{0.447} = 76.57 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{corona}} = 976.075 \text{ N} \cdot 1 \cdot 1.19 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}} \cdot \frac{1.125 \cdot 1}{0.631} = 51.79 \text{ MPa}$$

Con el uso, a falta del factor de seguridad, de la (33), determinamos el esfuerzo permisible la cual se comparará con la tensión obtenida con el fin de si cumple la normativa respecto a flexión:

$$\sigma_{\text{perm, piñón}} = \frac{491.99 \text{ MPa} \cdot 0.977}{1 \cdot 1} = 480.67 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{perm, corona}} = \frac{491.99 \text{ MPa} \cdot 1.008}{1 \cdot 1} = 496.139 \text{ MPa}$$

- Factor de seguridad AGMA - S_f

Ecuación (46):

$$S_{f, \text{ piñón}} = \frac{491.99 \text{ MPa} \cdot \frac{0.977}{1 \cdot 1}}{76.57 \text{ MPa}} = 6.276$$

$$S_{f, \text{ corona}} = \frac{491.99 \text{ MPa} \cdot \frac{1.01}{1 \cdot 1}}{51.79 \text{ MPa}} = 9.579$$

2.6.2. *Segundo par de engranajes*

Los datos de partida calculados anteriormente, a partir de la página 25, para este par de engranes son:

- Potencia del motor: $H = 1500 \text{ W}$
- Velocidad: $n = 157.5 \text{ rpm}$
- Número de dientes: $Z_1 \text{ Piñón} = 15 \text{ dientes}$ $Z_1 \text{ Corona} = 90 \text{ dientes}$
- Módulo: $m = 2 \text{ mm}$
- Ángulo de presión: $\phi_n = 20^\circ$
- Ángulo de hélice: $\psi = 15^\circ$
- Potencia Transmitida: $W_t = 5856.45 \text{ N}$

Se calcula a continuación los términos previamente definidos (desde la página 40) para calcular el esfuerzo a flexión y el esfuerzo a flexión permitida, con el fin de que cumpla según la normativa.

- Factor de sobrecarga 42- $K_o = 1$, la potencia que ofrece nuestro motor eléctrico se considera uniforme.
- Factor dinámico - K_v .

Suponiendo que nuestro nivel de exactitud en la transmisión, $Q_g = 7$, valor el cual es el de mayor calidad comercial, mediante las expresiones (35), (36) y Ecuación 37) obtenemos los valores A, B y V respectivamente, para obtener después el valor de nuestro factor dado por la ecuación (34).

$$\left\{ \begin{array}{l} B = 0.25(12 - 7)^{2/3} = 0.731 \\ A = 50 + 56(1 - 0.731004) = 65.064 \\ V = \frac{\pi \cdot 945 \text{ rpm} \cdot 46.587 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{60} = 0.384 \text{ m/s} \\ K_v = \left(\frac{65.064 + \sqrt{200 \cdot 0.384}}{65.064} \right)^{0.731} = 1.097 \end{array} \right.$$

- Factor de tamaño 44- $K_s = 1$, no hay efecto perjudicial de tamaño.
- Factor de distribución de carga - K_s .

Para la determinación de este factor se necesitan hacer los cálculos de las condiciones que influyen sobre la distribución de la carga en la cara a estudiar. Según se explica en el apartado 2.6 mediante las expresiones (39), (40), (41), (42) y (43) respectivamente según se van a mostrar tras los cálculos previos del módulo del engranaje, F , y de los diámetros de paso de los engranes, d_p :

$$F = 10 \cdot m = 10 \cdot 3 = 30 \text{ mm} \rightarrow 1.181 \text{ in}$$

$$d_{p, \text{PIÑÓN}} = 46.587 \text{ mm} \rightarrow 1.834 \text{ in}$$

$$d_{p, \text{CORONA}} = 279.524 \text{ mm} \rightarrow 11.005 \text{ in}$$

$$C_{mc} = 1$$

$$\left[\begin{array}{l} C_{pf, \text{PIÑÓN}} = \frac{1.181 \text{ in}}{10 \cdot 1.834 \text{ in}} - 0.0375 + 0.0125 \cdot 1.181 \text{ in} = 0.0416 \\ C_{pf, \text{CORONA}} = \frac{1.181 \text{ in}}{10 \cdot 11.005 \text{ in}} - 0.0375 + 0.0125 \cdot 1.181 \text{ in} = -0.012 \end{array} \right.$$

$$C_{pm} = 1$$

Mediante la Tabla 5: Condiciones de distribución de la carga según su uso.

(Fuente: Shigley 8ª Edición,)

Tabla 6, suponiendo unidades comerciales cerradas se obtiene que:

$$A = 0.127$$

$$B = 0.0158$$

$$C = -0.903 \cdot 10^{-4}$$

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0158 \cdot 1.181 - 0.903 \cdot 10^{-4} \cdot 1.181^2 = 0.1455$$

$$C_e = 1$$

Lo que nos da un factor de distribución de carga dada por la ecuación (38).

$$K_{H, \text{PIÑÓN}} = C_{mf, \text{PIÑÓN}} = 1 + 1(0.0417 \cdot 1 + 0.1455 \cdot 1) = 1.187$$

$$K_{H, \text{CORONA}} = C_{mf, \text{CORONA}} = 1 + 1(-0.012 \cdot 1 + 0.1455 \cdot 1) = 1.134$$

- Factor de espesor del aro - $K_B = 1$, los engranes son macizos.

- Factor geométrico de resistencia a flexión - Y_f

Mediante la Ilustración 13, obtenemos el factor geométrico J , y con la Ilustración 14 se obtiene su multiplicador J' . Se debe hacer para el piñón y la corona, ya que el número de dientes varía de una a otra.

$$Y_{f, \text{piñón}} = J_{15 \text{ dientes}} \cdot J'_{15 \text{ dientes}} = 0.488 \cdot 0.9165 = 0.447$$

$$Y_{f, \text{corona}} = J_{90 \text{ dientes}} \cdot J'_{90 \text{ dientes}} = 0.629 \cdot 1.004 = 0.631$$

- Esfuerzo de flexión permisible - S_t .

Por lo detallado anteriormente, dada las características de nuestro acero y nuestra ecuación (45) que corresponde a aceros nitrurados endurecidos de grado 2, nos queda:

$$S_t = 0.749 \cdot 510 + 110 \text{ MPa} = 491.99$$

- Factor de ciclos de esfuerzos Y_N

Se obtiene mediante la ecuación (47) y la Ilustración 8 junto a la Ilustración 16:

$$Y_{N, \text{piñón}} = 1.3558 \cdot (10^8)^{-0.0178} = 0.9768$$

$$Y_{N, \text{corona}} = 1.3558 \cdot \left(\frac{10^8}{6}\right)^{-0.0178} = 1.008$$

- Factor de temperatura - $K_T = 1$, trabajará a menos de 120°C.
- Factor de confiabilidad - $K_R = 1$, confiabilidad de 99% por la Tabla 7.

$$\sigma_{\text{piñón}} = 3904.301 \text{ N} \cdot 1 \cdot 1.097 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1.187 \cdot 1}{0.447} = 126.297 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{corona}} = 3904.301 \text{ N} \cdot 1 \cdot 1.19 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1.134 \cdot 1}{0.631} = 85.461 \text{ MPa}$$

Con el uso, a falta del factor de seguridad, de la (33), determinamos el esfuerzo permisible la cual se comparará con la tensión obtenida con el fin de si cumple la normativa respecto a flexión:

$$\sigma_{perm, \text{ piñón}} = \frac{491.99 \text{ MPa} \cdot 0.977}{1 \cdot 1} = 480.56 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{perm, \text{ corona}} = \frac{491.99 \text{ MPa} \cdot 1.008}{1 \cdot 1} = 496.139 \text{ MPa}$$

- Factor de seguridad AGMA - S_f

Ecuación (46):

$$S_{f, \text{ piñón}} = \frac{491.99 \text{ MPa} \cdot \frac{0.977}{1 \cdot 1}}{126.297 \text{ MPa}} = 3.805$$

$$S_{f, \text{ corona}} = \frac{491.99 \text{ MPa} \cdot \frac{1.01}{1 \cdot 1}}{85.461 \text{ MPa}} = 5.805$$

2.7. Cálculo a desgaste.

El análisis a desgaste basado en ANSI/AGMA 2001-D04, se rige con el cumplimiento de la expresión de esfuerzo de contacto:

$$\sigma_c = C_p \left(W^t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot b} \cdot \frac{C_f}{I} \right)^{1/2} \quad (48)$$

C_p : coeficiente elástico

W_t : carga transmitida

K_o : factor de sobrecarga

K_v : factor dinámico

K_s : factor de tamaño

K_m : factor de distribución de la carga

b : ancho de la cara

d_p : diámetro de paso

C_f : factor de condición superficial

I : factor geométrico

La ecuación que nos ofrece el límite de durabilidad por contacto de engranes es la siguiente:

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_C \cdot Z_N \cdot C_H}{K_T \cdot K_R} \quad (49)$$

S_C : número de esfuerzo de contacto permisible

Z_N : factor de ciclos de esfuerzos

C_H : factor de relación de la dureza

S_H : factor de seguridad

K_T : factores de temperatura

K_R : factores de confiabilidad

- **Coeficiente elástico C_p**

AGMA define este coeficiente con el fin de armonizar las diferentes constantes elásticas del material del piñón y la corona y las distintas combinaciones de éstas. La unidad de medida de este coeficiente es $\text{MPa}^{1/2}$.

Toda esta información queda recogida en la siguiente tabla:

		Material de la corona (MPa)		
Material del piñón		Acero	Hierro	Bronce
	Módulo elástico (MPa)	$2 \cdot 10^5$	$1.5 \cdot 10^5$	$1.1 \cdot 10^5$
	Acero	$2 \cdot 10^5$	191	174
	Hierro	$1.5 \cdot 10^5$	174	163
	Bronce	$1.1 \cdot 10^5$	158	149

Tabla 8. Coeficiente elástico C_p . (Fuente: AGMA 218.01)

- Factor de condición superficial C_f

El factor de condición superficial viene determinado por los procesos de fabricación y acabado, los esfuerzos residuales y los esfuerzos plásticos. La falta de conocimiento acerca de la existencia de un factor perjudicial especialmente notable, se trabajará este coeficiente con valor unidad, como se recomienda por AGMA.

- Factor geométrico I de resistencia superficial

Para engranes helicoidales e internos AGMA define el factor geométrico de resistencia superficial de la siguiente forma:

(50)

$$I = \frac{\cos(\phi_t) \cdot \sin(\phi_t)}{2 \cdot m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G - 1}$$

m_N : relación de repartición de la carga.

m_G : relación de las velocidades.

Para la relación de velocidades m_G , se puede obtener mediante los diámetros de paso de la corona y el piñón.

$$m_G = \frac{D_{pn, \text{ corona}}}{D_{pn, \text{ piñón}}} \quad (51)$$

Para la relación de repartición de la carga se debe calcular previamente la longitud de la línea de acción en el plano transversal Z y el paso circular normal p_{cn} (Ecuación 11). Se emplea para ello la siguiente expresión:

$$m_N = \frac{p_{bn}}{0.95 \cdot Z} \quad (52)$$

- Número de esfuerzo de contacto permisible S_c

Los esfuerzos de contacto permisibles, que es lo que nos aporta esta variable, para una confiabilidad del 0.99, con número ciclos de esfuerzo superior a 10^7 y aceros completamente endurecidos, la siguiente tabla nos muestra como varía este factor en función de la dureza del material:

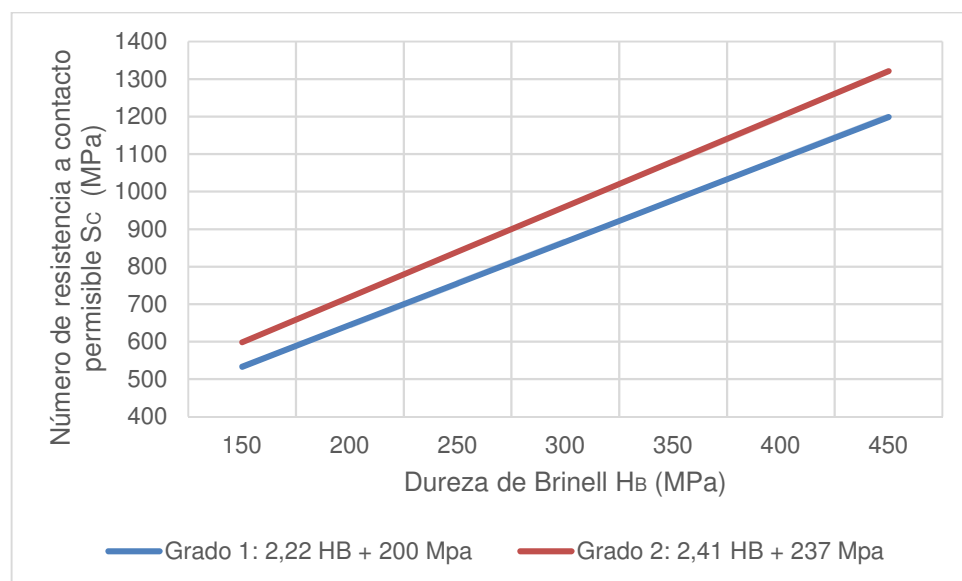


Ilustración 17 Número de esfuerzo de contacto permisible S_c

Al trabajar con materiales de grado 2, emplearemos su expresión:

$$S_C = 2.41 \cdot H_B + 237 \text{ MPa}$$

(53)

- Factor de relación de la dureza C_H

El piñón suele ser el engrane con menor número de dientes que la corona, por lo que es sometida a más ciclos de esfuerzo de contacto. Si se endurecen ambas partes completamente, se obtiene una resistencia superficial uniforme cuando el endurecimiento del piñón es más duro que el de la rueda. Cuando el piñón endurecido se acopla superficialmente con un engrane endurecido por completo se obtiene resultado semejante.

Por anteriormente descrito este factor de dureza se aplica solo en la corona, con el fin de ajustar las resistencias superficiales que se presentan en estos casos. En este proyecto se tratará sólo los piñones por el hecho de ser los más sometidos a más ciclos por su dimensión, que es considerablemente más reducida a la de la corona.

- Factor de seguridad S_H

Las normas ANSI/AGMA 2001-D04 Y 2101-D4 precisan un factor de seguridad para las fallas por picadura, S_H . Representa un esclarecimiento de resistencia sobre esfuerzo para un caso donde el esfuerzo no es lineal con la carga transmitida W^t . Para hacerla lineal con la carga transmitida, se relaciona el cuadrado de la resistencia al contacto completamente corregida con el cuadrado del esfuerzo de contacto impuesto, al tratarse de engranes de tipo helicoidal.

- Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura Z_N

El propósito de estudio de fatiga por esfuerzo de contacto, se va a aplicar un factor de resistencia a la picadura Z_N que modifica la resistencia ACMA para vidas que sean para 10^7 ciclos. Se emplea el uso de la siguiente tabla:

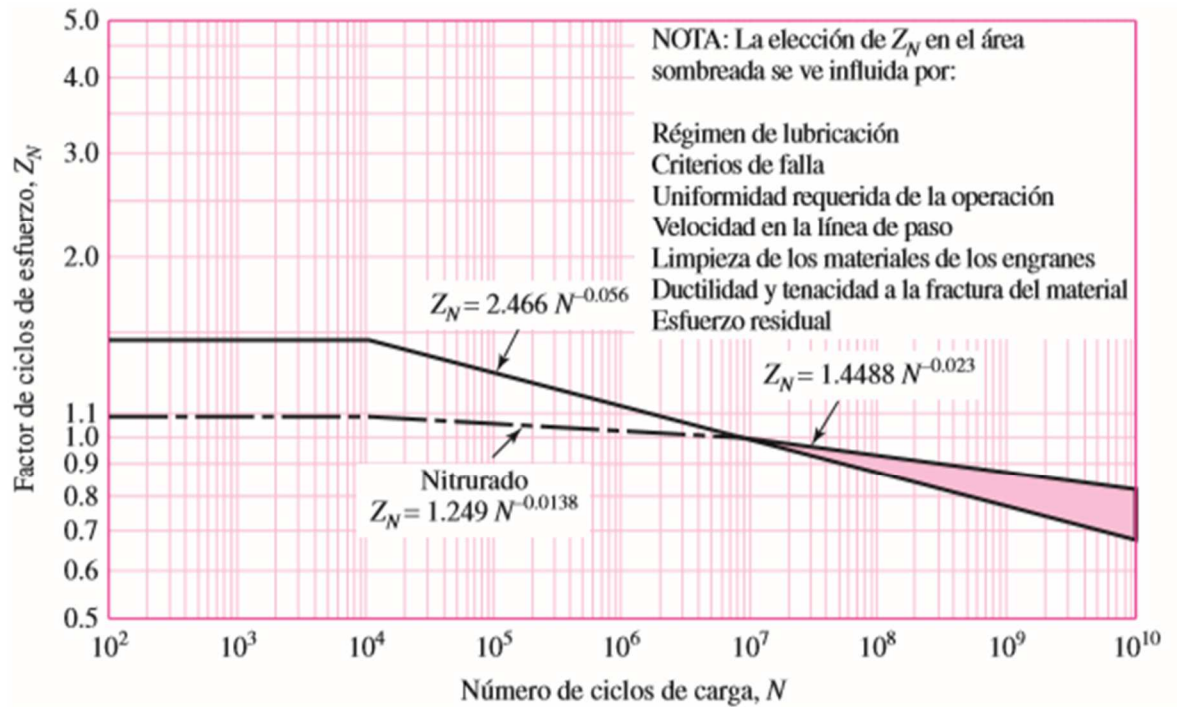


Ilustración 18 Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura.

(Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04)

2.7.1. Primer par de engranajes

Disponemos de datos ya calculados con anterioridad:

- $W^t = 976.075 \text{ N}$
- $K_o = 1$
- $K_v = 1.19$
- $K_s = 1$
- $K_{H, \text{ piñón}} = 1.179$
- $K_{H, \text{ corona}} = 1.122$
- $d_{P, \text{ piñón}} = 31.058 \text{ mm}$
- $d_{P, \text{ corona}} = 279.525 \text{ mm}$
- $b = 20 \text{ mm}$
- $Z = 2.754 \text{ mm}$
- $p_{bn} = 5.703 \text{ mm}$
- $N = 10^8 \text{ ciclos}$

$$\sigma_c = C_p \left(W^t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_H}{d_p \cdot F} \cdot \frac{C_f}{I} \right)^{1/2}$$

Se realizan los para el resto de parámetros desconocidos:

- Factor de confiabilidad - K_R
- Coeficiente elástico - C_p

Dada la Tabla 8, siendo el material de piñón acero al igual que el de la corona, el coeficiente elástico toma el siguiente valor:

$$C_p = 191 \text{ MPa}^{1/2}$$

- Factor de la condición superficial - C_f

No se conoce un efecto superficial perjudicial, empleando la normativa de AGMA el valor de este coeficiente es:

$$C_f = 1$$

- Factor geométrico - I

$$m_N = \frac{5.703 \text{ mm}}{0.95 \cdot 2.754 \text{ mm}} = 2.18$$

$$m_G = \frac{279.525}{31.058} = 6$$

$$I = \frac{\cos(20.647) \cdot \sin(20.647)}{2 \cdot 2.18} \cdot \frac{6}{6-1} = 0.0908$$

- Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura - Z_N

Para una vida de 10^8 ciclos y con la Ilustración 18 el valor del factor de esfuerzos de resistencia a la picadura es de:

$$Z_N = 1.4488 * (10^8)^{-0.023} = 0.948$$

- Esfuerzo de contacto - σ_c

$$\begin{aligned} \sigma_{c, \text{piñón}} &= 191 \text{ MPa}^{1/2} \left(976.075 \text{ N} \cdot 1 \cdot 1.19 \cdot 1 \cdot \frac{1.179}{31.058 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}} \cdot \frac{1}{0.0908} \right)^{1/2} \\ &= 941.154 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{c, \text{corona}} = 191 \text{ MPa}^{1/2} \left(976.075 \text{ N} \cdot 1 \cdot 1.19 \cdot 1 \cdot \frac{1.125}{186.35 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}} \cdot \frac{1}{0.0908} \right)^{1/2}$$

$$= 375.32 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{c, \text{perm piñón}} = \frac{1466.1 \text{ MPa} \cdot 0.948 \cdot 1}{1 \cdot 1} = 1390.503 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{c, \text{perm corona}} = \frac{1466.1 \text{ MPa} \cdot 0.948 \cdot 1}{1 \cdot 1} = 1390.503 \text{ MPa}$$

El esfuerzo que tenemos se mantiene por debajo de la admisible, por lo que se cumplen las condiciones basadas en ANSI/AGMA 2001-D04 para desgaste.

- El coeficiente de seguridad - S_H

$$S_{H, \text{piñón}} = \frac{1390.503}{941.157} = 1.477$$

$$S_{H, \text{corona}} = \frac{1390.503}{375.38} = 3.7$$

2.7.2. Segundo par de engranajes

Disponemos de datos ya calculados con anterioridad:

- $W^t = 3904.301 \text{ N}$
- $K_o = 1$
- $K_v = 1.097$
- $K_s = 1$
- $K_{H, \text{piñón}} = 1.187$
- $K_{H, \text{corona}} = 1.133$
- $d_{P, \text{piñón}} = 46.587 \text{ mm}$
- $d_{P, \text{corona}} = 279.525 \text{ mm}$
- $b = 30 \text{ mm}$
- $Z = 4.131 \text{ mm}$
- $p_{bn} = 8.555 \text{ mm}$
- $N = 10^8 \text{ ciclos}$

$$\sigma_c = C_p \left(W^t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_H}{d_P \cdot F} \cdot \frac{C_f}{I} \right)^{1/2}$$

Se realizan los para el resto de parámetros desconocidos:

- Factor de confiabilidad - K_R
- Coeficiente elástico - C_p

Dada la Tabla 8, siendo el material de piñón acero al igual que el de la corona, el coeficiente elástico toma el siguiente valor:

$$C_p = 191 \text{ MPa}^{1/2}$$

- ❖ Factor de la condición superficial - C_f

No se conoce un efecto superficial perjudicial, empleando la normativa de AGMA el valor de este coeficiente es:

$$C_f = 1$$

- ❖ Factor geométrico - I

$$m_N = \frac{9.104 \text{ mm}}{0.95 \cdot 4.131 \text{ mm}} = 2.32$$

$$m_G = \frac{279.525}{31.058} = 6$$

$$I = \frac{\cos(20.647) \cdot \sin(20.647)}{2 \cdot 2.32} \cdot \frac{6}{6 - 1} = 0.0853$$

- ❖ Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura - Z_N

Para una vida de 10^8 ciclos y con la Ilustración 18 el valor del factor de esfuerzos de resistencia a la picadura es de:

$$Z_N = 1.4488 \cdot (10^8)^{-0.023} = 0.948$$

- ❖ Esfuerzo de contacto - σ_c

$$\begin{aligned} \sigma_{c, \text{ piñón}} &= 191 \text{ MPa}^{1/2} \left(3904.301 \text{ N} \cdot 1 \cdot 1.097 \cdot 1 \cdot \frac{1.125}{46.587 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}} \cdot \frac{1}{0.085} \right)^{1/2} \\ &= 1264.708 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{c, \text{ corona}} &= 191 \text{ MPa}^{1/2} \left(3904.301 \text{ N} \cdot 1 \cdot 1.097 \cdot 1 \cdot \frac{1.134}{279.525 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}} \cdot \frac{1}{0.085} \right)^{1/2} \\ &= 479.42 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{c, \text{ perm piñón}} = \frac{1466.1 \text{ MPa} \cdot 0.948 \cdot 1}{1 \cdot 1} = 1390.503 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{c,perm\ corona} = \frac{1466.1 \text{ MPa} \cdot 0.948 \cdot 1}{1 \cdot 1} = 1390.503 \text{ MPa}$$

El esfuerzo que tenemos se mantiene por debajo de la admisible, por lo que se cumplen las condiciones basadas en ANSI/AGMA 2001-D04 para desgaste.

❖ El coeficiente de seguridad - S_H

$$S_{H, \text{ piñón}} = \frac{1390.503}{1264.709} = 1.099$$

$$S_{H, \text{ corona}} = \frac{1390.503}{497.42} = 2.795$$

2.8. Dimensionado de los ejes

2.8.1. Análisis estático

❖ Eje de entrada

Tomamos una longitud estimada del eje de 90 cm, situando el *piñón 1* a una distancia de 25 cm del extremo izquierdo del mismo. Se hace el estudio de momentos para identificar la sección más desfavorable:

Plano xy

Las fuerzas aplicadas son la radial y la axial:

$$W_a = 261,54 \text{ N} \quad \text{a una distancia del eje de:} \quad r_{pn} = 15,53 \text{ mm}$$

$$W_r = 367,79 \text{ N} \quad \text{a una distancia del apoyo de:} \quad x = 250 \text{ mm}$$

$$M_a = W_a \cdot r_{pn} = 4,06 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M(x = 0) = 0 \rightarrow R_{y2} \cdot 0,9 \text{ m} - 367,79 \text{ N} \cdot 0,25 \text{ m} - 4,06 \text{ Nm} = 0$$

$$\Sigma F_V = 0 \rightarrow R_{y2} + R_{y1} - 367,79 \text{ N} = 0$$

$$\text{Se obtiene:} \quad R_{y1} = 261,72 \text{ N} \quad , \quad R_{y2} = 106,68 \text{ N}$$

Aplicando la ley de momentos se obtiene:

$$M_y(x = 0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_y(x = 0,25 -) = 65,28 \text{ Nm}$$

$$M_y(x = 0,25 +) = 61,22 \text{ Nm}$$

$$M_y(x = 0,90) = 0 \text{ Nm}$$

Plano xz

La fuerza aplicada es la tangencial:

$$W_t = 976,08 \text{ N} \quad \text{a una distancia del apoyo de: } x = 250 \text{ mm}$$

$$\Sigma M(x = 0) = 0 \rightarrow R_{z2} * 0,9 \text{ m} - 976,08 \text{ N} \cdot 0,25 \text{ m} = 0$$

$$\Sigma F_V = 0 \rightarrow R_{z2} + R_{z1} - 976,08 \text{ N} = 0$$

Se obtiene: $R_{z1} = 704,94 \text{ N}$, $R_{z2} = 271,13 \text{ N}$

Aplicando la ley de momentos se obtiene:

$$M_z(x = 0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_z(x = 0,25) = 176,24 \text{ Nm}$$

$$M_z(x = 0,90) = 0 \text{ Nm}$$

Resumen:

El momento total en la sección más desfavorable ($x = 0,25$), sería:

$$M_T = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{176,24^2 + 65,28^2} = 187,94 \text{ Nm}$$

❖ Eje intermedio

Tomamos una longitud estimada del eje de 90 cm, situando la *corona 1* a una distancia de 25 cm del extremo izquierdo y el *piñón 2* a 20 cm del engranaje. Se hace el estudio de momentos para identificar la sección más desfavorable:

Plano xy

Las fuerzas aplicadas son la radial y la axial:

$$W_{a1} = 261,54 \text{ N} \quad \text{a una distancia del eje de:} \quad r_{pn1} = 93,29 \text{ mm}$$

$$W_{r1} = 367,79 \text{ N} \quad \text{a una distancia del apoyo de:} \quad x = 250 \text{ mm}$$

$$M_{a1} = W_{a1} \cdot r_{pn1} = 24,37 \text{ Nm}$$

$$W_{a2} = W_{a2} \cdot r_{pn2} = 1.046,15 \text{ N} \quad \text{a una distancia del eje de:} \quad r_{pn2} = 23,29 \text{ mm}$$

$$W_{r2} = 1.471,18 \text{ N} \quad \text{a una distancia del apoyo de:} \quad x = 250 \text{ mm}$$

$$M_{a2} = 24,37 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M(x = 0) = 0$$

$$\rightarrow R_{y2} \cdot 0,9 \text{ m} - 367,79 \text{ N} \cdot 0,25 \text{ m} - 24,37 \text{ Nm}$$

$$- 24,37 \text{ Nm} - 1.046,15 \text{ N} \cdot 0,45 \text{ m} = 0$$

$$\Sigma F_V = 0 \rightarrow R_{y2} + R_{y1} - 367,79 \text{ N} - 1.046,15 \text{ N} = 0$$

Se obtiene: $R_{y1} = 947,07 \text{ N}$, $R_{y2} = 891,91 \text{ N}$

Aplicando la ley de momentos se obtiene:

$$M_y(x = 0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_y(x = 0,25 -) = 236,77 \text{ Nm}$$

$$M_y(x = 0,25 +) = 212,40 \text{ Nm}$$

$$M_y(x = 0,45 -) = 107,58 \text{ Nm}$$

$$M_y(x = 0,45 +) = 83,21 \text{ Nm}$$

$$M_y(x = 0,90) = 0 \text{ Nm}$$

Plano xz

La fuerza aplicada es la tangencial:

$$W_{t1} = 976,08 \text{ N} \quad \text{a una distancia del apoyo de: } x = 250 \text{ mm}$$

$$W_{t2} = 3.904,30 \text{ N} \quad \text{a una distancia del apoyo de: } x = 450 \text{ mm}$$

$$\Sigma M(x = 0) = 0 \rightarrow R_{z2} * 0,9 \text{ m} - 976,08 \text{ N} \cdot 0,25 \text{ m} - 3.904,30 \text{ N} \cdot 0,45 \text{ m} = 0$$

$$\Sigma F_V = 0 \rightarrow R_{z2} + R_{z1} - 976,08 \text{ N} - 3.904,30 \text{ N} = 0$$

Se obtiene: $R_{z1} = 2.657,09 \text{ N}$, $R_{z2} = 2.223,28 \text{ N}$

Aplicando la ley de momentos se obtiene:

$$M_z(x = 0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_z(x = 0,25) = 664,27 \text{ Nm}$$

$$M_z(x = 0,45) = 1.000,48 \text{ Nm}$$

$$M_z(x = 0,90) = 0 \text{ Nm}$$

Resumen:

El momento total en la sección más desfavorable ($x = 0,45-$), sería:

$$M_T = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{1.000,48^2 + 107,58^2} = 1.006,24 \text{ Nm}$$

❖ Eje de salida

Tomamos una longitud estimada del eje de 90 cm, situando la *corona 2* a una distancia de 45 cm del extremo izquierdo del mismo. Se hace el estudio de momentos para identificar la sección más desfavorable:

Plano xy

Las fuerzas aplicadas son la radial y la axial:

$$W_a = 1.046,15 \text{ N} \quad \text{a una distancia del eje de:} \quad r_{pn} = 139,76 \text{ mm}$$

$$W_r = 1.471,18 \text{ N} \quad \text{a una distancia del apoyo de:} \quad x = 450 \text{ mm}$$

$$M_a = W_a \cdot r_{pn} = 146,21 \text{ Nm}$$

$$\Sigma M(x = 0) = 0 \rightarrow R_{y2} \cdot 0,9 \text{ m} - 1.471,18 \text{ N} \cdot 0,45 \text{ m} - 146,21 \text{ Nm} = 0$$

$$\Sigma F_V = 0 \rightarrow R_{y2} + R_{y1} - 1.471,18 \text{ N} = 0$$

$$\text{Se obtiene:} \quad R_{y1} = 573,13 \text{ N} \quad , \quad R_{y2} = 898,05 \text{ N}$$

Aplicando la ley de momentos se obtiene:

$$M_y(x = 0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_y(x = 0,45 -) = 257,91 \text{ Nm}$$

$$M_y(x = 0,45 +) = 111,70 \text{ Nm}$$

$$M_y(x = 0,90) = 0 \text{ Nm}$$

Plano xz

La fuerza aplicada es la tangencial:

$$W_t = 3.904,30 \text{ N} \quad \text{a una distancia del apoyo de: } x = 450 \text{ mm}$$

$$\Sigma M(x = 0) = 0 \rightarrow R_{z2} * 0,9 \text{ m} - 3.904,30 \text{ N} \cdot 0,45 \text{ m} = 0$$

$$\Sigma F_V = 0 \rightarrow R_{z2} + R_{z1} - 3.904,30 \text{ N} = 0$$

Se obtiene: $R_{z1} = 1.952,15 \text{ N}$, $R_{z2} = 1.952,15 \text{ N}$

Aplicando la ley de momentos se obtiene:

$$M_z(x = 0) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_z(x = 0,25) = 878,47 \text{ Nm}$$

$$M_z(x = 0,90) = 0 \text{ Nm}$$

Resumen:

El momento total en la sección más desfavorable ($x = 0,25$), sería:

$$M_T = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{878,46^2 + 257,91^2} = 915,55 \text{ Nm}$$

2.9. Análisis a fatiga.

Para garantizar el pleno funcionamiento del equipo reductor, se analizan los ejes donde irán situados los engranajes, ya que son los que absorben los esfuerzos durante el funcionamiento. Se analizarán los esfuerzos a flexión y a torsión considerando el momento flector como alternante y el torsor como constante durante el giro (esfuerzo sinusoidal completamente invertido) [6].

El método de comprobación del análisis es el de *Soderberg modificado*. El método se aplicará en la zona crítica del eje determinada en el apartado anterior.

Obtenemos con estos cálculos el diámetro que se recomienda que tenga el eje. Empezamos estimando un diámetro con el método de carga estática – flexión y torsión [6]:

(54)

$$d = \left[\frac{32 \cdot n}{\pi \cdot S_y} [M_a^2 + T_m^2]^{1/2} \right]^{1/3}$$

Siendo:

- n : Factor de seguridad.
- K_f : Factor de concentración de esfuerzos.
- M_a : Momento alternante.
- S_e : Límite de resistencia a fatiga.
- T_m : Par torsor.
- S_y : Límite a fluencia.

Mediante un proceso iterativo, se irá ajustando el diámetro del eje. Para ello hay que calcular los factores de modificación y las propiedades del material del que está constituido el pasador. El acero es AISI 4140 templado y revenido a 205 °C, con la Ilustración 19 obtenemos el límite a fluencia, S_y , y la resistencia última a tensión, S_{ut} .

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1 630 (236)	1 460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1 500 (217)	1 380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1 280 (186)	1 190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1 000)	1 030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1 200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1 600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1 585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1 770 (257)	1 640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1 550 (225)	1 430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1 250 (181)	1 140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1 000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1 200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1 600)	1 020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1 500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

*Templado en agua.

Ilustración 19: Características de los aceros.

(Fuente: Shigley 8ª edición, [6]).

El valor de estas variables dada la Ilustración 19, es:

$$S_{ut} = 1.770 \text{ MPa}$$

$$S_y = 1640 \text{ MPa}$$

Los factores de modificación, del que obtendremos el límite a fatiga, S_e , se determinará como se indica a continuación, [6]:

❖ Factor de superficie, K_a :

Este factor depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión. El acabado que estudiamos en nuestro proyecto es una superficie maquinado y laminado en frío, y su valor se obtiene con la Ilustración 20 y la ecuación (55).

(55)

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Acabado superficial	Factor <i>a</i>		Exponente <i>b</i>
	<i>S_{utr}</i> kpsi	<i>S_{utr}</i> MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	−0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	−0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	−0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	−0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Ilustración 20: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.

(Fuente: Shigley 8ª, [6]).

❖ Factor de tamaño, K_b :

El factor de tamaño se evaluó para flexión y torsión de la siguiente manera:

(56)

$$K_b = \begin{cases} \frac{d^{-0.107}}{7.62} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51 \cdot d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

El diámetro que se usa para empezar es la que se extrae de la expresión (54), a partir de los resultados se va modificando y aumentando la precisión.

❖ Factor de carga, K_c :

En los ensayos se pueden presentar diferentes cargas, se debe escoger la que corresponda según lo que se detalla a continuación:

(57)

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{Flexión} \\ 0,85 & \text{Axial} \\ 0,59 & \text{Torsión} \end{cases}$$

En nuestro caso trabajamos principalmente a flexión por lo que tomaremos el factor unidad.

❖ Factor de temperatura, K_d :

En los casos en las que la temperatura a la que se trabaja es menor que la ambiental, aumenta la probabilidad de que se produzca una fractura frágil. En esos casos es un factor a tener en cuenta y que nos limita la seguridad de que el ciclo de calidad se conserve lo estimado. La Ilustración 21 muestra la relación entre la fluencia y la resistencia, siendo esta última la que disminuye con rapidez con la temperatura.

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Ilustración 21: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.
(Fuente: Shigley 8ª Edición, [6])

(58)

$$K_d = S_T/S_{RT}$$

❖ Factor de confiabilidad, K_e :

Siempre existe una dispersión de datos que según su magnitud es necesario aplicar un factor que garantice que las incertidumbres de los demás factores no desemboquen en un mal funcionamiento del eje. Para ello se usa una relación estándar de confiabilidad, como se muestra en la Ilustración 22 la cual se obtiene de la ecuación (59).

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_a
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Ilustración 22: Factores de confiabilidad.

(Fuente: Shigley 8ª Edición, [6]).

(59)

$$K_e = 1 - 0,08 \cdot z_a$$

Para este factor tomamos una confiabilidad del 99%.

❖ Factor de concentración de esfuerzo, K_f :

En los cambios de sección la probabilidad de que sea el punto de fractura se incrementa, por lo tanto, es un factor que considerar. Se hará el estudio a flexión K_f , y a torsión K_{fs} , siguiendo las siguientes tablas y ecuaciones.

(60)

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

(61)

Torsión $K_{fs} = 1 + q_{cortante} \cdot (K_{ts} - 1)$

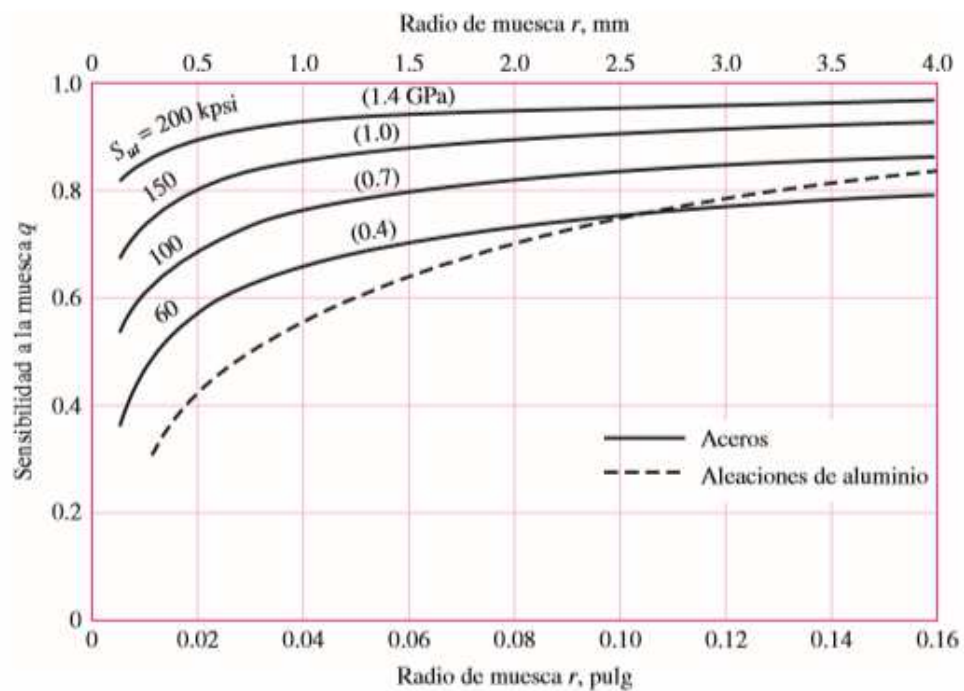


Ilustración 23: Sensibilidad de la muesca en flexión.

(Fuente: Shigley 8ª Edición, [6]).

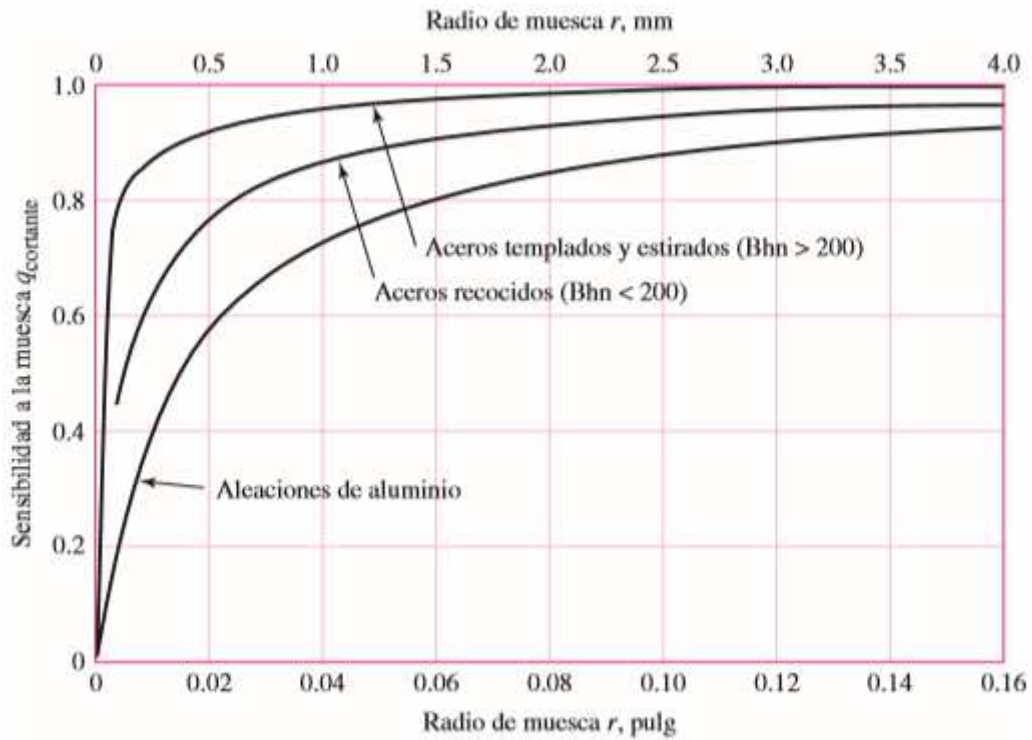


Ilustración 24: Sensibilidad de la muesca en torsión.

(Fuente: Shigley 8ª Edición, [6])

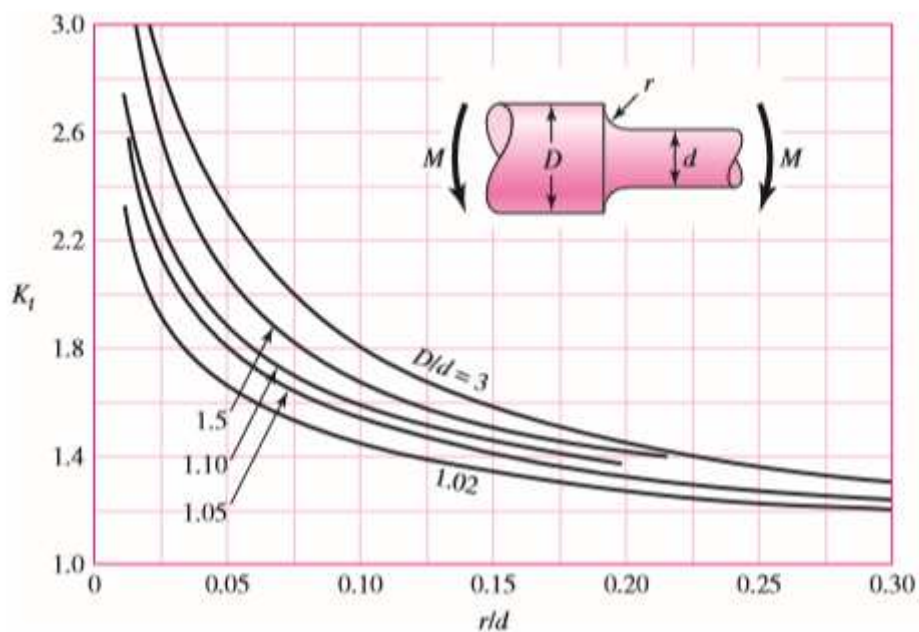


Ilustración 25: Factor de concentración de esfuerzos a flexión.

(Fuente: Shigley 8ª Edición, [6])

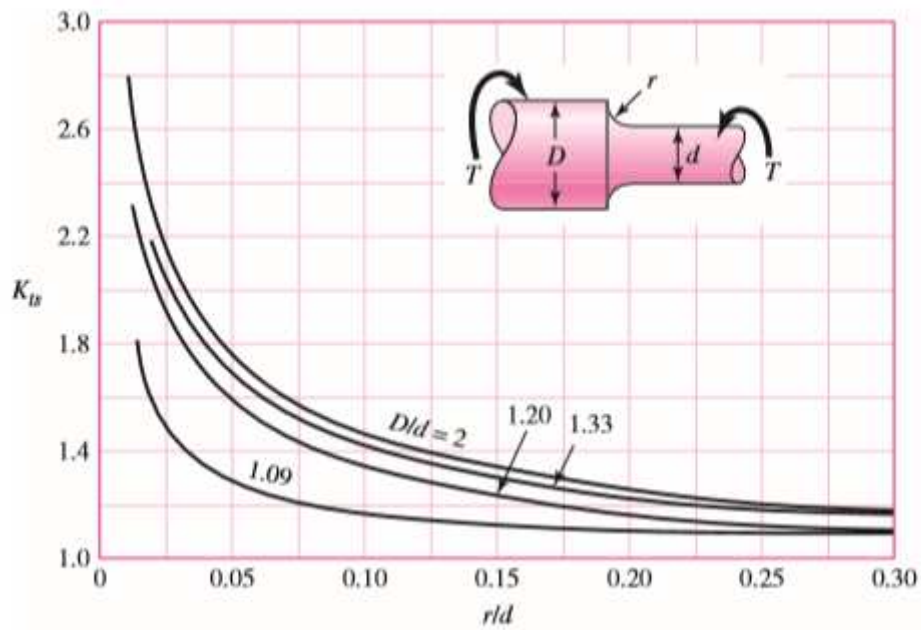


Ilustración 26: Factor de concentración de esfuerzos a torsión.

(Fuente: Shigley 8ª Edición, [6])

Para los casos en los que se precise una ranura, como en el eje de salida para colocar un anillo retenedor, K_t y K_{ts} , se obtienen con los siguientes gráficos:

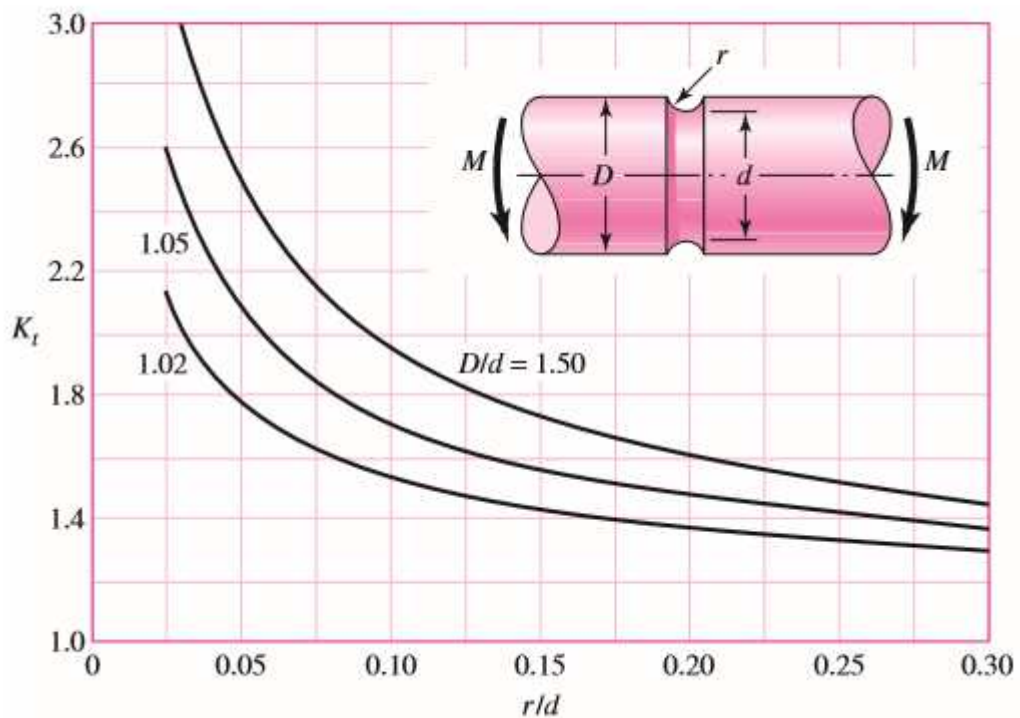


Ilustración 27: Factor de concentración de esfuerzos a flexión.

(Fuente: Shigley 8ª Edición, [6])

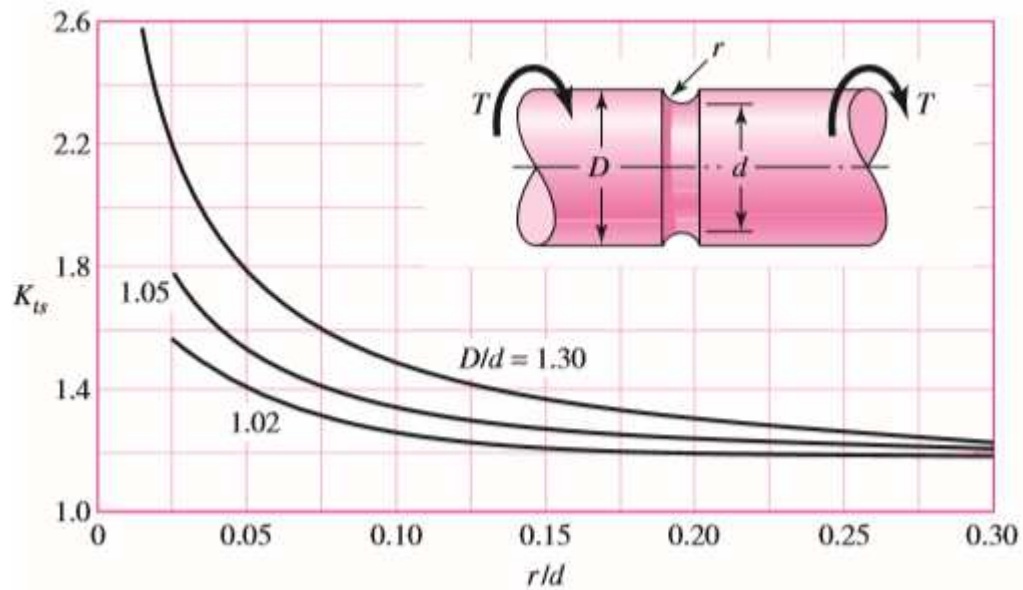


Ilustración 28: Factor de concentración de esfuerzos a torsión.

(Fuente: Shigley 8ª Edición, [6])

Obtenidos todos los factores, se calcula el límite de resistencia a fatiga:

(62)

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

Siendo S'_e , el límite de resistencia a fatiga en viga giratoria, la cual se obtiene:

(63)

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 \cdot S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ Kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

$$S'_e = 700 \text{ MPa}$$

Calculamos la tensión alterna y la tensión media, y con estas la tensión equivalente de Von-Misses media y alterna modificada:

(64)

$$\sigma'_a = \sqrt{K_f \cdot \sigma_a^2 + 3 \cdot K_{fs} \cdot \tau_a^2}$$

(65)

$$\sigma'_m = \sqrt{K_f \cdot \sigma_m^2 + 3 \cdot K_{fs} \cdot \tau_m^2}$$

La comprobación se hace por Soderberg:

(66)

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y}$$

2.9.1. Eje de entrada.

El punto crítico que se analizará para este eje es en donde se produce el cambio de sección, aplicando sobre él los máximos momentos flectores y torsores obtenidos con anterioridad. De esta manera nos situamos en la situación más desfavorable.

Para el diámetro de partida se aplicará la ecuación (5455) con una $K_f = 1$ y $n = 2$. Para ello hay que determinar el valor de los momentos en ese punto:

$$M_a = 187.937 \text{ Nm}$$

$$M_m = 0 \text{ Nm}$$

$$T_a = 0 \text{ Nm}$$

$$T_m = 4.061 \text{ Nm}$$

$$d = \left[\frac{32 \cdot 1,2}{\pi \cdot 1640 \text{ MPa}} [(187937 \text{ Nmm})^2 + (7061 \text{ Nmm})^2]^{1/2} \right]^{1/3} = 0.111 \text{ m}$$

Se calculan ahora los factores de modificación tras las correspondientes iteraciones del diámetro, obteniéndose finalmente:

- $S'_e = 700 \text{ MPa}$
- $K_a = 0.621$
- $K_b = 2.03$
- $K_c = 1$
- $K_d = 1.01$
- $K_e = 0.814$
- $K_f = 1.27$ $K_{fs} = 1.095$
 - Radio de muesca $r = 3 \text{ mm}$
 - Diámetro mayor $D = 30 \text{ mm}$
 - Diámetro menor $d = 20 \text{ mm}$

Usando las tablas de Ilustración 23, Ilustración 24, Ilustración 25 e Ilustración 26, se obtiene:

- $q = 0.9$
- $q_{cortante} = 0.95$
- $K_f = 1,27$
- $K_{fs} = 1,095$

Se calculan las propiedades de la sección:

$$A = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2 = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 15^2 \text{ mm} = 176.71 \text{ mm}^2$$

$$\text{Módulo resistente de flexión: } W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 3.31 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\text{Módulo resistente de torsión: } W_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 6.63 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Las tensiones de nuestro análisis son:

$$\sigma_a = \frac{M_a}{W} = 567.20 \text{ MPa} \qquad \sigma_m = 0$$

$$\tau_a = 0$$

$$\tau_m = \frac{T_m}{W_0} = 6.13 \text{ MPa}$$

Las tensiones modificadas se obtienen de las ecuaciones (64) y (65):

$$\sigma'_a = \sqrt{1,27 \cdot 567,20^2} \text{ MPa} = 639.21 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{1,095 \cdot 6.13^2} \text{ MPa} = 11.109 \text{ MPa}$$

Comprobamos si cumple con el método de Goodman modificado. Ecuación 66:

$$\frac{1}{n} \Rightarrow n = \frac{1}{\frac{639.206 \text{ MPa}}{922.36 \text{ MPa}} + \frac{11.11 \text{ MPa}}{1640 \text{ MPa}}} = 1.43 \rightarrow \text{Cumple}$$

2.9.2. Eje intermedio.

El punto crítico que se analizará para este eje es en donde se produce el cambio de sección, aplicando sobre él los máximos momentos flectores y torsores obtenidos con anterioridad. De esta manera nos situamos en la situación más desfavorable.

Para el diámetro de partida se aplicará la ecuación (5455) con una $K_f = 1$ y $n = 2$. Para ello hay que determinar el valor de los momentos en ese punto:

$$M_a = 931.86 \text{ Nm}$$

$$M_m = 0 \text{ Nm}$$

$$T_a = 0 \text{ Nm}$$

$$T_m = 1.05 \text{ Nm}$$

$$d = \left[\frac{32 \cdot 1.2}{\pi \cdot 1640 \text{ MPa}} [(187937 \text{ Nmm})^2 + (7061 \text{ Nmm})^2]^{1/2} \right]^{1/3} = 0.111 \text{ m}$$

Se calculan ahora los factores de modificación tras las correspondientes iteraciones del diámetro, obteniéndose finalmente:

- $S'_e = 700 \text{ MPa}$
- $K_a = 0.621$
- $K_b = 2.03$
- $K_c = 1$

- $K_d = 1.01$
- $K_e = 0.814$
- $K_f = 1.54$ $K_{fs} = 1.31$
 - Radio de muesca $r = 3$ mm
 - Diámetro mayor $D = 45$ mm
 - Diámetro menor $d = 35$ mm

Usando las tablas de Ilustración 23, Ilustración 24, Ilustración 25 e Ilustración 26, se obtiene:

- $q = 0.9$
- $q_{cortante} = 0.95$
- $K_f = 1.54$
- $K_{fs} = 1.31$

Se calculan las propiedades de la sección:

$$A = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2 = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 26^2 \text{ mm}^2 = 530.93 \text{ mm}^2$$

$$\text{Módulo resistente de flexión: } W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 1.73 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3$$

$$\text{Módulo resistente de torsión: } W_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 3.45 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3$$

Las tensiones de nuestro análisis son:

$$\sigma_a = \frac{M_a}{W} = 540.05 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_a = 0$$

$$\tau_m = \frac{T_m}{W_0} = 7.06 \text{ MPa}$$

Las tensiones modificadas se obtienen de las ecuaciones (64) y (65):

$$\sigma'_a = \sqrt{1.54 \cdot 540.05^2} \text{ MPa} = 639.21 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{1.31 \cdot 7.06^2} \text{ MPa} = 14.02 \text{ MPa}$$

Comprobamos si cumple con el método de Goodman modificado. Ecuación 66:

$$\frac{1}{n} \Rightarrow n = \frac{1}{\frac{670,18 \text{ MPa}}{1050,36 \text{ MPa}} + \frac{14,02 \text{ MPa}}{1640 \text{ MPa}}} = 1.55 \rightarrow \text{Cumple}$$

2.9.3. Eje de salida.

El punto crítico que se analizará para este eje es en donde se produce el cambio de sección, aplicando sobre él los máximos momentos flectores y torsores obtenidos con anterioridad. De esta manera nos situamos en la situación más desfavorable.

Para el diámetro de partida se aplicará la ecuación (5455) con una $K_f = 1$ y $n = 2$. Para ello hay que determinar el valor de los momentos en ese punto:

$$M_a = 146.212 \text{ Nm}$$

$$M_m = 0 \text{ Nm}$$

$$T_a = 0 \text{ Nm}$$

$$T_m = 1.114 \text{ Nm}$$

$$d = \left[\frac{32 \cdot 1.2}{\pi \cdot 1640 \text{ MPa}} [(187937 \text{ Nmm})^2 + (7061 \text{ Nmm})^2]^{1/2} \right]^{1/3} = 0.111 \text{ m}$$

Se calculan ahora los factores de modificación tras las correspondientes iteraciones del diámetro, obteniéndose finalmente:

- $S'_e = 700 \text{ MPa}$
- $K_a = 0.621$
- $K_b = 1.91$
- $K_c = 1$
- $K_d = 1.01$
- $K_e = 0.814$
- $K_f = 1.63$ $K_{fs} = 1.38$
 - Radio de muesca $r = 6 \text{ mm}$
 - Diámetro mayor $D = 25 \text{ mm}$
 - Diámetro menor $d = 23.9 \text{ mm}$

Usando las tablas de Ilustración 23, Ilustración 24, Ilustración 25 e Ilustración 26, se obtiene:

- $q = 0,9$
- $q_{cortante} = 0.95$
- $K_t = 1.6$
- $K_{ts} = 1.33$

Se calculan las propiedades de la sección:

$$A = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2 = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 25^2 \text{ mm}^2 = 490.87 \text{ mm}^2$$

$$\text{Módulo resistente de flexión: } W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 1.53 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3$$

$$\text{Módulo resistente de torsión: } W_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 3.07 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3$$

Las tensiones de nuestro análisis son:

$$\sigma_a = \frac{M_a}{W} = 563.86 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_a = 0$$

$$\tau_m = \frac{T_m}{W_0} = 47.66 \text{ MPa}$$

Las tensiones modificadas se obtienen de las ecuaciones (64) y (65):

$$\sigma'_a = \sqrt{1.63 \cdot 563.86^2} \text{ MPa} = 719.89 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{1.78 \cdot 47.66^2} \text{ MPa} = 96.97 \text{ MPa}$$

Comprobamos si cumple con el método de Goodman modificado:

$$\frac{1}{n} \Rightarrow n = \frac{1}{\frac{719,89 \text{ MPa}}{1114,86 \text{ MPa}} + \frac{96,97 \text{ MPa}}{1640 \text{ MPa}}} = 1,419 \rightarrow \text{Cumple}$$

2.10. Rodamientos.

Para el movimiento de rotación de los ejes que constituyen la caja de engranajes se incorporarán rodamientos a los extremos de los mismos. Para determinar que cojinete es el más indicado se valorará el espacio disponible y las cargas que se aplican durante el proceso de trabajo.

Como existen cargas axiales y radiales, se considera adecuado el uso de rodamientos cónicos, que son ideales para cargas combinadas. Según sea de importante la carga axial, los rodillos cónicos que forma el rodamiento tendrá una pendiente más pronunciada o menos.

Para el estudio de este apartado se ha escogido rodamientos SKF [13], de donde obtenemos los métodos de cálculo y la selección junto a las características del producto. Hay que tener en cuenta el tamaño del mismo en función de la carga, el tipo de acabado y la fricción aconsejable.

Para el cálculo primeramente estimaremos la vida nominal del rodamiento. El ciclo de vida de un rodamiento se estima a partir de las revoluciones a la que es sometido o de horas a una velocidad constante determinada, que puede ofrecer hasta que se presente alguna señal de fatiga. La expresión que se recoge esa información es la siguiente:

(67)

$$L_{10} = L_D \cdot n_D \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{h}}$$

Siendo:

- L_{10} : vida nominal.
- L_D : vida deseada para el diseño.
- n_{10} : velocidad deseada para el diseño.

Se determina la capacidad de carga básica. La capacidad de carga C se usa para los cálculos en que intervienen rodamientos sometidos a esfuerzos dinámicos,

es decir, rodamientos que giran sometidos a carga. Expresa la carga que puede soportar el rodamiento y alcanza una vida nominal de $1 \cdot 10^6$ revoluciones.

(68)

$$C = P \cdot (L_{10})^{1/3}$$

Siendo P la carga equivalente, lo que viene a ser la suma de la fuerza axial con la resultante de las fuerzas radiales

(69)

$$P = F_r + F_a$$

El diámetro interno del cojinete es coincidente con el diámetro de la sección del eje donde se quedará ubicado.

Con todos los datos se busca en la siguiente tabla:

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	—	—
15	42	14,25	22,4	20	2,08	13 000	18 000	0,094	30302 J2	2FB
17	40	13,25	19	18,6	1,83	13 000	18 000	0,079	30203 J2	2DB
	47	15,25	28,1	25	2,7	12 000	16 000	0,13	30303 J2	2FB
	47	20,25	34,7	33,5	3,65	11 000	16 000	0,17	32303 J2/Q	2FD
20	42	15	24,2	27	2,65	12 000	16 000	0,098	32004 X/Q	3CC
	47	15,25	27,5	28	3	11 000	15 000	0,12	30204 J2/Q	2DB
	52	16,25	34,1	32,5	3,55	11 000	14 000	0,17	30304 J2/Q	2FB
	52	22,25	44	45,5	5	10 000	14 000	0,23	32304 J2/Q	2FD
22	44	15	25,1	29	2,85	11 000	15 000	0,1	320/22 X	3CC
25	47	15	27	32,5	3,25	11 000	14 000	0,11	32005 X/Q	4CC
	52	16,25	30,8	33,5	3,45	10 000	13 000	0,15	30205 J2/Q	3CC
	52	19,25	35,8	44	4,65	9 500	13 000	0,19	32205 BJ2/Q	5CD
	52	22	47,3	56	6	9 000	13 000	0,22	33205/Q	2CE
	62	18,25	44,6	43	4,75	9 000	12 000	0,26	30305 J2/Q	2FB
28	62	18,25	38	40	4,4	7 500	11 000	0,27	31305 J2	7FB
	62	25,25	60,5	63	7,1	8 000	12 000	0,36	32305 J2	2FD
	52	16	31,9	38	4	9 500	13 000	0,14	320/28 X/Q	4CC
	58	17,25	38	41,5	4,4	9 000	12 000	0,2	302/28 J2	3DC
	58	20,25	41,8	50	5,5	8 500	12 000	0,25	322/28 BJ2/Q	5DD
30	55	17	35,8	44	4,55	9 000	12 000	0,17	32006 X/Q	4CC
	62	17,25	40,2	44	4,8	8 500	11 000	0,23	30206 J2/Q	3DB
	62	21,25	49,5	58,5	6,55	8 000	11 000	0,3	32206 BJ2/QCL7CVA606	5DC
	62	21,25	50,1	57	6,3	8 500	11 000	0,29	32206 J2/Q	3DC
	62	25	64,4	76,5	8,5	7 500	11 000	0,35	33206/Q	2DE
	72	20,75	56,1	56	6,4	7 500	10 000	0,38	30306 J2/Q	2FB
	72	20,75	47,3	50	5,7	6 700	9 500	0,39	31306 J2/Q	7FB
32	72	28,75	76,5	85	9,65	7 000	10 000	0,55	32306 J2/Q	2FD
	53	14,5	27	35,5	3,65	9 000	13 000	0,11	JL 26749 F/710	(L 26700)
	58	17	36,9	46,5	4,8	8 500	11 000	0,19	320/32 X/Q	4CC

Tabla 9 Designación de rodamientos cónicos.

(Fuente: Catálogo SKF, [13])

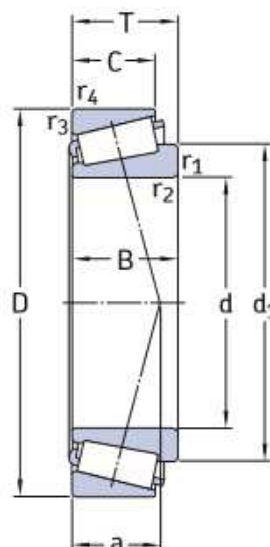


Ilustración 29: Esquema rodamiento.

(Fuente: Catálogo SKF, [11])

2.10.1. Eje de entrada.

❖ Apoyo izquierdo.

Datos de entrada conocidos:

- Velocidad angular: $\omega = 945 \text{ rpm}$
- Reacción axial: $R_x = 261.54 \text{ N}$
- Reacción vertical en y: $R_y = 261.12 \text{ N}$
- Reacción vertical en z: $R_z = 704.94 \text{ N}$

Imponemos que el ciclo de vida útil será de 12000 horas, y determinamos la vida nominal con la ecuación (Ecuación 67):

$$L_{10} = 1.200 \cdot 945 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ rev}^{-1} = 6,804 \cdot 10^8 \text{ rev}$$

Con la ecuación (69) se calcula la fuerza equivalente:

$$F_R = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} = \sqrt{261,12^2 + 704,94^2} = 751,75 \text{ N}$$

$$P = F_R + R_x = 751,75 \text{ N} + 261,54 \text{ N} = 1.013,29 \text{ N}$$

La capacidad de la carga máxima sería con la ecuación (68):

$$C = \frac{1.013,29}{1000} \text{ kN} \cdot (680,4 \cdot 10^8)^{1/3} = 8,9122 \text{ kN}$$

❖ Apoyo derecho.

Datos de entrada conocidos:

- Velocidad angular: $\omega = 945 \text{ rpm}$
- Reacción axial: $R_x = 261,54 \text{ N}$
- Reacción vertical en y: $R_y = 106,68 \text{ N}$
- Reacción vertical en z: $R_z = 271,13 \text{ N}$

Imponemos que el ciclo de vida útil será de 12000 horas, y determinamos la vida nominal con la ecuación (Ecuación 67):

$$L_{10} = 1.200 \cdot 945 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ rev}^{-1} = 6,804 \cdot 10^8 \text{ rev}$$

Con la ecuación (69) se calcula la fuerza equivalente:

$$F_R = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} = \sqrt{261,12^2 + 704,94^2} = 291,36 \text{ N}$$

$$P = F_R + R_x = 291,36 \text{ N} + 261,54 \text{ N} = 552,90 \text{ N}$$

La capacidad de la carga máxima sería con la ecuación (68):

$$C = \frac{552,90}{1000} \text{ kN} \cdot (680,4)^{1/3} = 4,86 \text{ kN}$$

❖ Conclusión

Nos quedamos con el valor más desfavorable, que es el obtenido en el apoyo izquierdo. Con estos valores, según el catálogo de rodamientos de SKF [13], nuestro rodamiento y sus dimensiones son, siguiendo la Tabla 9 y la Ilustración 29:

Rodamiento modelo: 32004 X/Q	
D	42 mm.
d	20 mm.
T	15 mm.
C	24,2 kN.
C₀	27 kN.
Masa	0,098 kg.

2.10.2. Eje intermedio.

❖ Apoyo izquierdo.

Datos de entrada conocidos:

- Velocidad angular: $\omega = 157,5 \text{ rpm}$
- Reacción axial: $R_x = 1.307,69 \text{ N}$
- Reacción vertical en y: $R_y = 783,60 \text{ N}$

- Reacción vertical en z: $R_z = 2.223,28 \text{ N}$

Imponemos que el ciclo de vida útil será de 12000 horas, y determinamos la vida nominal con la ecuación (Ecuación 67):

$$L_{10} = 1.200 \cdot 157,5 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ rev}^{-1} = 1,134 \cdot 10^8 \text{ rev}$$

Con la ecuación (69) se calcula la fuerza equivalente:

$$F_R = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} = \sqrt{2.223,8^2 + 783,60^2} = 2.357,33 \text{ N}$$

$$P = F_R + R_x = 2.357,33 \text{ N} + 1.307,69 \text{ N} = 3.665,03 \text{ N}$$

La capacidad de la carga máxima sería con la ecuación (68):

$$C = \frac{3.665,03}{1000} \text{ kN} \cdot (113,4 \cdot 10^8)^{1/3} = 17,74 \text{ kN}$$

❖ Apoyo derecho.

Datos de entrada conocidos:

- Velocidad angular: $\omega = 157,5 \text{ rpm}$
- Reacción axial: $R_x = 1.307,69 \text{ N}$
- Reacción vertical en y: $R_y = 1.055,37 \text{ N}$
- Reacción vertical en z: $R_z = 2.657,09 \text{ N}$

Imponemos que el ciclo de vida útil será de 12000 horas, y determinamos la vida nominal con la ecuación (Ecuación 67):

$$L_{10} = 1.200 \cdot 157,5 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ rev}^{-1} = 1,134 \cdot 10^8 \text{ rev}$$

Con la ecuación (69) se calcula la fuerza equivalente:

$$F_R = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} = \sqrt{1.055,37^2 + 2.657,09^2} = 2.859,01 \text{ N}$$

$$P = F_R + R_x = 2.859,01 \text{ N} + 1.307,69 \text{ N} = 4.166,71 \text{ N}$$

La capacidad de la carga máxima sería con la ecuación (68):

$$C = \frac{4.166,71}{1000} \text{ kN} \cdot (113,4)^{1/3} = 20,17 \text{ kN}$$

❖ Conclusión

Nos quedamos con el valor más desfavorable, que es el obtenido en el apoyo derecho. Con estos valores, según el catálogo de rodamientos de SKF [13], nuestro rodamiento y sus dimensiones son, siguiendo la Tabla 9 y la Ilustración 29:

Rodamiento modelo: 320/28 X/Q	
D	52 mm.
d	28 mm.
T	16 mm.
C	31,9 kN.
C₀	38 kN.
Masa	0,14 kg.

2.10.3. Eje de salida.

❖ Apoyo izquierdo.

Datos de entrada conocidos:

- Velocidad angular: $\omega = 26,25 \text{ rpm}$
- Reacción axial: $R_x = 1.046,15 \text{ N}$
- Reacción vertical en y: $R_y = 409,67 \text{ N}$
- Reacción vertical en z: $R_z = 1.518,34 \text{ N}$

Imponemos que el ciclo de vida útil será de 12000 horas, y determinamos la vida nominal con la ecuación (Ecuación 67):

$$L_{10} = 1.200 \cdot 26,25 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ rev}^{-1} = 0,189 \cdot 10^8 \text{ rev}$$

Con la ecuación (69) se calcula la fuerza equivalente:

$$F_R = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} = \sqrt{409,67^2 + 1.518,34^2} = 1.572,64 \text{ N}$$

$$P = F_R + R_x = 1.572,64 \text{ N} + 1.043,15 \text{ N} = 2.618,79 \text{ N}$$

La capacidad de la carga máxima sería con la ecuación (68):

$$C = \frac{2.618,79}{1000} \text{ kN} \cdot (18,9 \cdot 10^8)^{1/3} = 6,98 \text{ kN}$$

❖ Apoyo derecho.

Datos de entrada conocidos:

- Velocidad angular: $\omega = 26,25 \text{ rpm}$
- Reacción axial: $R_x = 1.046,15 \text{ N}$
- Reacción vertical en y: $R_y = 1.067,51 \text{ N}$
- Reacción vertical en z: $R_z = 2.385,96 \text{ N}$

Imponemos que el ciclo de vida útil será de 12000 horas, y determinamos la vida nominal con la ecuación (Ecuación 67):

$$L_{10} = 1.200 \cdot 26,25 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ rev}^{-1} = 0,189 \cdot 10^8 \text{ rev}$$

Con la ecuación (69) se calcula la fuerza equivalente:

$$F_R = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} = \sqrt{1.067,51^2 + 2.385,96^2} = 2.611,44 \text{ N}$$

$$P = F_R + R_x = 2.311,44 \text{ N} + 1.046,15 \text{ N} = 3.657,60 \text{ N}$$

La capacidad de la carga máxima sería con la ecuación (68):

$$C = \frac{3.657,60}{1000} \text{ kN} \cdot (18,9)^{1/3} = 9,74 \text{ kN}$$

❖ Conclusión

Nos quedamos con el valor más desfavorable, que es el obtenido en el apoyo derecho. Con estos valores, según el catálogo de rodamientos de SKF [13], nuestro rodamiento y sus dimensiones son, siguiendo la Tabla 9 y la Ilustración 29:

Rodamiento modelo: 32005 X/Q	
D	47 mm.
d	25 mm.
T	15 mm.
C	27 kN.
C₀	32,5 kN.
Masa	0,14 kg.

2.10.4. Resumen

RODAMIENTOS ESCOGIDOS	
Eje de entrada	2 x 32004 X/Q
Eje intermedio	2 x 320/28 X/Q
Eje de salida	2 x 32005 X/Q

2.11. Chavetas.

El uso de las chavetas en este Proyecto se destina a ofrecer el correspondiente movimiento de rotación entre el eje y el engranaje. Se precisan unos cálculos y un catálogo para normalizar el tipo y dimensiones de chaveta. Se usará para ello un catálogo de la empresa Opac S.L., [14].

El tipo de chaveta que tomaremos será la chaveta paralela de extremos redondeados, ya que es la más indicada para soportar movimientos de rotación entre engranaje y eje.

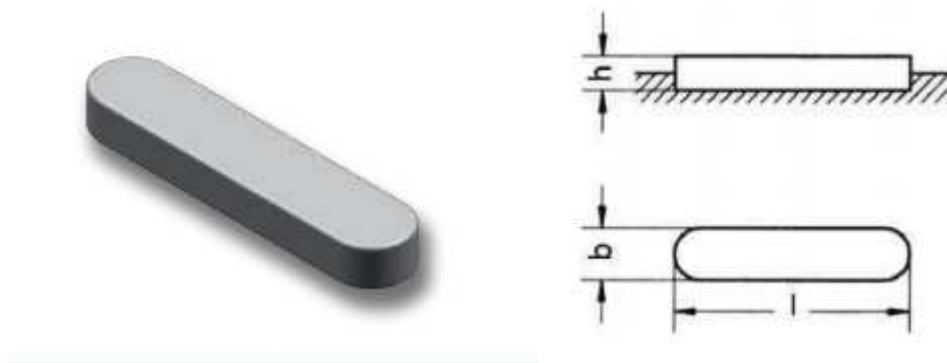


Ilustración 30: Chaveta y esquema, DIN 6885- Forma A.

(Fuente Catálogo de chavetas, [14])

La empresa proveedora especifica que este tipo de chavetas están fabricadas en acero AISI 1040 y que tienen una resistencia mínima a la tracción de 600N/mm². Para determinar cuál es la que debemos emplear se deben realizar los siguientes cálculos:

- Siendo la carga uniformemente distribuida:

(70)

$$\sigma_x = \frac{2 \cdot T}{b \cdot D \cdot l}$$

(71)

$$\tau_{xy} = \frac{4 \cdot T}{h \cdot D \cdot l}$$

- El material de la chaveta debe ser más blando que el de los elementos que une. De esta manera el fallo se producirá en la propia chaveta cuyo coste es menor que el resto de componentes implicados. Además, se evita la deformación del alojamiento de la misma:

AISI1040

S_y=490 MPaS_{ut}=800 MPa

- Todas las chavetas son de asiento fijo, por lo que el entalle del chavetero se atiene a la calidad ISA IT8, será P9.
- Se debe determinar según el catálogo la profundidad con el eje, [14]:

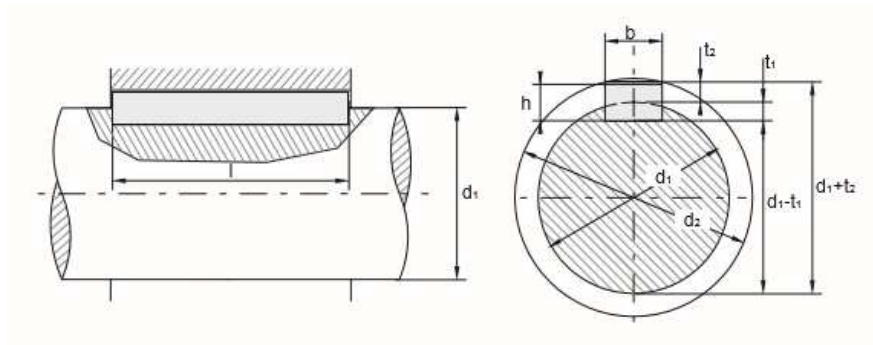


Ilustración 31: Esquema de profundidad de chaveta.

(Fuente: Catálogo de chavetas, [14])

b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36																	
h	2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	9	7	10	7	11	8	12	9	14	9	14	10	16	11	18	12	20					
d1	>	6	8	10	12	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130		
	≤	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130	150	150		
Chavetero del eje	b*	asiento fijo	P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36
		asiento ligero	N9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36
	ff	con juego en el lomo o aprieto		1,2	1,8	2,5	1,9	3	2,5	3,5	3,1	4	3,7	5	3,9	5	4	5,5	4,7	6	4,8	7	5,4	7,5	6	9	6,2	9	6,9	10	7,6	11	8,3	12
		dif. adm.		+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,3	

Tabla 10: Tabla de normalización de profundidad de chavetas.

(Fuente: Catálogo de engranajes, [14])

- La referencia de la chaveta se obtiene de la siguiente manera, [14]:

Ref.= Tipo A – b – h – l DIN 6885.

$$\sigma_x = \frac{2 \cdot 4.061 \text{ N}}{5 \text{ mm} \cdot 18 \text{ mm} \cdot 32 \text{ mm}} = 2,82 \text{ MPa} < S_y \rightarrow \text{Cumple}$$

$$\tau_{xy} = \frac{4 \cdot 4.061 \text{ N}}{5 \text{ mm} \cdot 18 \text{ mm} \cdot 32 \text{ mm}} = 5,64 \text{ MPa} < S_y \rightarrow \text{Cumple}$$

2.11.2. Chaveta corona 4

Dado al ancho del engranaje consideramos una longitud de 25 mm como aceptable y con la Tabla 11 escogemos el resto de dimensiones que a continuación se especifica, y comprobamos que cumple con las ecuaciones (70) y (71):

Chaveta Tipo A 10 - 8 - 25 DIN 6885
$D = 25 \text{ mm}$
$T = 146,212 \text{ kN}$
$l = 25 \text{ mm}$
$b = 10 \text{ mm}$
$h = 8 \text{ mm}$
$t_1 = 5 \text{ mm}$

$$\sigma_x = \frac{2 \cdot 146.212 \text{ N}}{10 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm}} = 38,99 \text{ MPa} < S_y \rightarrow \text{Cumple}$$

$$\tau_{xy} = \frac{4 \cdot 146.212 \text{ N}}{8 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm}} = 97,48 \text{ MPa} < S_y \rightarrow \text{Cumple}$$

2.11.3. Chaveta entre el eje de salida y el cilindro que recoge el cable.

Para conectar el eje al mecanismo que recoge el cable de elevación de carga, se posiciona una chaveta para transmitir la rotación. Consideramos una longitud de 50 mm como aceptable y con la Tabla 11 escogemos el resto de dimensiones que

a continuación se especifica, y comprobamos que cumple con las ecuaciones (70) y (71):

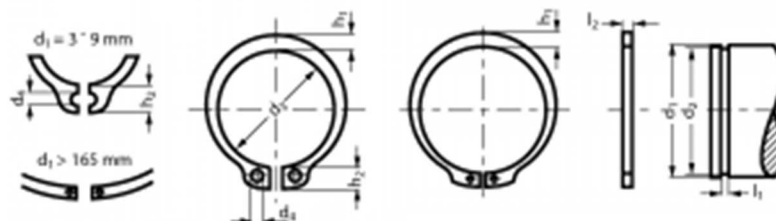
Chaveta Tipo A	5 - 5 - 50 DIN 6885
$D = 40 \text{ mm}$	
$T = 146,212 \text{ kN}$	
$l = 30 \text{ mm}$	
$b = 5 \text{ mm}$	
$h = 5 \text{ mm}$	
$t_1 = \text{ mm}$	

$$\sigma_x = \frac{2 \cdot 146.212 \text{ N}}{5 \text{ mm} \cdot 40 \text{ mm} \cdot 50 \text{ mm}} = 29,24 \text{ MPa} < S_y \rightarrow \text{Cumple}$$

$$\tau_{xy} = \frac{4 \cdot 4.061 \text{ N}}{5 \text{ mm} \cdot 40 \text{ mm} \cdot 50 \text{ mm}} = 58,48 \text{ MPa} < S_y \rightarrow \text{Cumple}$$

2.12. Anillos de retención.

Como elemento de fijación de los engranajes al eje se emplean anillos de retención para que no se desplacen entorno a la longitud del eje. Se escogen anillos de seguridad para ejes TIPO A – DIN 471, y con el catálogo de Otia [15] ,se especifican el resto de dimensiones.



Eje de salida	Engranaje
d1	30 mm
s	1,5 mm
b	5 mm
d3	27,9 mm
d2	28,6 mm
m	1,6 mm
n	2,1 mm

Se situarán dos anillos retenedores en el eje de salida del sistema de reducción de velocidad. Uno de los anillos impedirá que el engranaje se desplace y el otro servirá de tope para el cojinete.

2.13. Retenes

El tipo de sistema que se está analizando en el presente Proyecto solo requiere el uso de retenes en el eje de entrada y salida, que son los ejes que están en contacto con el exterior de la caja. La colocación de los retenes ofrece conservar la estanqueidad de la carcasa y evita posibles fugas de lubricante.

Para la zona del eje donde se implantará ha de ser una superficie prevista de tolerancia ISO h11. Son fabricados según la norma ISO 6194 El retén, según la norma DIN 3760, será de la forma tipo A, y para el material se han considerado 4 elastómeros de base, siendo el más conveniente el de caucho de nitril-butadieno (NB). El material se ha escogido para medios a estanqueizar a base de aceite mineral y con temperaturas inferiores a 120 °C, [16].

Forma A

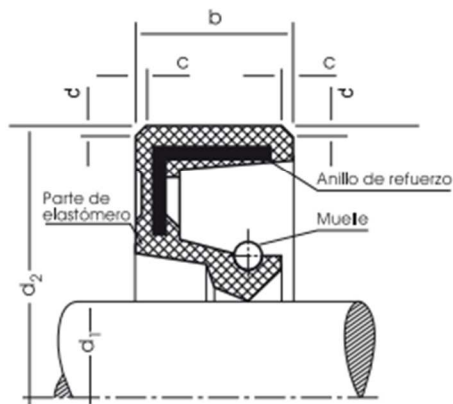


Figura 1

Forma AS

con pestaña de protección,
medidas y datos restantes como
forma A

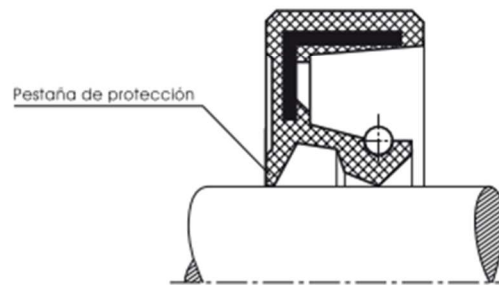


Figura 2

❖ Eje de entrada.

EL retén se colocará en el hueco del interior del chasis del saliente que conecta con el tambor:

A- 18 x 32 x 7 DIN 3760 – NB

❖ Eje de salida.

EL retén se colocará en el hueco del interior del chasis del saliente que conecta con el motor:

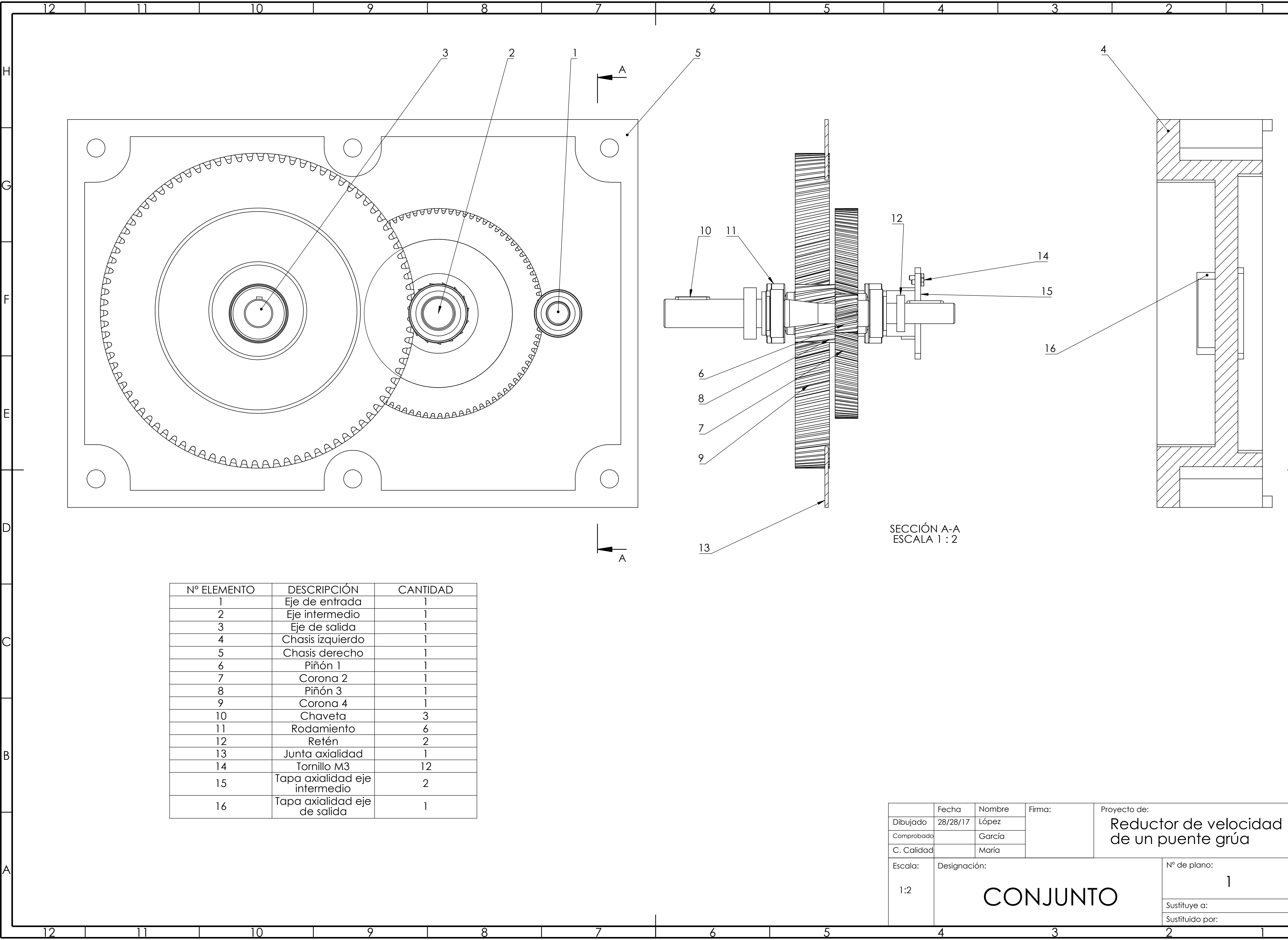
A- 25 x 45 x 11 DIN 3760 – NB

2.14. Chasis.

La envoltura de todo el mecanismo será una caja dimensionada con los espacios necesarios para la colocación de los elementos descritos. Por esto, la carcasa se dimensionará previamente para obtener las dimensiones para ser mecanizado por los procesos que sean necesarios. El material puede ser de acero,

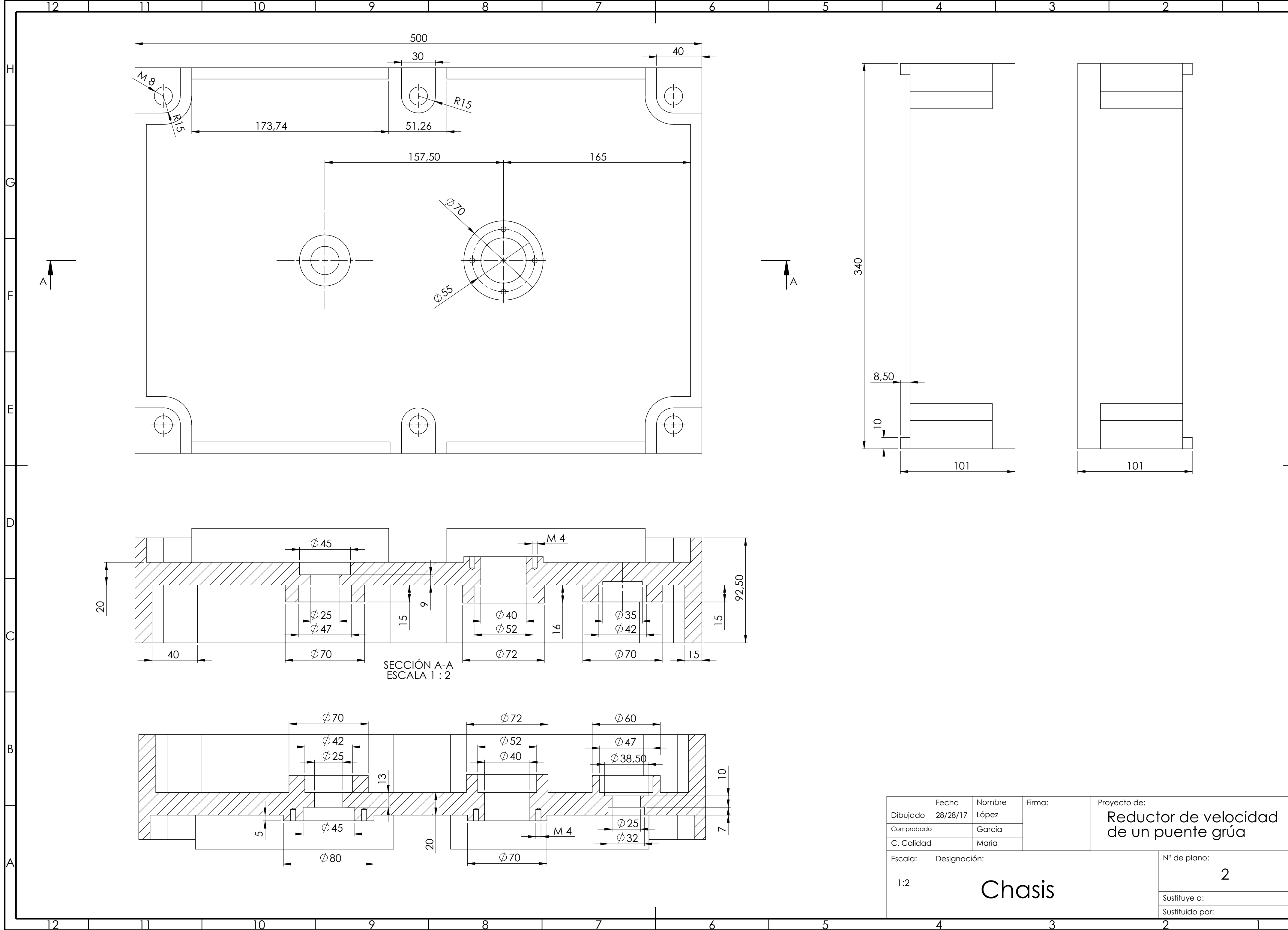
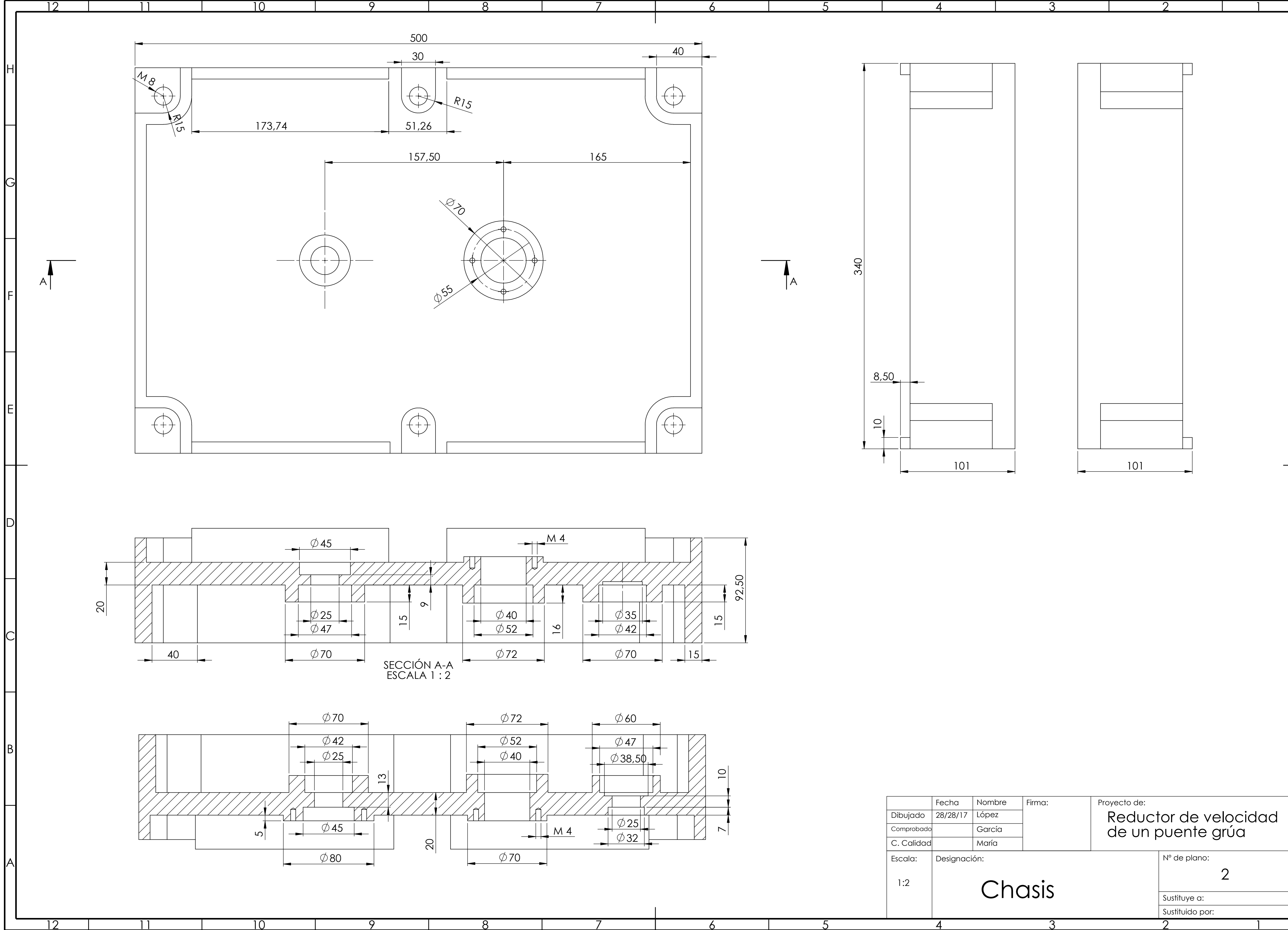
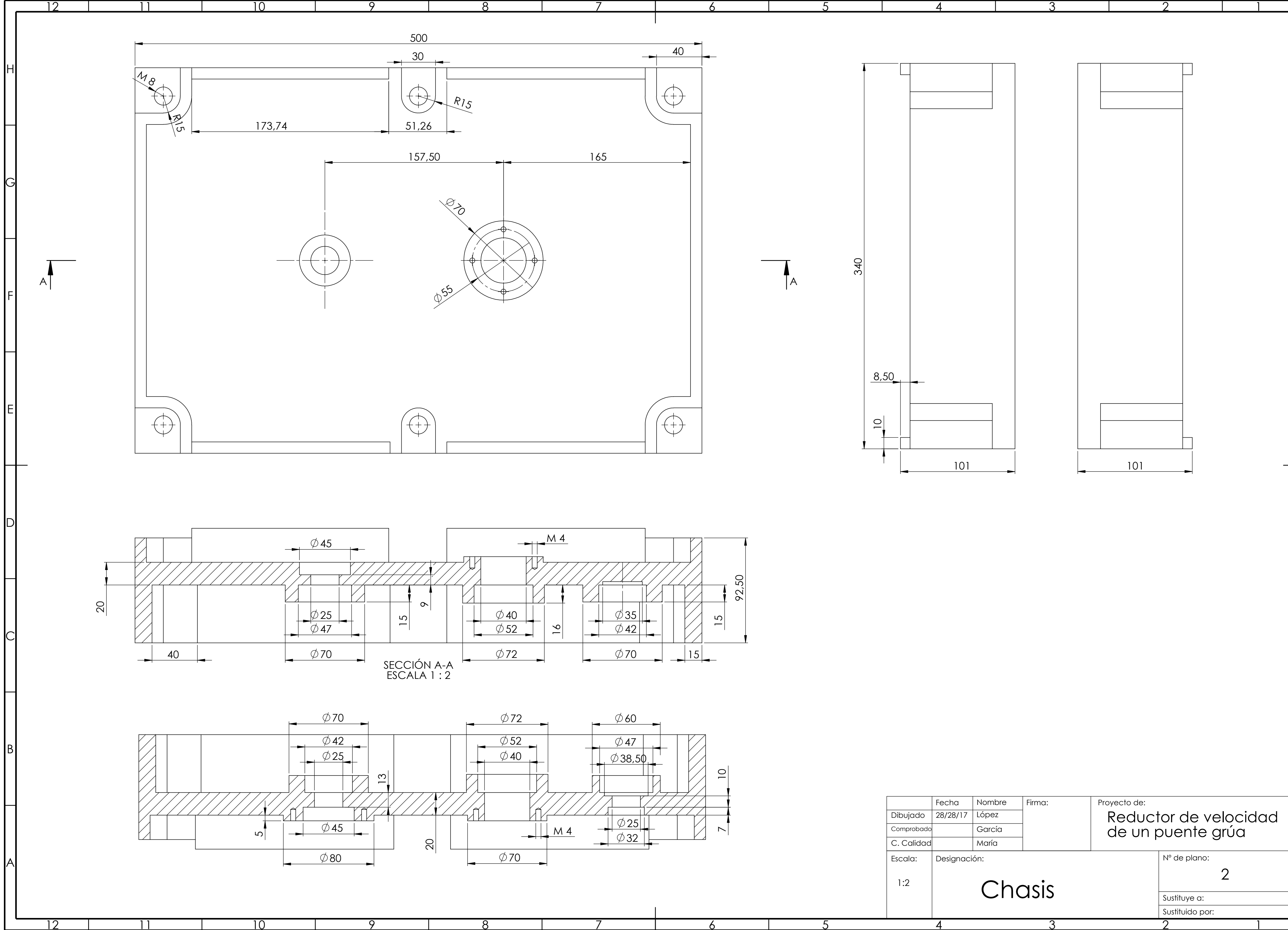
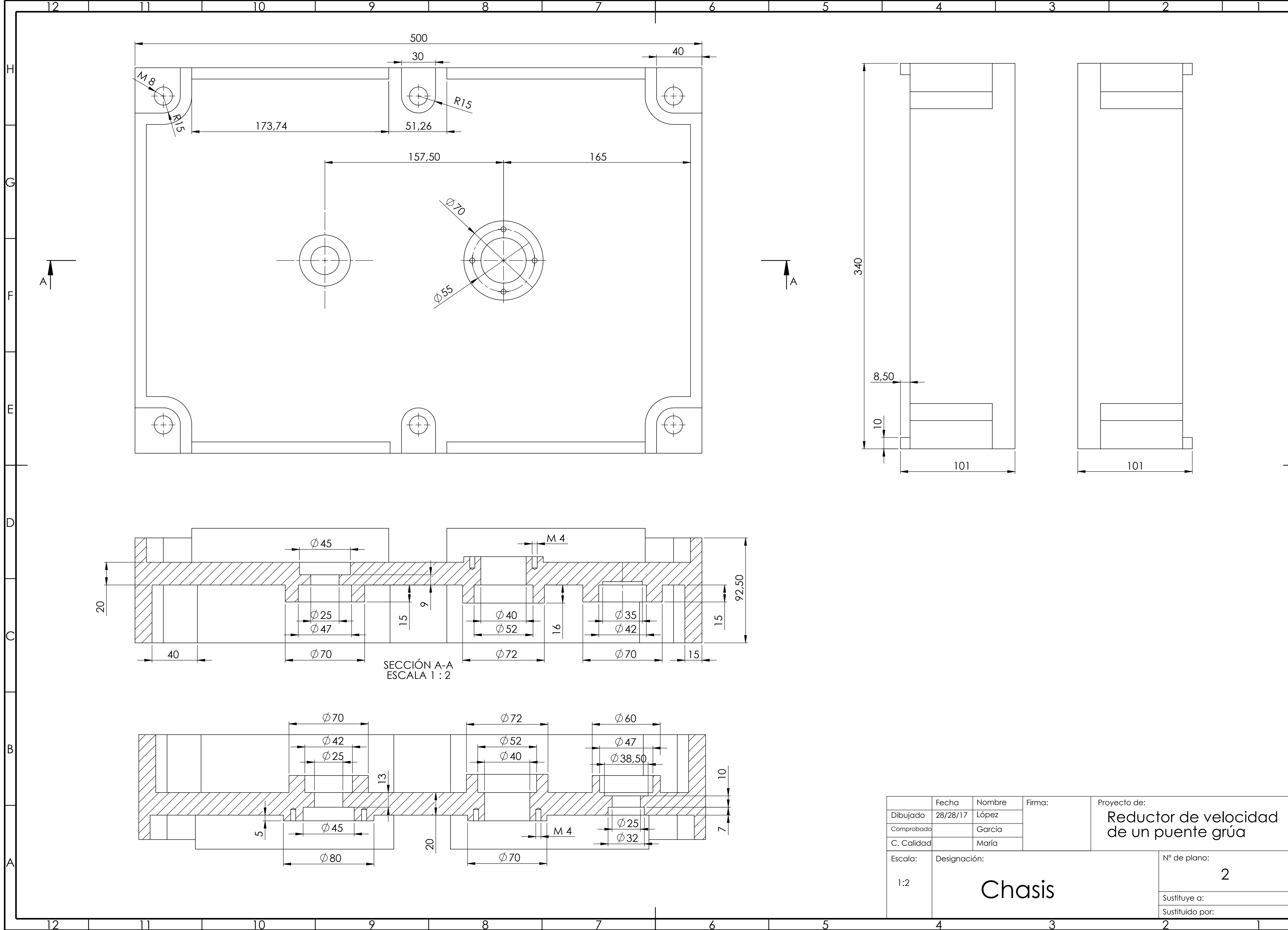
aluminio o hierro fundido. Al ser para elevación de cargas de un puente grúa se escoge el hierro fundido.

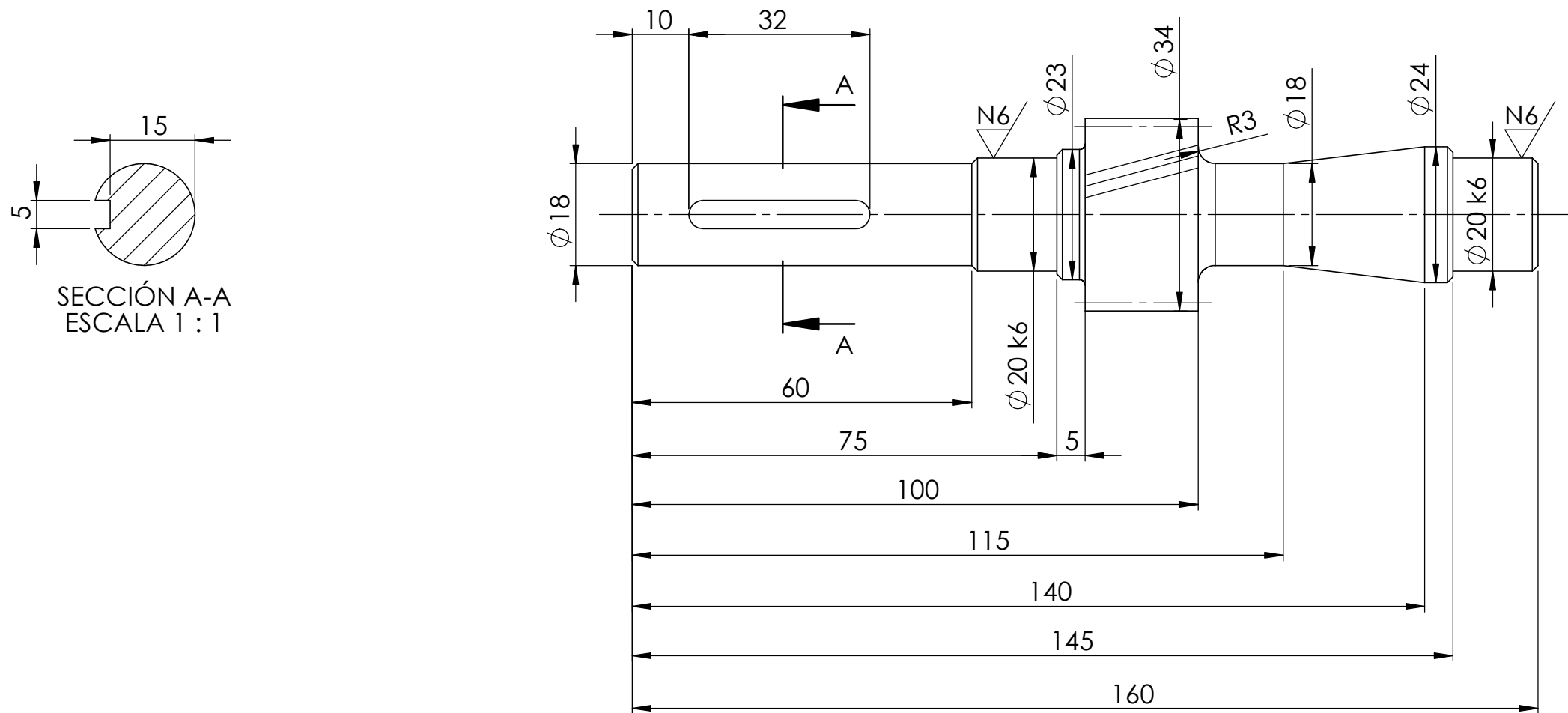
Una manera analítica de comprobar el efecto del funcionamiento del mecanismo sobre el chasis es el método de elementos finitos. Este método desarrolla una malla de nodos y en cada nodo da los valores de deformación, temperatura, tensiones, entre otros, según las condiciones de las cargas y las fricciones de los elementos que recoge, y que deben ser insertados en el correspondiente programa.



Nº ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Eje de entrada	1
2	Eje intermedio	1
3	Eje de salida	1
4	Chasis izquierdo	1
5	Chasis derecho	1
6	Piñón 1	1
7	Corona 2	1
8	Piñón 3	1
9	Corona 4	1
10	Chaveta	3
11	Rodamiento	6
12	Retén	2
13	Junta axialidad	1
14	Tornillo M3	12
15	Tapa axialidad eje intermedio	2
16	Tapa axialidad eje de salida	1

	Fecha	Nombre	Firma:	Proyecto de:
Dibujado	28/28/17	López		Reductor de velocidad de un puente grúa
Comprobado		García		
C. Calidad		María		
Escala:	Designación:			Nº de plano:
1:2	CONJUNTO			1
				Sustituye a:
				Sustituido por:

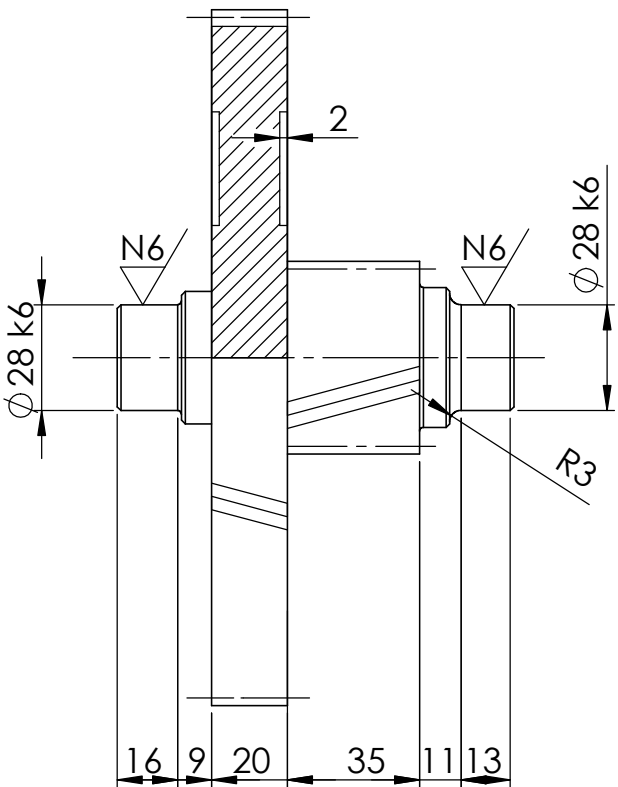
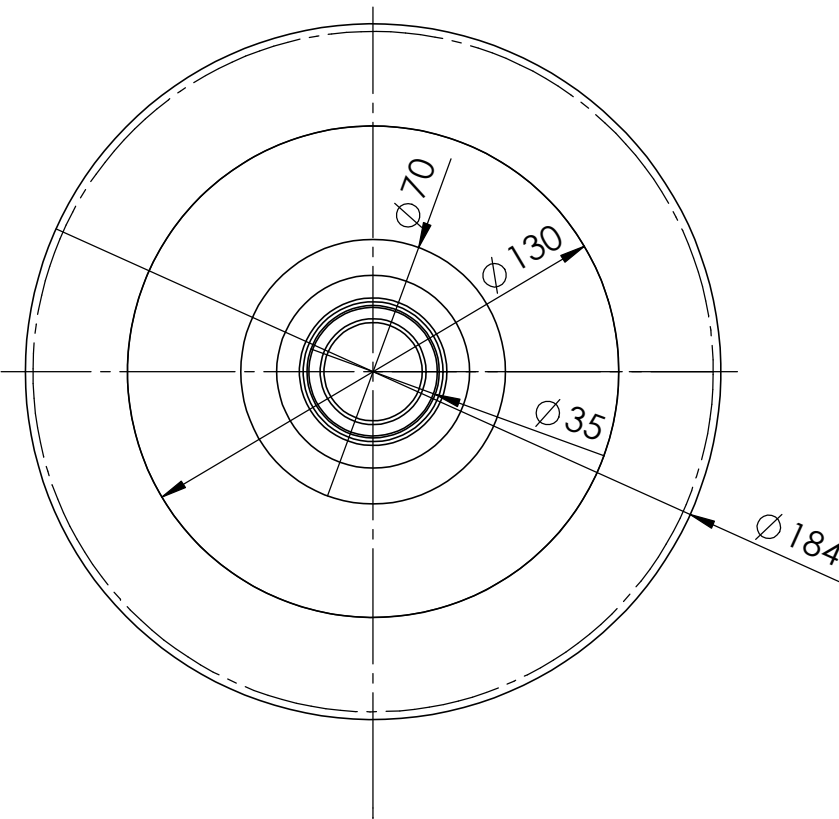
[illegible]



Chaflanes no acotados: 1 x 45°

CARACTERÍSTICAS DEL PIÑÓN	
Módulo normal	2
Nº de dientes	15
Ángulo de hélice	15°
Diámetro primitivo	31,06 mm
Sentido de la hélice	Izquierdas
Rueda contigua	90 dientes
	Plano 3.2

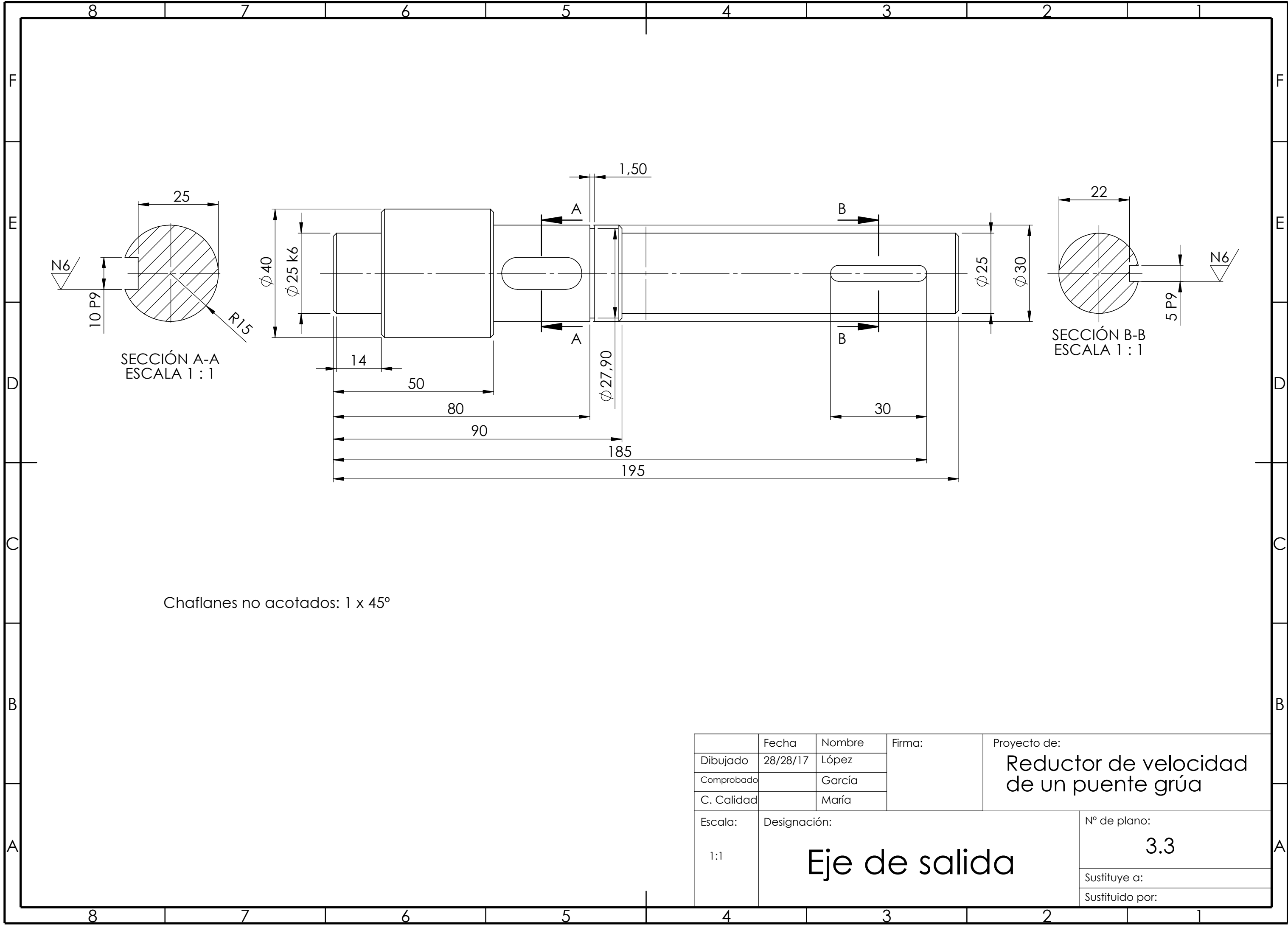
	Fecha	Nombre	Firma:	Proyecto de: Reductor de velocidad de un puente grúa
Dibujado	28/28/17	López		
Comprobado		García		
C. Calidad		María		
Escala:	Designación:			Nº de plano:
1:1	Eje de entrada			3.1
				Sustituye a:
				Sustituido por:



Chaflanes no acotados: 1 x 45°

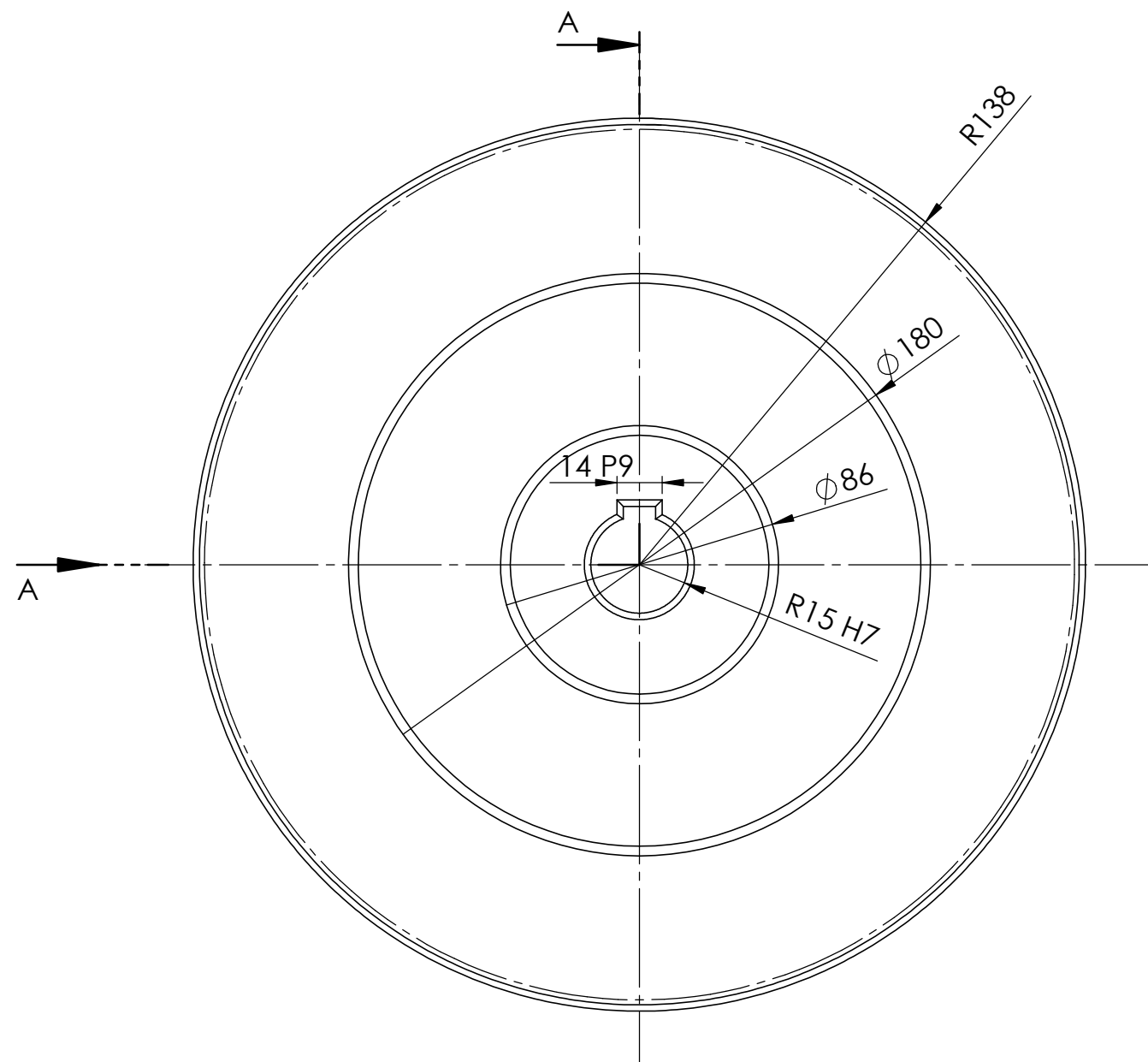
CARACTERÍSTICAS DE LAS RUEDAS DENTADAS	PIÑÓN	CORONA
Módulo normal	3	2
Nº de dientes	15	90
Ángulo de hélice	15°	15°
Diámetro de paso	46,58 mm	279,74 mm
Sentido de la hélice	Izquierdas	Derechas
Rueda contigua	90 dientes	15 dientes
	Plano 3.1	Plano 3.3

	Fecha	Nombre	Firma:	Proyecto de: Reductor de velocidad de un puente grúa
Dibujado	28/28/17	López		
Comprobado		García		
C. Calidad		María		
Escala:	Designación:			Nº de plano:
1:1	Eje intermedio			3.2
				Sustituye a:
				Sustituido por:



Chaflanes no acotados: 1 x 45°

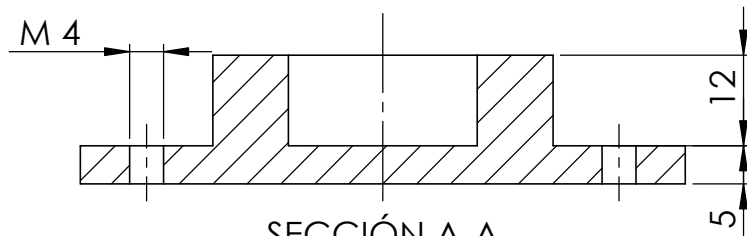
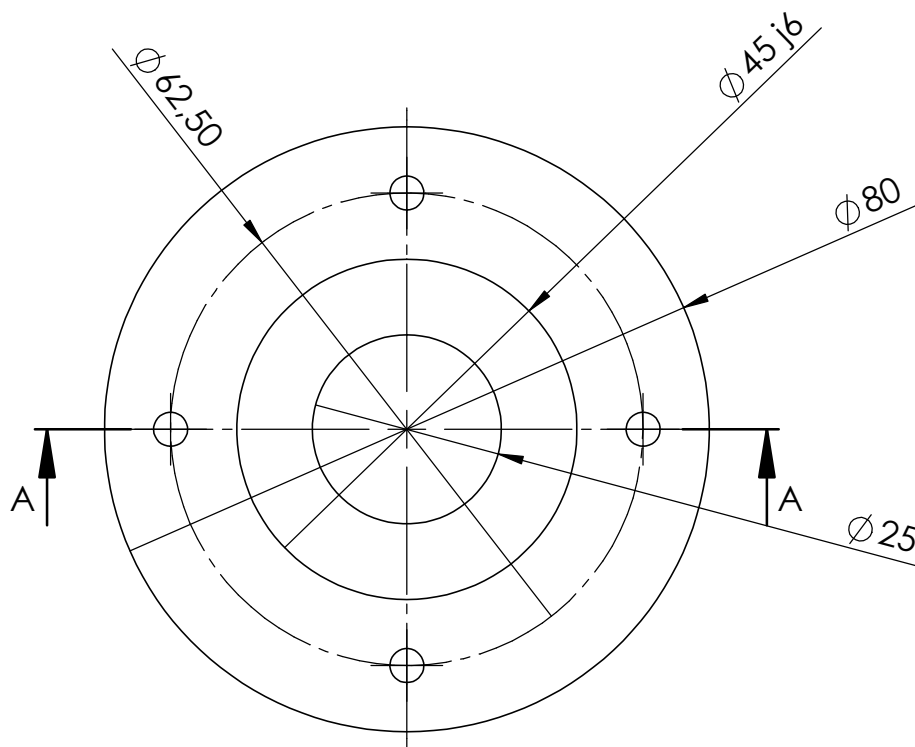
	Fecha	Nombre	Firma:	Proyecto de:	
Dibujado	28/28/17	López		Reductor de velocidad de un puente grúa	
Comprobado		García			
C. Calidad		María			
Escala:	Designación:			Nº de plano:	
1:1	Eje de salida			3.3	
				Sustituye a:	
				Sustituido por:	



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

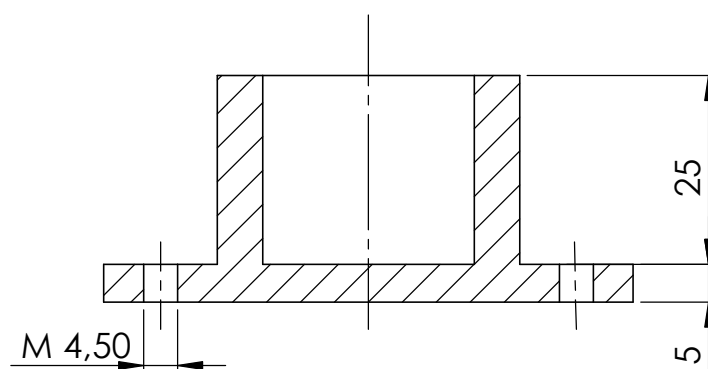
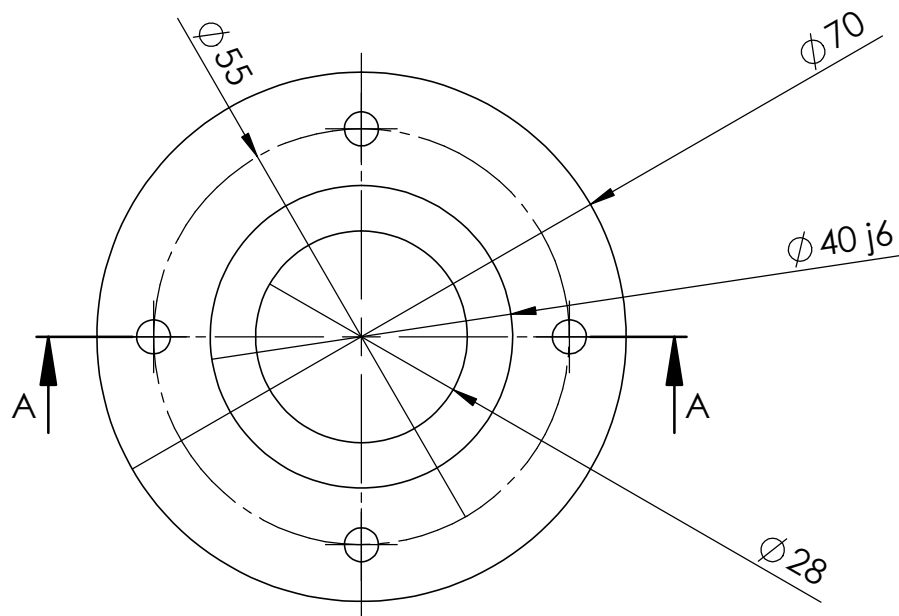
CARACTERÍSTICAS DE LA CORONA	
Módulo normal	3
Nº de dientes	90
Ángulo de hélice	15°
Diámetro primitivo	279,52 mm
Sentido de la hélice	Derechas
Rueda contigua	15 dientes
	Plano 3.2

	Fecha	Nombre	Firma:	Proyecto de: Reductor de velocidad de un puente grúa
Dibujado	28/28/17	López		
Comprobado		García		
C. Calidad		María		
Escala:	Designación:			Nº de plano:
1:2	Corona 4			4
				Sustituye a:
				Sustituido por:



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

	Fecha	Nombre	Firma:	Proyecto de: Reductor de velocidad de un puente grúa
Dibujado	28/28/17	López		
Comprobado		García		
C. Calidad		María		
Escala:	Designación:			Nº de plano:
1:1	Tapa axialidad			5.1
				Sustituye a:
				Sustituido por:



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

	Fecha	Nombre	Firma:	Proyecto de: Reductor de velocidad de un puente grúa
Dibujado	28/28/17	López		
Comprobado		García		
C. Calidad		María		
Escala: 1:1	Designación: Tapa axialidad del eje intermedio			Nº de plano: 5.2
				Sustituye a:
				Sustituido por:

4. Pliego de condiciones

4.1. Objeto.

El presente Pliego regirá las condiciones técnicas que, con carácter económico legal, tiene por objeto describir las prescripciones técnicas de todos los elementos mecánicos que componen el sistema que recoge el presente proyecto. No se incluyen las condiciones de índole económico-legal, así como tampoco se expone la evaluación de viabilidad económica del mecanismo.

4.2. Compatibilidad y relación entre documentos.

En caso de incompatibilidad o contradicción entre los planos y el Pliego, prevalece lo escrito en este último documento. En cualquier caso, ambos documentos tienen preferencia sobre los Pliegos de Prescripciones Técnicas. Lo mencionado en el Pliego de Prescripciones Técnicas Particulares y omitido en los planos o viceversa, habrá de ser considerado como si estuviese expuesto en ambos documentos, siempre que la unidad de obra esté definida en uno u otro documento y figure en el Presupuesto.

4.3. Operaciones necesarias.

El ensamblado del todo el conjunto se realizará según se dispone en los planos adjuntos. Cada elemento con forma parte del sistema debe de ir acompañado por su correspondiente documento donde se especifique los tratamientos que se han empleado para su fabricación. Así se puede verificar que esa pieza está en las condiciones exigidas y necesarias para un correcto funcionamiento, como optimización.

Se especifican los siguientes tipos de tratamientos:

- Forjado: facilita y economiza el mecanizado de algunas piezas.
- Mecanizado: siendo las más características el torneado, el fresado, el rectificado y el taladrado.
- Tratamientos térmicos: como algunos citados en el presente Proyecto, el temple, el revenido y la nitruración.

El proceso de fabricación de los engranajes es el formado en frío donde unas matrices giran y moldean los dientes. La herramienta de corte empleada para esta operación ha sido una fresa madre de forma helicoidal y aspecto de tornillo sinfín. Esta herramienta mediante un movimiento sincronizado de corte talla la forma del diente al mismo tiempo que el ángulo de hélice. La fresa madre va girando durante el corte con el mismo ángulo que el que se requiere de hélice [3].

- [1] «Grúas torre,» GUÍA DE PRODUCTOS INDUSTRIALES, [En línea]. Available: <http://dim.usal.es/areaim/guia%20P.%20I/torre%20grua.htm>. [Último acceso: 6 8 2017].
- [2] J. V. Arias, «Monografías,» [En línea]. Available: <http://www.monografias.com/trabajos32/grua-torre/grua-torre.shtml>. [Último acceso: 23 7 2017].
- [3] G. P. José Manuel, «SlideShare,» 23 6 2016. [En línea]. Available: <https://es.slideshare.net/chemanuel05/tipos-de-procesos-de-manufactura-de-engranes>. [Último acceso: 20 8 2017].
- [4] Rodytrans, «Catálogo de motores asíncronos,» [En línea]. Available: http://www.rodytrans.es/pdf/catalogo_rem.pdf. [Último acceso: 22 Diciembre 2016].
- [5] L. -. A. M. Emilio, Grúas, Zaragoza: Publidisa, 1996.
- [6] R. G. B. y. J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8ª edición, Mc Graw Hill, 2008.
- [7] O. Saul, «Scribd,» Cálculo y dibujo de engranes, [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/56836019/CALCULO-Y-DIBUJO-DE-ENGRANES>. [Último acceso: 30 Diciembre 2016].
- [8] R. L. Norton, Diseño de Maquinaria, Santa Fe: McGrall-Hill Interamericana, 2005.
- [9] A. Simón Mata, Á. Bataller Torras, J. A. Cabrera Carrillo, F. Ezquerro, A. J. Guerra, F. Nadal y A. Ortiz Fernández, Fundamentos de Tería de Máquinas, Madrid: BELLISCO. Ediciones Técnicas y Científicas, 2014.
- [10] B. Transmision, «Bea transmision,» [En línea]. Available: <http://www.beatransmision.com/es/catalogo-industrial/categoria,transmision-engranajes>. [Último acceso: Mayo 2017].
- [11] RScomponents, «Cálogo de engranaje,» [En línea]. Available: <http://es.rs-online.com/web/p/products/5216547/> . [Último acceso: 18 Enero 2017].

- [12] J. J. U. J. Joseph Edwar Shigley, Teoría de máquinas y mecanismos, Naucalpan de Juárez: McGRAW-HILL, 1988.
- [13] G. SKF, Rodamientos SKF, 2015.
- [14] S. Opac, «Catálogo de chavetas,» [En línea]. Available: <http://www.opac.net/pdf/catalog/03.pdf>. [Último acceso: 13 Agosto 2017].
- [15] Otia, «Catálogo de productos,» Junio 2005. [En línea]. Available: <http://www.otia.com.ar/otia/CATALOGO%2006-2005.pdf>. [Último acceso: Agosto 2017].
- [16] S. Juntas Bisma, «Catálogo de retenes,» 3 Julio 1998. [En línea]. Available: <http://www.juntasbisma.com/pdfs/catalogoretenes.pdf>. [Último acceso: 28 Agosto 2017].
- [17] L. G. Rafael, Seguridad en el Diseño, Fabricación y Utilización de Máquinas, Jaén: Universidad de Jaén, 2009.

La fresa madre está provista de un movimiento de rotación junto a un movimiento vertical de ascenso y descenso. Al mismo tiempo la pieza está girando sobre su eje y puede aproximarse a la fresa para conseguir la profundidad del diente que se desea.

4.4. Operaciones accesorias.

Respecto al acabado superficial las piezas deben de ser sometidas a sus correspondientes operaciones de calidad y verificación de máquinas. Estos procedimientos deben ser llevados a cabo por la parte contratada para la realización de dichos elementos. Además, deberá cumplir con el tiempo y el costo de la producción. Estos trámites no se van a tener en cuenta en la elaboración de este proyecto.

4.5. Procedimiento de acabado de las ruedas dentadas.

Las ruedas dentadas a fin de ofrecer un acabado y una eficiencia de gran calidad son sometidas a operaciones posteriores a lo descrito con anterioridad.

4.5.1. *Rectificado por generación.*

Este sistema mejora la tolerancia dimensional y su acabado superficial. Es un sistema abrasivo llevada a cabo por una muela con la forma de la envolvente. A su paso va corrigiendo las posibles imperfecciones de los tratamientos anteriores proporcionando a su vez un excelente acabado superficial.

4.6. Condiciones de los materiales

4.6.1. *Condiciones ambientales*

El sistema de reducción de velocidad debe seguir las siguientes condiciones:

- No debe ser expuesto a productos químicos o agentes atmosféricos contaminantes.
- Evitar temperaturas inferiores a -20 °C y superiores a +40 °C.
- No abrir la caja de cambios durante un periodo elevado de tiempo a fin de proteger frente a polvos característicos de zonas de obras.
- Prohibido el uso del reductor en atmósferas potencialmente explosivas o donde sea obligatorio el uso de componentes antidegradantes. A menos que esté explícitamente previsto en el suministro.

4.6.2. *Iluminación.*

En los procesos de mantenimiento que se realizan en condiciones de poca luminosidad, se deben usar lámparas protegidas que garanticen una correcta intervención con unas condiciones de seguridad según las previsiones de las disposiciones legislativas vigentes.

4.6.3. *Ruidos.*

En el ensayo de ruidos la prueba se efectúa a una distancia de 1,00 m entre el mecanismo, y una distancia de 1,60 m del suelo. Se realiza a plena carga y en una zona en la que no existan reverberaciones. Los valores no deben sobrepasar en ningún caso los 85 dB.

4.6.4. *Vibraciones*

Las vibraciones no suponen un peligro al personal implicado. Las vibraciones que puedan surgir anuncian un deterioro del sistema, el cual a partir de ahí ya no ofrece una eficiencia adecuada. Se debe proceder e intervenir para buscar los defectos que causan dichas distorsiones.

4.7. Seguridad.

4.7.1. *Normas de seguridad.*

Son de obligado cumplimiento las disposiciones contenidas en las siguientes reglamentaciones, cuyo objetivo es aseverar la seguridad y la salud de las personas que intervienen, en mayor o menor medida, en alguna circunstancia a lo largo del ciclo de vida del mecanismo que recoge el presente Proyecto.

Art 1.- El personal implicado debe poseer las competencias técnicas precisas, estar capacitado y tener suficiente experiencia, adquirida y reconocida, en el sector específico donde debe ser instalado. Ha de saber utilizar los instrumentos de trabajo y conocer las apropiadas protecciones de seguridad DPI.

Art 2.- Emplear el reductor únicamente para los usos previstos por el fabricante.

Art 3.- Los usos previstos por el fabricante son los establecidos en la correspondiente ficha técnica, cuyo campo es el industrial.

Art 4.- Asegurar unas condiciones de máxima eficiencia efectuando las operaciones de mantenimiento previstas. Con la aplicación y control del mantenimiento requerido se reducirán costes de reparaciones, entre otras, mayor eficiencia y un ciclo de vida más prolongado.

Art 5.- Adecuar las leyes vigentes de Seguridad y Salud en la zona de trabajo para realizar las intervenciones de mantenimiento en zonas de difícil acceso, baja luminosidad o peligrosas.

Art 6.- El programa de mantenimiento, inspección y reparación debe ser ejecutada por personal cualificado y especializado. Se seguirá las normas y especificaciones técnicas que comprende el debido manual.

- Art 7.- Utilizar las indumentarias y/o los EPIs indicados en las instrucciones de uso recomendadas por el fabricante y aquellas otras previstas por las leyes vigentes en materia de seguridad en el trabajo.
- Art 8.- Utilizar los productos para la lubricación del sistema, tales como aceites y grasas, especificados por el fabricante.
- Art 9.- Usar recambios originales en el caso de necesitar una sustitución de un elemento gastado.
- Art 10.- Los productos contaminantes deben ser desechada acorde a lo establecido en Documento Básico de Seguridad y Salud.
- Art 11.- Los procesos de limpieza y los controles de mantenimiento que requiera la manipulación del equipo se harán con el sistema apagado y bloqueado.
- Art 12.- Señalizar el debido cartel que indique que se están realizando trabajos con el mecanismo reductor. Este cartel debe ir colocado en el componente motor.
- Art 13.- Se prohíbe realizar soldaduras en el reductor. El reductor no se puede utilizar como punto de masa para las operaciones de soldadura ya que se podrían dañar o destruir elementos de gran precisión como los dientes de los engranajes o los rodamientos.
- Art 14.- En caso de perturbaciones en el conjunto del sistema, tal como temperatura elevada, altas vibraciones o sonidos anormales, se debe interrumpir inmediatamente la toma de corriente con la desconexión del motor.
- Art 15.- La instalación del mecanismo se hará según consta en el manual desarrollado por el fabricante, siguiendo las normas, indicaciones y descripciones que en dicho manual aparecen.
- Art 16.- Asegurar su ubicación con la instalación de dispositivos de seguridad como eslingas, cadenas o sistemas de anclaje, si supone el uso del equipo un peligro especial al personal implicado.
- Art 17.- Limitar el uso de accesorios como bridas de conexión o motores eléctricos con el reductor, ya que puede modificar la posición del centro de gravedad del dispositivo comprometiendo su estabilidad.

4.7.2. *Peligros especiales.*

Se pueden presentar condiciones en las que el funcionamiento del sistema de como resultado que la superficie externa, expuesta al contacto directo, eleve su temperatura pudiendo provocar quemaduras de grados importantes. Existen además, elementos que una vez estando el equipo en funcionamiento, un contacto directo puede causar aplastamientos, cortes y roces. Por ello es preciso seguir las siguientes especificaciones:

- Art 1.- Precaución con el recambio del aceite usado. Se debe realizar un tiempo posterior al acabar el uso de la máquina.
- Art 2.- Usar la indumentaria apropiada para el transporte, instalación, ajuste, limpieza, funcionamiento, mantenimiento, reparación y demolición, ya que el aceite puede ser impulsado en cualquiera de los procesos mencionados.
- Art 3.- Para manipulación e inspección, el equipo reductor debe haber estado el tiempo suficiente detenido para que se enfríe.
- Art 4.- Respetar la debida protección del eje de salida, considerada la parte más peligrosa del equipo, cuando éste esté en funcionamiento.

4.8. Instalación del reductor.

Antes de ubicar el equipo se debe acotar el espacio que se va a necesitar para las tareas de instalación y mantenimiento, así como la maquinaria y herramienta empleada para ello. Dichos procesos deber ser efectuado por personal con suficiente experiencia y bien capacitados para el cargo a emprender.

El espacio empleado para la instalación debe ser adecuado para evitar tropiezos del personal implicado, caídas de los elementos del sistema de reducción, herramientas y posibles impactos que puedan dañar las piezas internas del mecanismo.

4.8.1. *Inspección y arranque del reductor de velocidad.*

- Art 1.- Antes de la puesta en marcha, comprobar:

- Que la máquina a la que se incorpora el reductor esté conforme con la Directiva Máquina 98/37/CE y otras normativas de seguridad en vigor y específicamente aplicables [17].
- Que la posición de montaje del reductor es la correcta.
- La idoneidad y el correcto funcionamiento de las instalaciones eléctricas de alimentación y accionamiento sigan la norma EN 60204-1, además de la toma de tierra, según la norma EN 50014.
- Que la tensión de alimentación del motor corresponda con la estipulada en la placa, y que su valor esté comprendido dentro de los límites de 5% respecto a la tensión nominal.
- Que el nivel de lubricante sea el correcto y que no se presenten fugas a través de tapones, juntas o retenes.

Art 2.- Seguir las indicaciones respecto a almacenamiento, uso y mantenimiento establecidas en el presente Pliego de Condiciones.

Art 3.- Comprobar el nivel de aceite del equipo y los accesorios que se montan para su instalación, una vez montado el conjunto del sistema.

Art 4.- El reductor tendrá que funcionar en vacío durante al menos 8 horas en su primer arranque. La carga se irá incrementando progresivamente hasta alcanzar las condiciones habituales de trabajo una vez pasado este tiempo.

Art 5.- Utilizar el lubricante indicado por el fabricante especialmente en ambientes donde la temperatura se considere elevada o exista proximidad a fuentes de calor.

Art 6.- En caso de inactividad durante un periodo prolongado de tiempo tras ser instalarlo y de efectuar el rodaje, hay que ponerlo en marcha al menos una vez al mes, en vacío o con carga. Si no es posible, habrá que protegerlo de la corrosión con un producto adecuado o llenándolo por completo de aceite limpio del tipo que se utiliza normalmente para su funcionamiento.

Art 7.- Previo a la puesta en marcha del reductor, es preciso comprobar que la instalación se realice conforme a las directivas vigentes, tanto las relativas de la Seguridad de la Máquinas con respecto a la máquina y sus componentes de seguridad (Art. 100ª, Directiva de “Máquinas”

89/392/CEE), como a la seguridad del usuario, (Art. 118^a, Directiva Marco 89/391/CEE, Directiva Social 89/655/CEE) [17].

4.9. Mantenimiento.

El tipo mantenimiento debe ser escogido y programado tras el debido estudio de la maquinaria que recoge el presente Proyecto. Los controles y los procesos pertinentes para el mantenimiento del equipo lo efectuará personal cualificado y especializado en esta materia.

Preparación para la cualquier operación de mantenimiento:

- Desactivar los elementos motrices del reductor para que queden fuera de servicio.
- Prevenir situaciones que puedan poner en marcha el reductor de manera accidental.
- Evitar que los componentes que puedan causar cortes o aplastamientos puedan moverse, señalando la zona, evitando la proximidad de contacto con el operario o bloqueándolo sin dañar dichos componentes.
- Preparar el espacio de trabajo para posibles fugas de productos contaminantes, como aceites, lubricantes, gases o polvo residual. Debe ser un área controlada para poder controlar dichos vertidos para desecharlos según la normativa del Documento Básico del CTE de Seguridad y Salud.

Durante las operaciones de mantenimiento es recomendable ejecutar lo siguiente:

- Sustituir los componentes muy gastados por recambios originales
- Usar aceites y grasas recomendadas por el fabricante.
- Sustituir todos los retenes y juntas por recambios originales, cuando se vea alguno de estos elementos desgastados.
- Sustituir todos los rodamientos cuando uno de ellos presente síntomas que requieran recambio.

Tras el proceso de mantenimiento seguir las siguientes indicaciones:

- Cambiar el aceite lubricante.
- Los vertidos contaminantes que surgen como consecuencia del control de mantenimiento, así como las piezas defectuosas que se han sustituido, deben ser desechadas como consta en DB-CTE-HS.

4.9.1. *Mantenimiento programado.*

La correcta programación de mantenimiento prolonga el tiempo en el que el sistema trabaja a mayor eficacia. También es la mejor manera de prevenir fallos que desemboquen en la inutilización del equipo o en el fin de su ciclo de vida útil.

Parámetro de control	Intervalo de control
<i>Primer cambio de aceite tras la puesta en funcionamiento</i>	300 h
<i>Temperatura del aceite</i>	24 h
<i>Temperatura de los cojinetes</i>	24 h
<i>Presión del aceite</i>	24 h
<i>Condiciones externas del reductor (suciedad, sedimentos de aceite)</i>	170-720 h
<i>Pérdidas de aceite, retenes externos y guarniciones</i>	720 h
<i>Nivel de aceite</i>	720 h
<i>Estado del aceite del reductor (posibles impurezas)</i>	2000-9000 h
<i>Estado de los flancos de los dientes</i>	Cada cambio de aceite

Tabla 12.- Mantenimiento programado.

4.9.2. *Lubricante.*

Art 1.- Verificar el nivel de aceite lubricante antes de cada puesta en marcha del equipo.

Art 2.- Introducir el nuevo líquido lubricante por su correspondiente orificio de llenado.

Art 3.- El nivel de aceite no puede descender nunca por debajo del mínimo. La comprobación se hará con el motor desconectado y transcurrido un tiempo de su parada y de forma periódica.

Art 4.- No mezclar aceites de marcas o características diversas. En el caso de cambio de marca o de tipo de lubricante, retirar eficientemente el aceite que hay en el interior del equipo y limpiarlo con los disolventes especificados.

Art 5.- El aceite empleado tiene que tener elevadas características antiespumantes y extrema presión, EP.

4.9.3. *Sustitución del aceite.*

La sustitución se debe realizar cuando pasa el tiempo específico de uso recomendado y cuando por causas adversas se requiere cambiar de tipo o de marca de lubricante. El proceso a seguir es el siguiente:

- Colocar el recipiente de suficiente capacidad, debajo del tapón de vaciado de aceite.
- Retirar el tapón de vaciado y dejar fluir el aceite. Si el aceite está demasiado frío el proceso se prolongará, se recomienda que se haga cuando aún esté caliente, pero en las condiciones de temperatura que se indica en el apartado 4.7.2 del presente Pliego de Condiciones.
- Transcurrido el tiempo que se considere necesario para su completo vaciado, verter el disolvente escogido para limpiar los restos de aceite usado.
- Enroscar el tapón de vaciado.
- Introducir el aceite nuevo por la boquilla de llenado de líquido lubricante.

Se debe tener presente que el uso de lubricantes, disolvente y detergentes son productos tóxicos y nocivos para la salud. Si se pone en contacto directo con la piel puede provocar irritaciones, su inhalación puede conllevar intoxicaciones y su ingestión la muerte.

Por estos motivos se debe realizar con la indumentaria reglamentaria y por personas altamente cualificadas. Y una vez finalizado desechar los vertidos tóxicos como establece la normativa.

4.9.4. Aceites recomendados.

Se recomienda emplear aceites cuyo grado de viscosidad (HDP) oscile entre 60 y 90. Las marcas recomendables que se han escogido están disponibles por los comerciales del país, en este caso España, donde se va a operar con el equipo.

4.9.5. Retenes.

La fiabilidad y durabilidad de un retén en una aplicación determinada, dependerá de que los distintos componentes que afectan a éste estén debidamente diseñados y manufacturados.

❖ Preparación para la instalación.

Para garantizar un buen funcionamiento de un retén, se ha de realizar una preparación previa a su instalación. Se debe comprobar que no existan marcas ni rayas en el eje, ni rugosidades ni poros. Hay que asegurar un acabado fino y redondez adecuada. El extremo ha de estar achaflanado y su geometría bien centrada.

Por otro lado, el alojamiento debe de estar previsto de un escalón de apoyo del retén con redondez y acabado fino.

❖ Normas de instalación.

Se ha de engrasar el labio del retén. A continuación, colocar el retén en la posición correcta. Se ha de proteger el labio del retén contra cualquier posible daño producido por chaveteros, resaltes, cortantes, prisioneros, etc. Han de emplearse las herramientas adecuadas para su montaje, de forma que la presión necesaria para el montaje se aplique solo en la circunferencia exterior del retén.

4.9.6. Verificación del estado de eficiencia.

Limpiar la superficie del reductor eliminando el polvo eventualmente depositado en la carcasa. Controlar las vibraciones y la rumorosidad, si presenta niveles altos puede evidenciar desgaste o avería de un cojinete. Verificar que no haya pérdidas de lubricante por juntas, tapas y carcasa del reductor. Controlar las uniones atornilladas, verificando que no estén gastadas, deformadas u oxidadas.

4.9.7. Limpieza.

Limpiar el polvo del reductor y los eventuales residuos de fabricación. No emplear disolventes u otros productos incompatibles con los materiales de construcción y no dirigir sobre el mecanismo chorros de agua a alta presión.

4.9.8. Sustitución de componentes.

Sustituir los elementos que no cumplan las condiciones de garantía de seguridad y/o fiabilidad funcional.

No realizar reparaciones improvisadas nunca.

Se puede comprometer el buen funcionamiento del reductor si se emplean recambios no originales.

4.9.9. Desguace del reductor.

Dicha operación debe llevarla a cabo un operario experto en el respeto de las leyes vigentes en materia de seguridad en el trabajo. No se deben esparcir en el ambiente productos no biodegradables tales como lubricantes o componentes no férricos. Se ha de realizar la eliminación respetando las leyes vigentes en materia de protección del medio ambiente.

No se han de reutilizar elementos aparentemente apropiados para su uso una vez que han sido declarados no conformes por personal especializado.

4.10. Verificación del nivel de aceite.

La verificación del nivel del aceite se realizará de una manera visual a través de la ventana de visualización del interior del reductor. Si se observa que el nivel

del aceite ha bajado por debajo del mínimo se ha de reponer aceite e investigar la causa de esta pérdida de lubricante.

4.11. Averías y soluciones.

La informaciones siguientes tienen como fin ayudar a la identificación y a la corrección de las eventuales anomalías y disfunciones. En ciertos casos el inconveniente puede depender de la maquinaria donde el reductor está montado.

Temperatura elevada de los rodamientos:

- Puede estar debida a un nivel bajo de aceite, por lo que se debería reestablecer añadiendo el volumen de lubricante que sea necesario.
- Puede ser que el aceite sea demasiado antiguo, por lo que se deberá sustituir por uno de los lubricantes recomendados.
- Es posible que los cojinetes estén defectuosos. En este caso, se recomienda ir a un taller autorizado.

Temperatura elevada de trabajo:

- Comprobar el nivel de aceite, un exceso de lubricante puede reportar efectos negativos en el correcto funcionamiento del reductor.
- Un aceite demasiado antiguo puede ser el causante del problema. Reemplazar el viejo lubricante por uno nuevo.
- Si se observan impurezas en el lubricante, éstas podrían ser la causa del mal funcionamiento. Se debe proceder a sustituir el lubricante.

Ruidos anómalos en fase de trabajo:

- Pueden deberse a un excesivo desgaste en los rodamientos o incluso que estén defectuosos. Acudir a un taller autorizado.
- Puede estar provocado por un elevado juego axial en el asiento de los rodamientos. Acudir a un taller autorizado.
- Los engranajes podrían estar dañados. Acudir a un taller autorizado.

- Una sobrecarga externa puede provocar este mal funcionamiento. El reductor está diseñado para unas condiciones de carga concretas. En este caso la solución es disminuir dicha carga.
- La presencia de impurezas en el lubricante puede provocar esta anomalía. Sustituir el aceite.

Pérdidas de aceite:

Un exceso de lubricante puede provocar fugas al aumentar la presión en el interior. Se ha de comprobar que el nivel de aceite no sea muy alto. Estas pérdidas también pueden deberse a que la carcasa no forma un recinto estanco o a que las juntas no cumplen su función, en tal caso, habrá de dirigirse a un taller autorizado.

El reductor no funciona o lo hace con dificultad:

- Viscosidad del aceite demasiado elevada. Sustituir el aceite por uno que cumpla con los requisitos del diseño.
- Nivel de aceite demasiado alto. Comprobar el nivel de aceite.
- Carga exterior demasiado elevada. Equilibrar la transmisión al uso al que está destinada.

PRESUPUESTO Y MEDICIONES

Reductor de velocidad de un puente grúa

CÓDIGO	RESUMEN	UDS	LONGITUD	ANCHURA	ALTURA	PARCIALES	CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
CAPÍTULO 01 CUBICACIONES									
E05	Eje de entrada Acero AISI 4140 templado en agua a una temperatura 205 °C. Preparado para los procesos de mecanizado a los que serán sometidos La densidad del acero es de 7,85 kg/m3.								
		0,90	0,03			0,21			
							0,21	2,15	0,45
E06	Eje intermedio Acero AISI 4140 templado en agua a una temperatura 205 °C. Preparado para los procesos de mecanizado a los que serán sometidos La densidad del acero es de 7,85 kg/m3.								
	Eje intermedio	1	0,90			7,07			
							7,07	2,15	15,20
E07	Eje de salida Acero AISI 4140 templado en agua a una temperatura 205 °C. Preparado para los procesos de mecanizado a los que serán sometidos La densidad del acero es de 7,85 kg/m3.								
	Eje de salida	1	0,90			7,07			
							7,07	2,15	15,20
E29	Tapa de axialidad eje de salida Aluminio . Preparado para los procesos de mecanizado a los que serán sometidos La densidad del aluminio es de 2,15 kg/m3.								
	Tapa de axialidad					2,71			
							2,71	1,03	2,79
E30	Tapa de axialidad eje de entrada Aluminio. Preparado para los procesos de mecanizado a los que serán sometidos La densidad del aluminio es de 2,71 kg/m3.								
	Tapa de axialidad					2,71			
							2,71	1,03	2,79
	TOTAL CAPÍTULO 01 CUBICACIONES.....								83,67

PRESUPUESTO Y MEDICIONES

Reductor de velocidad de un puente grúa

CÓDIGO	RESUMEN	UDS	LONGITUD	ANCHURA	ALTURA	PARCIALES	CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
CAPÍTULO 02 FABRICACIÓN									
E20	Eje de entrada Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente. Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	228,00	228,00
E21	Eje intermedio Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente. Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	252,00	252,00
E22	Eje de salida Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente. Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	208,00	208,00
E23	Piñón 1 Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente. Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	153,60	153,60
E24	Piñón 3 Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente. Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	153,60	153,60
E25	Corona 2 Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente. Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	576,00	576,00
E26	Corona 4 Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente. Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	576,00	576,00
E31	Tapa axialidad eje intermedio Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente. Presupuestos anteriores					2,00			
							2,00	199,00	398,00

PRESUPUESTO Y MEDICIONES

Reductor de velocidad de un puente grúa

CÓDIGO	RESUMEN	UDS	LONGITUD	ANCHURA	ALTURA	PARCIALES	CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
E32	Tapa axialidad eje de salida								
	Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente.								
	Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	199,00	199,00
	TOTAL CAPÍTULO 02 FABRICACIÓN.....								2.725,20

PRESUPUESTO Y MEDICIONES

Reductor de velocidad de un puente grúa

CÓDIGO	RESUMEN	UDS	LONGITUD	ANCHURA	ALTURA	PARCIALES	CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
CAPÍTULO 03 RODAMIENTOS									
E33	Rodamiento SKF 32004 X/Q								
	Presupuestos anteriores					2,00			
							2,00	41,33	82,66
E27	Rodamiento SKF 302/28 X/Q								
	Elemento encargado y traído de fábrica. Comprobación por parte del operario de que se encuentra en buen estado y se prepara para su intalación.								
	Presupuestos anteriores					2,00			
							2,00	40,58	81,16
E28	Rodamiento SKF 32005 X/Q								
	Elemento encargado y traído de fábrica. Comprobación por parte del operario de que se encuentra en buen estado y se prepara para su intalación.								
	Presupuestos anteriores					2,00			
							2,00	48,42	96,84
TOTAL CAPÍTULO 03 RODAMIENTOS.....									260,66

PRESUPUESTO Y MEDICIONES

Reductor de velocidad de un puente grúa

CÓDIGO	RESUMEN	UDS	LONGITUD	ANCHURA	ALTURA	PARCIALES	CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
CAPÍTULO 04 CHAVETAS									
E09	Chaverta Tipo A 5x5x40								
	Elemento encargado y traído de fábrica. Comprobación por parte del operario de que se encuentra en buen estado y se prepara para su intalación.								
	Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	2,20	2,20
E10	Chaveta Tipo A 10x8x25								
	Elemento encargado y traído de fábrica. Comprobación por parte del operario de que se encuentra en buen estado y se prepara para su intalación.								
	Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	1,18	1,18
E34	Chaveta Tipo A 5x5x50								
	Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	1,68	1,68
TOTAL CAPÍTULO 04 CHAVETAS									5,06

PRESUPUESTO Y MEDICIONES

Reductor de velocidad de un puente grúa

CÓDIGO	RESUMEN	UDS	LONGITUD	ANCHURA	ALTURA	PARCIALES	CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
CAPÍTULO 05 RETENES									
E12	Retén SKF 18x32x7 CRW1 R Elemento encargado y traído de fábrica. Comprobación por parte del operario de que se encuentra en buen estado y se prepara para su intalación. Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	10,90	10,90
E13	Retén SKF 25x45x11 CRW1 R Elemento encargado y traído de fábrica. Comprobación por parte del operario de que se encuentra en buen estado y se prepara para su intalación. Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	11,90	11,90
TOTAL CAPÍTULO 05 RETENES.....									22,80

PRESUPUESTO Y MEDICIONES

Reductor de velocidad de un puente grúa

CÓDIGO	RESUMEN	UDS	LONGITUD	ANCHURA	ALTURA	PARCIALES	CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
CAPÍTULO 06 TORNILLERÍA									
E01	Tornillo de cabeza hexagonal M4x10 Elemento encargado y traído de fábrica. Comprobación por parte del operario de que se encuentra en buen estado y se prepara para su intalación. Presupuestos anteriores					6,00			
							6,00	3,27	19,62
E02	Tornillo de cabeza hexagonal M8x30 Elemento encargado y traído de fábrica. Comprobación por parte del operario de que se encuentra en buen estado y se prepara para su intalación. Presupuestos anteriores					6,00			
							6,00	9,57	57,42
E03	Tuerca M12 Elemento encargado y traído de fábrica. Comprobación por parte del operario de que se encuentra en buen estado y se prepara para su intalación. Presupuestos anteriores					6,00			
							6,00	0,16	0,96
E04	Arandela M12 Elemento encargado y traído de fábrica. Comprobación por parte del operario de que se encuentra en buen estado y se prepara para su intalación. Presupuestos anteriores					6,00			
							6,00	0,07	0,42
TOTAL CAPÍTULO 06 TORNILLERÍA.....									78,42

PRESUPUESTO Y MEDICIONES

Reductor de velocidad de un puente grúa

CÓDIGO	RESUMEN	UDS	LONGITUD	ANCHURA	ALTURA	PARCIALES	CANTIDAD	PRECIO	IMPORTE
CAPÍTULO 07 VARIOS									
E14	Anillo retención DIN 471 30X1,5								
	Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	0,31	0,31
E15	Junta de estanqueidad 1								
	Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	1,14	1,14
E16	Junta de estanqueidad 2								
	Presupuestos anteriores					2,00			
							2,00	1,43	2,86
E17	Junta de papel								
	Presupuestos anteriores					1,00			
							1,00	2,67	2,67
TOTAL CAPÍTULO 07 VARIOS.....									6,98
TOTAL.....									3.182,79

RECURSOS TOTALES POR PARTIDAS (Pres)

Reductor de velocidad de un puente grúa

CÓDIGO	CANTIDAD	UD	RESUMEN	CANT. TOTAL	PRECIO	IMPORTE
CAPÍTULO 01 CUBICACIONES						
E05	0,21		Eje de entrada Acero AISI 4140 templado en agua a una temperatura 205 °C. Preparado para los procesos de mecanizado a los que serán sometidos La densidad del acero es de 7,85 kg/m3.		2,15	0,45
P1	1,000	kg	Acero	0,21	2,15	0,45
E06	7,07		Eje intermedio Acero AISI 4140 templado en agua a una temperatura 205 °C. Preparado para los procesos de mecanizado a los que serán sometidos La densidad del acero es de 7,85 kg/m3.		2,15	15,20
P1	1,000	kg	Acero	7,07	2,15	15,20
E07	7,07		Eje de salida Acero AISI 4140 templado en agua a una temperatura 205 °C. Preparado para los procesos de mecanizado a los que serán sometidos La densidad del acero es de 7,85 kg/m3.		2,15	15,20
E29	2,71		Tapa de axialidad eje de salida Aluminio . Preparado para los procesos de mecanizado a los que serán sometidos La densidad del aluminio es de 2,15 kg/m3.		1,03	2,79
P2	1,000	kg	Aluminio	2,71	1,03	2,79
E30	2,71		Tapa de axialidad eje de entrada Aluminio. Preparado para los procesos de mecanizado a los que serán sometidos La densidad del aluminio es de 2,71 kg/m3.		1,03	2,79
P2	1,000	kg	Aluminio	2,71	1,03	2,79

RECURSOS TOTALES POR PARTIDAS (Pres)

Reductor de velocidad de un puente grúa

CÓDIGO	CANTIDAD	UD	RESUMEN	CANT. TOTAL	PRECIO	IMPORTE
CAPÍTULO 02 FABRICACIÓN						
E20	1,00		Eje de entrada Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente.		228,00	228,00
O1	3,000	h	Torneado	3,00	40,00	120,00
O2	1,000	h	Fresado	1,00	48,00	48,00
O3	1,000	h	Rectificado	1,00	60,00	60,00
E21	1,00		Eje intermedio Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente.		252,00	252,00
O1	3,000	h	Torneado	3,00	40,00	120,00
O2	1,500	h	Fresado	1,50	48,00	72,00
O3	1,000	h	Rectificado	1,00	60,00	60,00
E22	1,00		Eje de salida Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente.		208,00	208,00
O1	2,500	h	Torneado	2,50	40,00	100,00
O2	1,000	h	Fresado	1,00	48,00	48,00
O3	1,000	h	Rectificado	1,00	60,00	60,00
E23	1,00		Piñón 1 Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente.		153,60	153,60
O2	3,200	h	Fresado	3,20	48,00	153,60
E24	1,00		Piñón 3 Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente.		153,60	153,60
O2	3,200	h	Fresado	3,20	48,00	153,60
E25	1,00		Corona 2 Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente.		576,00	576,00
O2	12,000	h	Fresado	12,00	48,00	576,00
E26	1,00		Corona 4 Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente.		576,00	576,00
O2	12,000	h	Fresado	12,00	48,00	576,00
E31	2,00		Tapa axialidad eje intermedio Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente.		199,00	398,00
O1	3,000	h	Torneado	6,00	40,00	240,00
O3	1,000	h	Rectificado	2,00	60,00	120,00
O4	0,500	h	Taladrado	1,00	38,00	38,00
E32	1,00		Tapa axialidad eje de salida Procesos necesarios para la pieza final. Usandose la maquinaria en buen estado por personal cualificado para una correcta fijación y un buen acabado. Los desechos serán trasladados y depositados según la norma vigente.		199,00	199,00
O1	3,000	h	Torneado	3,00	40,00	120,00
O3	1,000	h	Rectificado	1,00	60,00	60,00
O4	0,500	h	Taladrado	0,50	38,00	19,00

RESUMEN DE PRESUPUESTO

Reductor de velocidad de un puente grúa

CAPITULO	RESUMEN	EUROS	%
01	CUBICACIONES.....	83,67	2,86
02	FABRICACIÓN.....	2.725,20	93,11
03	RODAMIENTOS.....	260,66	8,91
04	CHAVETAS.....	5,06	0,17
05	RETENES.....	22,80	0,78
06	TORNILLERÍA.....	78,42	2,68
07	VARIOS.....	6,98	0,24
TOTAL EJECUCIÓN MATERIAL		3.182,79	
13,00% Gastos generales.....		413,76	
6,00% Beneficio industrial.....		190,97	
SUMA DE G.G. y B.I.		604,73	
16,00% I.V.A.....		606,00	
TOTAL PRESUPUESTO CONTRATA		4.393,52	
TOTAL PRESUPUESTO GENERAL		4.393,52	

Asciende el presupuesto general a la expresada cantidad de CUATRO MIL TRESCIENTOS NOVENTA Y TRES EUROS con CINCUENTA Y DOS CÉNTIMOS

Jaén, a 29 de agosto de 2017.

El promotor

La dirección facultativa