



industriales
etsii

**Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial**

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



**Universidad
Politécnica
de Cartagena**

Autor: Antonio José Cerrillo Valverde
Director: Miguel Lucas Rodríguez

Cartagena, 2 de octubre de 2017



industriales
etsii

**Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial**

MEMORIA

DOCUMENTO Nº1

Autor: Antonio José Cerrillo Valverde
Director: Miguel Lucas Rodríguez

Cartagena, 2 de octubre de 2017



**Universidad
Politécnica
de Cartagena**



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

MEMORIA

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 1 de 11

ÍNDICE

1.	ANTECEDENTES	2
2.	OBJETO	2
3.	UBICACIÓN	2
4.	NORMATIVA	3
5.	FACTORES A CONSIDERAR.....	4
6.	DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.....	5
6.1	Engranajes	5
6.2	Ejes	5
6.3	Cambio de marchas.....	5
6.4	Motor	7
6.5	Trinquete.....	8
6.6	Carcasa	8
7.	MANTENIMIENTO	9
8.	PRESUPUESTO	9
9.	BIBLIOGRAFÍA.....	10
10.	AGRADECIMIENTOS.....	11
11.	CONCLUSIÓN A LA MEMORIA	11



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

MEMORIA

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 2 de 11

1. ANTECEDENTES

A petición del departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial de la Universidad Politécnica de Cartagena, para la realización del Trabajo de final de Grado dirigido a la obtención del título de graduado en Ingeniería Mecánica, se realiza el presente proyecto dirigido y supervisado por Don Miguel Lucas Rodríguez, director de proyectos del Departamento de Ingeniería Mecánica.

2. OBJETO

El correspondiente proyecto tiene como objeto definir completamente tanto el diseño como la fabricación de una reductora de relación de transmisión variable y con etapa final de doble helicoidal para un elevador de cangilones destinado a cargar grano de maíz en silos que en sus dos etapas requiere, 39 kW de potencia a 76 revoluciones por minuto y 59 kW a 115 revoluciones por minuto, respectivamente, en el eje de salida. La primera velocidad será empleada cuando se quieran llenar los silos pequeños y la segunda, para los grandes.

3. UBICACIÓN

Al tratarse de un proyecto docente, la ubicación es ficticia y sólo al objeto de cumplimentar el presente apartado la instalación se ubicará en la Calle Campo de Cartagena 48, Polígono Industrial Marimingo, 30180 Bullas (Murcia), España.





DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

MEMORIA

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 3 de 11

4. NORMATIVA

La normativa industrial aplicable y las recomendaciones de la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes (AGMA) vienen recogidas a continuación:

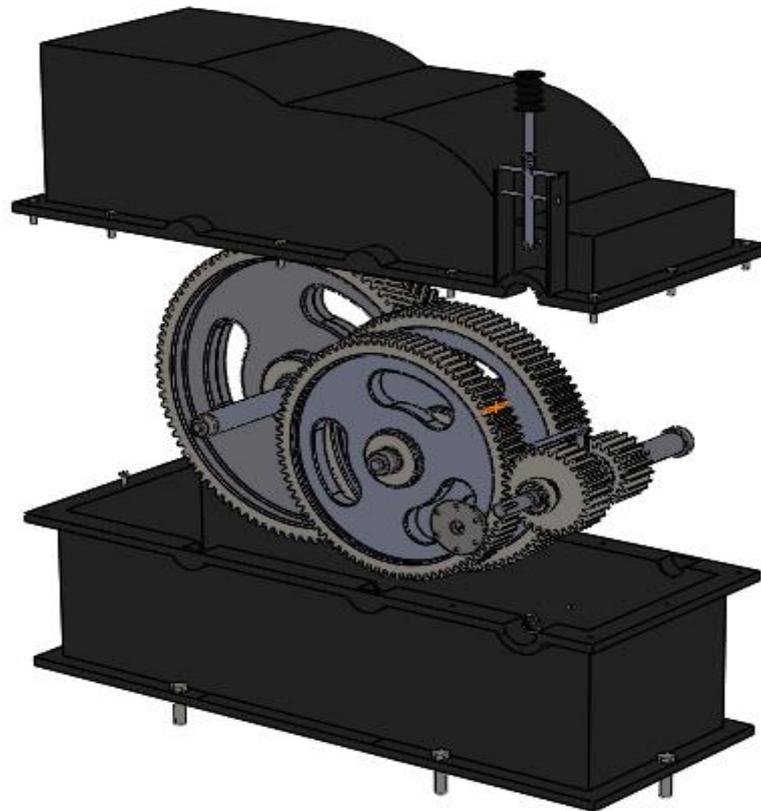
- **AGMA 6001-D97:** Design and Selection of Components for Enclosed Gear Drives.
- **AGMA 933-B03:** Basic Gear Geometry
- **AGMA 6113-A06:** Standard for Industrial Enclosed Gear Drives
- **AGMA 9005-E02:** Industrial Gear Lubrication
- **SAE J-306:** Automotive Gear Lubricant Viscosity
- **AGMA 2101-C95:** Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth (Metric Edition)
- **AGMA 908-B89:** Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth
- **AGMA 927-A01:** Load Distribution Factors. Analytical Methods for Cylindrical Gears
- **ANSI/AGMA ISO 6336-6-A08:** Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears
- **AGMA 2004-B89:** Gear Materials, Heat Treatment and Processing Manual
- Orden Consejería De Industria, Trabajo y Turismo, 14 Julio 1997 4/8/1997 Contenido de proyectos. Contenido mínimo de los proyectos técnicos de determinados tipos de instalaciones industriales. Ley de contenidos mínimos de la región de Murcia.
- **Reglamento de Seguridad en Máquinas (RSM).**
- **Ordenanza general de la seguridad e higiene en el trabajo.**
- **Ley de prevención de riesgos laborales.**
- **Ley de medio-ambiente de la Región de Murcia.**
- **ISO 14-1982:** Straight sided splines for cylindrical shafts with internal centering.
- **DIN 5480:** Splined connections with involute splines based on reference diameters.
- **DIN 471:** Ratinig ring for shafts. Normal type and heavy type.
- **UNE 17102:** Chavetas paralelas. Serie normal.



5. FACTORES A CONSIDERAR

Con el propósito de diseñar la reductora se consideran los siguientes factores:

- La disposición de los ejes debe ser con ejes paralelos al ser la más extendida y recomendada por su simplicidad y al no haber limitación de espacio.
- Los engranajes de la etapa de salida deben ser del tipo doble helicoidal con el objetivo de que absorban cualquier tipo de esfuerzo axial ocasionado por la carga del elevador.
- El elevador presenta una altura de 30 metros la cual se debe salvar en 15 segundos para la primera velocidad. Con la primera velocidad el maíz se deberá cargar a razón de 8 toneladas al minuto, en la segunda velocidad 12 toneladas al minuto.
- Así mismo, el cambio de velocidades será manual por el especial interés en mantener bajo control el régimen de giro en dos velocidades según el tamaño del silo al que vaya a ser transportado el grano de maíz.





DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

MEMORIA

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 5 de 11

6. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.

En el siguiente apartado se justificarán los planteamientos de las soluciones adoptadas.

6.1 Engranajes

A la hora de seleccionar el tipo de engranaje, se usarán engranajes cilíndricos de dientes rectos para la primera etapa y doble helicoidal para la etapa final con la intención de que absorban cualquier tipo de fuerza axial proveniente del elevador de cangilones. Además, el hecho de presentar engranajes rectos en la primera etapa, permite un mayor número de posibilidades de diseño del cambio de marchas frente a los engranajes helicoidales, por ejemplo, que sólo admiten un cambio de marchas por sincronizador externo y además producen fuerzas axiales al conjunto mecánico. Como se comprobará más adelante, finalmente no se aprovechará esta mayor variedad de opciones para el cambio de marchas pues se ha optado por un cambio mediante un sincronizador, al ser la alternativa más fiable.

Los engranajes se han diseñado con una serie de rebajes para aligerar el conjunto mecánico y reducir los efectos de la inercia en el momento de la sincronización.

6.2 Ejes

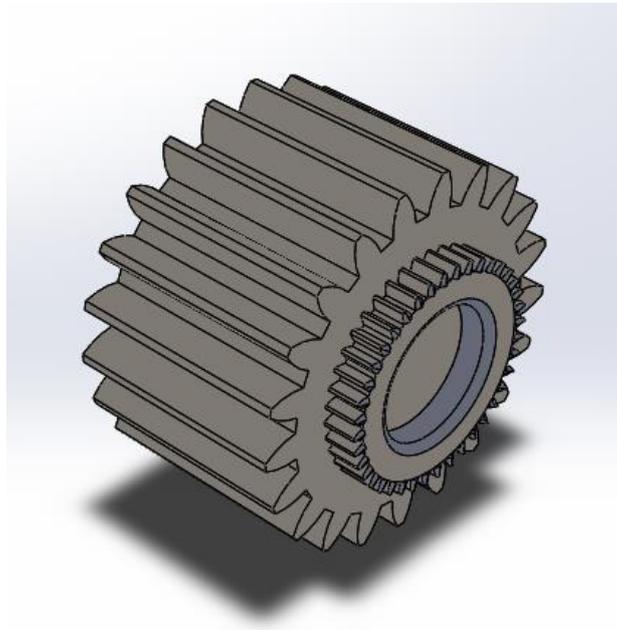
Se seleccionará una disposición de rodamiento fijo-libre compuesta por dos rodamientos de rodillos cilíndricos NU y NUP. Todos los ejes irán apoyados en rodamientos de rodillos cilíndricos tipo NU y NUP con una disposición de rodamiento fijo-libre para soportar el peso de los ejes en posición vertical y las cargas del sistema. El hecho de seleccionar rodamientos de rodillos cilíndricos se debe a que tienen una mayor capacidad de carga radial con el mismo tamaño.

Los ejes presentarán una serie de rebajes dedicados al posicionamiento axial de los engranajes y rodamientos. También incluirán ranuras para la inserción de anillos de retención y las chavetas, encargadas estas últimas de que los engranajes giren solidarios al eje.

El primer eje intermedio contará con un estriado para alojar el sincronizador, que será el responsable del cambio de marchas de la reductora.

6.3 Cambio de marchas

Frente a las posibles alternativas de cambio de marchas para los engranajes cilíndricos de dientes rectos, se ha optado por una especie de sincronizador externo. En este caso, debido a que el elevador es vertical, no conserva inercia tras desacoplar el motor por lo que el cambio de marchas se deberá realizar con el motor parado, eliminando así la necesidad de instalar un embrague. Debido a este motivo, no es necesario incorporar conos de fricción en los engranajes ni anillos de sincronización para llevar a cabo el acoplamiento entre el engranaje y la corona del sincronizador, únicamente se necesitan mecanizar unos dientes externos en el lateral del engranaje tal y como se muestra en la siguiente imagen.



El funcionamiento resumido del mecanismo sincronizador es el siguiente:

El mecanismo se ubicará en el primer eje con su buje girando solidario al eje mediante un estriado. El buje está engranado con la corona del sincronizador que se desplaza guiada por la fuerza que recibe de la horquilla, la cual es empujada manualmente por la palanca de cambios.

Cuando se quiera realizar el cambio de marchas, se deberá desactivar el motor y el elevador quedará frenado gracias a la acción de un trinquete. Una vez estén todos los engranajes parados se procederá a empujar la palanca de cambio de marchas que a su vez moverá la horquilla la cual guiará la corona del sincronizador haciendo que los dientes interiores engranen con los exteriores del engranaje seleccionado.

En la siguiente imagen se muestra una vista explosionada de los componentes del sincronizador.



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

MEMORIA

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 7 de 11



6.4 Motor

En función de los datos de carga y flujo suministrados por el cliente con los que debe cumplir el elevador de cangilones, la demanda de potencia y velocidad de giro en el eje de salida para la primera y segunda velocidad es: 39 kW a 76 rpm y 59 kW a 115 rpm respectivamente.

Por exigencia del cliente, el motor escogido es un motor eléctrico trifásico asíncrono de la marca WEG de la serie IE3 Premium Efficiency.

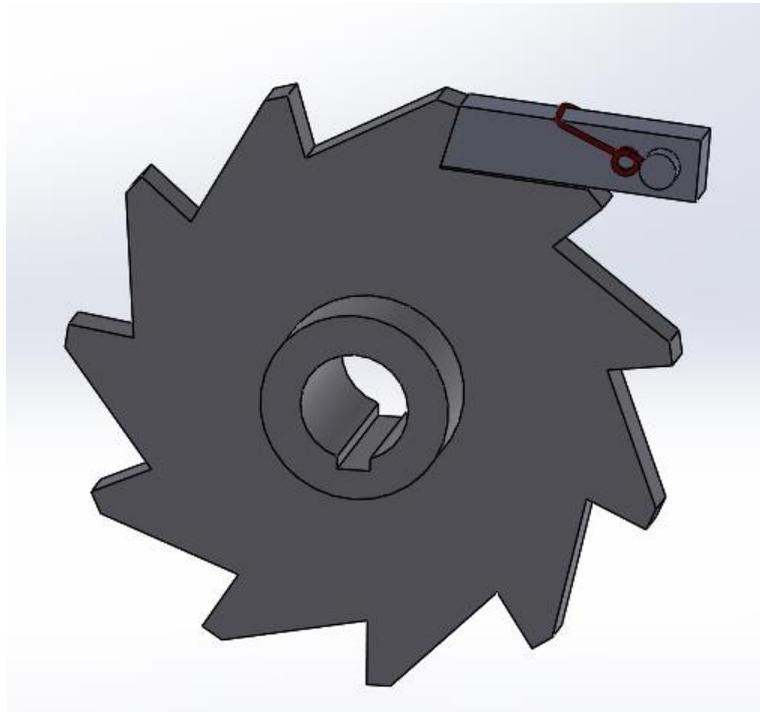
Sus especificaciones son las siguientes:

- Potencia: 75kW
- Velocidad de giro: 1490 rpm @ 50Hz
- Peso: 830 kg



6.5 Trinquete

Como ya se ha explicado en apartados anteriores, el cambio de marcha se realizará con el motor parado, por lo que es necesario incluir un mecanismo que frene la caída en sentido inverso del elevador cuando éste se encuentra cargado de maíz. Este mecanismo consiste en una rueda dentada acoplada al eje de salida de la reductora con una uña que es empujada mediante un resorte de torsión. Los dientes de la rueda presentan una forma característica que solamente permiten el deslizamiento de la misma en un solo sentido impidiendo de esta manera que se desplome la carga del elevador cuando el motor no está en funcionamiento.



6.6 Carcasa

La carcasa de la reductora se fabricará en fundición gris y se divide en dos mitades: La mitad inferior irá atornillada a una losa de hormigón para evitar el desplazamiento de la reductora. También servirá como cárter donde irá acumulado el lubricante. Presenta unos alojamientos de forma semi cilíndrica donde irán colocados los rodamientos los cuales servirán de apoyos para los ejes.

Por otra parte, la mitad superior sirve como tapa para que todos los componentes queden protegidos de la suciedad exterior. Ambas mitades constarán de un agujero roscado de tamaño M10 destinados a insertar los tapones de llenado y vaciado a través de los cuales se introducirá y se extraerá el lubricante del interior de la carcasa.



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

MEMORIA

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 9 de 11

Ambas partes se unen con un total de 12 tornillos y se sellan entre sí mediante juntas del material Klingerit. La línea de unión intersecta los alojamientos de los ejes de salida y entrada, y para evitar posibles fugas, se han incluido tapas protectoras y retenes para evitar este inconveniente.

7. MANTENIMIENTO

Para un óptimo mantenimiento que garantice un funcionamiento fiable de la reductora durante toda su vida útil será necesario realizar una serie de tareas de forma crítica e imprescindible:

- Sustituir completamente todas las juntas en caso de apertura de la reductora por motivos de mantenimiento o reparación.
- Verificar que la reductora no sufre pérdida de lubricante y reponerlo en caso de que así ocurriera.
- Realizar el llenado de lubricante hasta el mínimo exigido y detallado en el anexo de cálculos.
- Evitar el funcionamiento de la reductora en punto muerto durante tiempos elevados.

8. PRESUPUESTO

El presupuesto del presente proyecto se resume de la siguiente manera:

Capítulo 1: Elementos normalizados	28,56€
Capítulo 2: Productos de catálogo.....	3.466,1€
Capítulo 3: Materiales	940,8€
Capítulo 4: Mano de obra.....	4.048€
Total	8.483,46€

Asciende el total del presupuesto de ejecución material del presente proyecto a la cantidad de ocho mil cuatrocientos ochenta y tres Euros y cuarenta y seis céntimos **(8.483,46 €)**



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

MEMORIA

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página **10** de **11**

Presupuesto de ejecución material	8.483,46€
6% de beneficio industrial sobre el PEM	509,1€
Total	8.989, 56€

Asciende el total del presupuesto de ejecución por contrata del presente proyecto a la cantidad de ocho mil novecientos ochenta y nueve Euros y cincuenta y seis céntimos **(8.989,56 €)**

9. BIBLIOGRAFÍA

- Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett – “*Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*”.
- Andrés y Víctor Menéndez – “*Funcionamiento de las cajas de cambio de 4 y 5 velocidades*”. Vitale Máquinas.
- Robert L. Mott – “*Diseño de elementos de máquinas*”.
- Eugene A. Avallone y Theodore Baumeiter. “*Handbook for Mechanical Engineers*”.
- “*Catálogo de rodamientos WL 41 520/3 -SB de FAG*”
- Julián F. Conesa Pastor. “*Dibujos de ingeniería*”.
- American Gear Manufacturers Association www.agma.org
- Society of Automotive Engineers www.sae.org
- International Organization for Standardization www.iso.org
- DIN - Deutsches Institut für Normung www.din.de



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

MEMORIA

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página **11** de **11**

10. AGRADECIMIENTOS

Quiero mostrar mi agradecimiento a todas las personas que me han apoyado, dándome fuerzas durante estos cuatro años de carrera. Principalmente a mi familia que siempre ha estado ahí en los momentos complicados.

También mencionar a mis amigos Edu, José Ángel, Javi, Paco, Darío por ayudarme a salir un poco de la rutina y evadirme durante las duras épocas de exámenes.

En último lugar agradecer a mi tutor Miguel Lucas Rodríguez por el esfuerzo que ha realizado para ayudarme a llevar a cabo este proyecto.

11. CONCLUSIÓN A LA MEMORIA

Estimando que para la redacción del proyecto se han tenido en cuenta las prescripciones de la legislación vigente y que de acuerdo con ellas se han cubierto las condiciones impuestas por la especificación entregada por el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial, se somete a aprobación por los organismos oficiales, dándolo por terminado.

El graduado que suscribe considera que, en la descripción efectuada en la presente memoria, planos y pliego de condiciones, el proyecto queda suficientemente detallado al objeto de su fabricación en taller y su posterior instalación.

El graduado en ingeniería mecánica:
Antonio José Cerrillo Valverde

En Cartagena, a 2 de octubre de 2017



industriales
etsii

**Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial**

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

ANEJO Nº1 A LA MEMORIA

Autor: Antonio José Cerrillo Valverde
Director: Miguel Lucas Rodríguez

Cartagena, 2 de octubre de 2017



**Universidad
Politécnica
de Cartagena**



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 1 de 113

ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN.....	3
2.	CÁLCULO DE POTENCIAS Y VELOCIDADES.....	4
2.1	Primera velocidad.....	4
2.2	Segunda velocidad	6
3.	SELECCIÓN DEL MOTOR	7
4.	DISEÑO DE LOS ENGRANAJES.....	8
4.1	Primera etapa - primera velocidad.	8
4.2	Primera etapa - segunda velocidad.....	21
4.2	Segunda etapa.....	25
5.	DISEÑO DE LOS EJES.	34
5.1	Diseño del eje 1	35
5.1.1	Cálculo a fatiga.	40
5.1.2	Cálculo a fluencia.....	50
5.1.3	Cálculo de deflexiones y giros.	51
5.2	Diseño del eje 2	53
5.2.1	Cálculo a fatiga:	57
5.2.2	Cálculo a fluencia.....	63
5.2.3	Cálculo de deflexiones y giros.	64
5.3	Diseño del eje 3	65
5.3.1	Cálculo a fatiga:	68
5.3.2	Cálculo a fluencia.....	72
5.3.3	Cálculo de deflexiones y giros.	74
6.	DIMENSIONADO DE LAS CHAVETAS.....	75
6.1	Cálculo de la longitud	76
7.	SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.....	81
8.	DISEÑO DEL ANILLO SINCRONIZADOR	89
9.	SELECCIÓN DEL LUBRICANTE.....	95



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página **2** de **113**

10.	TORNILLOS.....	97
10.1	Tornillos de anclaje al suelo	98
10.2	Tornillos para cerrar las dos mitades de la carcasa	99
11.	PALANCA PARA EL CAMBIO DE MARCHAS.....	100
12.	CARCASA.....	105
13.	TRINQUETE	108
14.	RETENES Y JUNTA	112

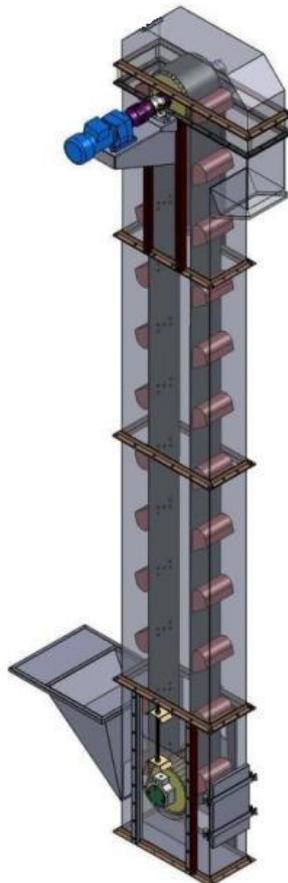


1. INTRODUCCIÓN.

Para la realización de los cálculos de la reductora se debe partir de los datos de carga y velocidad requerida en el elevador de cangilones para cada una de las velocidades.

Los datos de partida son:

- El material a transportar es grano de maíz.
- El elevador tiene una altura de 30 metros.
- Para la primera velocidad debe salvar la altura en 15 segundos con un flujo de 8000 kg/minuto.
- Para la segunda velocidad debe transportar un flujo de 12000 kg/minuto.
- El rodillo del elevador tiene un diámetro de 500 mm.





2. CÁLCULO DE POTENCIAS Y VELOCIDADES.

Se deberán calcular, por un lado, las velocidades lineales del elevador para cumplir con los requisitos de flujo de carga y, determinar así la velocidad angular de salida de la reductora para cada una de las dos marchas y, por otro lado, la potencia necesaria para mover la cantidad requerida de grano.

2.1 Primera velocidad

Partiendo de que el elevador debe salvar la altura de 30 metros en 15 segundos, se determina que la velocidad lineal deberá ser de 2 m / s. Se puede calcular a partir de este dato la velocidad angular necesaria en el rodillo, que coincidirá con la velocidad angular de salida de la reductora para esta velocidad.

$$\omega = \frac{V_{\text{lineal}}}{r_{\text{rodillo}}}$$

Donde:

- V_{lineal} es la velocidad lineal del elevador: **2 m/s**
- ω es la velocidad angular del rodillo [rad/s]
- r_{rodillo} es el radio del rodillo: **0,250 m.**

$$\text{Se determina que } \omega_{1s} = \frac{2}{0,250} = \mathbf{8 \text{ rad/s.}}$$

Teniendo en cuenta que el flujo para esta velocidad es de 8000 kg/min y el tiempo empleado para salvar la altura total del elevador es de 15 segundos, se puede calcular la carga que es capaz de subir el elevador en una subida completa.

$$C_{\text{total}} = \frac{\text{Flujo}}{60} * t_{\text{subida}}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 5 de 113

Donde:

- C_{total} es la carga total que transporta el elevador.
- **Flujo** es la cantidad de maíz transportado por unidad de tiempo: **8000 kg/min.**
- t_{subida} es el tiempo empleado en salvar la altura del elevador: **15 s**

$$C_{total} = \frac{8000}{60} * 15 = 2000 \text{ kg}$$

Se procede ahora a calcular el par y la potencia que es necesario aplicar al eje de giro del elevador para moverlo con dicha carga a esta velocidad:

$$T = m \cdot g \cdot r$$

Donde:

- T es el par [Nm]
- m es la masa: **2000 kg**
- g es la aceleración de la gravedad: **9,8 m/s²**
- r es la distancia al eje de giro: **0,25 m**

$$T = 4.900 \text{ Nm}$$

$$H = T \cdot \omega$$

Donde:

- H es la potencia [W]
- T es el par: **4900 Nm**
- ω es la velocidad angular de giro del eje del elevador: **8 rad/s**

$$H = 39.200 \text{ W}$$



2.2 Segunda velocidad

Habiendo deducido de los datos del problema que el elevador es capaz de cargar una cantidad de 2000 kg en cada subida completa, se calcula la velocidad lineal necesaria que debe tener para cumplir con el flujo de 12000 kg/min con el mismo procedimiento que en el apartado anterior.

$$V_{\text{lineal}} = \frac{\text{Flujo}}{C_{\text{total}} \cdot 60} * \text{altura}$$

Datos:

- **Flujo = 12000 kg/min**
- **C_{total} = 2000 kg**
- **Altura = 30 m**

$$V_{\text{lineal}} = 3 \text{ m/s}$$

Velocidad angular:

$$\omega = \frac{V_{\text{lineal}}}{r_{\text{rodillo}}}$$

Datos:

- **V_{lineal} = 3 m/s**
- **r_{rodillo} = 0,250 m**

Se calcula así la velocidad angular que debe tener el rodillo $\omega_2 = 12 \text{ rad/s}$, la cual coincide con la velocidad del eje de salida de la reductora para la segunda velocidad.

Potencia necesaria para esta velocidad:

$$H = T \cdot \omega$$

Datos:

- **T = 4900 Nm**
- **$\omega = 12 \text{ rad/s}$**

$$H = 58.800 \text{ W}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

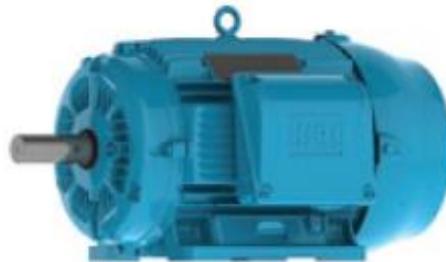
Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

3. SELECCIÓN DEL MOTOR

Puesto que para la segunda velocidad la potencia necesaria es mayor, se seleccionará un motor trifásico asíncrono que cumpla con este requisito. Teniendo en cuenta un rendimiento de entre **0,8 y 0,85** para el sistema completo del elevador, la potencia mínima que debe tener el motor será:

$$H_{\text{motor}} = \frac{H}{\eta} = \frac{58.800}{0,8} = 73500 \text{ W}$$

Se selecciona del catálogo de WEG, el mínimo motor que cumple con esta característica consta de IV polos, funciona a una velocidad de **1490 rpm** y proporciona una potencia de **75 kW**.



Potencia		Carcasa	Full Load Torque (kgfm)	Corriente con rotor trabado I/In	Par con rotor trabado TVTn	Break-down Torque Tb/Tn	Momento de Inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	400 V						Corriente nominal In (A)	
								Caliente	Frio			RPM	% de la potencia nominal			Factor de potencia			
													Rendimiento				50		75
75	100	280S/M	49.0	7.9	2.9	2.9	2.78	40	88	830	69	1490	95.5	96.1	96.2	0.72	0.81	0.85	132
90	125	280S/M	59.0	7.9	3	2.9	3.40	40	88	895	69	1485	95.9	96.3	96.4	0.73	0.82	0.86	157
110	150	315S/M	71.9	7.4	2.7	2.7	4.42	54	119	1150	71	1490	95.8	96.4	96.8	0.73	0.82	0.86	191



4. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES.

Las características que debe cumplir la reductora son las siguientes:

- Potencia a transmitir **H = 75 kW**. Se dimensionará la reductora para la potencia máxima que es capaz de entregar el motor asegurando así la resistencia del sistema frente a posibles atascos.
- Velocidad de entrada $\omega_e = 1490$ rpm
- Velocidad angular de salida para la primera velocidad: $\omega_{s1} = 8$ rad/s = 76,4 rpm
- Velocidad angular de salida para la segunda velocidad: $\omega_{s2} = 12$ rad/s = 114,6 rpm

La mayor relación de velocidad se da para la primera marcha:

$$i_{1T} = \frac{\omega_e}{\omega_{s1}} = \frac{1490}{76.4} = 19,5$$

La reductora se diseñará con dos etapas y para que sea lo más compacta posible se repartirá de forma equitativa la relación de transmisión entre las dos para la primera marcha:

$$i_{12}=i_{56}=\sqrt{i_T} = \sqrt{19,5} = 4,41$$

La relación de velocidad para la segunda marcha:

$$i_{2T} = \frac{1490}{114,6} = 13$$

$$i_{2T} = i_{34} * i_{56} = 13 \rightarrow i_{34} = \frac{13}{4,41} = 2,94$$

Teniendo calculadas las relaciones nominales de transmisión para cada etapa se puede empezar a diseñar los engranajes. Éstas relaciones de velocidad cambiarán ligeramente al calcular los engranajes ya que la cantidad de dientes es un número entero.

4.1 Primera etapa - primera velocidad.

Recopilando los datos calculados hasta ahora, se sabe que para la primera etapa de la primera velocidad:

- **H = 75 kW**
- $\omega_e = 1490$ rpm
- $\omega_2 = 337,9$ rpm
- $i_{12} = 4,41$



Para asegurar que no se produzca el fenómeno de interferencia (con un ángulo de presión de 20°), el mínimo número de dientes que debe tener el piñón es 18, se realizan los cálculos con **21** dientes y módulo **6**. Se denomina con un subíndice 1 al piñón y con un subíndice 2 a la rueda.

- $Z_1 = 21$ dientes
- $D_1 = Z_1 * m = 21 * 6 = 126$ mm
- $Z_2 = Z_1 * i_{12} = 21 * 4,41 = 92,61 = 93$ dientes
- $D_2 = Z_2 * m = 93 * 6 = 558$ mm

Se vuelve a calcular la velocidad de salida final:

$$\omega_2 = \omega_1 * (Z_2 / Z_1) = 1490 * (21/93) = 336,45 \text{ rpm}$$

$$\% \text{ de error} = \frac{\omega_{teórica} - \omega_{real}}{\omega_{teórica}} * 100 = \frac{337,9 - 336,45}{337,9} * 100 = -0,43\%$$

Se trata de un valor admisible.

Distancia entre centros:

$$C = (Z_1 + Z_2) * m / 2 = (21 + 93) * 6 / 2 = 342 \text{ mm}$$

Velocidad de la línea de paso:

$$V_t = \frac{\pi * D_1 * \omega_1}{60000} = 9,83 \text{ m/s}$$

Fuerza tangencial transmitida:

$$F_t = \frac{1000 * P}{v_t} = \frac{1000 * 75}{9,83} = 7629,6 \text{ N}$$

Ancho de cara:

AGMA recomienda que el ancho de cara se sitúe entre 8 y 16 veces el módulo, en este caso entre 48 y 96 mm. Para esta tentativa se usa un valor intermedio.

$$F = 82 \text{ mm.}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Coefficiente elástico C_p :

Se realizará este cálculo suponiendo que el piñón y la rueda se fabricarán en acero por lo que el factor $C_p = 191 \sqrt{Mpa}$

Coefficiente elástico C_p [Z_E], \sqrt{psi} (\sqrt{MPa}) Fuente: AGMA 218.01.

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p psi (MPa) ^a	Material y módulo de elasticidad de la corona E_G , lbf/pulg ² (MPa) ^a					Bronce al estaño 16×10^6 (1.1 $\times 10^5$)
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro fundido 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce al aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)

Factor dinámico (K_v):

Para determinar este factor es necesario especificar un número de calidad Q_v , AGMA recomienda usar un número de calidad de entre 3 y 7 para engranajes comerciales, los números de calidad más altos se emplean en engranajes de precisión. Por otro lado, también muestra unas tablas en las que se relaciona el número de calidad con la aplicación de los engranajes y con la velocidad de la línea de paso. En este caso se escoge un número de calidad $Q_v = 7$ ya que es un valor intermedio entre las dos recomendaciones proporcionadas.

TABLA 9-2 Números de calidad AGMA recomendados

Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Número de calidad
Accionamiento de tambor mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsores de laminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadora de granos	5-7	Mecanismo de cómputo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión automotriz	10-11
Presas de puzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14
Accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad			
Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad		Velocidad de la línea de paso
0-800	6-8		0-4
800-2000	8-10		4-11
2000-4000	10-12		11-22
Más de 4000	12-14		Más de 22



$$K_v = \frac{A + \sqrt{200 \cdot V}^B}{A} = \frac{65,06 + \sqrt{200 \cdot 9,83}^{0,731}}{65,06} = 1,462$$

- $A = 50 + 56 \cdot (1 - B)$
- $B = 0,25 \cdot (12 - Q_v)^{2/3}$
- $v = 9,83 \text{ m/s}$. Velocidad de la línea de paso en m/s.

Factor de sobrecarga K_o :

Un motor eléctrico se considera una fuente de potencia uniforme y el elevador se clasifica dentro de las máquinas que producen impactos moderados por lo que $K_o = 1,25$.

Fuente de potencia	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Factor de tamaño K_s :

Depende del tamaño del diente y por lo tanto del módulo, en este caso se tiene un módulo de 5 por lo que $K_s = 1,05$.

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



Factor de distribución de carga K_m :

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.

$$K_m = 1 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e) = 1 + 1 * (0,0679 * 1,1 + 0,177 * 1) = \mathbf{1,252}$$

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{Para dientes sin coronar} \\ 0,8 & \text{Para dientes coronados} \end{cases}$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10D} - 0,0375 + 0,0125 F \quad 1 (25,4 \text{ mm}) < F < 17 \text{ pulgadas (431, 8 mm)}$$

$$C_{pf} = \frac{60}{10 * 126} - 0,0375 + 0,0125 * \frac{82}{25,4} = \mathbf{0,0679}$$

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para piñón con } \frac{S_1}{S} < 0,175 \\ 1,1 & \text{para piñón montado separado con } \frac{S_1}{S} > 0,175 \end{cases}$$

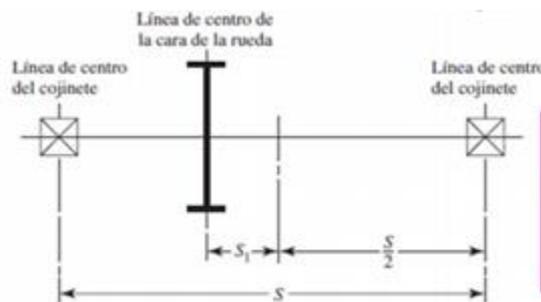


Figura 14-10
Definiciones de las distancias S y S_1 que se utilizan para evaluar C_{pm} , ecuación (14-33). (ANSI/AGMA 2001-D04.)

$$C_{ma} = A + B F + C F^2 = 0,127 + 0,0167 * \frac{82}{25,4} - 0,765 * 10^{-4} * \frac{82}{25,4}^2 = \mathbf{0,177}$$

Tabla 14-9

Constantes empíricas A , B y C de la ecuación (14-34), ancho de la cara F en pulgadas*

Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	-0.765(10 ⁻⁴)
Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	-0.930(10 ⁻⁴)
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	-0.926(10 ⁻⁴)
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	-0.822(10 ⁻⁴)

*Vea la norma ANSI/AGMA 2101-D04, pp. 20-22, para formular en unidades SI.

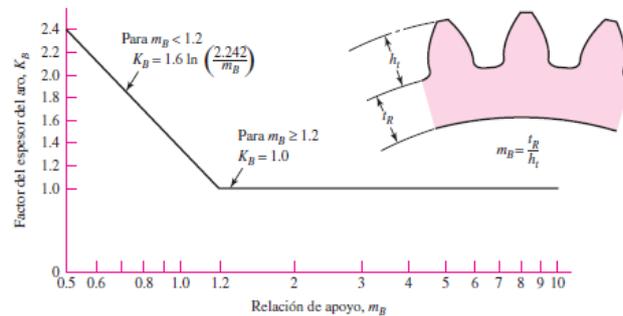
$$C_e = \begin{cases} 0,8 & \text{para engranajes ajustados durante el ensamble.} \\ 1 & \text{para todas las otras condiciones.} \end{cases}$$



Factor de espesor del aro K_B :

Cuando el espesor del aro no es suficiente para proporcionar soporte completo a la raíz de 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 utilizar un factor de modificación del esfuerzo K_B . En este caso $m_B = t_R/h_t > 1,2$ por lo que **$K_B = 1$** .

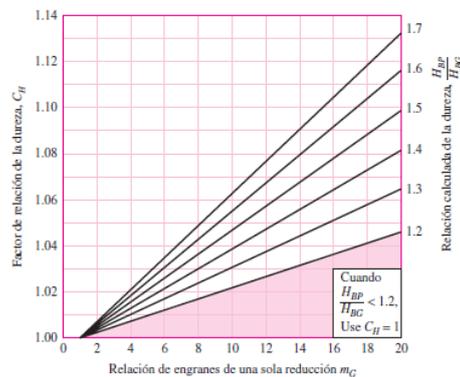
Figura 14-16
Factor del espesor del aro K_B .
(ANSI/AGMA 2001-D04.)



Factor de relación de la dureza C_H :

Para esta primera tentativa se suponen el piñón y la rueda fabricados en el mismo material (acero) por lo que según dicta la norma AGMA siempre que $H_{BP} / H_{BG} < 1,2$ el factor de relación de la dureza es **$C_H = 1$** .

Figura 14-12
Factor de relación de la dureza C_H (acero completamente endurecido). (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.)





Factor de temperatura K_T :

Para temperaturas de servicio del engrane inferiores a 120°C, se emplea $K_T = 1$. Cuando las temperaturas son más altas este factor debe ser mayor a la unidad. Se seleccionará el lubricante para que cumpla con este requisito

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. Se aceptará una falla de cada 100 (confiabilidad de 0,99) por lo que el factor $K_R = 1$.

Tabla 14-10

Factores de confiabilidad K_R (Y_2)
Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.

Confiabilidad	K_R (Y_2)
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Factor de seguridad SF:

Se puede emplear este factor para tener una medida de seguridad adicional para corregir algún tipo de incertidumbre en el análisis de diseño o en las características del material. Se recomienda adoptar un valor comprendido entre 1 o 1,5. En este caso se utilizará un valor de $SF = 1,1$ ya que apenas se tienen incertidumbres.

Factor geométrico J de resistencia a la flexión:

El factor J AGMA emplea un valor modificado del factor de forma de Lewis, un factor de concentración de esfuerzos y una relación de repartición de la carga del diente. La siguiente gráfica se emplea para obtener el factor J para engranajes de dientes rectos con un ángulo de presión de 20° y dientes de tamaño completo. De la gráfica se obtiene $J_1 = 0,346$ y $J_2 = 0,428$.

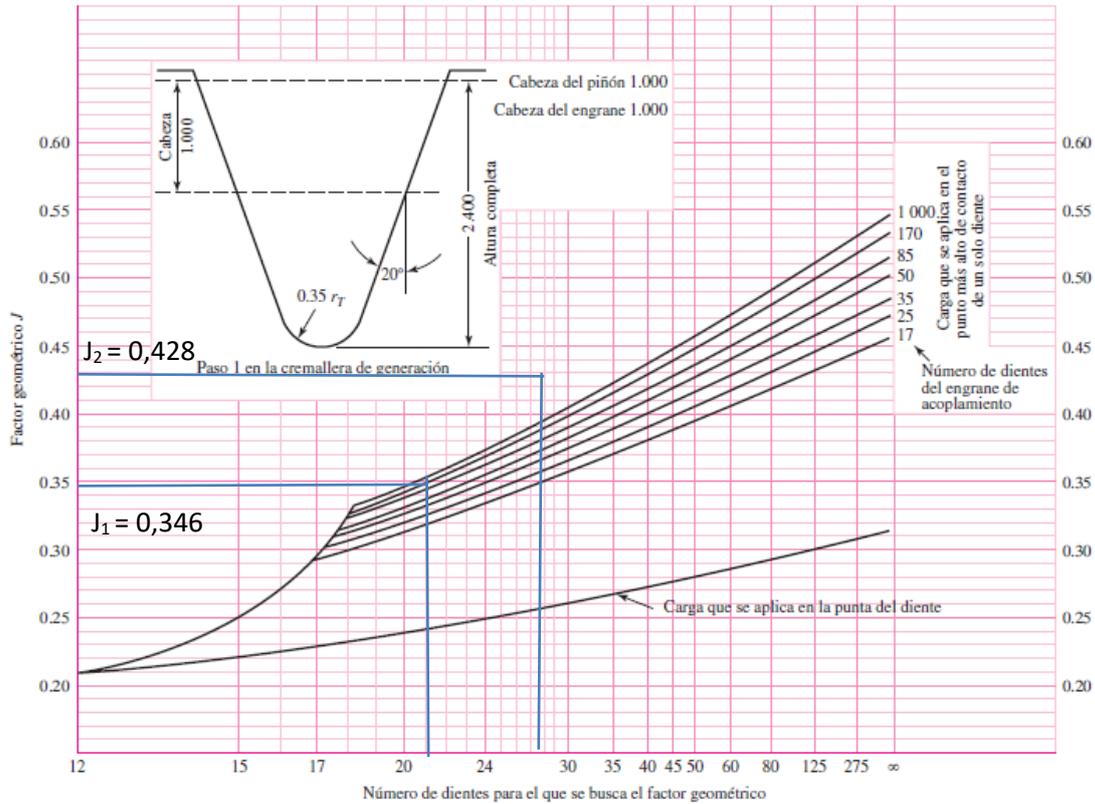


Figura 14-6

Factores geométricos J de engranajes rectos. Fuente: La gráfica es de AGMA 218.01, lo que es consistente con los datos tabulares provenientes del actual AGMA 908-B89. La gráfica es adecuada para propósitos de diseño.

Factor geométrico I de resistencia superficial:

Para engranajes externos se calcula el factor I con la siguiente expresión:

$$I = \frac{\cos(\phi) \cdot \sin(\phi)}{2 m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{\cos(20) \cdot \sin(20)}{2 \cdot 1} \frac{4,43}{4,43 + 1} = \mathbf{0,131}$$

Siendo:

- $m_N = 1$ en engranajes rectos
- $m_G = Z_p / Z_G = 93 / 21 = \mathbf{4,43}$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 16 de 113

Factores de ciclos de esfuerzo Y_N y Z_N :

El propósito de los factores de los ciclos de carga Y_N y Z_N es modificar la resistencia AGMA para vidas diferentes de 10^7 ciclos. Para ciclos de 10^7 , $Y_N = Z_N$. De la misma manera, las ecuaciones de Y_N y Z_N cambian a ambos lados del valor de 10^7 ciclos.

$$N_c = 60 * L * n * q$$

Siendo:

- N_c = número de ciclos de carga esperado.
- L = Vida de diseño, en horas
- n = velocidad de giro del engranaje, en rpm
- q = número de aplicaciones de carga por revolución.

Datos:

- $L_1 = L_2 = 40000$ horas. Decisión de diseño, equivaldría a unos 13 años de funcionamiento suponiendo que la máquina trabaje durante un turno diario (8 horas) los 365 días del año.
- $n_1 = 1490$ rpm.
- $n_2 = 336,45$ rpm.
- $q_1 = q_2 = 1$.

$$N_{c1} = 60 * 40000 * 1490 * 1 = 3,6 \cdot 10^9 \text{ ciclos.}$$

$$N_{c2} = 60 * 40000 * 336,45 * 1 = 8,1 \cdot 10^8 \text{ ciclos.}$$

El número de ciclos esperados en el piñón y la rueda supera los 10^7 por lo que la expresión correspondiente para el cálculo de los factores Y_N y Z_N es la presente en la parte superior de la zona sombreada a la derecha.

$$Y_{N1} = 1,3559 N_c^{-0,0178} = 1,3559 * (3,6 \cdot 10^9)^{-0,0178} = 0,92$$

$$Y_{N2} = 1,3559 * (8,1 \cdot 10^8)^{-0,0178} = 0,94$$

$$Z_{N1} = 1,4488 N_c^{-0,023} = 1,4488 (3,6 \cdot 10^9)^{-0,023} = 0,87$$

$$Z_{N2} = 1,4488 (8,1 \cdot 10^8)^{-0,023} = 0,90$$



Figura 14-14

Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión Y_N . (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.)

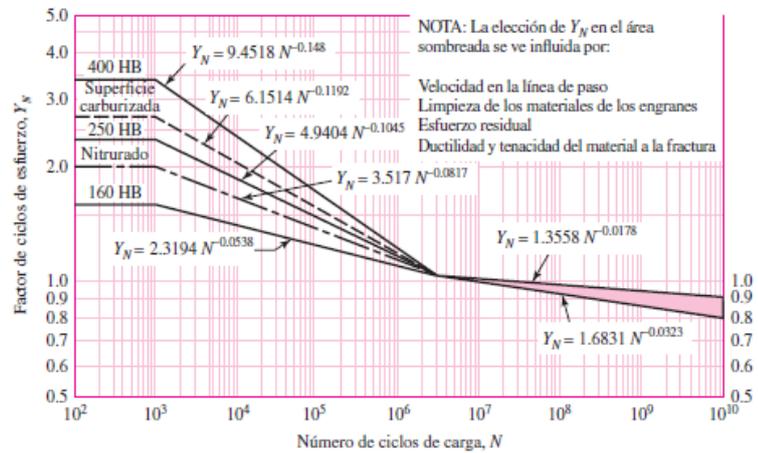
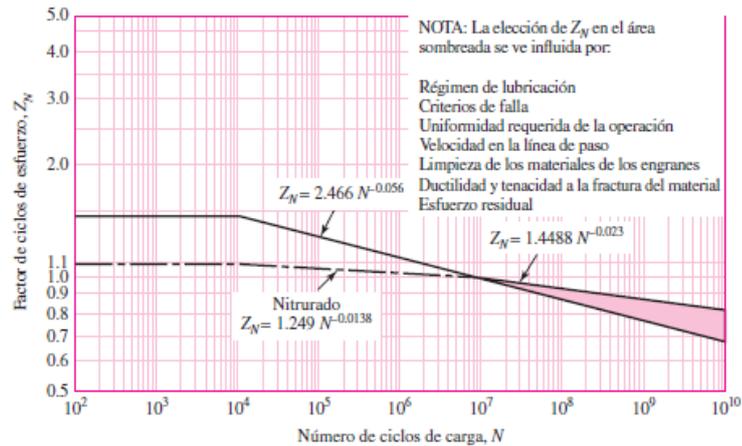


Figura 14-15

Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura Z_N . (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.)



Esfuerzos flexionantes esperados para el piñón y el engrane:

$$S_{t1} = K_o K_s K_m K_v K_B \frac{F_t}{F J_1 m} = 1,25 * 1,05 * 1,252 * 1,462 * 1 \frac{7630}{82 * 0,346 * 6} = 107,7 \text{ MPa}$$

Datos:

- $K_o = 1,25$
- $K_s = 1,05$
- $K_m = 1,252$
- $K_v = 1,462$
- $K_B = 1$
- $F_t = 7630 \text{ N.}$
- $F = 82 \text{ mm.}$
- $J_1 = 0,346$
- $J_2 = 0,426$
- $m = 6.$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 18 de 113

$$S_{t2} = S_{t1} * (J_1 / J_2) = 107,7 * (0,346/0,428) = \mathbf{87 \text{ MPa}}$$

Esfuerzos flexionantes admisibles para piñón y engrane:

$$S_{at1} > S_{t1} \frac{K_R K_T S_F}{Y_{N1}} = 107,7 \frac{1 * 1 * 1,1}{0,92} = \mathbf{129,2 \text{ MPa}}$$

Datos:

- $S_{t1} = 113,2 \text{ MPa}$
- $K_R = 1$
- $K_T = 1$
- $Y_{N1} = 0,92$
- $Y_{N2} = 0,94$

$$S_{at2} > 87 \frac{1 * 1 * 1,1}{0,94} = \mathbf{101,7 \text{ MPa}}$$

Esfuerzo de contacto esperado para el piñón y el engrane:

El esfuerzo de contacto es el mismo para el piñón y el engrane.

$$S_c = C_p \sqrt{K_o K_s K_m K_v \frac{F_t}{F I D_1}} = 191 \sqrt{1,25 * 1,05 * 1,252 * 1,462 * \frac{7629}{82 * 0,131 * 126}} = \mathbf{702,6 \text{ MPa}}$$

Datos:

- $C_p = 191$
- $K_o = 1,25$
- $K_s = 1,05$
- $K_m = 1,252$
- $K_v = 1,462$
- $F_t = 7630 \text{ N}$
- $F = 82 \text{ mm}$
- $I = 0,131$
- $D_1 = 126 \text{ mm.}$



Esfuerzos de contacto admisible para piñón y engrane:

$$S_{ac1} > S_c \frac{K_R K_T SF}{Z_{N1}} = 702,6 \frac{1 * 1 * 1,1}{0,87} = 884,7 \text{ MPa}$$

$$S_{ac2} > 702,6 \frac{1 * 1 * 1,1}{0,9 * 1} = 855 \text{ MPa}$$

Especificación del material adecuado:

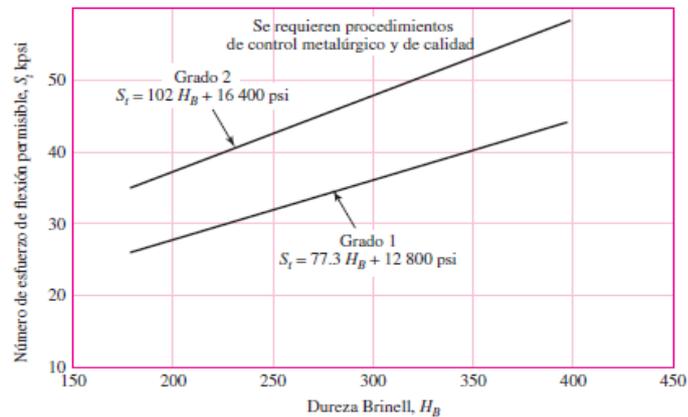
Recopilando los esfuerzos admisibles calculados tanto para flexión como para picadura se tienen los siguientes resultados:

- $S_{at1} > 129,2 \text{ MPa}$
- $S_{at2} > 101,7 \text{ MPa}$
- $S_{ac1} > 884,7 \text{ MPa}$
- $S_{ac2} > 855 \text{ MPa}$

Frente a flexión:

Figura 14-2

Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos. Las ecuaciones en unidades SI son $S_t = 0.533H_B + 88.3 \text{ MPa}$, grado 1 y $S_t = 0.703H_B + 113 \text{ MPa}$, grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04.)



Sólo se requiere conocer la dureza, por la relación directa que existe entre la dureza y la resistencia a la tensión de los aceros. Despejando H_B de la expresión $S_t = 0,533 H_B + 88,3 \text{ MPa}$ se puede calcular la dureza que debe tener el acero para soportar el esfuerzo admisible calculado.

$$H_{B1} >= \frac{S_{at1} - 88,3}{0,533} = \frac{129,2 - 88,3}{0,533} = 76,8$$

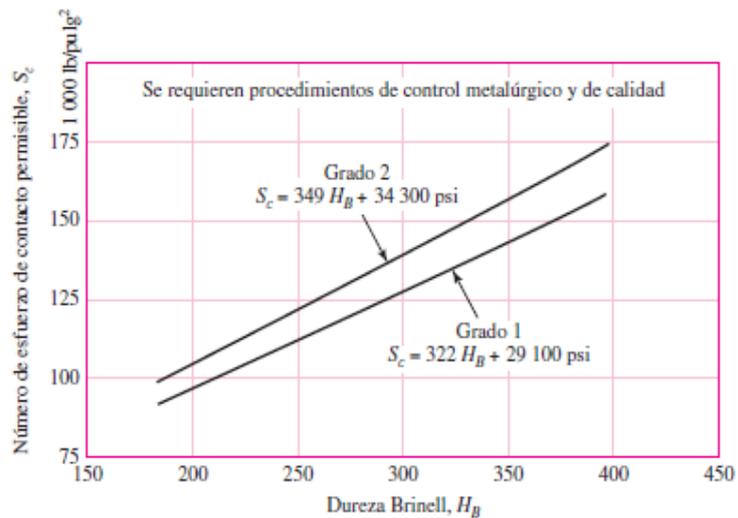
$$H_{B2} >= \frac{101,7 - 88,3}{0,533} = 25,2$$



Frente a picadura:

Figura 14-5

Resistencia a la fatiga por contacto S_c a 10^7 ciclos y confiabilidad de 0.99 de engranes de acero completamente endurecido. Las ecuaciones en unidades SI son $S_c = 2.22 H_B + 200$ MPa, grado 1 y $S_c = 2.41 H_B + 237$ MPa, grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04.)



$$H_{B1} \geq \frac{S_{ac1} - 200}{2,22} = \frac{884,7 - 200}{2,22} = 308,4$$

$$H_{B2} \geq \frac{855 - 200}{2,22} = 295$$

El esfuerzo de contacto en el piñón es el factor que condiciona la selección del material pues es necesario un acero con una dureza de 308 HB. AGMA recomienda aceros aleados al medio carbono con buena capacidad de endurecimiento para durezas superiores a 250 HB. El acero seleccionado es un **AISI 3140 templado y revenido a 540°C** el cual alcanza una dureza de 311 HB y $S_u = 1050$ MPa.

APÉNDICE 3 PROPIEDADES DE DISEÑO PARA LOS ACEROS AL CARBÓN Y ALEADOS

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
3140	Recocido	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555



4.2 Primera etapa - segunda velocidad.

Recopilando los datos calculados anteriormente, se sabe que para la segunda velocidad:

- **H = 75 kW**
- **$\omega_e = 1490$ rpm**
- **$\omega_4 = 506,8$ rpm**
- **$i_{34} = 2,94$**

En este caso se tiene un condicionante añadido puesto que al ir la pareja de la primera velocidad y de la segunda montadas sobre los mismos ejes deben presentar la misma distancia entre centros: **C = 342 mm**. Se elabora una tabla de cálculo para tantear con diferentes números de dientes en el piñón y la rueda y conseguir así la distancia entre centros deseada. Esto se consigue con **m=6, Z₃=29 y Z₄ = 85**.

Se procede al cálculo de las diferentes variables y factores de la misma forma que para la primera velocidad:

- **m = 6**
- **Z₃ = 29 dientes**
- **D₃ = 174 mm**
- **Z₄ = 85 dientes**
- **D₄ = 510 mm**
- **$\omega_4 = 508,3$ rpm (error = +0,29%)**
- **C = 342 mm**
- **V_t = 13,6 m/s**
- **F_t = 5525 N**
- **F = 65 mm**
- **C_p = 191 $\sqrt{\text{MPa}}$**
- **K_v = 1,537**
- **K_o = 1,25**
- **K_s = 1,05**
- **K_m = 1,211**
- **K_b = 1**
- **C_H = 1**
- **K_T = 1**
- **K_R = 1**
- **SF = 1,1**
- **J₃ = 0,385**
- **J₄ = 0,44**
- **I = 0,12**



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 22 de 113

- $Y_{N3} = 0,92$
- $Y_{N4} = 0,93$
- $Z_{N3} = 0,87$
- $Z_{N4} = 0,90$

Esfuerzos flexionantes esperados para el piñón y el engrane:

$$S_{t3} = 1,25 * 1,05 * 1,211 * 1,537 * 1 \frac{5525}{65 * 0,385 * 6} = 89,9 \text{ MPa}$$

Datos:

- $K_o = 1,25$
- $K_s = 1,05$
- $K_m = 1,211$
- $K_v = 1,537$
- $K_B = 1$
- $F_t = 5525 \text{ N}$
- $F = 65 \text{ mm}$
- $J_3 = 0,385$
- $J_4 = 0,440$
- $m = 6$

$$S_{t4} = S_{t3} * (J_3 / J_4) = 89,9 * (0,385/0,440) = 78,7 \text{ MPa}$$

Esfuerzos flexionantes admisibles para piñón y engrane:

$$S_{at3} > 89,9 \frac{1 * 1 * 1,1}{0,92} = 107,9 \text{ MPa}$$

Datos:

- $S_{t3} = 89,9 \text{ MPa}$
- $K_R = 1$
- $K_T = 1$
- $Y_{N3} = 0,92$
- $Y_{N4} = 0,93$

$$S_{at4} > 78,7 \frac{1 * 1 * 1,1}{0,93} = 92,7 \text{ MPa}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página **23** de **113**

Esfuerzo de contacto esperado para el piñón y el engrane:

El esfuerzo de contacto es el mismo para el piñón y el engrane.

$$S_c = 191 \sqrt{1,25 * 1,05 * 1,211 * 1,537 * \frac{5525}{65 * 0,12 * 174}} = 603 \text{ MPa}$$

Datos:

- $C_p = 191$
- $K_o = 1,25$
- $K_s = 1,05$
- $K_m = 1,211$
- $K_v = 1,537$
- $F_t = 5525 \text{ N}$
- $F = 65 \text{ mm}$
- $l = 0,12$
- $D_1 = 174 \text{ mm}$

Esfuerzos de contacto admisible para piñón y engrane:

$$S_{ac3} > 603 \frac{1 * 1 * 1,1}{0,92} = 759,2 \text{ MPa}$$

$$S_{ac4} > 603 \frac{1 * 1 * 1,1}{0,93 * 1} = 740,7 \text{ MPa}$$

Datos:

- $S_c = 603 \text{ MPa}$
- $K_R = 1$
- $K_T = 1$
- $Z_{N3} = 0,92$
- $Z_{N4} = 0,93$



Especificación del material adecuado:

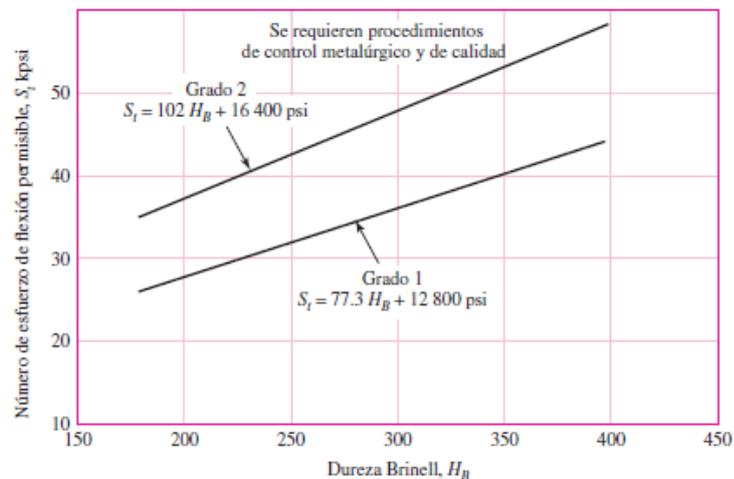
Recopilando los esfuerzos admisibles calculados tanto para flexión como para picadura se tienen los siguientes resultados:

- $S_{at3} > 107,9 \text{ MPa}$
- $S_{at4} > 92,7 \text{ MPa}$
- $S_{ac3} > 759,2 \text{ MPa}$
- $S_{ac4} > 740,7 \text{ MPa}$

Frente a flexión:

Figura 14-2

Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos. Las ecuaciones en unidades SI son $S_t = 0.533H_B + 88.3 \text{ MPa}$, grado 1 y $S_t = 0.703H_B + 113 \text{ MPa}$, grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04.)



Sólo se requiere conocer la dureza, por la relación directa que existe entre la dureza y la resistencia a la tensión de los aceros. Despejando H_B de la expresión $S_t = 0,533 H_B + 88,3 \text{ MPa}$ se puede calcular la dureza que debe tener el acero para soportar el esfuerzo admisible calculado.

$$H_{B3} \geq \frac{S_{at3} - 88,3}{0,533} = \frac{107,9 - 88,3}{0,533} = 36,8$$

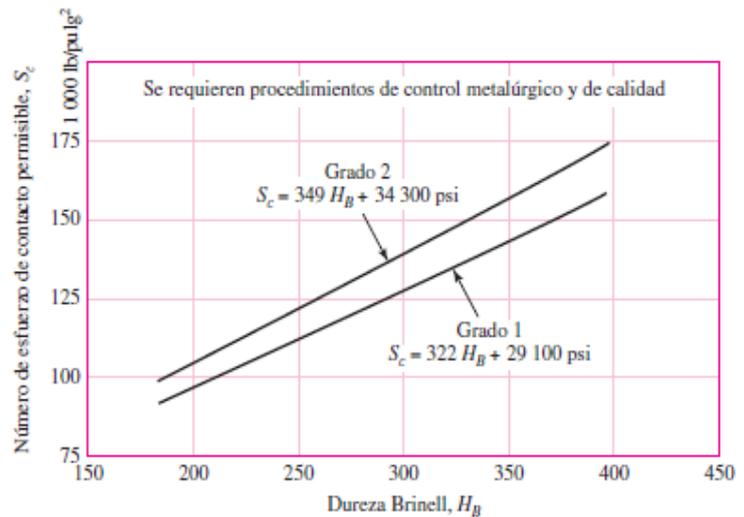
$$H_{B4} \geq \frac{92,7 - 88,3}{0,533} = 8,2$$



Frente a picadura:

Figura 14-5

Resistencia a la fatiga por contacto S_c a 10^7 ciclos y confiabilidad de 0.99 de engranes de acero completamente endurecido. Las ecuaciones en unidades SI son $S_c = 2.22 H_B + 200$ MPa, grado 1 y $S_c = 2.41 H_B + 237$ MPa, grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04.)



$$H_{B3} \geq \frac{S_{ac3} - 200}{2,22} = \frac{759,2 - 200}{2,22} = \mathbf{251,9}$$

$$H_{B4} \geq \frac{740,7 - 200}{2,22} = \mathbf{243,5}$$

El esfuerzo de contacto en el piñón es el factor que condiciona la selección del material pues es necesario un acero con una dureza mayor de 251,9 HB. El acero seleccionado es un **AISI 1040 templado y revenido a 205° C** el cual alcanza una dureza de 262 HB y $S_u = 779$ MPa.

4.2 Segunda etapa.

La particularidad de esta etapa con respecto a las anteriores es que esta está compuesta por engranajes de doble helicoidal con el objetivo de poder absorber las posibles cargas axiales producidas por el elevador.

En primer lugar, se deberá decidir cuál de las dos velocidades solicita más los engranajes de la etapa de salida y se realizará el dimensionamiento en base a estos parámetros.

De la expresión $H = T * \omega$ se deduce que, para transmitir la misma potencia, cuanto menor es la velocidad angular, mayor debe ser el par necesario y, en consecuencia, mayor la fuerza tangencial sobre los dientes del engranaje. Debido a este razonamiento se afirma que la **1ª velocidad** es la más desfavorable a la hora de diseñar los engranajes de la segunda etapa.



Datos de partida:

- $H = 75 \text{ kW}$
- $\omega_5 = 336,45 \text{ rpm}$
- $\omega_6 = 76,4 \text{ rpm}$
- $i_{56} = 4,41$

En primer lugar, es necesario decidir diferentes parámetros como son el módulo, los ángulos de hélice y de presión, y el número de dientes para el piñón necesarios para calcular el resto de factores y parámetros:

- $m_n = 6$
- $\psi = 35^\circ$
- $\phi_n = 20^\circ$
- $Z_5 = 21 \text{ dientes}$
- $Z_6 = Z_5 * i_{56} = 18 * 4,41 = 79,38 = 92 \text{ dientes}$

Se vuelve a calcular la velocidad de salida final:

$$\omega_6 = \omega_5 * (Z_6 / Z_5) = 336,45 * (92/21) = 76,8 \text{ rpm}$$

$$\% \text{ de error} = \frac{\omega_{teórica} - \omega_{real}}{\omega_{teórica}} * 100 = \frac{76,8 - 76,4}{76,8} * 100 = 0,52\%$$

En el caso más desfavorable, sumando este error al de la etapa anterior para la segunda velocidad ($0,29\% + 0,52\% = 0,81\%$) el error es inferior al 1 %. Esto supone que el elevador pasará de elevar 12000 kg/min a 120097 kg/min el cual es un valor aceptable

Paso diametral transversal:

$$P_t = P_n * \cos(\psi) = \frac{1}{6} * \cos(35) = 0,137 \text{ dientes / mm}$$

Diámetros de paso:

$$D_5 = \frac{Z_5}{P_t} = \frac{21}{0,137} = 153,8 \text{ mm}$$

$$D_6 = \frac{92}{0,137} = 673,9 \text{ mm}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 27 de 113

Distancia entre centros:

$$C = \frac{D_5}{2} + \frac{D_6}{2} = 414 \text{ mm}$$

Velocidad de la línea de paso:

$$V_t = \frac{\pi \cdot D_5 \cdot \omega_5}{60000} = \frac{\pi \cdot 153,8 \cdot 336,5}{60000} = 2,7 \text{ m/s}$$

Fuerza tangencial transmitida:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v_t} = \frac{1000 \cdot 75}{2,7} = 27678 \text{ N}$$

Ancho de cara:

AGMA recomienda que el mínimo ancho de cara para engranajes helicoidales sea dos veces el paso axial. Al ser este engranaje doble helicoidal el ancho mínimo recomendable sería 4 veces el paso axial.

$$P_x = \frac{\pi}{P_t \cdot \tan(\psi)} = \frac{\pi}{0,137 \cdot \tan(35)} = 32,86 \text{ mm}$$

$$F > 4 \cdot 32,86 = 131 \text{ mm.}$$

Se selecciona un ancho de cara de **F = 131 mm**.

Coefficiente elástico C_p :

Se realizará este cálculo suponiendo que el piñón y la rueda se fabricarán en acero por lo que el factor $C_p = 191 \sqrt{\text{Mpa}}$

Factor dinámico (K_v):

Este factor se calcula de la misma manera que para engranajes rectos. En este caso se escoge un número de calidad $Q_v = 7$ puesto que es el recomendado por AGMA para esta aplicación.

$$K_v = \frac{A + \sqrt{200 \cdot V}^B}{A} = \frac{65,06 + \sqrt{200 \cdot 2,7}^{0,731}}{65,06} = 1,251$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 28 de 113

- $A = 50 + 56 * (1 - B)$
- $B = 0,25 * (12 - Q_v)^{2/3}$
- $v = 2,7 \text{ m/s}$. Velocidad de la línea de paso en m/s.

Factor de sobrecarga K_o :

Al igual que para los cálculos anteriores, $K_o = 1,25$.

Factor de tamaño K_s :

Al tener ser $m_n = 6$, $K_s = 1,05$.

Factor de distribución de carga K_m :

Se calcula de la misma manera que para engranajes rectos.

$$K_m = 1 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e) = 1 + 1 * (0,0602 * 1 + 0,206 * 1) = 1,318$$

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{Para dientes sin coronar} \\ 0,8 & \text{Para dientes coronados} \end{cases}$$

$$C_{pf} = 0,0602$$

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para piñón con } \frac{S_1}{S} < 0,175 \\ 1,1 & \text{para piñón montado separado con } \frac{S_1}{S} > 0,175 \end{cases}$$

$$C_{ma} = 0,206$$

$$C_e = \begin{cases} 0,8 & \text{para engranajes ajustados durante el ensamble.} \\ 1 & \text{para todas las otras condiciones.} \end{cases}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 29 de 113

Factor de espesor del aro K_B :

Al igual que en los casos anteriores, se considera modelo rígido, $K_B = 1$.

Factor de relación de la dureza C_H :

Al estar fabricados tanto el piñón como la rueda con el mismo tipo de acero, $C_H = 1$.

Factor de temperatura K_T :

Para temperaturas de servicio del engrane inferiores a 120°C, se emplea $K_T = 1$.

Factor de confiabilidad K_R :

Se aceptará una falla de cada 100 (confiabilidad de 0,99) por lo que el factor $K_R = 1$.

Factor de seguridad SF:

Se utilizará un valor de $SF = 1,1$ ya que apenas se tienen incertidumbres.

Factor geométrico J de resistencia a la flexión:

Para engranajes helicoidales el factor geométrico J se obtiene de la multiplicación del factor J' por un factor de modificación que depende del número de dientes del piñón y la rueda.

- $J_5 = J'_5 * K_5 = 0,44 * 1,10 = \mathbf{0,484}$
- $J_6 = J'_6 * K_6 = 0,49 * 0,95 = \mathbf{0,466}$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

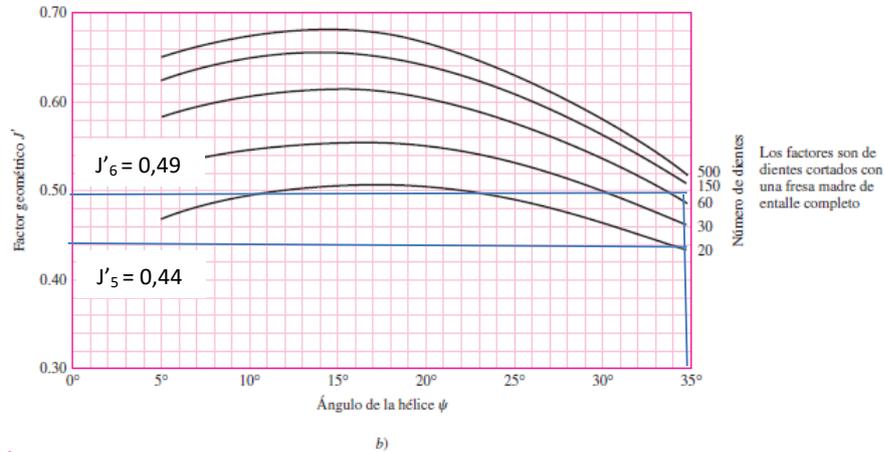
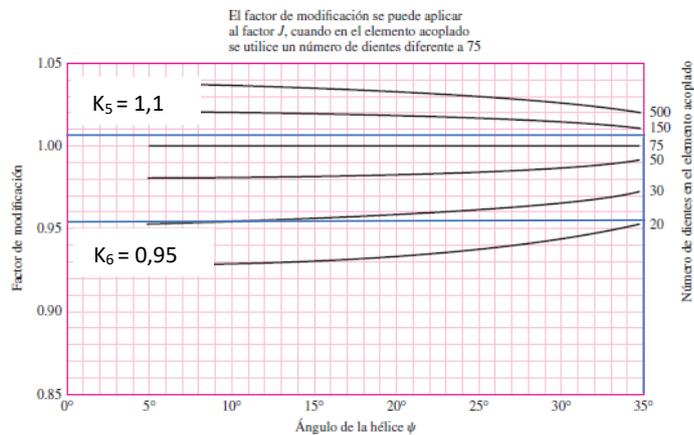


Figura 14-7

Factores geométricos J' de engranes helicoidales. Fuente: La gráfica es de AGMA 218.01, lo que es consistente con los datos tabulares provenientes del actual AGMA 908-B89. La gráfica es adecuada para propósitos de diseño.

Figura 14-8

Multiplicadores del factor J' para emplearlos con la figura 14-7, para encontrar J . Fuente: La gráfica es de AGMA 218.01, lo que es consistente con los datos tabulares provenientes del actual AGMA 908-B89. La gráfica es adecuada para propósitos de diseño.



Factor geométrico I de resistencia superficial:

Para engranajes externos se calcula el factor I con la siguiente expresión:

$$I = \frac{\cos(\phi_t) \cdot \sin(\phi_t)}{2 m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{\cos(23,96) \cdot \sin(23,96)}{2 \cdot 0,7} \frac{4,381}{4,381 + 1} = \mathbf{0,22}$$

Siendo:

$$\phi_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan(\phi_n)}{\cos(\psi)} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\tan(20)}{\cos(35)} \right) = \mathbf{23,96^\circ}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 31 de 113

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 Z} = \frac{17,7}{0,95 * 26,9} = 0,7$$

$$p_N = p_n * \cos(\phi_n) = \pi * 6 * \cos(20) = 17,7 \text{ mm}$$

$$Z = [(r_5 + a)^2 - r_{b5}^2]^{1/2} + [(r_6 + a)^2 - r_{b6}^2]^{1/2} - (r_5 + r_6) \sin(\phi_t) = 26,9 \text{ mm}$$

$$r_5 = 76,9 \text{ mm}$$

$$r_6 = 336,9 \text{ mm}$$

$$a = m_n = 6 \text{ mm}$$

$$r_{b5} = r_5 \cos(\phi_t) = 76,9 \cos(23,96) = 70,3 \text{ mm}$$

$$r_{b6} = 336,9 \cos(23,96) = 307,9 \text{ mm}$$

$$m_G = Z_6 / Z_5 = 92 / 21 = 4,381$$

Factores de ciclos de esfuerzo Y_N y Z_N :

Estos factores se calculan de la misma forma que para los engranajes rectos.

$$N_{c5} = 60 * 40000 * 336,4 * 1 = 8,1 \cdot 10^8 \text{ ciclos.}$$

$$N_{c6} = 60 * 40000 * 76,8 * 1 = 1,8 \cdot 10^8 \text{ ciclos.}$$

$$Y_{N5} = 1,3559 N_c^{-0,0178} = 1,3559 * (8,1 \cdot 10^8)^{-0,0178} = 0,94$$

$$Y_{N6} = 1,3559 * (1,8 \cdot 10^8)^{-0,0178} = 0,97$$

$$Z_{N5} = 1,4488 N_c^{-0,023} = 1,4488 (8,1 \cdot 10^8)^{-0,023} = 0,90$$

$$Z_{N6} = 1,4488 (1,8 \cdot 10^8)^{-0,023} = 0,94$$

Esfuerzos flexionantes esperados para el piñón y el engrane:

$$S_{t5} = K_o K_s K_m K_v K_B \frac{F_t}{F J_5 m_t} = 1,25 * 1,05 * 1,318 * 1,251 * 1 \frac{27678}{131 * 0,484 * 6} = 192,2 \text{ MPa}$$

Datos:

- $K_o = 1,25$
- $K_s = 1,05$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 32 de 113

- $K_m = 1,318$
- $K_v = 1,251$
- $K_B = 1$
- $F_t = 27678 \text{ N.}$
- $F = 131 \text{ mm.}$
- $J_5 = 0,484$
- $J_6 = 0,466$
- $m_t = 4,915.$

$$S_{t6} = S_{t5} * (J_5 / J_6) = 192,2 * (0,484/0,466) = 199,6 \text{ MPa}$$

Esfuerzos flexionantes admisibles para piñón y engrane:

$$S_{at5} > S_{t5} \frac{K_R K_T SF}{Y_{N5}} = 192,2 \frac{1 * 1 * 1,1}{0,94} = 224,6 \text{ MPa}$$

Datos:

- $S_{t5} = 233,4 \text{ MPa}$
- $K_R = 1$
- $K_T = 1$
- $Y_{N5} = 0,94$
- $Y_{N6} = 0,97$

$$S_{at6} > 180,5 \frac{1 * 1 * 1,1}{0,94} = 227,2 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de contacto esperado para el piñón y el engrane:

El esfuerzo de contacto es el mismo para el piñón y el engrane.

$$S_c = C_p \sqrt{K_o K_s K_m K_v \frac{F_t}{F I D_1}} = 191 \sqrt{1,25 * 1 * 1,318 * 1,251 * \frac{27678}{131 * 0,22 * 153,8}} = 705 \text{ MPa}$$

Datos:

- $C_p = 191$
- $K_o = 1,25$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 33 de 113

- $K_s = 1$
- $K_m = 1,318$
- $K_v = 1,251$
- $F_t = 27678 \text{ N}$
- $F = 60 \text{ mm}$
- $l = 0,22$
- $D_5 = 153,8 \text{ mm.}$

Esfuerzos de contacto admisible para piñón y engrane:

$$S_{ac5} > S_c \frac{K_R K_T SF}{Z_{N1}} = 705 \frac{1 * 1 * 1,1}{0,90} = 857,9 \text{ MPa}$$

$$S_{ac6} > 705 \frac{1 * 1 * 1,1}{0,94 * 1} = 829,2 \text{ MPa}$$

Datos:

- $S_c = 705 \text{ MPa}$
- $K_R = 1$
- $K_T = 1$
- $Z_{N5} = 0,90$
- $Z_{N6} = 0,94$
-

Especificación del material adecuado:

Recopilando los esfuerzos admisibles calculados tanto para flexión como para picadura se tienen los siguientes resultados:

- $S_{at5} > 224,6 \text{ MPa}$
- $S_{at6} > 227,2 \text{ MPa}$
- $S_{ac5} > 857,9 \text{ MPa}$
- $S_{ac6} > 829,2 \text{ MPa}$

Frente a flexión:

$$H_{B5} >= \frac{S_{at5} - 88,3}{0,533} = \frac{224,6 - 88,3}{0,533} = 255,7$$

$$H_{B6} >= \frac{227,2 - 88,3}{0,533} = 260,7$$



Frente a picadura:

$$H_{B5} \geq \frac{S_{ac5} - 200}{2,22} = \frac{857,9 - 200}{2,22} = \mathbf{296,4}$$

$$H_{B6} \geq \frac{829,2 - 200}{2,22} = \mathbf{283,4}$$

El esfuerzo de contacto en el piñón es el factor que condiciona la selección del material pues es necesario un acero con una dureza mayor de 296,4 HB. Como ya se comentó anteriormente AGMA recomienda aceros aleados al medio carbono con buena capacidad de endurecimiento para durezas superiores a 250 HB. El acero seleccionado es un **AISI 3140 templado y revenido a 540° C** el cual alcanza una dureza de 311 HB y $S_u = 1050$ MPa.

5. DISEÑO DE LOS EJES.

A la hora de diseñar los ejes se deben realizar los cálculos por un lado para que aguanten a fatiga y a fluencia y por otro lado se debe comprobar que, con las dimensiones seleccionadas, la deflexión en el eje no supera los límites admisibles, ya que esto podría provocar fallos en el engranado de los dientes y en los rodamientos. Para el cálculo a fatiga se utilizará el criterio de ED-Goodman ya que se trata de un criterio conservador.

ED-Goodman para fatiga:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\}$$

Despejando "d", se obtiene la siguiente expresión:

$$D = \left[\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right]^{1/3}$$



Donde:

- D es el diámetro del eje.
- η es el factor de seguridad, se usará $n = 1,5$.
- S_e es el límite de resistencia a la fatiga para el material seleccionado.
- S_{ut} es la resistencia a la tensión del material seleccionado.
- K_f es el factor de concentración de esfuerzos por fatiga para esfuerzos normales.
- K_{fs} es el factor de concentración de esfuerzos por fatiga para esfuerzos cortantes.
- M_a es el momento flexionante alternante presente en cada sección del eje.
- M_m es el momento flexionante medio, en este caso será 0.
- T_a es el par torsor alternante, en este caso será 0.
- T_m es el par torsor medio, par torsor que transmite el eje.

Para fluencia:

$$\eta_v = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}}$$

Donde:

- η_v es el factor de seguridad, $\eta_v=1,5$.
- S_y es la resistencia a la fluencia del material seleccionado.
- $\sigma'_{m\acute{a}x}$ es el esfuerzo máximo de Von Mises.

5.1 Diseño del eje 1

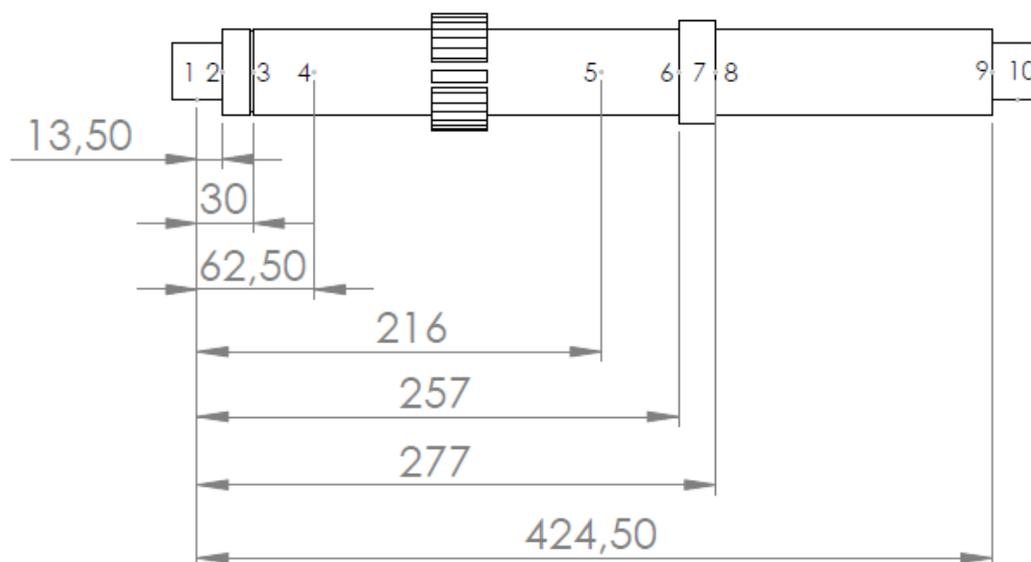
Este primer eje tendrá dos engranajes rectos entre los cuales irá colocada la corona dentada para el cambio de marcha. Poseerá también un rodamiento en cada extremo que serán los apoyos del eje sobre la carcasa.

En primer lugar, será necesario calcular las fuerzas tangenciales (obtenidas en el apartado 4, diseño de engranajes) y radiales que provocan los engranajes sobre el eje en función de cada marcha:

Marcha 1	Marcha 2
$F_{t21} = 7630\text{N}$	$F_{t43} = 5525\text{ N}$
$F_{r21} = F_{t21} * \text{tg}(20^\circ) = 2777\text{ N}$	$F_{r43} = F_{t43} * \text{tg}(20^\circ) = 2011\text{ N}$



Una vez conocidas las fuerzas, se realiza un posicionamiento de los diferentes componentes, con el objetivo de poder calcular los diagramas de cuerpo libre y conocer dónde irán situadas las secciones que posean chaveteros, ranuras para anillos de retención o cambios de sección y dónde irán aplicadas las fuerzas tangenciales y radiales procedentes de los engranajes.



- Sección 1: rodamiento 1
- Sección 2: cambio de sección
- Sección 3: ranura para anillo de retención
- Sección 4: engranaje 3
- Sección 5: engranaje 1
- Sección 6: cambio de sección para posicionar engranaje 1
- Sección 7: aumento de sección
- Sección 8: cambio de sección
- Sección 9: cambio de sección
- Sección 10: rodamiento 2



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

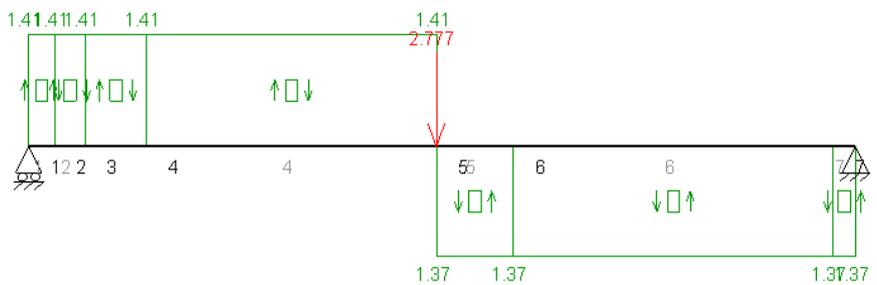
Página 37 de 113

Tras determinar el posicionamiento axial de los diferentes componentes, se procede a calcular los diagramas de cuerpo libre para los planos XY y XZ, y para las dos marchas que posee la reductora, mediante el software MEFI:

EJE 1 MARCHA 1 PLANO XY (estado 1)

Esfuerzos cortantes

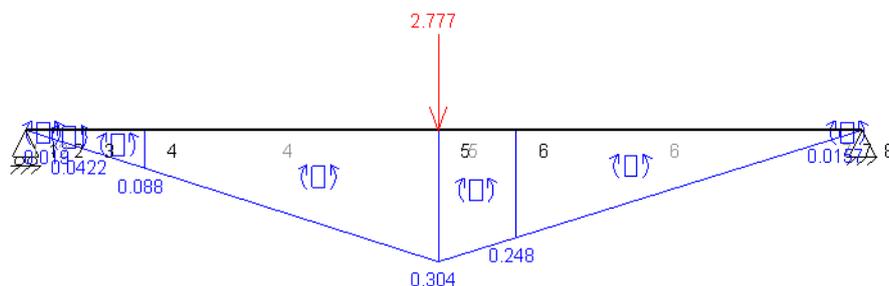
MEFI



EJE 1 MARCHA 1 PLANO XY (estado 1)

Momentos flectores

MEFI





DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

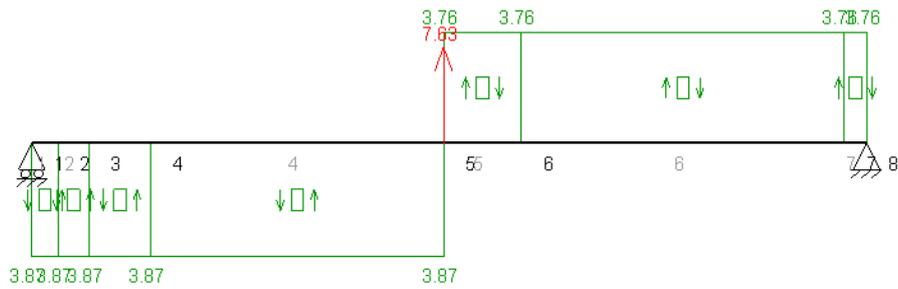
Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 38 de 113

EJE 1 MARCHA 1 PLANO XZ (estado 1)

Esfuerzos cortantes

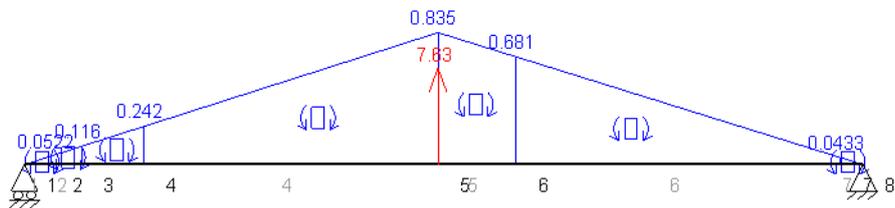
MEFI



EJE 1 MARCHA 1 PLANO XZ (estado 1)

Momentos flectores

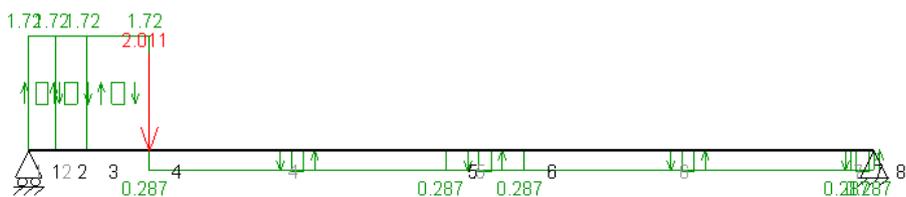
MEFI



EJE 1 MARCHA 2 PLANO XY (estado 1)

Esfuerzos cortantes

MEFI





DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

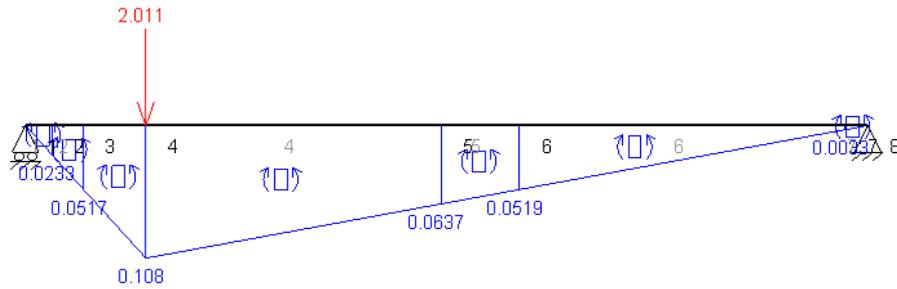
Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 39 de 113

EJE 1 MARCHA 2 PLANO XY (estado 1)

Momentos flectores

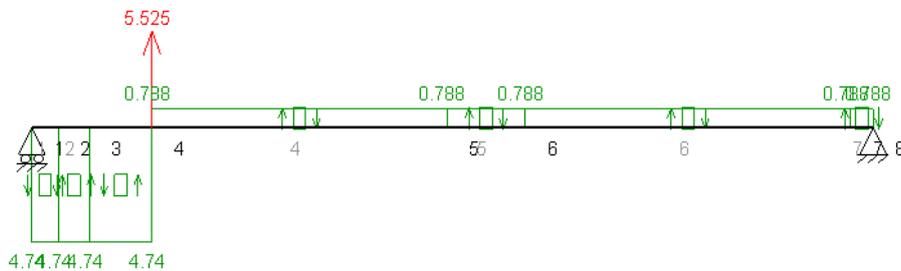
MEFI



EJE 1 MARCHA 2 PLANO XZ (estado 1)

Esfuerzos cortantes

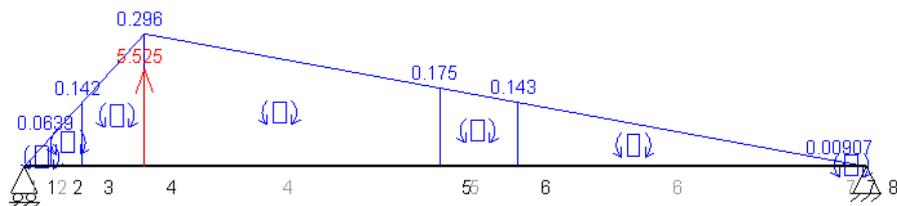
MEFI



EJE 1 MARCHA 2 PLANO XZ (estado 1)

Momentos flectores

MEFI





DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página **40** de **113**

Obtenidos los diagramas para los dos planos ortogonales, se procede al cálculo de los momentos flexionantes totales con la siguiente expresión:

$$M_{\text{total}} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

Sección	Marcha 1			Marcha 2		
	Plano XY	Plano XZ	Momentos totales [Nmm]	Plano XY	Plano XZ	Momentos totales [Nmm]
1	0	0	0	0	0	0
2	0,019	0,0522	55550,3	0,0233	0,0639	68015,4
3	0,0422	0,116	123437,6	0,0517	0,142	151118,8
4	0,088	0,242	257503,4	0,108	0,296	315087,3
5	0,304	0,835	888617,5	0,0637	0,175	186232,9
6	0,248	0,681	724751,7	0,0519	0,143	152127,0
7	0,234	0,643	684255,1	0,0491	0,135	143651,7
8	0,22	0,606	644698,4	0,0462	0,127	135142,3
9	0,0157	0,0433	46058,4	0,0033	0,00907	9651,7
10	0	0	0	0	0	0

Los datos sombreados son los correspondientes a la marcha que provoca el mayor momento en dicha sección y por lo tanto el que se utilizará a la hora de realizar los cálculos.

5.1.1 Cálculo a fatiga.

Sección crítica (5):

Ésta es la sección que presenta mayor momento flexionante debido a que es el punto medio del engranaje 1 y por lo tanto donde van aplicadas las fuerzas radiales y tangenciales provocadas por éste. En primer lugar, se realizará un predimensionado usando la siguiente expresión:

$$D_5 = \left[\frac{16\eta}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right]^{1/3}$$



- Límite de resistencia a fatiga:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e$$

- Factor de superficie k_a :

Depende de la calidad del acabado superficial del eje, en este caso irá mecanizado por lo que,

$$K_a = a S_{ut}^b = 4,51 * 779^{-0.265} = 0,773$$

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} 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

- Factor de tamaño k_b :

Depende del diámetro del eje, en esta primera iteración no se conoce el diámetro por lo que se empieza realizando los cálculos con un valor de $k_b = 0,9$, después se recalculará.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

- Factor de carga k_c :

Depende del tipo de carga que esté aplicada sobre el eje, en este caso como las cargas predominantes son momentos de flexión se empleara un valor de $k_c = 0,59$.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$



- **Factor de temperatura K_d :**

Depende de la temperatura de trabajo del eje, en este caso siempre será inferior a 100°C por lo que $K_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 1,02$.

Tabla 6-4

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero. * (S_T = resistencia a la tensión a la temperatura de operación; S_{RT} = resistencia a la tensión a temperatura ambiente; $0.099 \leq \sigma \leq 0.110$)

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		

*Fuente de datos: figura 2-9.

- **Factor de confiabilidad k_e :**

Depende del grado de confiabilidad que se quiere en el diseño, en este caso se admitirá una confiabilidad de en torno al 90% por lo que $k_e = 0,814$.

Tabla 6-5

Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_e	Factor de confiabilidad k_e
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

El acero utilizado para los primeros cálculos será el **AISI 1040 OQT 400** con $S_{ut} = 779$ MPa por lo que:

$$S'_e = 0,5 * S_{ut} = 0,5 * 779 = 389,5 \text{ MPa}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página **43** de **113**

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

$$S_e = (0,773) (0,9) (0,59) (1,02) (0,814) (389,5) = 132,75 \text{ MPa}$$

Por otro lado:

- $M_a = 888617,5 \text{ Nmm}$
- $M_m = 0$
- $T_m = 480700 \text{ Nmm}$ (Par proporcionado por el motor)
- $T_a = 0$

- **Concentración de esfuerzos:**

Las irregularidades o discontinuidades, como orificios ranuras o muescas incrementan los esfuerzos teóricos en la vecindad inmediata de la discontinuidad.

El factor de concentración de esfuerzos por fatiga se calcula de la siguiente manera:

- $K_f = 1 + q (K_t - 1)$ para esfuerzos normales.
- $K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}} (K_{ts} - 1)$ para esfuerzos cortantes.

Donde:

- K_t (o K_{ts}) son los factores de concentración de esfuerzos se obtienen de gráficas y dependen de las irregularidades presentes.
- q (o q_{cortante}) es la sensibilidad a la muesca y depende del radio de la muesca y del material empleado, también se obtiene de gráficas.

Como la sección de estudio no presenta ningún tipo de discontinuidad, los factores de concentración de esfuerzos serán iguales a la unidad:

- $K_f = 1$
- $K_{fs} = 1$



$$D_5 = \left[\frac{16\eta}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [3(K_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{16 * 1,5}{\pi} \left\{ \frac{1}{132,75} [4(888617,5)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{779} [3(480700)^2]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \right]^{\frac{1}{3}} = 47,99 \text{ mm}$$

Se selecciona un diámetro un poco superior $D_5 = 50 \text{ mm}$ y se realiza la comprobación, recalculando los diferentes factores que se han estimado:

- $K_b = 1,24 d^{-0.107} = 0,816$
- $S_e = (0,773) (0,816) (0,59) (1,02) (0,814) (389,5) = 120,26 \text{ MPa}$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi * 48^3} \left\{ \frac{1}{120,26} [4(888617,5)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{779} [3(480700)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} = 0,646$$

$$\eta = \frac{1}{0,646} = 1,55$$

Un diámetro de **50 mm** en la sección 5 cumple a fatiga con un factor de seguridad superior a 1,5 a falta de comprobar la sección a fluencia y rigidez. Debido a la geometría del eje, las secciones 3, 4, 5 y 6 tendrán el mismo diámetro y, puesto que están menos solicitadas, poseerán un factor de seguridad superior.

Sección 2 (hombro para apoyo del rodamiento 1):

Esta sección presenta un cambio de diámetro con redondeo, pues servirá para el posicionamiento axial de un rodamiento por lo que presentará concentración de esfuerzos. Para el predimensionamiento se emplean los factores de concentración de esfuerzos orientativos en la siguiente tabla:

- $K_f = 2,7$
- $K_{fs} = 2,2$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 45 de 113

Tabla 7-1

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_f .

Advertencia: Estos factores sólo son estimaciones que pueden usarse cuando las dimensiones reales aún no se determinan. No utilice estos valores cuando ya se cuente con las dimensiones reales.

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Solicitaciones:

- $M_a = 68015,4 \text{ Nmm}$
- $M_m = 0$
- $T_m = 480700 \text{ Nmm}$
- $T_a = 0$

$$D_2 = \left[\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} = \left[\frac{16 \cdot 1,5}{\pi} \left\{ \frac{1}{132,75} [4(2,7 * 68015,4)^2]^{1/2} + \frac{1}{779} [3(2,2 * 480700)^2]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} = 32,3 \text{ mm}$$

Puesto que en esta posición irá localizado un rodamiento y los diámetros internos de éstos en el catálogo de FAG van de 5 en 5 milímetros, se seleccionará un diámetro de $D_2 = 35 \text{ mm}$ para realizar las comprobaciones:

- $K_b = 1,24 d^{-0.107} = 0,848$
- $S_e = (0,773) (0,848) (0,59) (1,02) (0,814) (389,5) = 124,94 \text{ MPa}$
- $K_t = 2,2$
- $K_{ts} = 1,85$
- $q = 0,8$
- $q_{cortante} = 0,82$
- $K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,8 (2,2 - 1) = 1,96$
- $K_{fs} = 1 + q_{cortante} (K_{ts} - 1) = 1 + 0,82 (1,85 - 1) = 1,70$



Figura A-15-8

Eje redondo con filete en el hombro en torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

$K_{ts} = 1,85$

- $D_3/d_2 = 1,43$
- $r = 1 \text{ mm}$ (catálogo FAG)
- $r/d = 0,04$

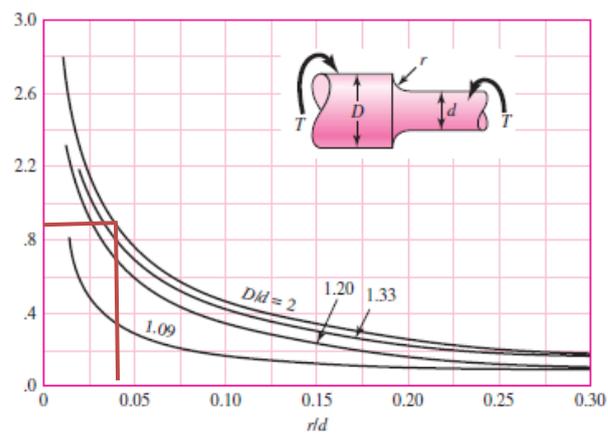


Figura A-15-9

Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.

$K_t = 2,2$

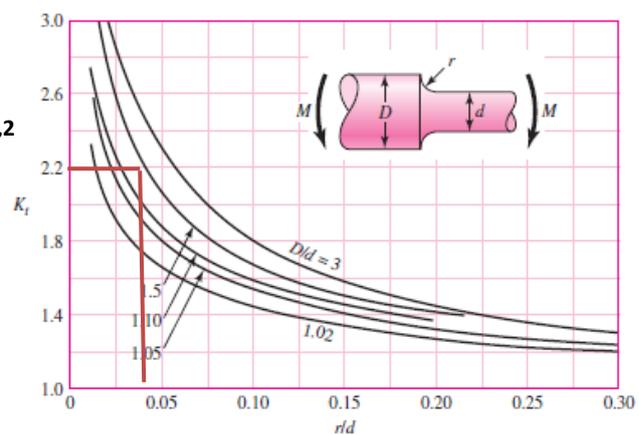




Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J.L. Waisman (eds.), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill, Nueva York, Copyright© 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]

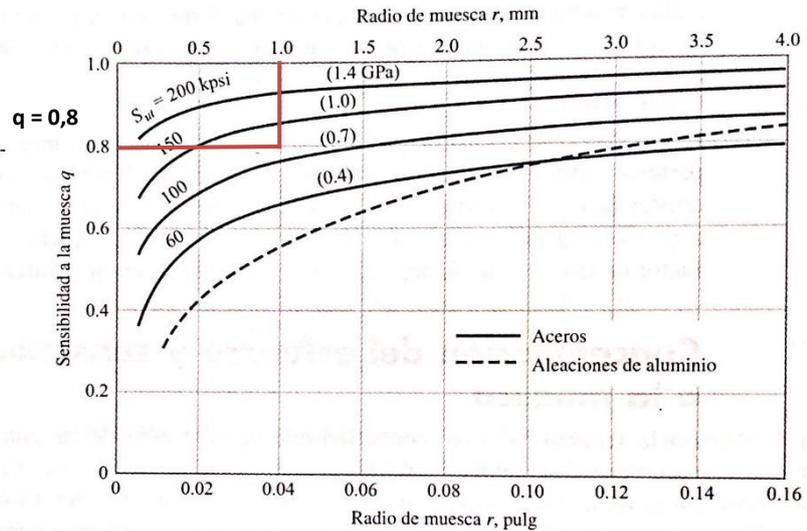
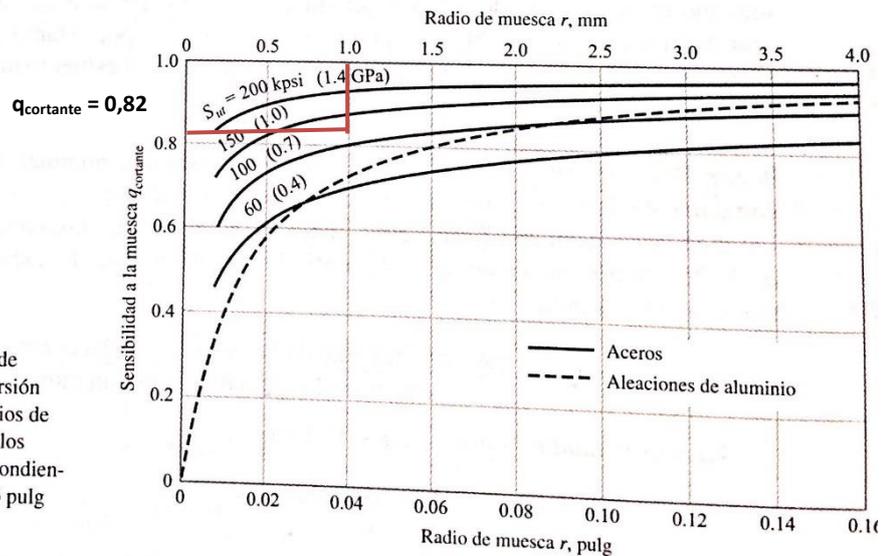


Figura 6-21

Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de q_{cortante} correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm).



$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi \cdot 35^3} \left\{ \frac{1}{124,94} [4(1,96 \cdot 68015,4)^2]^{1/2} + \frac{1}{779} [3(1,70 \cdot 480700)^2]^{1/2} \right\} = 0,469$$

$$n = \frac{1}{0,469} = 2,13$$

Un diámetro de **35 mm** en la sección 2 cumple a fatiga con un factor de seguridad superior a 1,5 a falta de realizar las comprobaciones a fluencia y rigidez del eje en esta sección.



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 48 de 113

Sección 8 (cambio de sección):

De la misma manera que para los casos anteriores:

- $K_a = 0,773$
- $K_b = 0,9$
- $K_c = 1$ (Sólo hay esfuerzo de flexión)
- $K_d = 1,02$
- $K_e = 0,814$
- $Se = (0,773) (0,9) (1) (1,02) (0,814) (389,5) = 224,85 \text{ MPa}$
- $M_a = 644698,4 \text{ Nmm}$
- $M_m = 0$
- $T_a = 0$
- $T_m = 0 \text{ Nmm}$
- $K_f = 1,7$

$$D_8 = \left[\frac{16 \cdot 1,5}{\pi} \left\{ \frac{1}{224,85} \left[4(1,7 * 644698,4)^2 \right]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} = 42,07 \text{ mm}$$

Se seleccionará un diámetro de $D_8 = 40 \text{ mm}$ para realizar las comprobaciones.

Se recalculan los factores dependientes del diámetro:

- $K_b = 1,24 d^{-0.107} = 0,836$
- $Se = (0,773) (0,836) (1) (1,02) (0,814) (389,5) = 208,76 \text{ MPa}$
- $K_t = 1,39 \left\{ \begin{array}{l} \frac{D_7}{d_8} = \frac{60}{40} = 1,5 \\ r = 8 \end{array} \right.$
- $q = 0,85$
- $K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,85 (1,39 - 1) = 1,33$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi \cdot 40^3} \left\{ \frac{1}{208,76} \left[4(1,33 * 644698,4)^2 \right]^{1/2} \right\} = 0,653$$

$$\eta = \frac{1}{0,653} = 1,53$$

Es superior a 1,5 por lo que $D_8 = 40 \text{ mm}$ es suficiente frente a los esfuerzos de fatiga a falta de hacer las comprobaciones a fluencia y rigidez.



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 49 de 113

Sección 9 (hombro para posicionamiento axial rodamiento 2):

De la misma manera que para los casos anteriores:

- $S_e = 224,85$
- $M_a = 46058,4 \text{ Nmm}$
- $M_m = 0$
- $T_a = 0$
- $T_m = 0 \text{ Nmm}$
- $K_f = 2,7$

$$d = \left[\frac{16 * 1,5}{\pi} \left\{ \frac{1}{224,85} [4(2,7 * 46058,4)^2]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} = 23,4 \text{ mm}$$

Puesto que en esta posición irá localizado un rodamiento, se seleccionará un diámetro de

$D_9 = 25 \text{ mm}$ para realizar las comprobaciones.

Se recalculan los factores dependientes del diámetro:

- $K_b = 1,24 d^{-0.107} = 0,879$
- $S_e = (0,773) (0,862) (1) (1,02) (0,814) (389,5) = 219,53 \text{ MPa}$
- $K_t = 2,15 \begin{cases} \frac{D_8}{d_9} = 1,6 \\ r = 1 \end{cases}$
- $q = 0,8$
- $K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,8 (2,15 - 1) = 1,92$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi * 25^3} \left\{ \frac{1}{219,53} [4(1,92 * 46058,4)^2]^{1/2} \right\} = 0,411$$

$$\eta = \frac{1}{0,411} = 2,4$$

Es superior a 1,5 por lo que el diámetro de $D_9 = 25 \text{ mm}$ es suficiente frente a los esfuerzos de fatiga a falta de hacer las comprobaciones de fluencia y rigidez.



5.1.2 Cálculo a fluencia.

$$\eta_y = \frac{S_y}{\sigma'_{\text{máx}}}$$

Donde:

- η_y es el factor de seguridad, $n = 1,5$.
- S_y es la resistencia a la fluencia, **600 MPa** para el acero seleccionado.
- $\sigma'_{\text{máx}}$ es el esfuerzo máximo de Von Mises.

$$\sigma'_{\text{máx}} = \left[\left(\frac{32K_f(M_m + M_a)}{d^3\pi} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs}(T_m + T_a)}{d^3\pi} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Sección 2:

$$\sigma'_{\text{máx}} = \left[\left(\frac{32 \cdot 1,96 \cdot (68015,4)}{35^3\pi} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 \cdot 1,70 \cdot (480700)}{35^3\pi} \right)^2 \right]^{1/2} = 171,08 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{600}{171,08} = 3,51$$

Sección 5:

$$\sigma'_{\text{máx}} = \left[\left(\frac{32 \cdot 1 \cdot (888617,5)}{50^3\pi} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 \cdot 1 \cdot (480700)}{50^3\pi} \right)^2 \right]^{1/2} = 79,96 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{600}{79,96} = 7,5$$



Sección 8:

$$\sigma'_{\text{máx}} = \frac{32 \cdot 1,33 \cdot (644698,4)}{40^3 \pi} = 136,47 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{600}{136,47} = 4,40$$

Sección 9:

$$\sigma'_{\text{máx}} = \frac{32 \cdot 1,92 \cdot (46058,4)}{25^3 \pi} = 57,65 \text{ MPa}$$

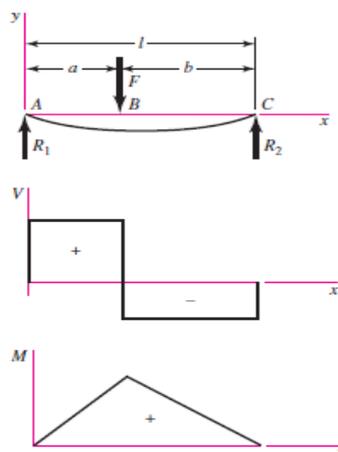
$$\eta = \frac{600}{57,65} = 10,41$$

Como se puede observar en los resultados, todas las secciones cumplen a fluencia, sobrepasando holgadamente el factor de seguridad de 1,5.

5.1.3 Cálculo de deflexiones y giros.

Una vez conocidos los diámetros de las diferentes secciones, se procede al cálculo de las deflexiones y giros en los puntos en los que hay incorporado un rodamiento o engranaje ya que estos elementos tienen un valor admisible máximo que si se rebasa podría impedir el correcto funcionamiento del mecanismo. Este eje sigue el siguiente modelo:

6 Apoyos simples: carga intermedia



$$y_{AB} = \frac{Fbx}{6EI} (x^2 + b^2 - l^2)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa(l-x)}{6EI} (x^2 + a^2 - 2lx)$$

$$\theta_1 = -\frac{Pab(L+b)}{6EIL}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 52 de 113

Para agilizar los cálculos, se introducen los parámetros en MEFI y este calcula los desplazamientos y giros de cada uno de los puntos señalados para después compararlos con los valores admisibles en engranajes y rodamientos.

Giros admisibles	
Rodamiento de bolas	0.026-0.052 rad
Rodamiento de rodillos	0.0008-0.0012 rad
Engranaje recto	<0.0005 rad
Deflexiones admisibles	
Engranaje recto	0,254 mm

Punto de interés	Plano XY	Plano XZ	Total
Giro rodamiento izquierdo (rodillos) [rad]	-1,71E-04	4,71E-04	5,01E-04
Giro rodamiento derecho (rodillos) [rad]	3,61E-04	-9,91E-04	1,05E-03
Giro engranaje 1 [rad]	-6,32E-06	1,74E-05	1,85E-05
Giro engranaje 2 [rad]	-1,19E-04	3,26E-04	3,47E-04
Deflexión engranaje 1 [mm]	-5,15E-05	1,42E-04	1,51E-04
Deflexión engranaje 2 [mm]	-9,05E-06	2,50E-05	2,66E-05

Como se puede observar, todos los valores están por debajo de los límites aceptables por lo que los diámetros seleccionados para todas las secciones del eje cumplen tanto a fatiga como a fluencia y rigidez.

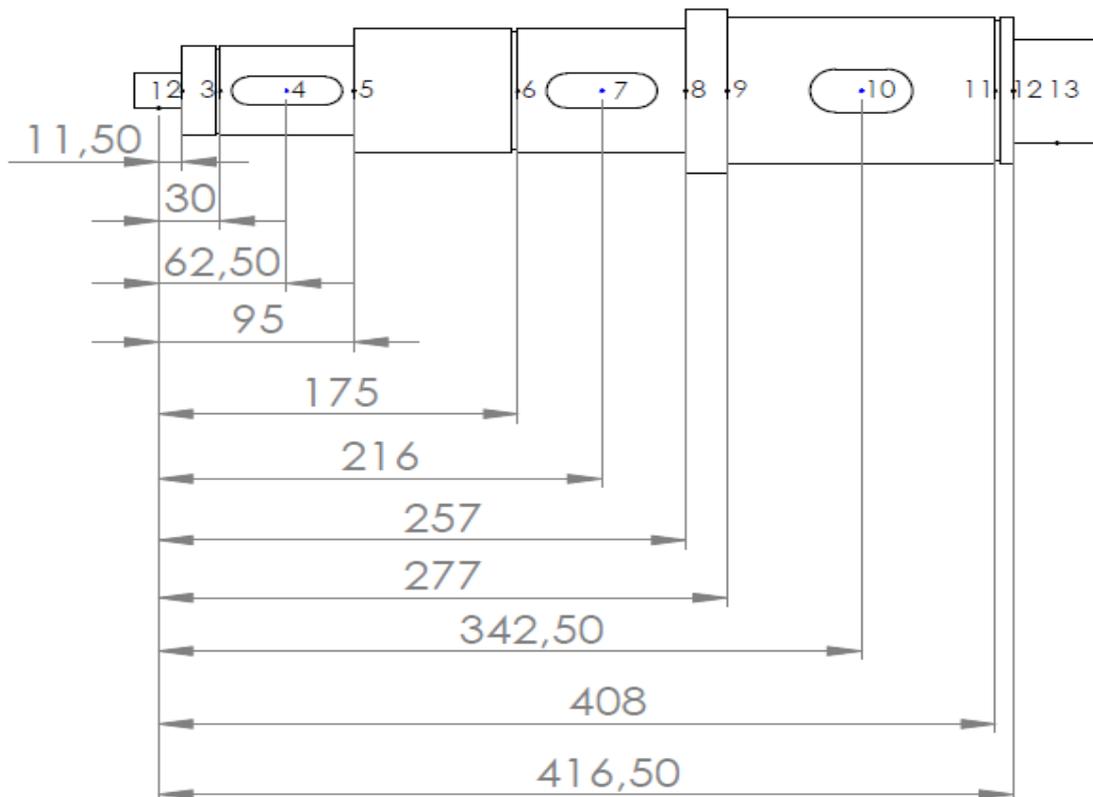
Tabla resumen con los diámetros de todas las secciones del eje 1:

Sección	Diámetro[mm]
1	35
2	35
3	50
4	50
5	50
6	50
7	60
8	40
9	25
10	25



5.2 Diseño del eje 2

De la misma forma que para el eje anterior, en primer lugar, se posicionan los elementos que hay acoplados sobre el eje para así conocer dónde irán posicionados los apoyos en los rodamientos, las fuerzas de los engranajes y los demás elementos.



- Sección 1: rodamiento 3
- Sección 2: cambio de sección para posicionar rodamiento 3
- Sección 3: ranura para anillo de retención
- Sección 4: chavetero para engranaje 4
- Sección 5: cambio de sección para posicionar engranaje 4
- Sección 6: ranura para anillo de retención
- Sección 7: chavetero para engranaje 2
- Sección 8: cambio de sección para posicionar engranaje 2
- Sección 9: cambio de sección para posicionar engranaje 5
- Sección 10: chavetero para engranaje 5
- Sección 11: ranura para anillo de retención
- Sección 12: cambio de sección para posicionar rodamiento 4
- Sección 13: rodamiento 4



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Fuerzas provocadas por los engranajes:

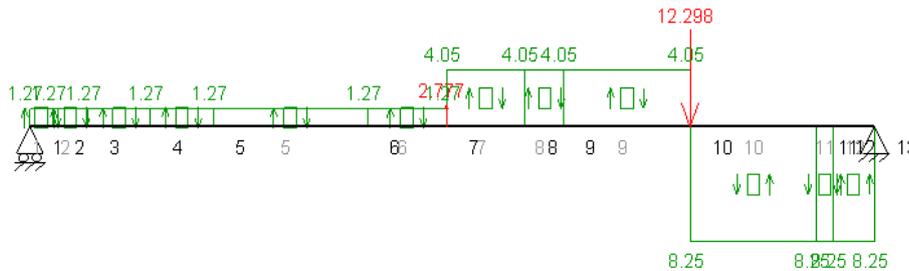
(Calculadas en el apartado 4 – Diseño de engranajes)

Marcha 1	Marcha 2
$F_{t12}=7630$ N	$F_{t34}= 5525$ N
$F_{r12}= 2777$ N	$F_{r34}=2011$ N
$F_{t65}=27678$ N	$F_{t65}= 18375$ N
$F_{r65}=12298$ N	$F_{r65}=5869$ N

Conocidas las fuerzas tangenciales y radiales provocadas por los engranajes y el punto en el que están aplicadas, se procede a calcular los diagramas de cuerpo libre para los planos XY y XZ, y para las dos marchas que posee la reductora, mediante el software MEFI:

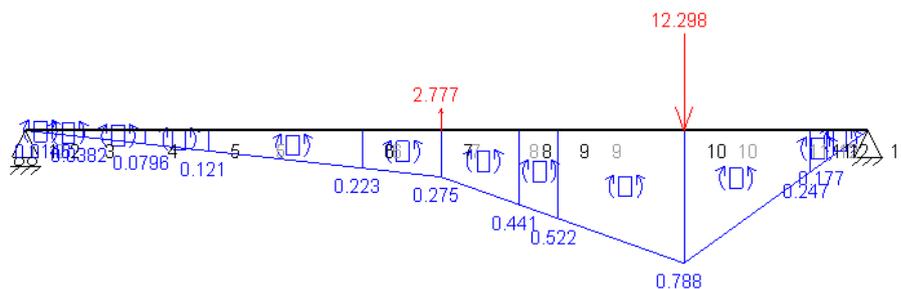
Eje 2 marcha 1 Plano XY (estado 1)
Esfuerzos cortantes

MEFI



Eje 2 marcha 1 Plano XY (estado 1)
Momentos flectores

MEFI





DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

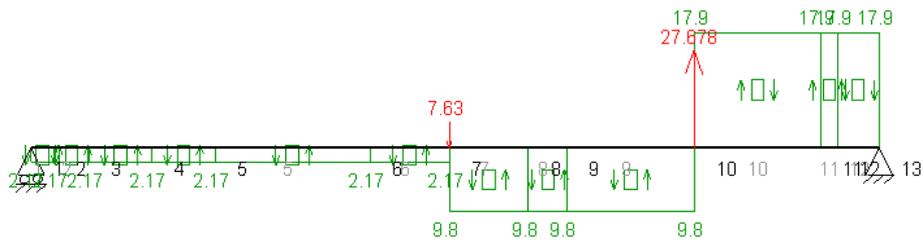
ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 55 de 113

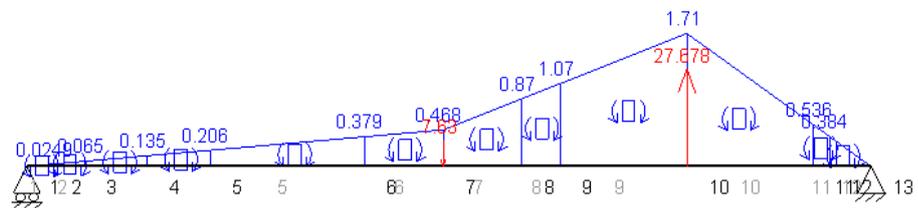
Eje 2 marcha 1 Plano XZ (estado 1)
Esfuerzos cortantes

MEFI



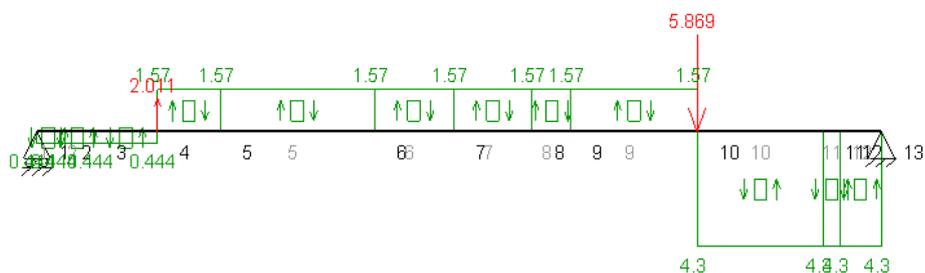
Eje 2 marcha 1 Plano XZ (estado 1)
Momentos flectores

MEFI



Eje 2 marcha 2 Plano XY (estado 1)
Esfuerzos cortantes

MEFI





DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

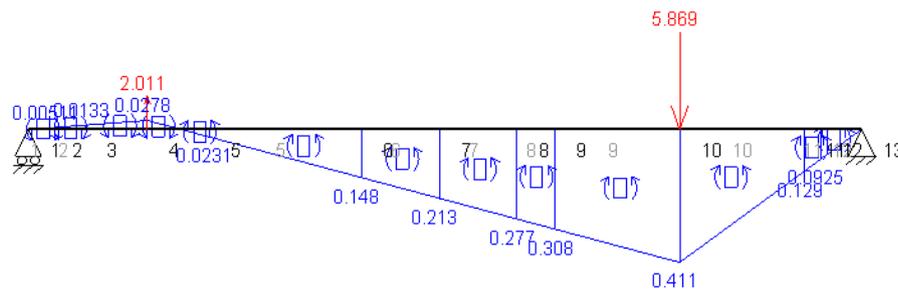
Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 56 de 113

Eje 2 marcha 2 Plano XY (estado 1)

Momentos flectores

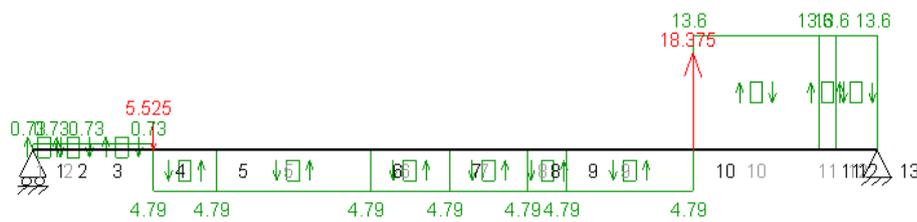
MEFI



Eje 2 marcha 2 Plano XZ (estado 1)

Esfuerzos cortantes

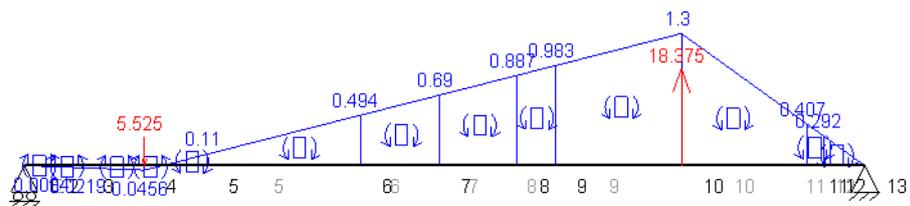
MEFI



Eje 2 marcha 2 Plano XZ (estado 1)

Momentos flectores

MEFI





DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 57 de 113

Momentos flexionantes totales:

Sección	Marcha 1			Marcha 2		
	Plano XY	Plano XZ	Momentos totales [Nmm]	Plano XY	Plano XZ	Momentos totales [Nmm]
1	0	0	0	0	0	0
2	0,0146	0,0249	28864,7	0,00511	0,084	84155,3
3	0,0382	0,065	75393,9	0,0133	0,0219	25622,3
4	0,0796	0,135	156720,0	0,0278	0,0456	53406,0
5	0,121	0,206	238907,9	0,0231	0,11	112399,3
6	0,223	0,379	439738,6	0,148	0,494	515693,7
7	0,275	0,468	542815,8	0,213	0,69	722128,1
8	0,441	0,87	975387,6	0,277	0,887	929245,9
9	0,522	1,07	1190539,4	0,308	0,983	1030122,8
10	0,788	1,71	1882828,7	0,411	1,3	1363422,5
11	0,247	0,536	590173,7	0,129	0,407	426954,3
12	0,177	0,384	422829,8	0,0925	0,292	306300,9
13	0	0	0	0	0	0

5.2.1 Cálculo a fatiga:

Sección crítica (10):

Es la sección con mayor momento flexionante y además presenta un chavetero. Al igual que para el eje anterior, en primer lugar, se hace un predimensionamiento estimando los factores que dependen del diámetro:

- $K_a = 0,773$
- $K_b = 0,9$
- $K_c = 0,59$
- $K_d = 1,02$
- $K_e = 0,814$
- $S_e = (0,773) (0,9) (0,59) (1,02) (0,814) (389,5) = 132,75 \text{ MPa}$
- $M_a = 1882828,7 \text{ Nmm}$
- $M_m = 0$
- $T_a = 0$
- $T_m = 2282000 \text{ Nmm}$
- $K_f = 2,14$
- $K_{fs} = 3$



$$D_{10} = \left[\frac{16 * 1,5}{\pi} \left\{ \frac{1}{132,75} [4(2,14 * 1882828,7)^2]^{1/2} + \frac{1}{779} [3(3 * 2282000)^2]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} = 84,4 \text{ mm}$$

Se seleccionará un diámetro $D_{10} = 85 \text{ mm}$ para realizar las comprobaciones.

Se recalculan los factores dependientes del diámetro:

- $K_b = 1,24 d^{-0.107} = 0,771$
- $Se = (0,773) (0,771) (1,02) (0,814) (389,5) = 113,63 \text{ MPa}$
- $K_t = 2,14 \left\{ \begin{array}{l} \frac{r}{D_{10}} = \frac{0,6}{85} = 0,007 \\ r = 0,6 \end{array} \right.$
- $K_{ts} = 3$
- $q = 0,75$
- $q_{cortante} = 0,78$
- $K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,75 (2,14 - 1) = 1,85$
- $K_{fs} = 1 + q_{cortante} (K_{ts} - 1) = 1 + 0,78 (3 - 1) = 2,56$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi * 85^3} \left\{ \frac{1}{113,63} [4(1,85 * 1882828,7)^2]^{1/2} + \frac{1}{779} [3(2,59 * 2282000)^2]^{1/2} \right\} = 0,617$$

$$\eta = \frac{1}{0,617} = 1,62$$

Es superior a 1,5 por lo que el diámetro de $D_{10} = 85 \text{ mm}$ es suficiente frente a los esfuerzos de fatiga a falta de hacer las comprobaciones de fluencia y rigidez. Por la geometría del eje, las secciones 9 y 11 tendrán el mismo diámetro y debido a que están menos solicitadas tendrán un coeficiente de seguridad mayor.



Sección 2 (hombro para apoyo del rodamiento 3):

- $Se = (0,773) (0,9) (1) (1,02) (0,814) (389,5) = 224,98 \text{ MPa}$
- $M_a = 84155,3 \text{ Nmm}$
- $M_m = 0$
- $T_a = 0$
- $T_m = 0$
- $K_f = 2,7$

$$D_2 = \left[\frac{16 * 1,5}{\pi} \left\{ \frac{1}{132,75} [4(2,7 * 84155,3)^2]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} = 24,9 \text{ mm}$$

Se seleccionará un diámetro $D_2 = 25 \text{ mm}$ para realizar las comprobaciones.

Se recalculan los factores dependientes del diámetro:

- $K_b = 1,24 d^{-0,107} = 0,879$
- $Se = (0,773) (0,879) (1) (1,02) (0,814) (389,5) = 219,53 \text{ MPa}$
- $K_t = 2,14 \begin{cases} \frac{r}{D_{10}} = 0,007 \\ r = 0,6 \end{cases}$
- $q = 0,8$
- $K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,8 (2,14 - 1) = 1,96$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi * 25^3} \left\{ \frac{1}{113,63} [4(1,96 * 84155,3)^2]^{1/2} \right\} = 0,490$$

$$\eta = \frac{1}{0,490} = 2,04$$

Es superior a 1,5 por lo que cumple a fatiga.



Sección 4 (Chavetero engranaje 4):

- $Se = (0,773) (0,9) (0,59) (1,02) (0,814) (389,5) = 132,75 \text{ MPa}$
- $M_a = 156720,03 \text{ Nmm}$
- $M_m = 0$
- $T_a = 0$
- $T_m = 2282000$
- $K_f = 2,14$
- $K_{fs} = 3$

$$D_4 = \left[\frac{16 * 1,5}{\pi} \left\{ \frac{1}{132,75} [4(2,14 * 156720)^2]^{1/2} + \frac{1}{779} [3(3 * 2282000)^2]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} = 51,4 \text{ mm}$$

Se seleccionará un diámetro $D_4 = 52 \text{ mm}$ para realizar las comprobaciones.

Se recalculan los factores dependientes del diámetro:

- $K_b = 1,24 d^{-0,107} = 0,812$
- $Se = (0,773) (0,812) (0,59) (1,02) (0,814) (389,5) = 119,76 \text{ MPa}$
- $K_t = 2,14 \begin{cases} \frac{r}{D_{10}} = 0,008 \\ r = 0,4 \end{cases}$
- $K_{ts} = 3$
- $q = 0,75$
- $q_{cortante} = 0,78$
- $K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,75 (2,14 - 1) = 1,86$
- $K_{fs} = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,78 (3 - 1) = 2,56$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi * 25^3} \left\{ \frac{1}{119,76} [4(1,86 * 156720)^2]^{1/2} + \frac{1}{779} [3(2,56 * 2282000)^2]^{1/2} \right\} = 0,645$$

$$\eta = \frac{1}{0,645} = 1,55$$

Es superior a 1,5 por lo que cumple a fatiga. Las secciones 3 y 5 tendrán el mismo diámetro.



Sección 8 (cambio de sección para posicionamiento del engranaje 2):

- $Se = (0,773) (0,9) (0,59) (1,02) (0,814) (389,5) = 132,75 \text{ MPa}$
- $M_a = 975387,6 \text{ Nmm}$
- $M_m = 0$
- $T_a = 0$
- $T_m = 2282000$
- $K_f = 1,7$
- $K_{fs} = 1,5$

$$D_8 = \left[\frac{16 * 1,5}{\pi} \left\{ \frac{1}{132,75} [4(1,7 * 975387,6)^2]^{1/2} + \frac{1}{779} [1,5(3 * 2282000)^2]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} = 66,9 \text{ mm}$$

Se seleccionará un diámetro $D_8 = 67 \text{ mm}$ para realizar las comprobaciones.

Se recalculan los factores dependientes del diámetro:

- $K_b = 1,24 d^{-0,107} = 0,791$
- $Se = (0,773) (0,791) (0,59) (1,02) (0,814) (389,5) = 116,56 \text{ MPa}$
- $K_t = 1,9 \begin{cases} \frac{r}{D_{10}} = 0,1 \\ \frac{D}{d} = \frac{95}{67} = 1,4 \end{cases}$
- $K_{ts} = 1,5$
- $q = 0,85$
- $q_{cortante} = 0,9$
- $K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,85 (1,9 - 1) = 1,77$
- $K_{fs} = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,9 (1,5 - 1) = 1,45$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi * 25^3} \left\{ \frac{1}{119,76} [4(1,77 * 975387,6)^2]^{1/2} + \frac{1}{779} [3(1,45 * 2282000)^2]^{1/2} \right\} = 0,625$$

$$\eta = \frac{1}{0,625} = 1,60$$

Es superior a 1,5 por lo que cumple a fatiga. Las secciones 6 y 7 tendrán el mismo diámetro.



Sección 12 (Cambio de sección posicionamiento rodamiento 4):

- $Se = (0,773) (0,9) (1) (1,02) (0,814) (389,5) = 224,98 \text{ MPa}$
- $M_a = 422829,8 \text{ Nmm}$
- $M_m = 0$
- $T_a = 0$
- $T_m = 0$
- $K_f = 2,7$

$$D_{12} = \left[\frac{16 * 1,5}{\pi} \left\{ \frac{1}{224,98} [4(2,7 * 422829,8)^2]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} = 42,6 \text{ mm}$$

Se seleccionará un diámetro $D_{12} = 45 \text{ mm}$ para realizar las comprobaciones.

Se recalculan los factores dependientes del diámetro:

- $K_b = 1,24 d^{-0,107} = 0,825$
- $Se = (0,773) (0,825) (1) (1,02) (0,814) (389,5) = 206,15 \text{ MPa}$
- $K_t = 2,3 \begin{cases} \frac{r}{D_{12}} = \frac{2}{45} = 0,04 \\ r = 2 \end{cases}$
- $q = 0,82$
- $K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,82 (2,3 - 1) = 2,07$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi * 45^3} \left\{ \frac{1}{206,15} [4(2,07 * 422829,8)^2]^{1/2} \right\} = 0,474$$

$$\eta = \frac{1}{0,474} = 2,11$$

Es superior a 1,5 por lo que cumple a fatiga. Las secciones 3 y 5 tendrán el mismo diámetro.



5.2.2 Cálculo a fluencia.

Se utiliza el mismo material que para el eje anterior, AISI 1040 TyR 205 °C, posee una resistencia a la fluencia de **600 MPa**.

Sección 2:

$$\sigma'_{\text{máx}} = \frac{32 \cdot 1,96 \cdot (84155,3)}{25^3 \pi} = 107,53 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{600}{107,53} = 5,58$$

Sección 4:

$$\sigma'_{\text{máx}} = \left[\left(\frac{32 \cdot 1,86 \cdot (156720)}{52^3 \pi} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 \cdot 2,56 \cdot (2282000)}{52^3 \pi} \right)^2 \right]^{1/2} = 367,11 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{600}{367,11} = 1,63$$

Sección 8:

$$\sigma'_{\text{máx}} = \left[\left(\frac{32 \cdot 1,77 \cdot (975387,6)}{67^3 \pi} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 \cdot 1,45 \cdot (2282000)}{67^3 \pi} \right)^2 \right]^{1/2} = 115,17 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{600}{115,17} = 5,21$$



Sección 10:

$$\sigma'_{\max} = \left[\left(\frac{32 \cdot 2,14 \cdot (1882828,7)}{85^3 \pi} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 \cdot 2,56 \cdot (2282000)}{85^3 \pi} \right)^2 \right]^{1/2} = 107,27 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{600}{107,27} = 5,60$$

Sección 12:

$$\sigma'_{\max} = \frac{32 \cdot 2,07 \cdot (422829,8)}{45^3 \pi} = 97,84 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{600}{97,84} = 6,13$$

Como se puede observar en los resultados, todas las secciones cumplen a fluencia, sobrepasando holgadamente el factor de seguridad de 1,5.

5.2.3 Cálculo de deflexiones y giros.

Giros admisibles	
Rodamiento de bolas	0.026-0.052 rad
Rodamiento de rodillos	0.0008-0.0012 rad
Engranaje recto	<0.0005 rad
Deflexiones admisibles	
Engranaje recto	0,254 mm

Punto de interés	Plano XY	Plano XZ	Total
Pendiente rodamiento izquierdo (rodillos) [rad]	2,33E-04	4,17E-04	4,78E-04
Pendiente rodamiento derecho (rodillos) [rad]	2,11E-04	-4,23E-04	4,73E-04
Pendiente engranaje 4 [rad]	-2,02E-05	5,60E-05	5,95E-05
Pendiente engranaje 2 [rad]	-1,50E-04	2,76E-04	3,14E-04
Pendiente engranaje 3 [rad]	-1,30E-04	-2,50E-04	2,82E-04
Deflexión engranaje 4 [mm]	-1,26E-05	4,20E-05	4,38E-05
Deflexión engranaje 2 [mm]	-1,11E-05	2,02E-05	2,30E-05
Deflexión engranaje 5 [mm]	-1,70E-05	3,37E-05	3,77E-05



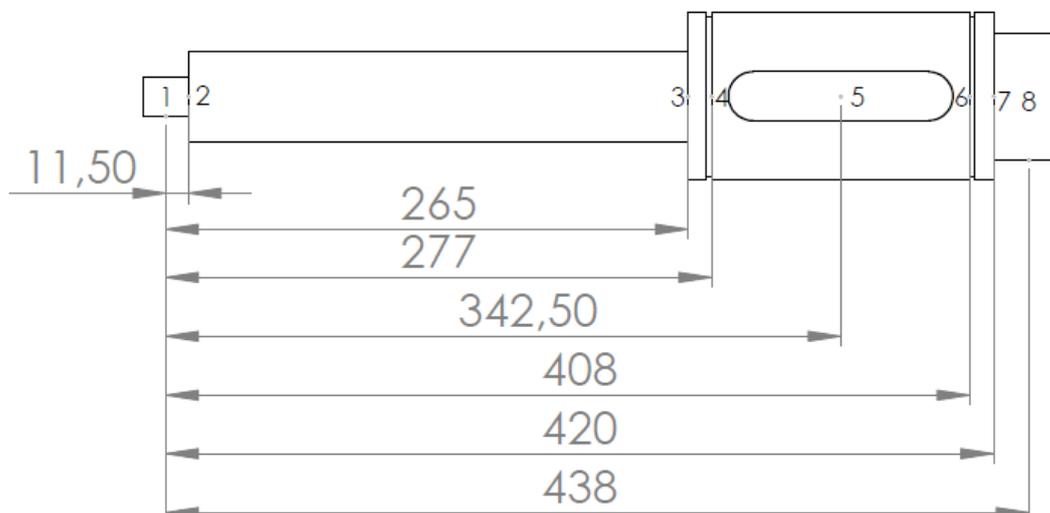
Todos los valores están por debajo de los límites aceptables por lo que los diámetros seleccionados para todas las secciones del eje cumplen tanto a fatiga como a fluencia y rigidez.

Tabla resumen con los diámetros de todas las secciones del eje 1:

Sección	Diámetro[mm]
1	25
2	25
3	52
4	52
5	52
6	67
7	67
8	67
9	85
10	85
11	85
12	45
13	45

5.3 Diseño del eje 3

Distribución axial de los diferentes componentes y discontinuidades que provocan concentración de esfuerzos:





- Sección 2: cambio de sección para posicionar rodamiento 5
- Sección 3: cambio de sección
- Sección 4: ranura para anillo de retención
- Sección 5: chavetero
- Sección 6: ranura para anillo de retención
- Sección 7: cambio de sección para posicionar rodamiento 6
- Sección 8: rodamiento 6

Fuerzas provocadas por el engranaje:

Calculadas en el apartado 4 – Diseño de los engranajes.

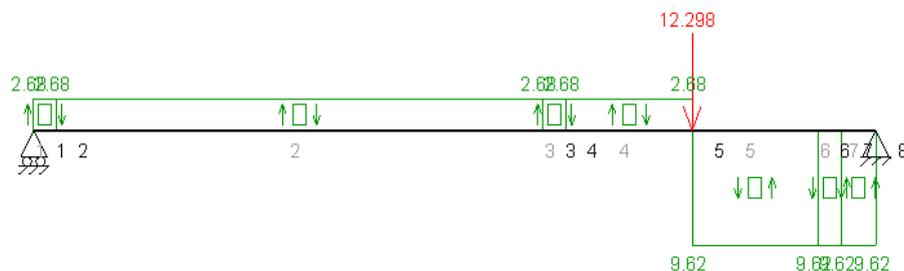
Marcha 1	Marcha 2
$F_{t56} = 27678 \text{ N}$	$F_{t56} = 18375 \text{ N}$
$F_{r56} = 12298 \text{ N}$	$F_{r56} = 5869 \text{ N}$

Una vez conocidas las fuerzas y el punto de aplicación de éstas (sección 5), se procede a calcular los diagramas de cuerpo libre mediante MEFI. En este caso sólo se calcularán para la marcha 1 pues todas las secciones del eje están más solicitadas para esta velocidad debido a que las fuerzas son mayores.

Eje 3 marcha 1 Plano XY (estado 1)

Esfuerzos cortantes

MEFI





DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

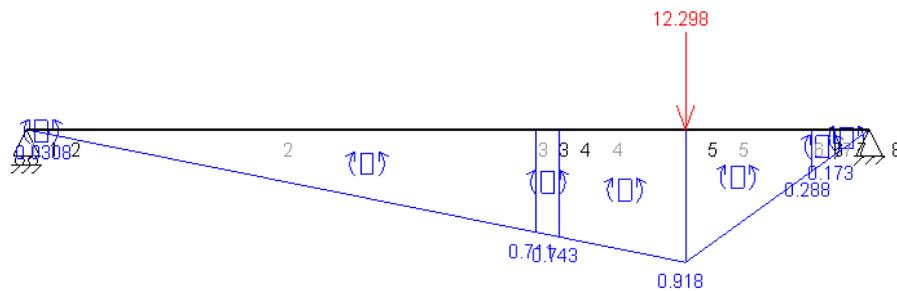
Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 67 de 113

Eje 3 marcha 1 Plano XY (estado 1)

Momentos flectores

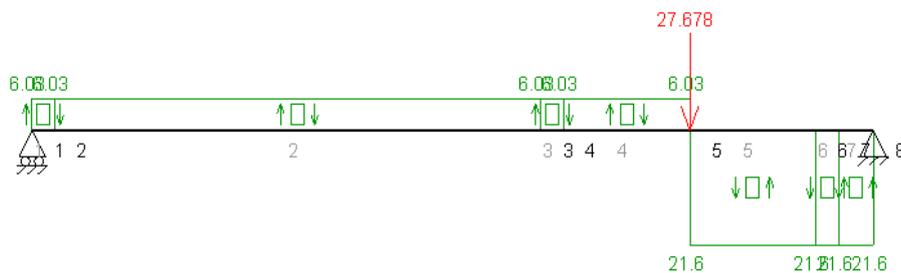
MEFI



Eje 3 marcha 1 Plano XZ (estado 1)

Esfuerzos cortantes

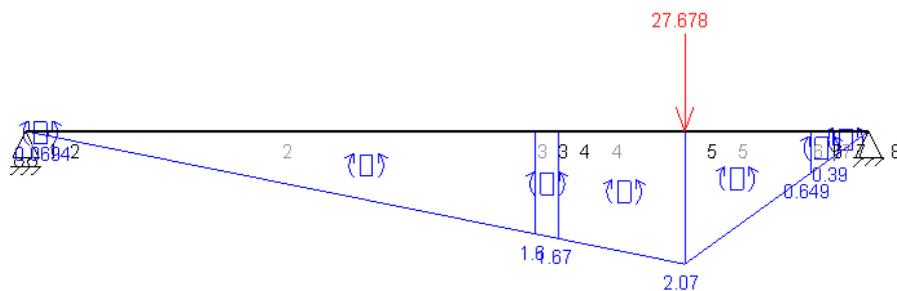
MEFI



Eje 3 marcha 1 Plano XZ (estado 1)

Momentos flectores

MEFI





Cálculo de los momentos flexionantes totales para las diferentes secciones:

Sección	Marcha 1			Marcha 2		
	Plano XY	Plano XZ	Momentos totales [Nmm]	Plano XY	Plano XZ	Momentos totales [Nmm]
1	0	0	0	0	0	0
2	0,0308	0,0694	75927,6	0,0147	0,0161	21801,4
3	0,711	1,6	1750862,9	0,339	1,06	1112888,6
4	0,743	1,67	1827826,3	0,354	1,11	1165082,0
5	0,918	2,07	2264425,8	0,438	1,37	1438312,9
6	0,288	0,649	710031,7	0,138	0,431	452553,9
7	0,173	0,39	426648,6	0,0826	0,259	271852,5
8	0	0	0	0	0	0

5.3.1 Cálculo a fatiga:

Sección crítica (5):

Es la sección con mayor momento flexionante y además presenta un chavetero. Para este eje se utiliza un acero de mayor resistencia ya que está más solicitado que los anteriores: **AISI 3140 TyR 370°C S_{ut} = 1520 MPa y S_y = 1380 MPa.**

Al igual que para el eje anterior, en primer lugar, se hace un predimensionamiento estimando los factores que dependen del diámetro:

- $K_a = 4,51 * 1520^{-0,265} = 0,647$
- $S_e = (0,647) (0,9) (0,59) (1,02) (0,814) (760) = 216,83 \text{ MPa}$
- $M_a = 2264425,8 \text{ Nmm}$
- $M_m = 0$
- $T_a = 0$
- $T_m = 9326102 \text{ Nmm}$
- $K_f = 2,14$
- $K_{fs} = 3$

$$D_5 = \left[\frac{16 * 1,5}{\pi} \left\{ \frac{1}{216,83} [4(2,14 * 2264425,8)^2]^{1/2} + \frac{1}{1520} [3(3 * 9326102)^2]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} = 83,64 \text{ mm}$$

Se seleccionará un diámetro $D_5 = 85 \text{ mm}$ para realizar las comprobaciones.



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 69 de 113

Se recalculan los factores dependientes del diámetro:

- $K_b = 1,24 d^{-0.107} = 0,771$
- $Se = (0,647) (0,771) (0,59) (1,02) (0,814) (760) = 185,72 \text{ MPa}$
- $K_t = 2,14 \begin{cases} \frac{r}{D_{10}} = \frac{0,8}{85} = 0,009 \\ r = 0,8 \end{cases}$
- $K_{ts} = 3$
- $q = 0,95$
- $q_{\text{cortante}} = 0,95$
- $K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,95 (2,14 - 1) = 2,08$
- $K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}} (K_{ts} - 1) = 1 + 0,95 (3 - 1) = 2,9$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi \cdot 85^3} \left\{ \frac{1}{185,72} [4(2,08 * 2264425,8)^2]^{1/2} + \frac{1}{1520} [3(2,9 * 9326102)^2]^{1/2} \right\} = 0,633$$

$$\eta = \frac{1}{0,633} = 1,58$$

El diámetro de $D_5 = 85 \text{ mm}$ es suficiente frente a los esfuerzos de fatiga. Por la geometría del eje, las secciones 4 y 6 tendrán el mismo diámetro y debido a que están menos solicitadas tendrán un coeficiente de seguridad mayor.

Sección 3 (cambio de sección):

- $Se = (0,647) (0,9) (1) (1,02) (0,814) (760) = 367,51 \text{ MPa}$
- $M_a = 1750862,9 \text{ Nmm}$
- $M_m = 0$
- $T_a = 0$
- $T_m = 0$
- $K_f = 1,7$

$$D_3 = \left[\frac{16 * 1,5}{\pi} \left\{ \frac{1}{367,51} [4(1,7 * 1750862,9)^2]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} = 49,83 \text{ mm}$$

Se seleccionará un diámetro $D_3 = 49 \text{ mm}$ para realizar las comprobaciones.



Se recalculan los factores dependientes del diámetro:

- $K_b = 1,24 d^{-0.107} = 0,818$
- $Se = (0,647) (0,818) (1) (1,02) (0,814) (389,5) = 333,88 \text{ MPa}$
- $K_t = 1,42 \begin{cases} \frac{D}{d} = \frac{85}{49} = 1,73 \\ \frac{r}{d} = \frac{9,8}{49} = 0,2 \end{cases}$
- $q = 0,98$
- $K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,98 (1,42 - 1) = 1,41$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi \cdot 49^3} \left\{ \frac{1}{333,88} [4(1,41 * 1750862,9)^2]^{1/2} \right\} = 0,641$$

$$\eta = \frac{1}{0,641} = 1,56$$

Es superior a 1,5 por lo que cumple a fatiga.

Sección 2 (cambio de sección posicionamiento rodamiento 5):

- $Se = (0,647) (0,9) (1) (1,02) (0,814) (760) = 367,51 \text{ MPa}$
- $M_a = 75927,6 \text{ Nmm}$
- $M_m = 0$
- $T_a = 0$
- $T_m = 0$
- $K_f = 2,7$

$$D_2 = \left[\frac{16 * 1,5}{\pi} \left\{ \frac{1}{367,51} [4(2,7 * 75927,6)^2]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} = 20,43 \text{ mm}$$

Se seleccionará un diámetro $D_2 = 20 \text{ mm}$ para realizar las comprobaciones.



Se recalculan los factores dependientes del diámetro:

- $K_b = 1,24 d^{-0.107} = 0,91$
- $Se = (0,647) (0,91) (1) (1,02) (0,814) (760) = 367,48 \text{ MPa}$
- $K_t = 2,2 \begin{cases} \frac{D}{d} = \frac{49}{20} = 2,45 \\ \frac{r}{d} = \frac{1}{20} = 0,05 \end{cases}$
- $q = 0,95$
- $K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,95 (2,2 - 1) = 1,86$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi * 20^3} \left\{ \frac{1}{367,48} [4(2,2 * 75927,6)^2]^{1/2} \right\} = 0,561$$

$$\eta = \frac{1}{0,561} = 1,78$$

Cumple a fatiga.

Sección 7 (cambio de sección posicionamiento rodamiento 6):

- $Se = (0,647) (0,9) (0,59) (1,02) (0,814) (760) = 216,83 \text{ MPa}$
- $M_a = 426648,6 \text{ Nmm}$
- $M_m = 0$
- $T_a = 0$
- $T_m = 9326102 \text{ Nmm}$
- $K_f = 2,7$
- $K_{fs} = 2,2$

$$D_7 = \left[\frac{16 * 1,5}{\pi} \left\{ \frac{1}{216,83} [4(2,7 * 426648,6)^2]^{1/2} + \frac{1}{1520} [3(2,2 * 9326102)^2]^{1/2} \right\} \right]^{1/3} =$$

$$63,81 \text{ mm}$$

Se seleccionará un diámetro $D_7 = 65 \text{ mm}$ para realizar las comprobaciones.



Se recalculan los factores dependientes del diámetro:

- $K_b = 1,24 d^{-0.107} = 0,793$
- $Se = (0,773) (0,793) (0,59) (1,02) (0,814) (760) = 191,13 \text{ MPa}$
- $K_t = 2,5 \begin{cases} \frac{D}{d} = \frac{85}{65} = 1,31 \\ \frac{r}{d} = \frac{1,5}{65} = 0,02 \end{cases}$
- $K_{ts} = 2,1$
- $q = 0,95$
- $q_{\text{cortante}} = 0,95$
- $K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,95 (2,5 - 1) = 2,43$
- $K_{fs} = 1 + q (K_t - 1) = 1 + 0,95 (2,1 - 1) = 2,05$
-

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi * 65^3} \left\{ \frac{1}{191,13} [4(2,43 * 426648,6)^2]^{1/2} + \frac{1}{1520} [3(2,05 * 9326102)^2]^{1/2} \right\} = 0,602$$

$$\eta = \frac{1}{0,602} = 1,66$$

Cumple a fatiga.

5.3.2 Cálculo a fluencia.

Se utiliza el mismo material que para el eje anterior, AISI 1040 TyR 205°C, posee una resistencia a la fluencia de **600 MPa**.

Sección 2:

$$\sigma'_{\text{máx}} = \frac{32 * 2,14 * (75927,6)}{20^3 \pi} = 206,88 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{1380}{206,88} = 6,67$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 73 de 113

Sección 3:

$$\sigma'_{\text{máx}} = \frac{32 \cdot 1,41 \cdot (1750862,9)}{49^3 \pi} = 213,74 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{1380}{213,74} = 6,45$$

Sección 5:

$$\sigma'_{\text{máx}} = \left[\left(\frac{32 \cdot 2,08 \cdot (2264425,8)}{85^3 \pi} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 \cdot 2,9 \cdot (9326102)}{85^3 \pi} \right)^2 \right]^{1/2} = 396,26 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{1380}{396,26} = 3,48$$

Sección 7:

$$\sigma'_{\text{máx}} = \left[\left(\frac{32 \cdot 2,43 \cdot (426648,6)}{65^3 \pi} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 \cdot 2,05 \cdot (9326102)}{65^3 \pi} \right)^2 \right]^{1/2} = 615,31 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{1380}{615,31} = 2,24$$

Todas las secciones cumplen a fluencia con un factor de seguridad superior a 1,5.



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 74 de 113

5.3.3 Cálculo de deflexiones y giros.

Giros admisibles	
Rodamiento de bolas	0.026-0.052 rad
Rodamiento de rodillos	0.0008-0.0012 rad
Engranaje recto	<0.0005 rad
Deflexiones admisibles	
Engranaje	0,254 mm

Punto de interés	Plano XY	Plano XZ	Total
Pendiente rodamiento izquierdo (rodillos) [rad]	2,50E-04	-5,64E-04	6,17E-04
Pendiente rodamiento derecho (rodillos) [rad]	2,62E-04	5,89E-04	6,45E-04
Pendiente engranaje 6 [mm]	-1,96E-04	4,41E-04	4,83E-04
Deflexión engranaje 6 [mm]	2,26E-05	5,08E-05	5,56E-05

Todos los valores están por debajo de los límites aceptables por lo que los diámetros seleccionados para todas las secciones del eje cumplen tanto a fatiga como a fluencia y rigidez.

Tabla resumen con los diámetros de todas las secciones del eje 1:

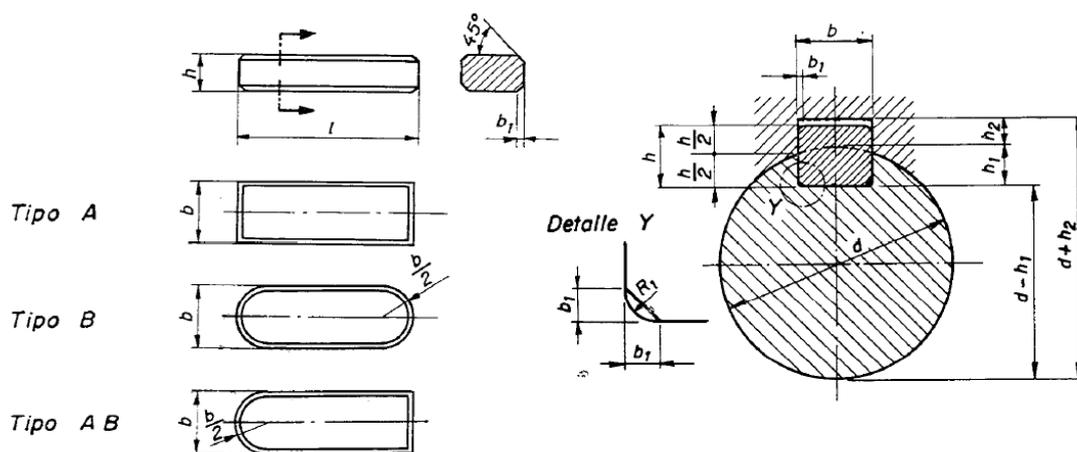
Sección	Diámetro[mm]
1	20
2	20
3	49
4	85
5	85
6	85
7	65
8	65



6. DIMENSIONADO DE LAS CHAVETAS.

Las chavetas se rigen según la norma **UNE-17102** y se seleccionan en función del diámetro del eje en el que van a ir incorporadas.

Chaveta	Diámetro
Engranaje 2	67
Engranaje 4	52
Engranaje 5	85
Engranaje 6	85



Dimensiones de las chavetas según norma UNE – 17102



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 76 de 113

Para los diámetros de los ejes en este caso:

Diámetro del eje d		Sección de la chaveta $b \times h$		Chavetero										
				Ancho b					Profundidad				Chafilán P_1	
				Tolerancia					Eje h_1		Cubo h_2			
				Clase de ajuste del enchavetado					Nominal		Tolerancia		Mínimo	
más de	hasta	Nominal	Libre		Normal		Ajustado	Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia	Mínimo	Máximo	
			Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo P 9							
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	- 0,0213	- 0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043	- 0,0213	- 0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 × 11	18						7	+ 0,2	4,4	+ 0,2	0,25	0,40
65	75	20 × 12	20						7,5		4,9		0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	+ 0,026	- 0,022	9		5,4		0,40	0,60

Para el diámetro de 52 mm se selecciona una chaveta de sección **16x10**, para el de 67 una de **20x12** y para el de 85 una de **22x14**. Se muestran las medidas

Sección $b \times h$	Ancho b		Altura h		Chafilán b_1		Longitud l (2)	
	Nominal	Tolerancia $h 9$	Nominal	Tolerancia (1)	Mínimo	Máximo	de	a
16 × 10	16	- 0,043	10		0,40	0,60	45	180
18 × 11	18		11		0,40	0,60	50	200
20 × 12	20		12		0,60	0,80	56	220
22 × 14	22	0	14	0	0,60	0,80	63	250

6.1 Cálculo de la longitud

A continuación, se procede a calcular la longitud que deberán tener las chavetas para soportar el esfuerzo al que estarán sometidas. El acero utilizado para realizar los siguientes cálculos será el **AISI 1040 Sy = 490 MPa**.

Se realizan los cálculos bajo dos hipótesis de esfuerzo, por un lado, para resistir a cortante y por otro lado para resistir el aplastamiento:



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 77 de 113

Chaveta engranaje 2

La sección seleccionada para esta chaveta es **20 x 12 mm**.

En primer lugar, se procede a calcular el par de torsión que deberá soportar:

$$T = \frac{H}{\omega_{\text{eje 2-marcha 1}}} = \frac{75000}{336,45 \cdot \frac{2\pi}{60}} = 2282 \text{ Nm}$$

La fuerza en la superficie de la chaveta:

$$F = \frac{T}{r_{\text{eje}}} = \frac{2282}{\frac{0,067}{2}} = 68119 \text{ N}$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 282,73 \text{ MPa}$$

Falla por cortante:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{b \cdot l} \rightarrow l = \frac{F \cdot n}{b \cdot S_{sy}}$$

Donde:

- S_{sy} es la resistencia al cortante
- n es el factor de seguridad, **1,5**
- F es la fuerza en la superficie de la chaveta
- b es el ancho de la sección
- l es la longitud que debe tener la chaveta

$$l = \frac{68119 \cdot 1,5}{20 \cdot 282,73} = 18,07 \text{ mm}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 78 de 113

Falla por aplastamiento:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{\frac{b}{2} \cdot l} \rightarrow l = \frac{F \cdot n}{\frac{b}{2} \cdot S_y}$$

$$l = \frac{68119 \cdot 1,5}{\frac{20}{2} \cdot 490} = 34,8 \text{ mm}$$

Se selecciona una longitud de **35 mm**.

Chaveta engranaje 4

La sección seleccionada para esta chaveta es **16 x 10 mm**.

Par de torsión:

$$T = \frac{75000}{508,35 \cdot \frac{2\pi}{60}} = 1408 \text{ Nm}$$

La fuerza en la superficie de la chaveta:

$$F = \frac{1408}{\frac{0,052}{2}} = 54186 \text{ N}$$

Falla por cortante:

$$l = \frac{54186 \cdot 1,5}{16 \cdot 282,73} = 19,3 \text{ mm}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 79 de 113

Falla por aplastamiento:

$$l = \frac{54186 * 1,5}{\frac{16}{2} * 490} = 33,2 \text{ mm}$$

Se selecciona una longitud de **35 mm**.

Chaveta engranaje 5

La sección seleccionada para esta chaveta es **22 x 14 mm**.

Par de torsión:

$$T = \frac{75000}{336,45 * \frac{2\pi}{60}} = 2282 \text{ Nm}$$

La fuerza en la superficie de la chaveta:

$$F = \frac{2282}{\frac{0,085}{2}} = 53694 \text{ N}$$

Falla por cortante:

$$l = \frac{53694 * 1,5}{22 * 282,73} = 12,9 \text{ mm}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página **80** de **113**

Falla por aplastamiento:

$$l = \frac{53694 * 1,5}{\frac{22}{2} * 490} = 23,5 \text{ mm}$$

Se selecciona una longitud de **25 mm**.

Chaveta engranaje 6

La sección seleccionada para esta chaveta es **22 x 14 mm**.

Par de torsión:

$$T = \frac{75000}{76,8 * \frac{2\pi}{60}} = 9326 \text{ Nm}$$

La fuerza en la superficie de la chaveta:

$$F = \frac{9326}{\frac{0,085}{2}} = 202741 \text{ N}$$

Falla por cortante:

$$l = \frac{202741 * 1,5}{22 * 282,73} = 48,9 \text{ mm}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Falla por aplastamiento:

$$l = \frac{202741 \cdot 1,5}{\frac{22}{2} \cdot 490} = 94,7 \text{ mm}$$

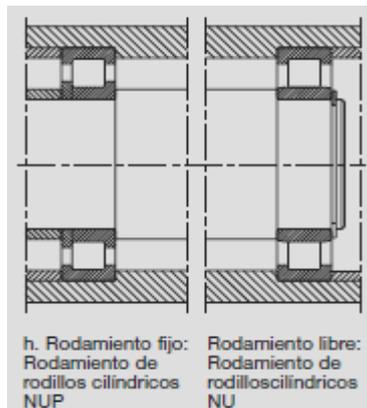
Se selecciona una longitud de **95 mm**.

Tabla resumen con las chavetas seleccionadas:

Chaveta	Nomenclatura
Chaveta engranaje 2	Chaveta paralela A 20 x 12 x 35 UNE 17102 h1
Chaveta engranaje 4	Chaveta paralela A 16 x 10 x 35 UNE 17102 h1
Chaveta engranaje 5	Chaveta paralela A 22 x 14 x 25 UNE 17102 h1
Chaveta engranaje 6	Chaveta paralela A 22 x 14 x 90 UNE 17102 h1

7. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.

Los rodamientos se seleccionarán del catálogo de *FAG* y se calcularán según el procedimiento descrito en dicho catálogo. Se seleccionará una disposición de rodamiento fijo-libre compuesta por dos rodamientos de rodillos cilíndricos NU y NUP. Esta elección se debe a que: por un lado, solamente hay carga radial y, por otro lado, para los diámetros de los ejes calculados, los rodamientos rígidos de bolas no tienen la suficiente capacidad para soportar las cargas presentes.





DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página **82** de **113**

- **Rodamientos eje 1:**

Tal y como se calculó en el apartado 5, el diámetro del eje 1 en la sección izquierda, en la cual irá alojado el rodamiento 1, es de **35 mm** y en la sección derecha, para el rodamiento 2, es de **25 mm**.

- Reacciones:

De los diagramas de esfuerzos cortantes presentes en el apartado 5 se obtienen las reacciones para las dos marchas y para los planos XY y XZ.

Rodamiento 1	Rodamiento 2
Reacción XY marcha 1: 1,41 kN	Reacción XY marcha 1: 1,37 kN
Reacción XZ marcha 1: 3,87 kN	Reacción XZ marcha 1: 3,76 kN
Reacción XY marcha 2: 1,72 kN	Reacción XY marcha 2: 0,29 kN
Reacción XZ marcha 2: 4,74 kN	Reacción XZ marcha 2: 0,79 kN
Reacción total marcha 1 = $\sqrt{R_{XY}^2 + R_{XZ}^2} = 4,12$ kN	Reacción total marcha 1 = 4,01 kN
Reacción total marcha 2 = 5,04 kN	Reacción total marcha 2 = 0,84 kN

- Capacidad de carga dinámica:

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}}$$

Donde:

- f_L es el factor de esfuerzos dinámicos
- p es el exponente de vida: **10/3** para rodamientos de rodillos.
- L_h es la duración del rodamiento en horas, en este caso será **40000 horas** pues se trata de una duración de 13 años trabajando 8 horas al día durante los 365 días del año.



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 83 de 113

$$f_L = \sqrt[10/3]{\frac{40000}{500}} = 3,72$$

$$f_n = \sqrt{\frac{p \left(33 + \frac{1}{3}\right)}{n}}$$

Donde:

- f_n es el factor de velocidad.
- p es el exponente de vida: **10/3** para rodamientos de rodillos.
- n es la velocidad angular en rpm: 1490 rpm (velocidad de giro del motor).

$$f_n = \sqrt[10/3]{\frac{33 + \frac{1}{3}}{1490}} = 0,32$$

$$f_L = \frac{C}{P} * f_n$$

$$C \geq \frac{f_L * P}{f_n}$$

P es la carga dinámica equivalente. Puesto que esta reductora consta de dos marchas con diferentes reacciones en los rodamientos, esta carga se calcula de la siguiente forma:

$$P = \sqrt[3]{P_1^3 * \frac{n_1}{n_m} * \frac{q_1}{100} + P_2^3 * \frac{n_2}{n_m} * \frac{q_2}{100}}$$

Donde:

- P_1 es la reacción total para la velocidad 1 [kN]
- n_1 es la velocidad de giro para la marcha 1 = 1490 [rpm]
- $n_m = n_1 \frac{q_1}{100} + n_2 \frac{q_2}{100} = 1490 \frac{65}{100} + 1490 \frac{35}{100} = 1490$ rpm
- q_1 es el porcentaje del tiempo al que la reductora va a estar funcionando en la marcha 1, dato proporcionado por el cliente = **65 %**.
- P_2 es la reacción total para la velocidad 2 [kN]
- n_2 es la velocidad de giro para la marcha 2 = 1490 [rpm]



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

- q_2 es el porcentaje del tiempo al que la reductora va a estar funcionando en la marcha 2 = 35 %.
- Para el rodamiento 1 (de rodillos):

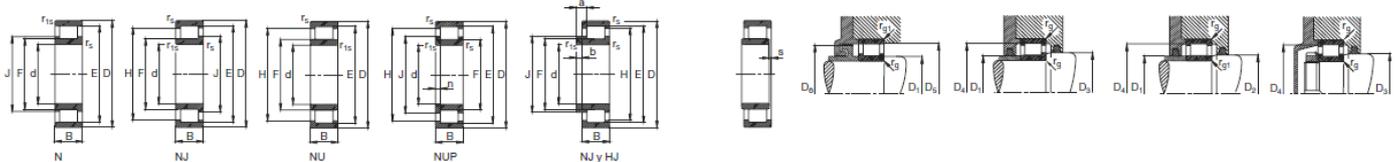
$$P = \sqrt[3]{4,12^3 * \frac{1490}{1490} * \frac{65}{100} + 5,04^3 * \frac{1490}{1490} * \frac{35}{100}} = 4,49 \text{ kN}$$

$$C \geq \frac{3,72 * 4,49}{0,32} = 52,2 \text{ kN}$$

- Para el rodamiento 2 (de rodillos):

$$P = \sqrt[3]{4,01^3 * \frac{1490}{1490} * \frac{65}{100} + 0,84^3 * \frac{1490}{1490} * \frac{35}{100}} = 3,47 \text{ kN}$$

$$C \geq \frac{3,72 * 3,47}{0,32} = 40,3 \text{ kN}$$



Eje	Dimensiones										Peso		Capacidad de carga din. C	Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares													
	d	D	B	r _s min	r _{1s} min	E	F	H	J	n	a	b					s)	Rodamiento	Anillo angular FAG	D ₁ min	D ₁ max	D ₂ min	D ₂ max	D ₃ min	D ₃ max	D ₄ min	D ₄ max	r _{fs} max	r _{ft} max	
25	25	47	12	0,6	0,3	41,5	30,5	39,3					2,4	0,083	13,4	12	28000	15000	NU1005			27	30	32	33	44		0,6	0,3	
	25	52	15	1	0,6	46,5	31,5	43,8	34,7				1,3	0,135	29	27,5	15000	14000	N205E.TVP2			29	31	34	37	46	48	45	1	0,6
	25	52	15	1	0,6	46,5	31,5	43,8	34,7	6	3		1,2	0,137	29	27,5	15000	14000	NJ205E.TVP2	HJ205E	29	31	34	37	46			1	0,6	
	25	52	15	1	0,6	46,5	31,5	43,8	34,7			3		0,145	29	27,5	15000	14000	NU205E.TVP2			29	31	34	37	46			1	0,6
	25	52	18	1	0,6	46,5	31,5	43,8	34,7	6,5	3	1,7	0,169	0,015	34,5	34,5	15000	12000	NJ2205E.TVP2	HJ2205E	29	31	34	37	46			1	0,6	
	25	52	18	1	0,6	46,5	31,5	43,8	34,7				1,7	0,164	34,5	34,5	15000	12000	NU2205E.TVP2			29	31	34	37	46			1	0,6
	25	52	18	1	0,6	46,5	31,5	43,8	34,7	3,5				0,174	34,5	34,5	15000	12000	NUP2205E.TVP2			29	31	34	37	46			1	0,6
	25	62	17	1,1	1,1	54	34	50,6	38,1		7	4	1,4	0,242	41,5	37,5	12000	12000	N305E.TVP2			32	33	37	40	55	55	53	1	1
	25	62	17	1,1	1,1	54	34	50,6	38,1					0,225	41,5	37,5	12000	12000	NJ305E.TVP2	HJ305E	32	33	37	40	55			1	1	
	25	62	17	1,1	1,1	54	34	50,6	38,1				3	0,256	41,5	37,5	12000	12000	NUP305E.TVP2			32	33	37	40	55			1	1
35	35	62	14	1	0,6	55	42	52,4					2,6	0,181	24,5	26	20000	11000	NU1007M1			38	41	44	45	57			1	0,6
	35	72	17	1,1	0,6	64	44	61	48				0,7	0,301	50	50	10000	9500	N207E.TVP2			39	43	46	50	65	65	63	1	0,6
	35	72	17	1,1	0,6	64	44	61	48		7	4	0,7	0,309	50	50	10000	9500	NJ207E.TVP2	HJ207E	39	43	46	50	65			1	0,6	
	35	72	17	1,1	0,6	64	44	61	48				0,7	0,303	50	50	10000	9500	NU207E.TVP2			39	43	46	50	65			1	0,6
	35	72	17	1,1	0,6	64	44	61	48	3				0,317	50	50	10000	9500	NUP207E.TVP2			39	43	46	50	65			1	0,6
	35	72	23	1,1	0,6	64	44	61	48				4,5	0,422	62	65,5	10000	8500	NJ2207E.TVP2	HJ2207E	39	43	46	50	65			1	0,6	
	35	72	23	1,1	0,6	64	44	61	48				4,5	0,427	62	65,5	10000	8500	NU2207E.TVP2			39	43	46	50	65			1	0,6
	35	72	23	1,1	0,6	64	44	61	48				4,5	0,427	62	65,5	10000	8500	NUP2207E.TVP2			39	43	46	50	65			1	0,6



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página **85** de **113**

Rodamiento	Modelo seleccionado
1	NUP 2207 E.TVP2
2	NU 305 E.TVP2

- **Rodamientos eje 2:**

Tal y como se calculó en el apartado 5, el diámetro del eje 2 en la sección izquierda, en la cual irá alojado el rodamiento 3, es de **25 mm** y en la sección derecha, para el rodamiento 4, es de **50 mm**.

- Reacciones:

Rodamiento 3	Rodamiento 4
Reacción XY marcha 1: 1,27 kN	Reacción XY marcha 1: 8,25 kN
Reacción XZ marcha 1: 2,17 kN	Reacción XZ marcha 1: 17,9 kN
Reacción XY marcha 2: 0,44 kN	Reacción XY marcha 2: 4,3 kN
Reacción XZ marcha 2: 0,73 kN	Reacción XZ marcha 2: 13,6 kN
Reacción total marcha 1 = 2,51 kN	Reacción total marcha 1 = 19,71 kN
Reacción total marcha 2 = 0,85 kN	Reacción total marcha 2 = 14,26 kN

- Capacidad de carga dinámica:

$$n_m = n_1 \cdot q_1 + n_2 \cdot q_2 = 336,5 \cdot 0,65 + 508,4 \cdot 0,35 = \mathbf{396,63 \text{ rpm}}$$

- n_1 es la velocidad de giro del eje dos en la marcha 1 = 336,5 rpm (dato obtenido en el apartado 4 – Diseño de los engranajes)
- n_2 es la velocidad del giro del eje dos en la marcha 2 = 508,4 rpm.

$$f_n = \sqrt[10/3]{\frac{33 + \frac{1}{3}}{396,63}} = \mathbf{0,48}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 86 de 113

$$f_L = \sqrt[10/3]{\frac{40000}{500}} = 3,72$$

- Para el rodamiento 3 (de rodillos):

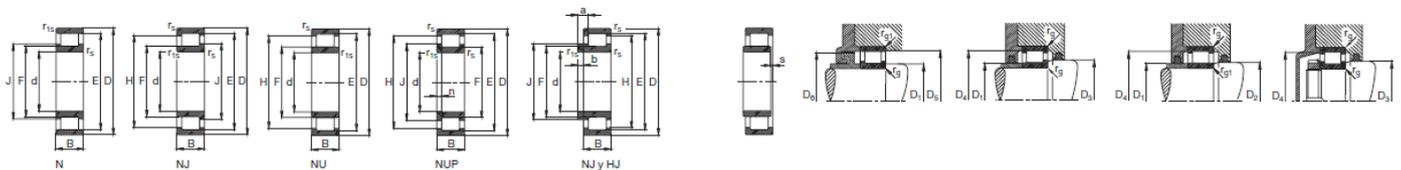
$$P = \sqrt[3]{2,51^3 * \frac{336,5}{396,63} * \frac{65}{100} + 0,85^3 * \frac{508,4}{396,63} * \frac{35}{100}} = 2,08 \text{ kN}$$

$$C \geq \frac{3,72 * 2,08}{0,48} = 16,3 \text{ kN}$$

- Para el rodamiento 4 (de rodillos):

$$P = \sqrt[3]{19,71^3 * \frac{336,5}{396,63} * \frac{65}{100} + 14,26^3 * \frac{508,4}{396,63} * \frac{35}{100}} = 17,67 \text{ kN}$$

$$C \geq \frac{3,72 * 17,67}{0,48} = 136,9 \text{ kN}$$



Eje	Dimensiones										Peso		Capacidad de carga din. C	Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares															
	d	D	B	r _s min	r _{fs} min	E	F	H	J	n	a	b					s)	Roda- miento kg	Anillo angular	Rodamiento FAG	Anillo angular FAG	D ₁ min	D ₁ max	D ₂ min	D ₂ max	D ₃ min	D ₃ max	D ₄ min	D ₄ max	r ₃ max	r ₅₁ max	
25	25	47	12	0,6	0,3	41,5	30,5	39,3						2,4	0,083			13,4	12	28000	15000	NU1005		27	30	32	33	44			0,6	0,3
	25	52	15	1	0,6	46,5	31,5	34,7						1,3	0,135			29	27,5	15000	14000	N205E.TVP2		29	31	34	37	46	48	45	1	0,6
	25	52	15	1	0,6	46,5	31,5	43,8	34,7	6	3			1,2	0,14	0,014		29	27,5	15000	14000	NJ205E.TVP2	HJ205E	29	31	34	37	46			1	0,6
	25	52	15	1	0,6	46,5	31,5	34,7						1,3	0,135			29	27,5	15000	14000	NUP205E.TVP2		29	31	34	37	46			1	0,6
	25	52	15	1	0,6	46,5	31,5	43,8	34,7	3				1,3	0,135			29	27,5	15000	14000	NUP205E.TVP2		29	31	34	37	46			1	0,6
	45	100	36	1,5	1,5	88,5	58,5	84,1	84,1	12	7			2,5	1,3	0,118		137	133	6700	6300	N 2309E.TVP2	H 2309E	54	57	60	66	91			1,5	1,5
	45	100	36	1,5	1,5	88,5	58,5	84,1	84,1	6				2,5	1,3	0,118		137	133	6700	6300	NU2309E.TVP2		54	57	60	66	91			1,5	1,5



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página **87** de **113**

Rodamiento	Modelo seleccionado
3	NUP 205 E.TVP2
4	NU 2309 E.TVP2

- **Rodamientos eje 3:**

Tal y como se calculó en el apartado 5, el diámetro del eje 2 en la sección izquierda, en la cual irá alojado el rodamiento 5, es de **20 mm** y en la sección derecha, para el rodamiento 6, es de **65 mm**.

- Reacciones:

Rodamiento 5	Rodamiento 6
Reacción XY marcha 1: 2,68 kN	Reacción XY marcha 1: 9,62 kN
Reacción XZ marcha 1: 6,03 kN	Reacción XZ marcha 1: 21,6 kN
Reacción XY marcha 2: 1,28 kN	Reacción XY marcha 2: 4,59 kN
Reacción XZ marcha 2: 4,01 kN	Reacción XZ marcha 2: 14,4 kN
Reacción total marcha 1 = 6,60 kN	Reacción total marcha 1 = 23,65 kN
Reacción total marcha 2 = 4,21 kN	Reacción total marcha 2 = 15,11 kN

- Capacidad de carga dinámica:

$$n_m = 76,8 * 0,65 + 115,7 * 0,35 = \mathbf{90,4 \text{ rpm}}$$

$$f_l = \sqrt[10/3]{\frac{40000}{500}} = \mathbf{3,72}$$

$$f_n = \sqrt[10/3]{\frac{33 + \frac{1}{3}}{90,42}} = \mathbf{0,61}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

- Para el rodamiento 5 (de rodillos):

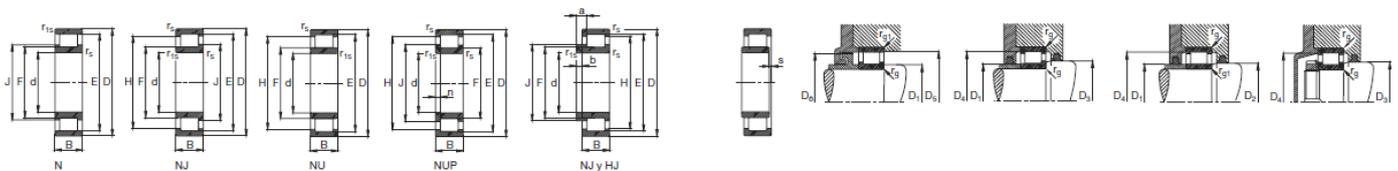
$$P = \sqrt[3]{6,60^3 * \frac{76,8}{90,4} * \frac{65}{100} + 4,21^3 * \frac{115,7}{90,4} * \frac{35}{100}} = 5,77 \text{ kN}$$

$$C \geq \frac{3,72 * 5,77}{0,61} = 28,98 \text{ kN}$$

- Para el rodamiento 6 (de rodillos):

$$P = \sqrt[3]{23,65^3 * \frac{76,8}{90,4} * \frac{65}{100} + 15,11^3 * \frac{115,7}{90,4} * \frac{35}{100}} = 20,68 \text{ kN}$$

$$C \geq \frac{3,72 * 20,68}{0,61} = 103,89 \text{ kN}$$



Eje	Dimensiones											Peso		Capacidad de carga din. C	Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares												
	d	D	B	r _s min	r ₁₅ min	E	F	H	J	n	a	b	s ¹⁾					Roda- miento angular	Anillo angular	Rodamiento FAG	Anillo angular FAG	D ₁ min	D ₁ max	D ₂ min	D ₂ max	D ₃ min	D ₃ max	D ₄ min	D ₄ max	r _{s1} max
20	47	18	1	0,6	41,5	26,5	38,8	29,7	6,5	3	1,8	0,15	0,012	32,5	31	18000	13000	NU2204E.TVP2	HJ2204E	24	26	29	32	41					1	0,6
20	47	18	1	0,6	41,5	26,5	38,8							32,5	31	18000	13000	NU2204E.TVP2		24	26	29	32	41				1	0,6	
20	47	10	1	0,6	41,5	20,5	30,8	23,7	3,5			0,154		32,5	31	18000	13000	NU2204E.TVP2		24	26	29	32	41			1	0,6		
65	120	23	1,5	1,5	108,5	78,5		84,4				1,4	1,05	108	120	8000	8000	N213E.TVP2		74	77	81	87	111	110	107	1,5	1,5		
65	120	23	1,5	1,5	108,5	78,5	104,3	84,4	10	8		1,4	1,06	108	120	8000	8000	NJ213E.TVP2	HJ213E	74	77	81	87	111			1,5	1,5		
65	120	23	1,5	1,5	108,5	78,5	104,3					1,4	1,04	108	120	8000	8000	N1213E.TVP2		74	77	81	87	111			1,5	1,5		
65	120	23	1,5	1,5	108,5	78,5	104,3	84,4	4				1,09	108	120	8000	8000	NUP213E.TVP2		74	77	81	87	111			1,5	1,5		

Rodamiento	Modelo seleccionado
5	NU 2204 E.TVP2
6	NUP 2213 E.TVP2



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 89 de 113

- Tabla resumen con los rodamientos seleccionados:

Rodamiento	Modelo seleccionado
1	NUP 2207 E. TVP2
2	NU 305 E.TVP2
3	NUP 205 E.TVP2
4	NU 2309 E.TVP2
5	NU 2204 E.TVP2
6	NUP 2213 E.TVP2

8. DISEÑO DEL ANILLO SINCRONIZADOR

El cálculo de la resistencia de los dientes se realizará de la misma forma que para un engranaje recto (tal y como se llevó a cabo en el apartado 4) con la diferencia de que, en este caso, todos los dientes están engranados al mismo tiempo. El material utilizado será el **AISI 1040 templado y revenido a 205°C con $H_B = 262$** ya que es el empleado en la fabricación del eje y del engranaje de la segunda marcha.

Estriado del eje:

- $m = 2$
- $F = 34 \text{ mm}$
- $Z = 28 \text{ dientes}$
- $D = 56 \text{ mm}$
- $V_t = 4,37 \text{ m/s}$
- $F_t = 17167 \text{ N}$
- $C_p = 191 \sqrt{\text{MPa}}$
- $K_v = 1,315$
- $K_o = 1,25$
- $K_s = 1$
- $K_m = 1,177$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página **90** de **113**

- $K_b = 1$
- $C_H = 1$
- $K_T = 1$
- $K_R = 1$
- $SF = 1,1$
- $J = 0,36$
- $I = 0,08$
- $Y_N = 0,92$
- $Z_N = 0,87$

Esfuerzos flexionantes esperados:

$$S_t = K_o * K_s * K_m * K_v * K_B \frac{F_t}{F * m * J * Z} = 1,25 * 1 * 1,177 * 1,315 * 1 \frac{17167}{34 * 2 * 0,385 * 28} = 48,46 \text{ MPa}$$

Datos:

- $K_o = 1,25$
- $K_s = 1$
- $K_m = 1,177$
- $K_v = 1,315$
- $K_B = 1$
- $F_t = 17167 \text{ N}$
- $F = 34 \text{ mm}$
- $J = 0,36$
- $m = 2$

Esfuerzos flexionantes admisibles:

$$S_{at} > 48,46 \frac{1 * 1 * 1,1}{0,92} = 58,16 \text{ MPa}$$

Datos:

- $S_t = 48,46 \text{ MPa}$
- $K_R = 1$
- $K_T = 1$
- $Y_N = 0,92$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página **91** de **113**

Esfuerzo de contacto esperado:

$$S_c = 191 \sqrt{1,25 * 1 * 1,177 * 1,315 * \frac{17167}{34 * 0,08 * 56 * 28}} = \mathbf{531,88 \text{ MPa}}$$

Datos:

- $C_p = 191$
- $K_o = 1,25$
- $K_s = 1$
- $K_m = 1,177$
- $K_v = 1,315$
- $F_t = 17167 \text{ N}$
- $F = 34 \text{ mm}$
- $l = 0,08$
- $D = 56 \text{ mm}$

Esfuerzos de contacto admisible:

$$S_{ac} > 531,88 \frac{1*1*1,1}{0,87} = \mathbf{669, 77 \text{ MPa}}$$

Datos:

- $S_c = 531,88 \text{ MPa}$
- $K_R = 1$
- $K_T = 1$
- $Z_N = 0,87$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 92 de 113

Comprobación de la dureza del material:

Recopilando los esfuerzos admisibles calculados tanto para flexión como para picadura se tienen los siguientes resultados:

- $S_{at} > 58,16 \text{ MPa}$
- $S_{ac} > 669,77 \text{ MPa}$

Frente a flexión:

$$H_B \geq \frac{S_{at} - 88,3}{0,533} = \frac{58,16 - 88,3}{0,533} = 56,6$$

Frente a picadura:

$$H_B \geq \frac{S_{ac} - 200}{2,22} = \frac{669,77 - 200}{2,22} = 211,7$$

Puesto que la dureza del material es de $H_B = 262$, los dientes aguantan perfectamente los esfuerzos.

- **Dentado de acoplamiento del engranaje:**

- $m = 2$
- $F = 12 \text{ mm}$
- $Z = 40 \text{ dientes}$
- $D = 80 \text{ mm}$
- $V_t = 6,24 \text{ m/s}$
- $F_t = 12017 \text{ N}$
- $C_p = 191 \sqrt{\text{MPa}}$
- $K_v = 1,373$
- $K_o = 1,25$
- $K_s = 1$
- $K_m = 1,153$
- $K_b = 1$
- $C_H = 1$
- $K_T = 1$
- $K_R = 1$
- $SF = 1,1$
- $J = 0,36$
- $I = 0,08$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 93 de 113

- $Y_N = 0,92$
- $Z_N = 0,87$

Esfuerzos flexionantes esperados:

$$S_t = 1,25 * 1 * 1,153 * 1,373 * 1 \frac{12017}{12 * 2 * 0,36 * 40} = 68,76 \text{ MPa}$$

Datos:

- $K_o = 1,25$
- $K_s = 1$
- $K_m = 1,153$
- $K_v = 1,373$
- $K_B = 1$
- $F_t = 12017 \text{ N}$
- $F = 34 \text{ mm}$
- $J = 0,36$
- $m = 2$

Esfuerzos flexionantes admisibles:

$$S_{at} > 68,76 \frac{1 * 1 * 1,1}{0,92} = 82,57 \text{ MPa}$$

Datos:

- $S_t = 68,76 \text{ MPa}$
- $K_R = 1$
- $K_T = 1$
- $Y_N = 0,92$

Esfuerzo de contacto esperado:

$$S_c = 191 \sqrt{1,25 * 1 * 1,177 * 1,315 * \frac{12017}{12 * 0,08 * 80 * 40}} = 530,23 \text{ MPa}$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 94 de 113

Datos:

- $C_p = 191$
- $K_o = 1,25$
- $K_s = 1$
- $K_m = 1,153$
- $K_v = 1,373$
- $F_t = 12017 \text{ N}$
- $F = 12 \text{ mm}$
- $l = 0,08$
- $D = 80 \text{ mm}$

Esfuerzos de contacto admisible:

$$S_{ac} > 530,23 \frac{1*1*1,1}{0,87} = 667,69 \text{ MPa}$$

Datos:

- $S_c = 530,23 \text{ MPa}$
- $K_R = 1$
- $K_T = 1$
- $Z_N = 0,87$

Comprobación de la dureza del material:

Recopilando los esfuerzos admisibles calculados tanto para flexión como para picadura se tienen los siguientes resultados:

- $S_{at} > 82,57 \text{ MPa}$
- $S_{ac} > 667,69 \text{ MPa}$

Frente a flexión:

$$H_B \geq \frac{S_{at}-88,3}{0,533} = \frac{82,57-88,3}{0,533} = 10,8$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página 95 de 113

Frente a picadura:

$$H_B \geq \frac{S_{ac} - 200}{2,22} = \frac{667,69 - 200}{2,22} = \mathbf{210,7}$$

Puesto que la dureza del material es de $H_B = 262$, los dientes aguantan perfectamente los esfuerzos.

9. SELECCIÓN DEL LUBRICANTE

El tipo de lubricación empleado será por borboteo, es el más extendido y seguro para engranajes con carcasa cerrada ya que no es necesario el uso de bombas ni ningún otro tipo de sistema auxiliar.

Para la selección del lubricante, se usa la tabla presente en la norma AGMA 9005-E02. Dicha tabla presenta el grado ISO de viscosidad del lubricante en función de la velocidad de la línea de paso y la máxima temperatura de trabajo deseada. Puesto que a la hora de seleccionar los factores de temperatura para engranajes y ejes se tomó la hipótesis de que éstos no pasarían de 100°C, la máxima temperatura de trabajo seleccionada serán 80°C dejando así un margen de seguridad de 20°C.

Por otro lado, las velocidades de la línea de paso de las diferentes parejas de engranajes son:

- Primera etapa, primera velocidad: 9,8 m/s
- Primera etapa, segunda velocidad: 13,5 m/s
- Segunda etapa, primera velocidad: 2,7 m/s

La norma recomienda para las reductoras de múltiples etapas y velocidades seleccionar el lubricante en base a la menor velocidad de la línea de paso puesto que para mantener una capa suficiente de lubricante entre los dientes a bajas velocidades, la viscosidad debe ser mayor.



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Table B-1 - Viscosity grade¹⁾ at bulk oil operating temperature for oils having a viscosity index of 90²⁾

Temp °C	Pitch line velocity, m/s ³⁾							
	1.0 - 2.5	2.5	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0
10	32							
15	46	32						
20	68	46	32					
25	68	46	32					
30	100	68	46	32				
35	100	100	68	46	32			
40	150	100	68	46	32	32	32	
45	220	150	100	68	46	46	32	32
50	320	220	150	100	46	46	46	32
55	460	220	150	100	68	68	68	46
60	460	320	220	150	68	68	68	46
65	680	460	320	220	150	100	100	68
70	1000	680	320	220	150	100	100	68
75	1500	680	460	320	220	150	150	100
80	2200	1000	680	460	220	220	220	150
85	3200	1500	1000	460	320	220	220	150
90	3200	2200	1000	680	460	320	320	220
95		3200	1500	1000	460	460	320	220
100		3200	2200	1000	680	460	460	320

Una vez seleccionado el grado ISO de viscosidad, en este caso 1000, se elige un lubricante del catálogo de REPSOL que cumpla con esta característica.

SUPER TAURO							
Lubricante para engranajes industriales con elevados requerimientos de carga.							
GRADO ISO	Viscosidades			Punto de		FZG escalon min.	Nivel de calidad DIN 51517 / ISO 6743/B
	cSt (40 °C)	cSt (100 °C)	Índice de Viscosidad	Congelación [°C]	Inflamación [°C]		
68	68	8,8	98	-9	190	12	CLP/CKD
100	100	11,3	99	-9	195	12	CLP/CKD
150	150	14,6	96	-9	200	12	CLP/CKD
220	220	19,0	95	-9	205	12	CLP/CKD
320	320	24,0	95	-9	210	12	CLP/CKD
460	460	29,7	95	-9	215	12	CLP/CKD
680	680	40,0	95	-9	215	12	CLP/CKD
1000	1000	50,0	100	-6	230	12	CLP/CKD



El volumen indicado para llenar la carcasa es de 130 litros; calculado restando al volumen total de la carcasa inferior el de los engranajes sumergidos en el lubricante hasta la altura en la que un tercio del radio del engranaje más pequeño quede introducido en el aceite.

La norma recomienda sustituir el lubricante cada 2500 horas de trabajo o cada seis meses, en caso de que se alcance antes este requisito.

10. TORNILLOS

Será necesario emplear tornillos por un lado para anclar la reductora al suelo e impedir su desplazamiento y por otro lado para mantener unidas las dos mitades de la carcasa presionando la junta y que así no existan fugas de lubricante.

Cálculos:

A continuación, se procederá a describir el cálculo realizado para los diferentes tornillos. Para que el tornillo aguante a fluencia se debe cumplir que:

$$\eta = \frac{S_p A_t}{C P + F_i} > 1$$

$$P = \frac{P_{total}}{N}$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$K_m = \frac{0,5774 \pi E d}{\ln \frac{(1,155 t + D - d)(D + d)}{(1,155 t + D - d)(D - d)}}$$

$$K_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

$$F_i = 0,75 * A_t * S_p$$

Donde:

- F_i = precarga.
- P_{total} = carga externa de tensión total aplicada a la unión.
- P = carga externa de tensión soportada por cada tornillo.



- C = fracción de la carga externa P soportada por el perno.
- N = número de pernos en la unión.
- A_t = área de esfuerzo sometida a tensión.
- A_d = área del diámetro mayor del sujetador.
- l_t = longitud de la parte roscada del agarre.
- l_d = longitud de la parte sin roscar en agarre.
- S_p = resistencia de prueba mínima
- d = diámetro del tornillo
- D= Diámetro de la arandela o distancia entre caras de la cabeza del tornillo en caso de no haberla.
- t = espesor de cada parte de la junta.
- K_m = rigidez de los elementos de la junta.
- K_b = rigidez efectiva del sujetador.

10.1 Tornillos de anclaje al suelo

Puesto que las fuerzas tangenciales y radiales provocadas por los engranajes tienen una reacción opuesta en su correspondiente pareja, no se transmiten fuerzas externas que provoquen el desplazamiento de la reductora más allá de las vibraciones existentes durante el funcionamiento. Por esta razón no se calcularán los tornillos frente a carga externa, únicamente se determinará el par de apriete necesario.

$$T = K F_i d$$

$$F_i = 0,75 * A_t * S_p \text{ (para tornillos reutilizables)}$$

- $A_t = 92,1 \text{ mm}^2$ (debido a tratarse de un tornillo de tamaño M12 y paso fino)
- $S_p = 225 \text{ MPa}$ (puesto que es un tornillo de clase 4.6)
- $K = 0,2$ (para tornillos con acabado galvanizado)

$$F_i = 0,75 * 92,1 * 225 = 15541,9 \text{ N}$$

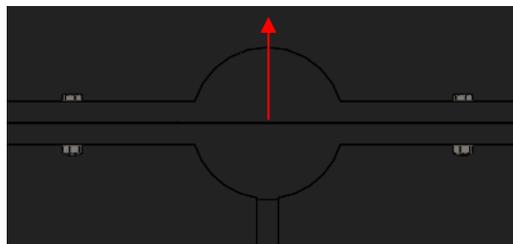
$$T = 0,2 * 15541,9 * 12 = 37,3 \text{ Nm}$$



Se emplearán 6 tornillos de tamaño M 12 de cabeza hexagonal con una longitud total de 60 mm y una longitud de rosca de 38 mm. Los tornillos serán de clase 4.6.

10.2 Tornillos para cerrar las dos mitades de la carcasa

Para hacer el estudio de resistencia de los tornillos que unen las dos mitades de la carcasa se considerará la pareja de tornillos que esté más solicitada. Esta pareja es la que se encuentra a ambos lados del alojamiento para el rodamiento derecho del eje 2. El eje ejerce una fuerza vertical de 17,9 kN hacia arriba que tiende a separar la parte superior de la carcasa. El espesor de cada uno de los labios que componen la junta mide 20 mm. Los tornillos seleccionados serán de tamaño M10 y cabeza hexagonal con una longitud total de 50mm y una longitud de la rosca de 26mm. Los tornillos serán de clase 5.8.



$$P = \frac{P_{total}}{N} = \frac{17900}{2} = 8950 \text{ N}$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{364969,7}{364969,7 + 846167,1} = 0,301$$

$$K_m = \frac{0,5774 \pi E d}{2 \ln\left(5 \frac{0,5774 l + 0,5 d}{0,5774 l + 2,5 d}\right)} = \frac{0,5774 \pi 100000 10}{2 \ln\left(5 \frac{0,5774 40 + 0,5 10}{0,5774 40 + 2,5 10}\right)} = 846167,1 \text{ N/mm}$$

$$K_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} = \frac{78,5 61,2 207000}{78,5 16 + 61,2 24} = 364969,7 \text{ N/mm}$$

$$A_d = \pi \frac{10^2}{4} = 78,5 \text{ mm}^2$$

$$F_i = 0,75 * A_t * S_p = 0,75 * 61,2 * 380 = 17442 \text{ N}$$

$$\eta = \frac{S_p A_t}{C P + F_i} = \frac{380 61,2}{0,301 8950 + 17442} = 1,15 > 1$$



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página **100** de **113**

Puesto que se ha hecho el estudio para los tornillos más solicitados, se da por hecho que el resto cumplirá más holgadamente con las solicitudes.

Para la unión de las dos mitades de la carcasa se emplearán 12 tornillos M10 de cabeza hexagonal con una longitud total de 50mm y una longitud de la rosca de 26mm. Los tornillos serán de clase 5.8.

11. PALANCA PARA EL CAMBIO DE MARCHAS

El mecanismo diseñado para accionar el cambio de marchas consiste en una palanca que gira en torno a un bulón. La palanca posee forma esférica en la parte inferior, la cual desliza en el interior de otra pieza en forma de “U” empujando horizontalmente a la horquilla que a su vez desplaza la corona del sincronizador. El material utilizado para la fabricación de este mecanismo será un acero AISI 1020.

La palanca presenta el doble de distancia entre el bulón y el mango que entre la zona esférica y el bulón por lo que la fuerza aplicada con la mano se duplicará.



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página **101** de **113**



Se realizará el cálculo de la resistencia del mecanismo mediante el complemento de análisis de elementos finitos de SolidWorks. La fuerza se aplicará en la parte superior de la palanca, en la cual irá insertado un mango de goma para mayor comodidad. El valor de dicha fuerza será de 400 Newtons pues según diferentes estudios es la fuerza máxima media que puede ejercer un ser humano, siendo este el caso más desfavorable.

Al agujero en el que irá insertado el bulón de giro se le introduce una restricción de tipo bisagra y a la esfera inferior que será la que transmite la fuerza a la varilla horizontal se le pone una restricción de geometría fija.



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página **102** de **113**



Resultados:

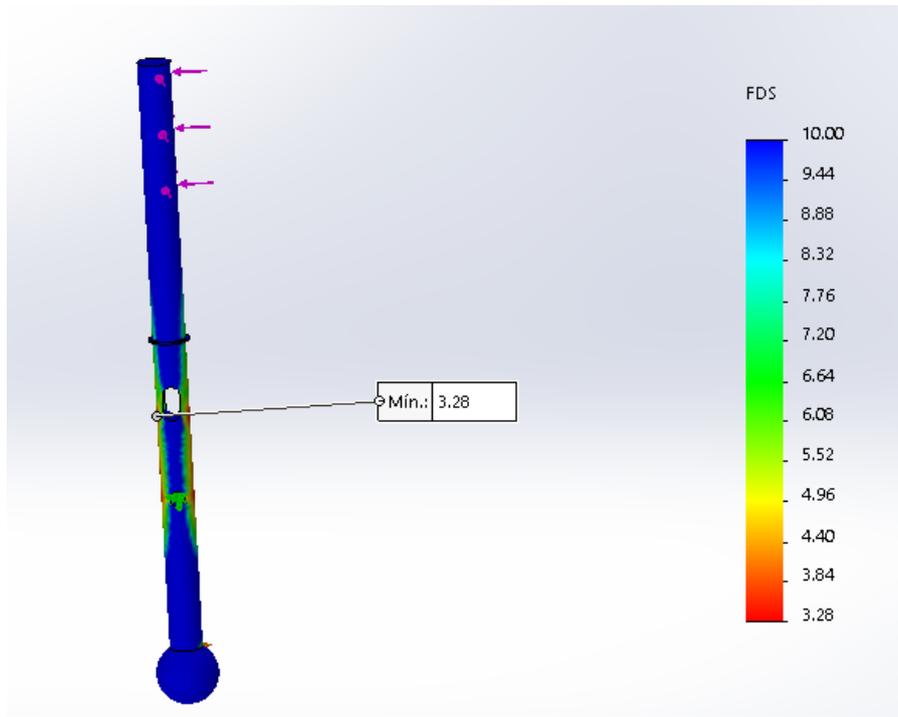
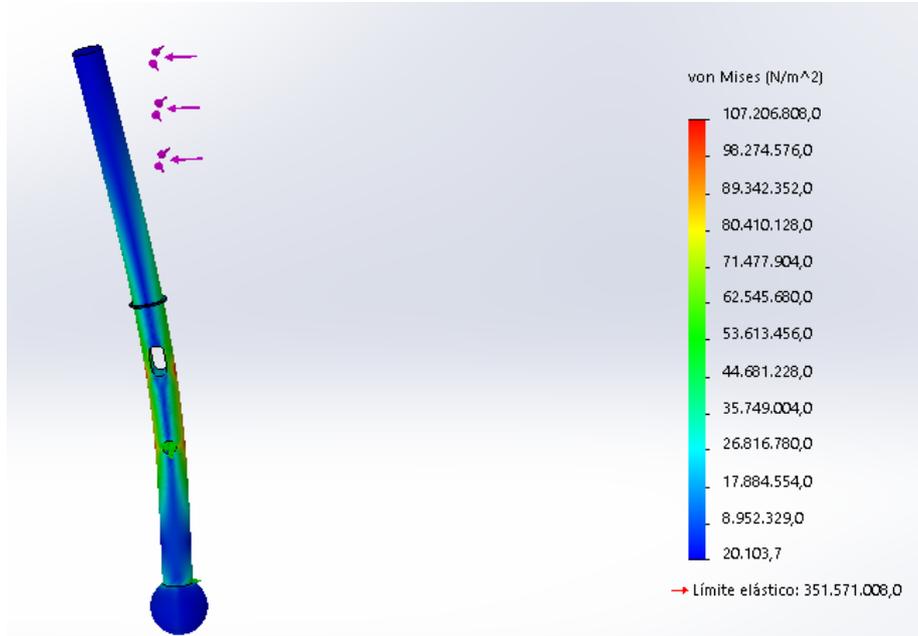


DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página **103** de **113**



En vista de los resultados, la palanca aguanta sim problemas la fuerza de 400 N, presentando un factor de seguridad mínimo de **3,28**.



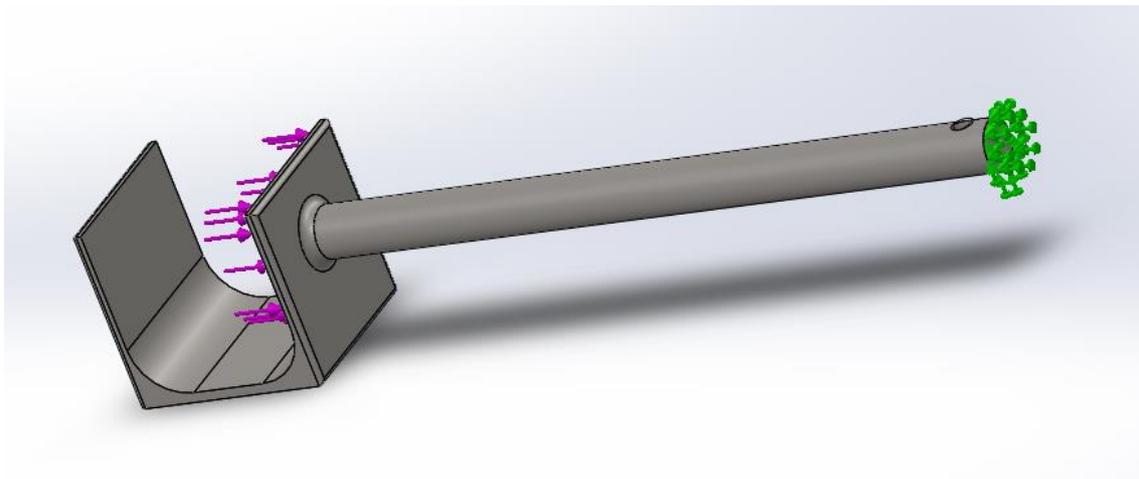
DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

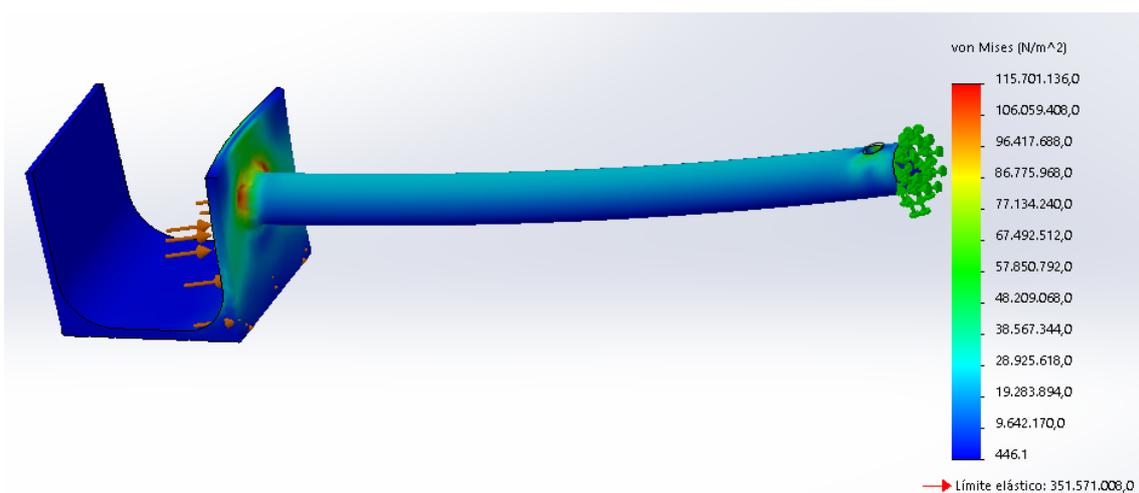
Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

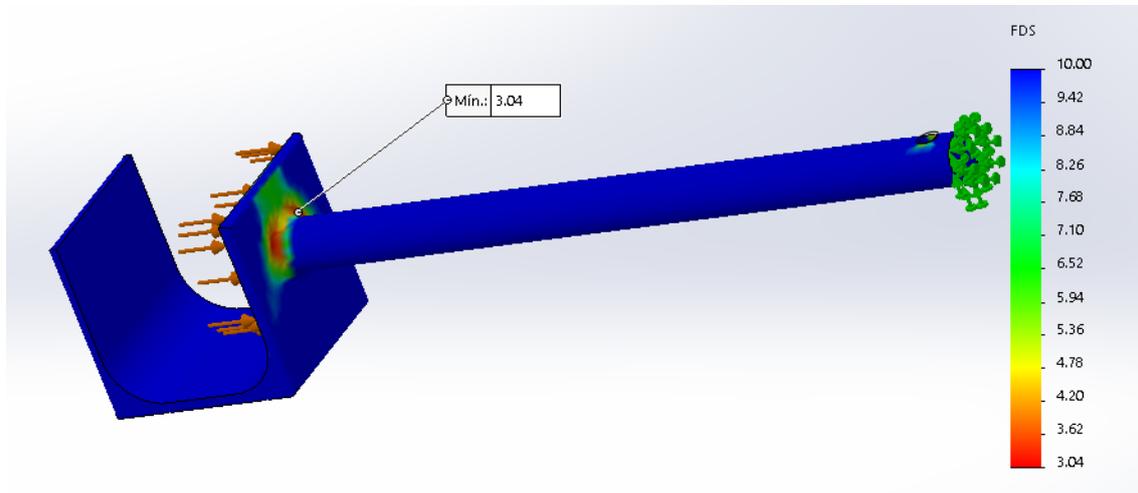
Página **104** de **113**

Para el estudio de la varilla horizontal, se coloca una fuerza de 800 N (el mecanismo duplica la fuerza aplicada) en dirección horizontal en la zona en la que irá insertada la parte esférica de la palanca. Por otro lado, al extremo que irá insertado en la horquilla se le pone una restricción de geometría fija. Esta pieza también estará fabricada en acero AISI 1020.



Resultados:

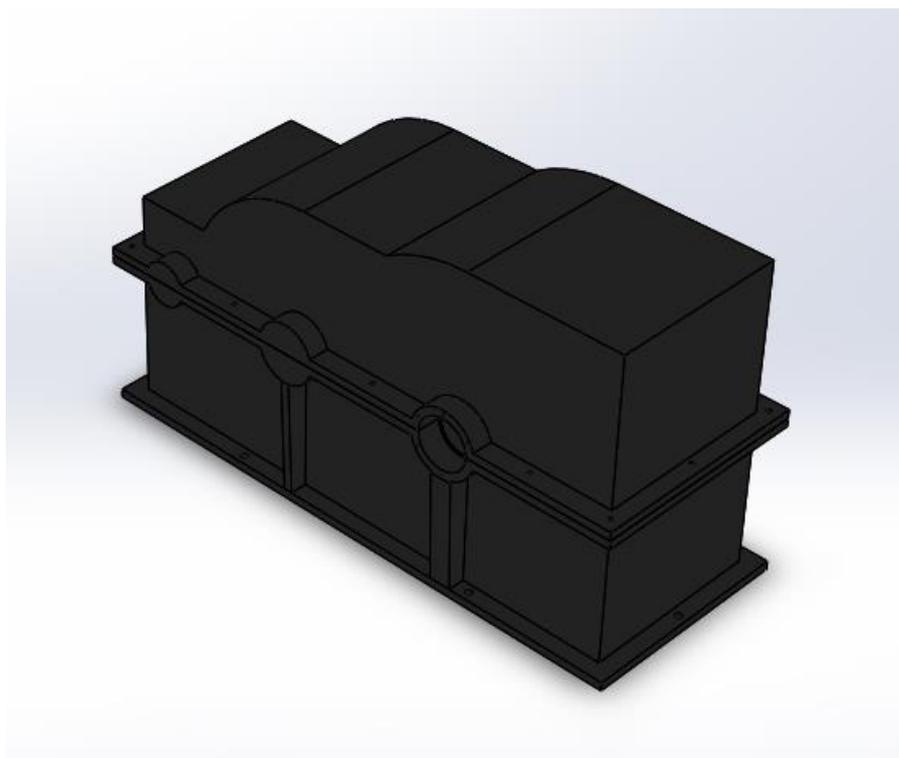




La pieza presenta un factor de seguridad mínimo de 3 por lo que soportará sin problemas el esfuerzo aplicado.

12. CARCASA

La carcasa será fabricada en fundición gris FG-20 elaborando un molde de arena con la forma seleccionada y vertiendo en su interior el material fundido. Estará compuesta de dos mitades las cuales irán unidas mediante 12 tornillos de tamaño M10.





DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

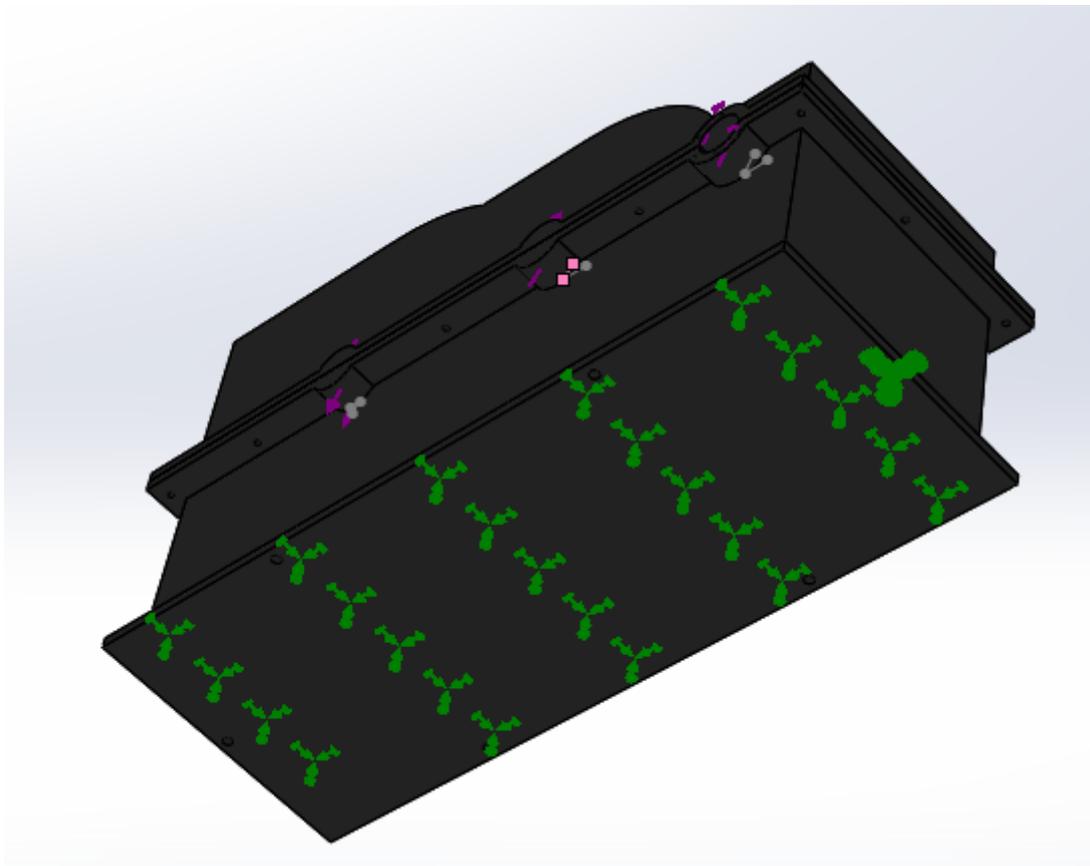
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 106 de 113

A continuación, se procederá a realizar una simulación mediante el método de elementos finitos con el software SolidWorks. Las cargas introducidas son las reacciones en los apoyos de los ejes, las cuales se calcularon en el apartado 5. **Diseño de los ejes**. Se muestran en la siguiente tabla a modo de resumen:

	Apoyo izquierdo [kN]	Apoyo derecho [kN]
Eje 1	$R_v = 3,87$	$R_v = 3,76$
	$R_H = 1,41$	$R_H = 1,37$
Eje 2	$R_v = 2,17$	$R_v = 1,79$
	$R_H = 1,27$	$R_H = 8,25$
Eje 3	$R_v = -6,03$	$R_v = -21,6$
	$R_H = -2,68$	$R_H = -9,62$

Una vez seleccionado el material, fundición gris FG-20, se introducen las sujeciones; la carcasa estará unida a una losa de hormigón mediante 6 tornillos M16 que impedirán cualquier tipo de movimiento del mecanismo con respecto al suelo por lo que se simulará haciendo fija la cara inferior.





DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

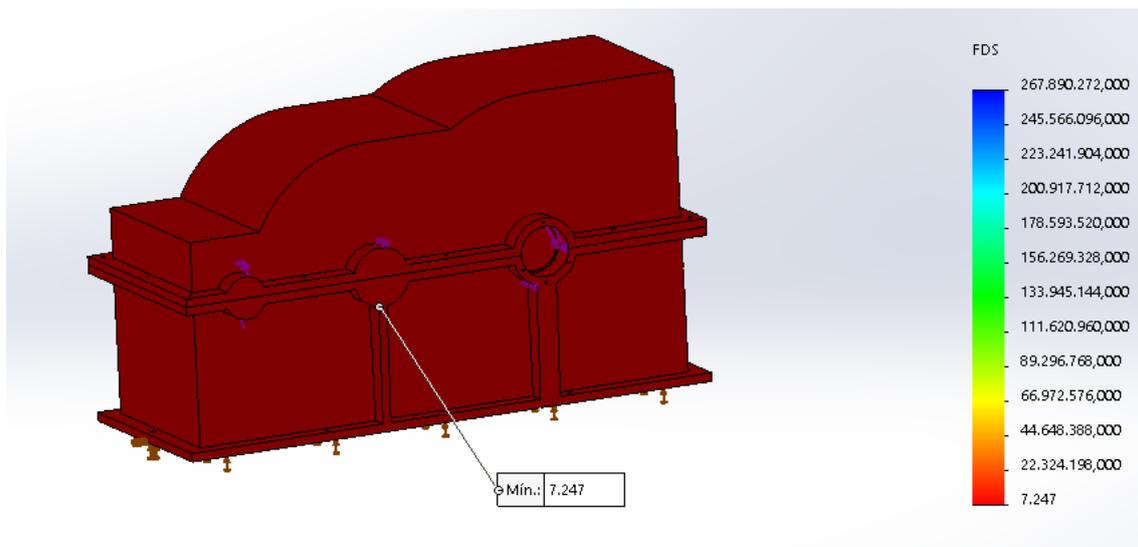
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 107 de 113

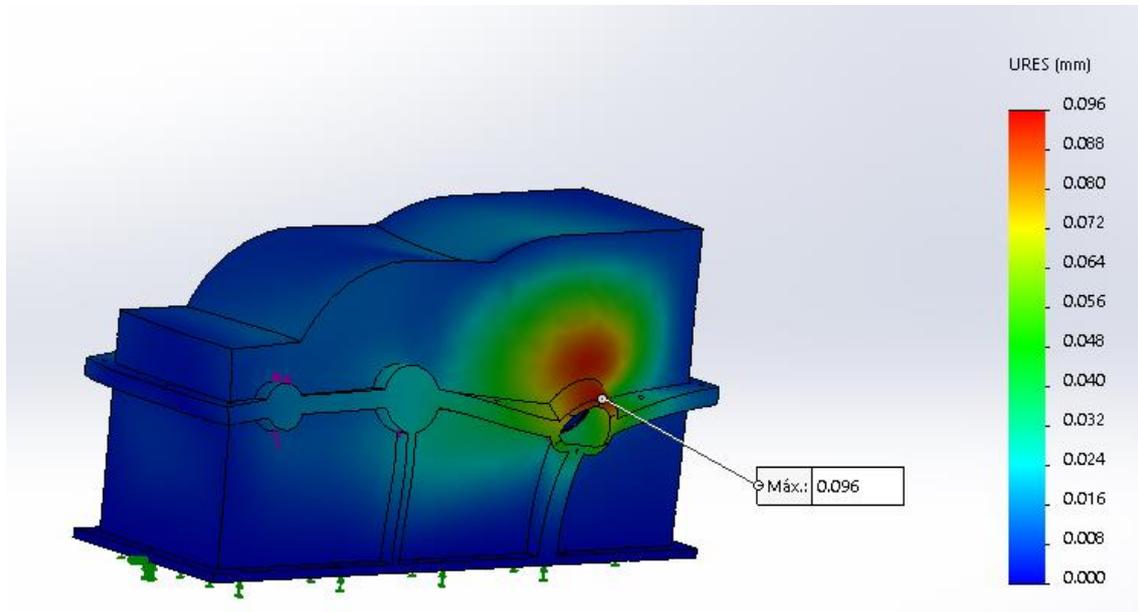
A continuación, se introducen las cargas enumeradas en la tabla anterior sobre los alojamientos en los que irán introducidos los rodamientos teniendo en cuenta la dirección correcta. Tras este último paso se malla el modelo con una malla basada en curvatura y se procede a ejecutar la simulación.

Resultados:

El factor de seguridad frente a fluencia da de un valor mínimo de 7,3 por lo que aguantará perfectamente los esfuerzos

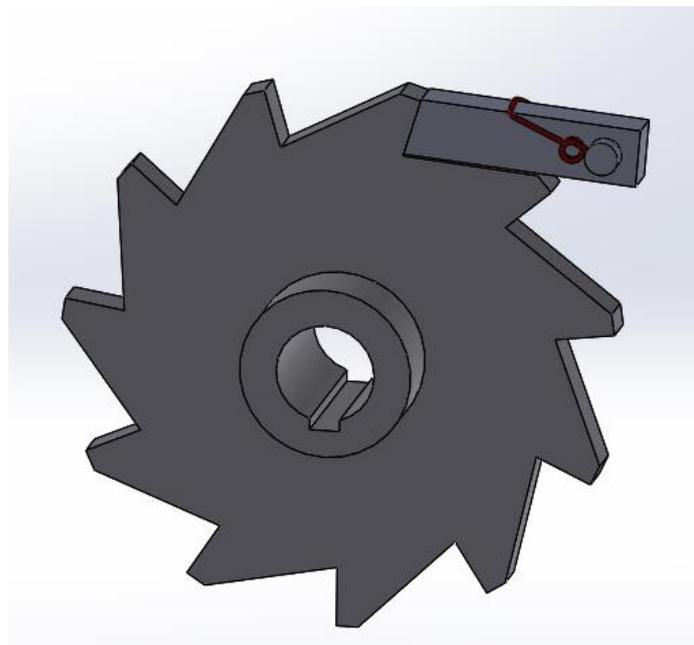


Los desplazamientos en un principio daban bastante elevados por lo que fue necesario añadir dos nervios, uno de 20 mm de ancho y otro de 50 mm bajo el alojamiento para los ejes que presentan mayores reacciones. Se consigue así reducir el mayor desplazamiento hasta un valor de 0,09 mm, el cual es aceptable.



13. TRINQUETE

Debido a que se trata de un elevador vertical, el mecanismo no mantiene la inercia tras dejar de aportar potencia por parte del motor. Debido a este hecho, en lugar de introducir un embrague, se instalará un trinquete que impida que caiga la carga cuando el motor no esté funcionando puesto que los cambios de marcha se realizarán con el motor apagado. El material utilizado en la fabricación de la rueda y el bulón será un **AISI 3140** y el empleado en la fabricación de la uña un **AISI 1040**. El mecanismo tendrá un resorte de torsión que empuje a la uña contra los dientes de la rueda.





DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

Antonio José Cerrillo Valverde

Página **109** de **113**

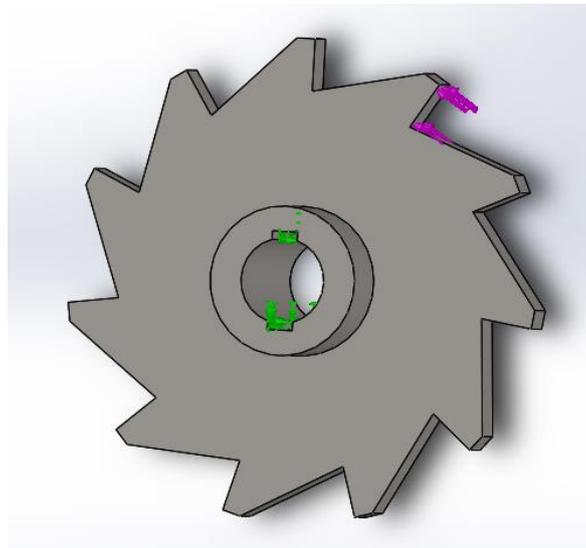
La fuerza que tendrá que soportar el trinquete será la provocada a raíz del par producido por la carga del elevador sobre el eje de transmisión. Tal y como se calculó en el primer apartado, la carga que sostiene el elevador es de 2000 kg y dado que el rodillo es de 500 mm:

$$T = m g r = 2000 * 9,8 * 0,5 = 4900 \text{ N m}$$

Puesto que la rueda del trinquete posee un radio de 150 mm, la fuerza aplicada por la uña en la cara del diente será de:

$$F = 4900/0,150 = 32666,7 \text{ N}$$

Se aplica la hipótesis de geometría fija en las caras en las que irán apoyadas las chavetas que lo unen al eje. Se introducen dos chavetas puesto que, al realizar el cálculo con una sola, los esfuerzos en el chavetero eran demasiado elevados.





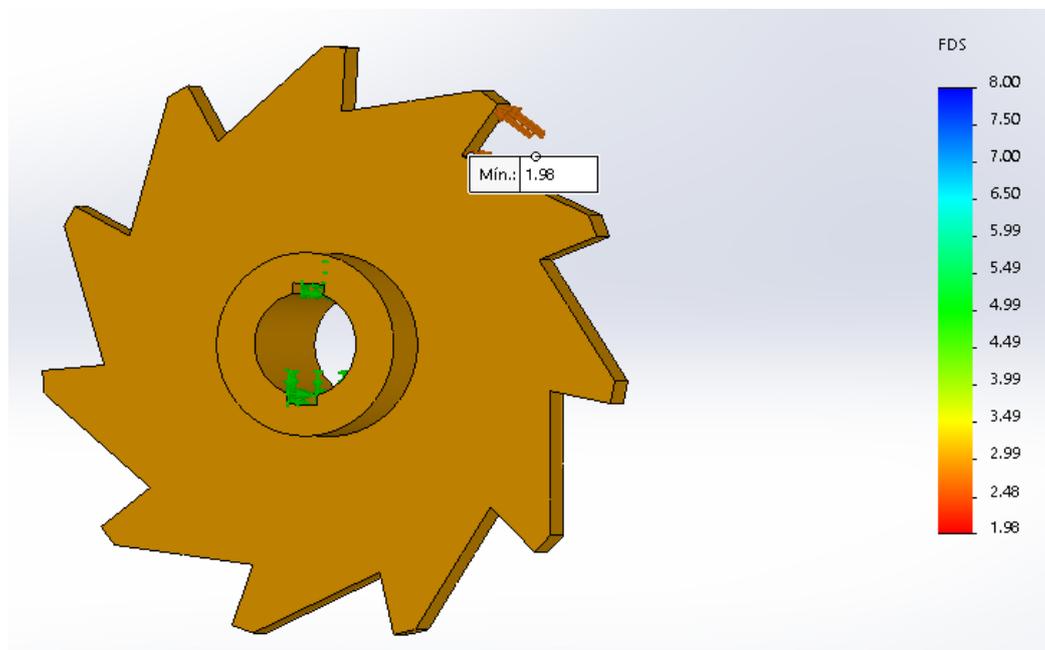
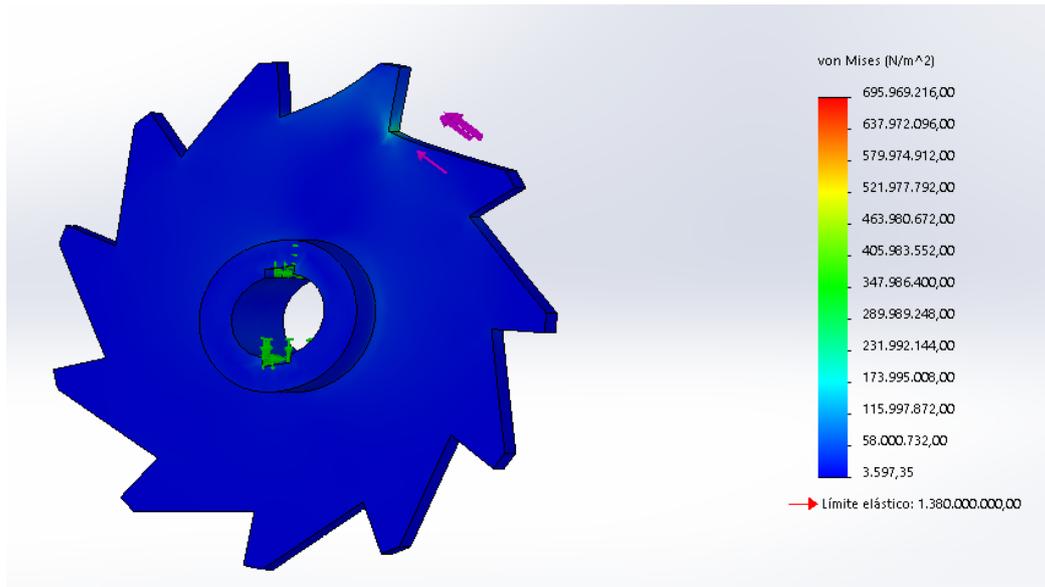
DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página 110 de 113

Resultados:



Se obtiene un factor de seguridad mínimo de 1,98 por lo que aguantará la fuerza ejercida.



DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

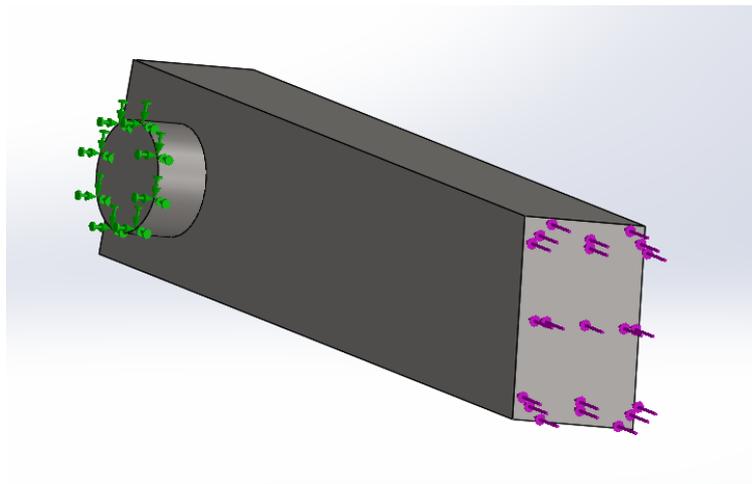
ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:

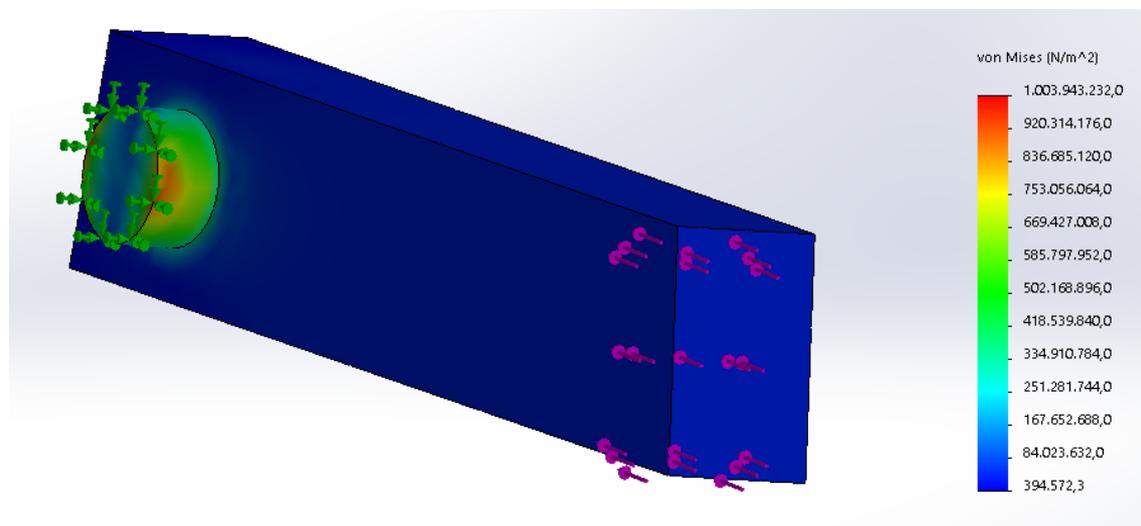
Antonio José Cerrillo Valverde

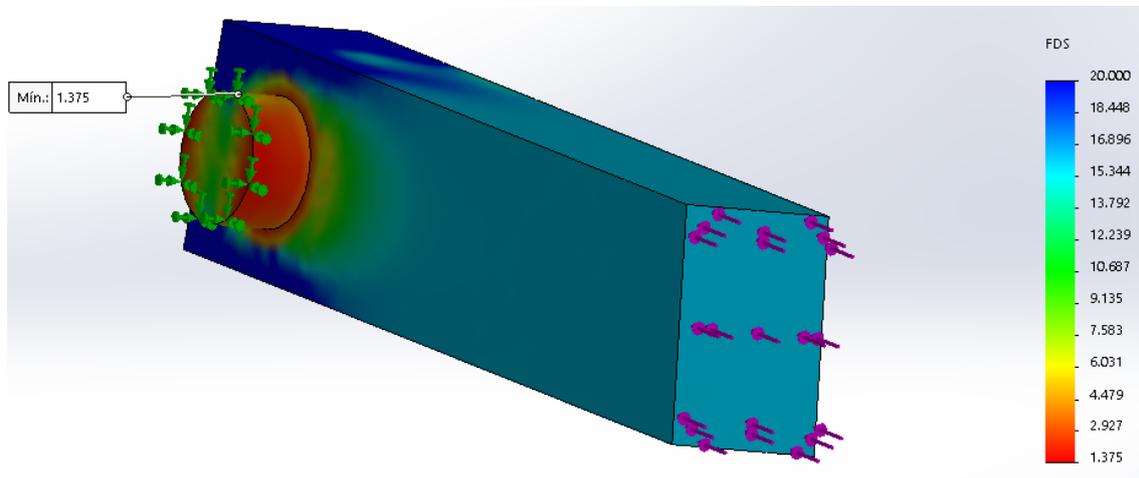
Página 111 de 113

Para el cálculo del bulón y la uña se introduce la hipótesis de geometría fija en el extremo del bulón que irá soldado a una placa de acero y se introduce la fuerza de 32666 N calculada anteriormente en dirección perpendicular a la cara que irá apoyada contra el diente de la rueda.



Resultados:





La zona que presenta mayor esfuerzo se encuentra en la zona del bulón que irá pegada a la placa de acero, presentando un factor de seguridad de **1,37** pero al ser superior a la unidad cumple aguantará el esfuerzo.

14. RETENES Y JUNTA

Para evitar fugas de aceite al exterior, se disponen por un lado retenes de caucho NBR ya que es uno de los materiales más extendidos en la fabricación de dichos productos, y por otro lado una junta de Klingerit para situar entre las dos mitades de la carcasa. Los retenes se situarán entre los rodamientos y las tapas de los ejes de entrada y salida; en el extremo donde el eje conecta con el motor y en el extremo del eje de salida donde se conecta con el del elevador. Los retenes se seleccionan del catálogo de SKF, dependiendo las medidas de éstos del diámetro del eje, del diámetro del alojamiento y del espesor del hueco reservado a situar dicho elemento.

El tipo de retenes seleccionados son:

EJE DE ENTRADA SKF 35x72x10 HMS5

EJE DE SALIDA SKF 65x100x10 HMS5



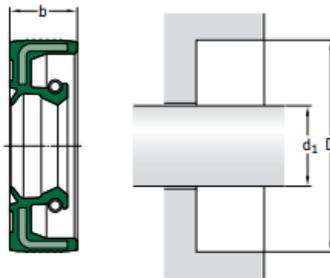
DISEÑO DE UNA REDUCTORA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE CON ETAPA FINAL DE DOBLE HELICOIDAL PARA EL MECANISMO DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

ANEJO CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Realizado por:
Antonio José Cerrillo Valverde

Página **113** de **113**

Retenes radiales de eje HMS5 y HMSA10
 d_1 28 – 43 mm



Dimensiones			Designación	ISO/DIN
Eje	Agujero	Anchura del retén		
d_1	D	b		
mm			-	-
35	72	10	35x72x10*	
65	100	10	65x100x10*	