



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIEROS  
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

# ESTUDIO COMPARATIVO DE METODOLOGÍAS EN EL DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS

AUTOR: Manuel Ruiz Navarro

TUTOR: Josep Lluís Suñer Martínez

Curso Académico: 2016-17



---

# ÍNDICE

---

## ÍNDICE

<b>1. RESUMEN Y OBJETO DEL PROYECTO</b>	<b>1</b>
<b>2. MANUAL TEÓRICO E HIPÓTESIS DE CÁLCULO</b>	<b>3</b>
2.1. ÁRBOLES Y EJES	4
2.1.1. Determinación de fuerzas actuantes	
2.1.2. Determinación de momentos flectores en el eje	
2.1.3. Diseño a fatiga	
2.2. RODAMIENTOS	8
2.2.1. Descripción del componente	
2.2.2. Cálculo de vida en rodamientos	
2.3. DISEÑO DE TRANSMISIONES POR ENGRANAJES	15
2.3.1. Cálculo de tensiones equivalentes	
2.3.2. Condiciones reales de funcionamiento	
2.3.3. Seguridad frente al fallo	
<b>3. DESCRIPCIÓN Y RESOLUCIÓN DE LOS CASOS DE ESTUDIO</b>	<b>21</b>
3.1. INTRODUCCIÓN A LA RESOLUCIÓN DE LOS CASOS DE ESTUDIO	22
3.2. CASO DE ESTUDIO 1: ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL EJE	24
3.2.1. Resolución analítica	
3.2.2. Resolución Autodesk Inventor	
3.2.3. Resolución MSC Adams	
3.3. CASO DE ESTUDIO 2: DISEÑO DE RODAMIENTOS	48
3.3.1. Resolución analítica	
3.3.2. Resolución Autodesk Inventor	
3.3.3. Resolución MSC Adams	
3.4. CASO DE ESTUDIO 3: DISEÑO DE TRANSMISIONES	62
3.4.1. Resolución analítica	
3.4.2. Resolución Autodesk Inventor	
3.4.3. Resolución MSC Adams	
<b>4. COMPARATIVA DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES</b>	<b>75</b>
4.1. RESULTADOS CASO DE ESTUDIO 1	76
4.2. RESULTADOS CASO DE ESTUDIO 2	76
4.3. RESULTADOS CASO DE ESTUDIO 3	77
4.4. CONCLUSIONES	77
<b>5. PRESUPUESTO</b>	<b>79</b>
<b>6. ANEXOS</b>	<b>81</b>
6.1. MODELADO SIMPLIFICADO DE SISTEMAS EN CAD 3D	82
<b>7. BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>112</b>



---

**1**

**RESUMEN Y OBJETO  
DEL PROYECTO**

---

## 1. RESUMEN Y OBJETO DEL PROYECTO

El presente proyecto tiene como objeto principal el desarrollo de un *Estudio Comparativo de Metodologías en el Diseño de Elementos de Máquinas*, como son: árboles y ejes, rodamientos y transmisiones. Para acometer el diseño de tales componentes, resulta necesario analizar y determinar los esfuerzos a los que están sometidos los mismos cuando el sistema mecánico en el cual están integrados se encuentra bajo unas determinadas condiciones de funcionamiento.

Por tanto, el objetivo es identificar las diferencias entre el estudio y diseño de elementos de máquinas llevado a cabo de manera analítica, y el mismo desarrollo mediante el uso de herramientas de software como son *Autodesk Inventor* y *MSC Adams*. Para ello, se plantearán diferentes casos de estudio, en los que, tomando la resolución simplificada analítica como referencia, se pretende determinar la funcionalidad de ambas metodologías para modelar y ensamblar sistemas mecánicos, fijar las condiciones de funcionamiento y realizar la simulación dinámica de acuerdo a unas determinadas especificaciones. Seguidamente, se procederá a la determinación de esfuerzos sobre cada componente y por último a realizar los cálculos relativos a la seguridad y diseño de los mismos.

Por lo que respecta a las metodologías a estudiar, *Autodesk Inventor* se presente como un software de CAD 3D para el desarrollo de productos que ofrece herramientas para el diseño mecánico, siendo objeto del presente estudio determinar el potencial de dichas herramientas de diseño. Por otra parte, la función principal de *MSC Adams* se define como una ayuda para los ingenieros en el estudio de la dinámica de partes móviles y de cómo las fuerzas se distribuyen a lo largo de sistemas mecánicos, por lo que mediante el desarrollo de este proyecto se pretende profundizar en dicha funcionalidad.

En definitiva, con el presente proyecto se pretende establecer las bases de ambas metodologías, consiguiendo una alta fidelidad de resultados, y facilitando así el diseño de elementos de máquinas para su validación en función de sus requisitos específicos dentro de un proceso de ingeniería de sistemas mecánicos.

---

**2**

**MANUAL TEÓRICO E HIPÓTESIS DE  
CÁLCULO**

---

## 2. MANUAL TEÓRICO E HIPÓTESIS DE CÁLCULO

Como punto de partida del presente proyecto, se toma como base teórica de la resolución de los casos de estudio planteados posteriormente, las siguientes especificaciones e hipótesis de cálculo, cuyo desarrollo ha sido extraído de los capítulos “Árboles y ejes”, “Rodamientos” y “Transmisiones”, de la referencia bibliográfica “Diseño de Máquinas” de la editorial de la *Universitat Politècnica de València*.

### 2.1. ÁRBOLES Y EJES

Un árbol es un componente rotatorio, en general de sección circular y metálico, que se utiliza para soportar componentes giratorios, transmitir momentos torsores y movimiento. Los árboles o ejes trabajan en un amplio rango de condiciones ambientales y sometidos en general a diferentes tipos de cargas, como torsión, flexión, axiales o combinaciones de las anteriores. También pueden aparecer tensiones debidas a las vibraciones.

En el diseño de estos componentes deben tenerse en cuenta diferentes consideraciones. Las dos más importantes hacen referencia a la deformación y a la resistencia:

- *Deformación*: Deben diseñarse con una rigidez adecuada para evitar deformaciones excesivas a torsión, así como problemas de vibraciones torsionales que pueden causar el fallo prematuro de cojinetes o afectar al correcto funcionamiento de engranajes.
- *Resistencia*: En cuanto a la resistencia, en general la causa de fallo más común es la fatiga. El fallo normalmente comienza en el punto más desfavorable, típicamente en un concentrador de tensiones. Además, en ocasiones también pueden aparecer otros tipos de fallos, como la fractura frágil (a temperaturas bajas) o el creep (a temperaturas elevadas).

#### 2.1.1. DETERMINACIÓN DE FUERZAS ACTUANTES

En general los árboles o ejes soportan elementos de transmisión de potencia, como engranajes, poleas de fricción, transmisiones por cadena, etc. Para calcular las fuerzas que actúan sobre el árbol (eje capaz de transmitir momentos torsores), el dato básico de partida será generalmente el momento torsor que se transmite al árbol ( $T$ ). Siendo ese torsor  $T$  igual al cociente entre la potencia transmitida y la velocidad de rotación. A continuación, se analizarán las fuerzas transmitidas al eje por transmisiones de tipo cilíndrico y de tipo cónico, las cuales constituyen el tipo de transmisión más utilizado, puesto que sirven para una gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión muy amplia.

##### Engranajes cilíndricos de dientes rectos

En ausencia de rozamiento, la fuerza de contacto entre dos perfiles de evolvente engranados ( $F_n$ ) será normal a las superficies en el punto de contacto. Por lo tanto, su dirección coincidirá con la línea de acción (línea tangente a las circunferencias base de los dos engranajes). La orientación de la línea de acción se describe por el ángulo de presión, que es el ángulo que forma dicha línea de acción con la línea perpendicular a la que une los centros de los dos engranajes.

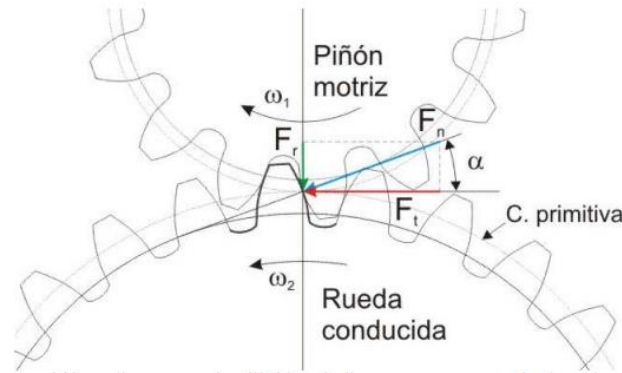


FIGURA 1. TRANSMISIÓN MEDIANTE ENGRANAJES CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS. FUERZAS SOBRE LA RUEDA CONDUCTADA

La fuerza normal al contacto se descompone para el cálculo en fuerza tangencial y radial, mediante el ángulo de presión  $\alpha$ . De esas dos componentes, la tangencial es la única capaz de generar torsión en el eje. Así, si se transmite un par motriz  $T_1$  siendo  $T_2$  el par resistente en el eje conducido, con engranajes con ángulo de presión  $\alpha$  y diámetros primitivos  $d_1$  y  $d_2$ , las fuerzas actuantes son:

$$F_t = \frac{T_1}{d_1/2} = \frac{T_2}{d_2/2}$$

$$F_r = F_t / \text{tg}(\alpha)$$

La fuerza tangencial tiene el mismo sentido que el movimiento del engranaje en un engranaje conducido y sentido opuesto al movimiento en un engranaje conductor, mientras que la fuerza radial va siempre dirigida hacia el centro del engranaje que se esté analizando independientemente del sentido de giro.

#### Engranaje cónico de dientes rectos

Un engranaje cónico de dientes rectos está definido por su diámetro primitivo medio ( $d$ ), el ángulo de presión ( $\alpha$ ) y el semiángulo de cono ( $\gamma$ ). Si el engranaje transmite par torsor se puede considerar que sobre el diámetro primitivo medio actúan las siguientes fuerzas:

$$F_t = \frac{T}{d/2}$$

$$F_s = F_t \cdot \text{tg}(\alpha)$$

$$F_a = F_s \cdot \text{sen}(\gamma)$$

$$F_r = F_s \cdot \text{cos}(\gamma)$$



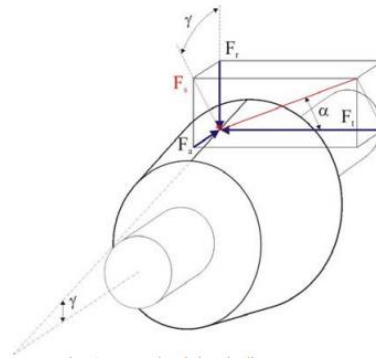


FIGURA 2. FUERZAS ACTUANTES ENGRANAJE CÓNICO DE DIENTES RECTOS

En este tipo de engranajes, el criterio para asignar los sentidos de las fuerzas tangencial y radial es el mismo al visto para el caso de los engranajes cilíndricos de dientes rectos, mediante que la fuerza axial va dirigida hacia la base del cono.

### 2.1.2. DETERMINACIÓN DE MOMENTOS FLECTORES EN EL EJE

Se dice que un eje es isostático cuando las fuerzas de reacción en los apoyos pueden calcularse utilizando únicamente las ecuaciones de equilibrio  $\Sigma F = 0$  y  $\Sigma M = 0$ . En el caso contrario, hiperestático, es necesario utilizar las características geométricas y elásticas para el cálculo de reacciones. Esto último ocurre, por ejemplo, cuando un eje está soportado por más de dos rodamientos.

Una vez se han determinado las reacciones, la construcción del diagrama de momentos es sencilla. El momento flector en una sección es igual al momento de las fuerzas externas con respecto a dicha sección más los momentos externos (considerando únicamente un lado del eje a partir de la sección). En general se pueden considerar las fuerzas actuantes como concentradas, aunque realmente son distribuidas. Sin embargo, cuando el árbol o el eje es corto tal simplificación puede no tener validez (como en el caso del bulón que conecta la biela con el pistón en un motor de combustión interna).

Habitualmente las fuerzas aplicadas sobre un árbol o eje no son coplanares. Los diferentes elementos que están soportados por el eje pueden transmitirle fuerzas tangenciales y radiales, y las direcciones de éstas no tienen por qué coincidir para los diferentes elementos. Por este motivo, en general será necesario realizar un análisis de momentos flectores considerando dos planos perpendiculares, obteniendo los momentos flectores totales a partir de su composición vectorial.

La sección más crítica, en cuanto a resistencia, no tiene por qué coincidir con la correspondiente al máximo momento flector. En primer lugar, hay que indicar que también hay que considerar simultáneamente la transmisión de momentos torsores y fuerzas axiales. La combinación de estos esfuerzos es la que determina la sección más crítica. Por otra parte, como los ejes y árboles no son de sección constante, las tensiones producidas en cada sección dependerán del diámetro de la misma. Además, existirán concentradores de tensiones que aumentarán localmente la tensión en ciertas secciones. Todo esto implica que puede ser necesario analizar diferentes secciones para determinar cuál es la más crítica con respecto al fallo.

Una sección de un árbol o un eje puede estar sometida en general a esfuerzos axiales, cortantes, momentos flectores y torsores. En un punto de la superficie se genera un estado bidimensional de tensiones, tal como el mostrado en la figura.

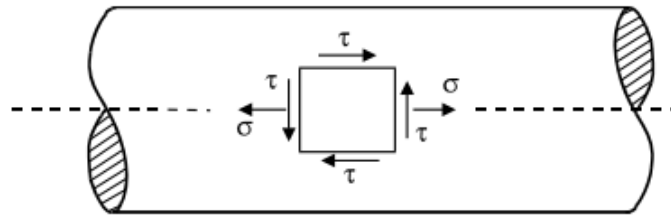


FIGURA 3. ESTADO TENSIONAL EN LA SUPERFICIE DE UN ÁRBOL

Un momento flector ocasiona una distribución de tensiones normales,  $\sigma$ , que es máxima para los puntos más alejados de la fibra neutra. Esta tensión se puede calcular como:

$$\sigma = \frac{M \cdot d}{I \cdot 2} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

### 2.1.3. DISEÑO A FATIGA

Existen múltiples propuestas para el análisis de fatiga en árboles y ejes. En ellas se aplican diferentes criterios para modelar el comportamiento de fatiga y en consecuencia producen formulaciones ligeramente diferentes. Consideraremos el planteamiento más simple, consistente en obtener tensiones estáticas equivalentes (mediante un criterio de influencia de tensiones medias en fatiga uniaxial) y aplicar posteriormente un criterio de fallo estático a dichas tensiones equivalentes. Este planteamiento en general conduce a ecuaciones conservadoras para el diseño a fatiga de ejes. En base a este planteamiento, el cálculo del coeficiente de seguridad a fatiga de un árbol en su sección crítica se realiza mediante las ecuaciones:

$$\sigma_{eq} = \frac{32 \cdot M_c}{\pi \cdot d^3}$$

$$S'_e = 0,5 \cdot S_u \quad S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_x \cdot k_e \cdot S'_e$$

Siendo  $S_u$  el límite de rotura, y  $S_e$  el límite a fatiga corregido mediante los factores de funcionamiento  $k_i$ . A continuación, se tiene calcula el coeficiente de seguridad a fatiga  $X$ , aplicando en criterio de Goodman:

$$X = \frac{S_e}{\sigma_{eq}}$$

## 2.2. RODAMIENTOS

### 2.2.1. DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE

Con el fin de disminuir la fricción de los ejes al girar, se utilizan apoyos denominados cojinetes. Según el tipo de carga que transmiten, los cojinetes se dividen en radiales y axiales, aunque determinadas soluciones constructivas admiten cargas combinadas. Atendiendo a la forma de funcionamiento se puede establecer la siguiente clasificación:

- Cojinetes de rodadura (Rodamientos).
- Cojinetes de deslizamiento seco.
- Cojinetes porosos impregnados en lubricante.
- Cojinetes de película de fluido (cojinetes de aceite).
- Cojinetes magnéticos.

Los rodamientos generalmente se clasifican en rodamientos radiales y rodamientos axiales (también llamados de empuje), dependiendo de la dirección de la carga aplicada (radial o axial). También los podemos dividir en rodamientos de bolas y rodamientos de rodillos. En concreto, los tipos de rodamiento objeto de estudio son:

- Rodamientos radiales Rígidos de bolas
- Rodamientos radiales de rodillo cónicos

#### Rígidos de bolas

Los rodamientos de bolas de ranura profunda constituyen el tipo más común de rodamientos. Transmiten carga radial y dado que las pistas de rodadura envuelven lateralmente a la hilera de elementos rodantes también pueden transmitir carga axial en ambas direcciones.



FIGURA 4. RODAMIENTO RADIAL RÍGIDO DE BOLAS

#### De rodillos cónicos

Estos rodamientos emplean elementos rodantes cónicos guiados por nervaduras en el anillo interior. Esto les permite transmitir carga axial en un solo sentido además de la carga radial. Cabe destacar que necesitan la carga axial para que el rodamiento no se desmonte, por lo que se suelen precargar axialmente.



FIGURA 5. RODAMIENTO RADIAL DE RODILLOS CÓNICOS

### 2.2.2. CÁLCULO DE VIDA DE RODAMIENTOS

El cálculo de vida de un rodamiento se basa en el cálculo de la capacidad de carga dinámica, basado exclusivamente en el fallo por fatiga.

#### Fuerza equivalente en rodamientos rígidos de bolas

Si el rodamiento sólo transmite fuerza radial, será directamente la fuerza empleada en el cálculo. En caso contrario se emplea la siguiente ecuación:

$$F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a$$

**$F_r$  = Fuerza radial    $F_a$  = Fuerza axial**

**$x$  = Factor de fuerza radial    $y$  = Factor de fuerza axial**

Para determinar los valores de  $x$  e  $y$ , en general es necesario en primer lugar determinar la relación  $F_a/F_r$  y en función de que sea superior o inferior a un valor preestablecido  $e$ , seleccionar los coeficientes. Dicho factor  $e$  depende del cociente  $f_0 \cdot F_a/C_0$ , donde  $C_0$  es la capacidad estática de carga, que es la máxima carga estática que puede soportar un rodamiento sin que se produzca fallo por indentación, y  $f_0$  un factor geométrico que depende de la relación entre el diámetro del elemento rodante, el diámetro de la circunferencia de paso (aproximadamente igual al diámetro medio) y del ángulo de contacto nominal. La tabla siguiente muestra cómo obtener los factores de carga para rodamientos rígidos de bolas con juego radial normal:

TABLA 1. FACTORES DE CARGA RADIAL EQUIVALENTE PARA RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS

$f_0 \cdot F_a / C_0$	$e$	$F_a / F_r > e$	
		$x$	$y$
0,3	0,22	0,56	2,00
0,5	0,24	0,56	1,80
0,9	0,28	0,56	1,58
1,6	0,32	0,56	1,40
3,0	0,36	0,56	1,20
6,0	0,43	0,56	1,00

Fuerza equivalente en rodamientos de rodillos cónicos

Se conoce que estos rodamientos necesitan de la presencia de carga axial para no desmontarse.

- Cuando  $F_a/F_r < e$ , el efecto de la fuerza axial es ignorado,  $F_{eq} = F_r$
- Cuando  $F_a/F_r > e$ ,  $F_{eq} = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$ .

Donde los valores de  $e$  y de  $Y$  se encuentran en el catálogo del rodamiento en cuestión. Hay que tener en cuenta que en los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos la aplicación de una carga radial genera un empuje axial a causa del ángulo de contacto, esto se debe tener en cuenta al calcular la fuerza axial a considerar en la carga equivalente cuando estos rodamientos aparecen montados por parejas. El empuje axial generado viene dado por el factor geométrico  $Y$ , siendo igual a  $0,5 \cdot F_r/Y$ .

En el cálculo de la fuerza resultante sobre los rodamientos hay que tener en cuenta el sentido de la fuerza axial resultante sobre el eje, calculada esa resultante a partir de la directamente aplicada  $F_h$  junto con las generadas por las reacciones radiales en cada rodamiento. Esto se puede entender mejor en el siguiente ejemplo correspondiente a un montaje cara a cara sin precarga axial y juego nulo o prácticamente nulo.

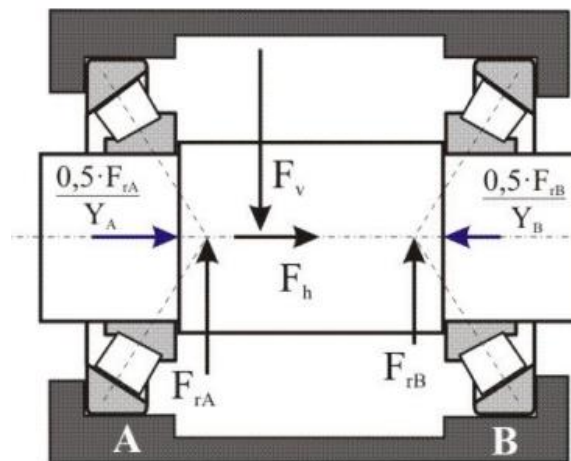


FIGURA 6. CÁLCULO DE LA FUERZA AXIAL EN RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS

Supongamos que  $0,5 \cdot F_{rA}/Y_A > 0,5 \cdot F_{rB}/Y_B$ . La resultante axial sobre el eje irá dirigida hacia el rodamiento B, resultando que este tiene que transmitir una fuerza axial  $F_{a,B}$ , mientras que en el rodamiento A sólo aparece la carga axial generada por la acción de la reacción radial:

$$F_{a,B} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} + F_h$$

$$F_{a,A} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} + F_h$$

### Fallo a fatiga del rodamiento

El cálculo de la vida a fatiga de un rodamiento se aborda incluyendo la influencia de la fiabilidad, el lubricante y la contaminación del mismo. La vida del rodamiento puede variar considerablemente, por ello es necesario abordar el cálculo con un planteamiento probabilístico. Así se define:

- La **Vida nominal ( $L_{10}$ )**: número de revoluciones, u horas a una velocidad constante dada, que el 90% de un grupo de rodamientos idénticos completará o excederá antes de desarrollar un fallo.
- La **Vida promedio ( $L_{50}$ )**: es la duración que el 50% de rodamientos de un grupo completará antes de desarrollar un fallo.
- La **capacidad de carga dinámica C**: relaciona la fuerza transmitida equivalente con la vida en revoluciones del rodamiento.

La ecuación que se ajusta los resultados de la relación logarítmica entre la fuerza aplicada y la vida de los rodamientos es:

$$L = \frac{c}{F^q}$$

Donde c y q son constantes. En general q=3 en rodamientos de contacto puntual (rígidos de bolas) y q=1073 para contacto lineal o lineal modificado (rodillos cónicos).

Además, es necesario definir un valor de capacidad de carga dinámica básica C. El valor de C se ha de dar para una vida y probabilidad de fallo estándar dada. Se ha fijado el valor de vida en  $10^6$  ciclos y la probabilidad de fallo en un 10% (vida  $L_{10}$ ). Por tanto, se tiene que:

$$L_{10} = 10^6 \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^q$$

### Factores de corrección de vida

Una vez calculada la vida  $L_{10}$ , se deben aplicar una serie de factores de corrección para calcular la vida L del rodamiento. Por tanto, la vida L del rodamiento viene dada por la siguiente expresión:

$$L = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10}$$

- Factor de fiabilidad ( $a_1$ ):

Para tener en cuenta fiabilidades mayores al 90%, se incluye un coeficiente de corrección por fiabilidad, definido con la siguiente tabla:

TABLA 2. FACTOR DE FIABILIDAD  $a_1$

Fiabilidad %	$a_1$
90	1
95	0,64
96	0,55
97	0,47
98	0,37
99	0,25
99,2	0,22
99,4	0,19
99,6	0,16
99,8	0,12
99,9	0,093
99,92	0,087
99,94	0,080
99,95	0,077

- Factor de condiciones de trabajo ( $a_{ISO}$ )

Es necesario tener en cuenta las condiciones de trabajo, particularmente la lubricación inadecuada. Este factor corrector se define en función de la relación entre la carga y la carga límite de fatiga del rodamiento  $P_u$ , de la contaminación de lubricante, de su viscosidad a la temperatura de trabajo y de las dimensiones del rodamiento y su velocidad de trabajo.

Se puede calcular por tanto el factor  $a_{ISO}$  que reúne los efectos anteriores, siguiendo el procedimiento indicado por la norma del siguiente modo:

1. Se obtiene la viscosidad relativa  $v_1$  en función del diámetro medio del rodamiento  $d_m$  las siguientes ecuaciones:

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_{mA} \cdot n^{1,667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_{mA} \cdot n}} \text{ para } n \geq 1000 \text{ rpm}$$

2. En la siguiente figura se obtiene la viscosidad  $v$  del aceite a la temperatura de funcionamiento del rodamiento.

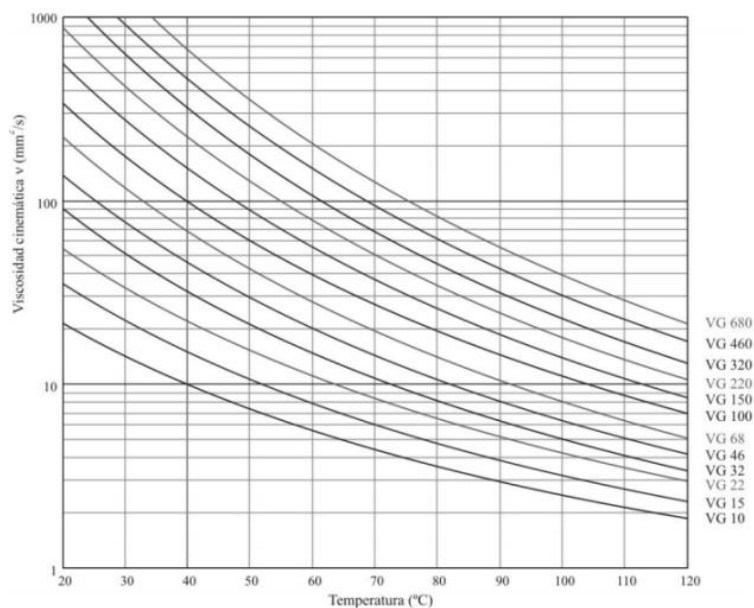


FIGURA 7. VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DEL LUBRICANTE CON LA TEMPERATURA

3. El cociente de estas dos viscosidades se identifica con  $\kappa = v/v_1$ . Si  $\kappa < 0,4$  existirá contacto entre los elementos sólidos (pistas de rodadura y elementos rodantes) siendo necesario el empleo de aditivos o lubricantes sólidos. Si se emplean estos aditivos y el nivel de contaminación no es alto ( $\eta_c > 0,2$ ) se puede tomar  $\kappa = 1$  pero limitando  $a_{ISO}$  a un valor máximo de 3.
4. El nivel de contaminación del lubricante proporciona el factor  $\eta_c$ , este factor se puede obtener de manera simplificada a partir de la siguiente tabla:

TABLA 3. FACTOR DE CONTAMINACIÓN  $\eta_c$

Condición	$d_m < 100 \text{ mm}$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
<b>Limpieza extrema</b>	1	1
<b>Gran limpieza</b>	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
<b>Limpieza normal</b>	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
<b>Contaminación ligera</b>	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
<b>Contaminación típica</b>	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
<b>Contaminación alta</b>	0,1 ... 0	0,1 ... 0
<b>Contaminación muy alta</b>	0	0

5. Se calcula la relación contaminación-carga  $\eta_c \cdot (P_u/F)$  y con ella se entra en la gráfica correspondiente al tipo de rodamiento que se esté seleccionando para obtener el factor corrector por condiciones de trabajo  $a_{ISO}$ . En concreto, la gráfica correspondiente a los rodamientos radiales de rodillos cónicos es (Caso de estudio 2):



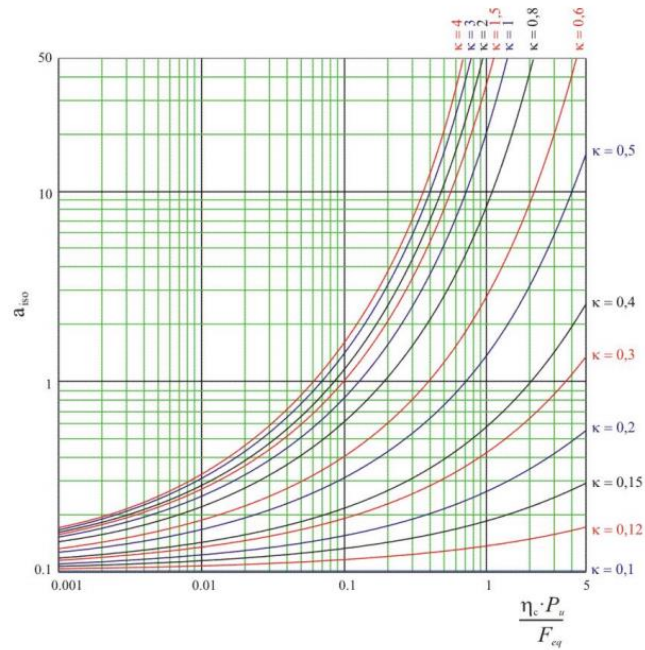


FIGURA 8. GRÁFICA DEFINICIÓN FACTOR  $a_{iso}$

Recomendaciones de vidas en rodamientos

La siguiente tabla muestra las vidas recomendadas de rodamientos dependiendo del tipo de aplicación:

TABLA 4. RECOMENDACIONES DE VIDAS DE RODAMIENTOS SEGÚN EL TIPO DE APLICACIÓN

Tipo de aplicación	Vida (horas · 1000)
Instrumentos y similares de uso frecuente	Hasta 0,5
Electrodomésticos	1-2
Motores para aviación	2-4
Máquinas de periodos de servicio corto o intermitente	4-8
Máquinas de uso intermitente con gran importancia de la fiabilidad	8-14
Máquinas con servicios de 8 h que no se usan siempre en plena carga	14-20
Máquinas con servicios de 8 h a plena carga	20-30
Máquinas de servicio continuo las 24 h	50-60
Máquinas de servicio las 24 h en las que la fiabilidad es de extrema importancia	100-200

## 2.3. DISEÑO DE TRANSMISIONES POR ENGRANAJES

El deterioro que se puede presentar en el dentado de los engranajes es fundamentalmente de dos tipos:

- **Rotura en la base del diente:** Se manifiesta como una fractura del diente por fatiga y se debe a las tensiones ocasionadas por las fuerzas que se transmiten entre los engranajes (básicamente tensiones normales debidas a los esfuerzos de flexión).
- **Fallos superficiales:** Se manifiestan en forma de desgastes, picado, desconchado y gripado.

### 2.3.1. CÁLCULO DE TENSIONES EQUIVALENTES

#### Fallo superficial - Aplicación en engranajes

Asimilando el comportamiento del contacto entre dientes de engranaje al del contacto entre cilindros paralelos y partiendo de las expresiones de Hertz, se obtiene tras el desarrollo adecuado, la siguiente expresión:

$$\sigma_{eq} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

Donde:

- **Z<sub>H</sub>: Coeficiente geométrico**

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\sin \alpha_t \cdot \cos \alpha_t}}$$

- **Z<sub>E</sub>: Coeficiente elástico** (en el caso de los aceros, generalmente su valor aproximado es de 191,6 (N/mm<sup>2</sup>)<sup>1/2</sup>)

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

- **Z<sub>ε</sub>: Coeficiente de conducción** (permite considerar el efecto producido por el reparto de carga entre varios dientes del engranaje)

Para dientes rectos (caso de estudio 3):

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$$

- **$Z_\beta$ : Factor de ángulo de hélice** (permite considerar el efecto producido por la inclinación del diente)

$$Z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\cos \beta}}$$

Los cuatro últimos coeficientes se detallan en el *Apartado 2.3.2.*, dedicado a las condiciones reales de funcionamiento.

### Trabajo a flexión

En este caso, se considera únicamente el trabajo a flexión del diente, determinado por la fuerza tangencial sobre la circunferencia primitiva del componente, despreciando la tensión axial de compresión que genera la fuerza radial.

Con esta teoría como base, aplicando el método de Lewis modificado, se llega a la siguiente expresión en función de la fuerza tangencial efectuada sobre el engranaje y distintos parámetros característicos del mismo:

$$\sigma = \frac{F_t \cdot Y_L}{b \cdot m}$$

A esta expresión, se le añaden una serie de coeficientes correctores que nos permiten tener una mejor aproximación de la tensión real (modelo de Lewis modificado):

$$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{F\alpha} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_{sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$

Siendo:

- **$Y_{F\alpha}$ : Coeficiente de forma para la carga aplicada en el extremo** (depende de la geometría del diente)

Para  $18 \leq z_v \leq 400$

$$Y_{F\alpha} = 38,18 \cdot z_v^{-1,29} + 2,11$$

Para  $z_v > 400$

$$Y_{F\alpha} = 2,07$$

- **$Y_\epsilon$  : Coeficiente de conducción** (permite considerar la influencia de la relación de contacto frente al trabajo de flexión en el diente del engranaje)

$$Y_\epsilon = 0,25 + \left( \frac{0,75}{\epsilon_\alpha} \right)$$

- **$Y_{sa}$  : Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente** (también depende de la geometría del diente)

Para  $18 \leq z_v \leq 400$

$$Y_{sa} = 0,96 \cdot 0,54 \cdot \log(z_v)$$

Para  $z_v > 400$

$$Y_{sa} = 2,383$$

- **$Y_{\beta}$ : Factor de inclinación** (tiene en cuenta el contacto oblicuo, siendo igual a la unidad en engranajes de dientes rectos, y es función del índice de recubrimiento  $\epsilon_{\beta}$ )

$$Y_{\beta \min} = 1 - 0,25 \cdot \epsilon_{\beta} \quad (\beta > 30^\circ)$$

$$Y_{\beta} = 1 - \epsilon_{\beta} \cdot \left( \frac{\beta}{120^\circ} \right) \quad (\beta < 30^\circ)$$

- **$Y_B$ : Factor de espesor de aro** (tiene en cuenta la rotura que puede producirse a causa de un diámetro de fondo del diente excesivamente próximo al diámetro del eje)

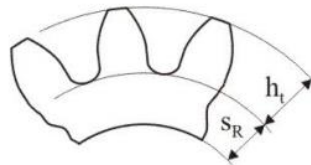


FIGURA 9. DETALLE DIENTE ENGRANAJE

$$Y_B = 1 \quad \text{si } s_R/h_t \geq 1,2$$

$$Y_B = 1,6 \cdot \ln \left( 2,242 \cdot \frac{h_t}{s_R} \right) \quad \text{si } s_R/h_t \geq 1,2$$

### 2.3.2. CONDICIONES REALES DE FUNCIONAMIENTO

- **$K_A$ : Coeficiente de aplicación** (pondera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos al engranaje)

Si no se cuenta con más información, se emplean los valores de la siguiente tabla, válidos si se opera lejos de la frecuencia de resonancia:

TABLA 5. COEFICIENTE DE APLICACIÓN SEGÚN RELACIÓN MÁQUINA MOTRIZ/ARRASTRADA

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada			
	Uniforme	Choques ligeros	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choques ligeros	1,10	1,35	1,60	1,85
Choques moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques fuertes	1,50	1,75	2,00	2,25 o mayor

A continuación, se tabulan algunos ejemplos de máquinas motrices y arrastradas:

TABLA 6. CLASIFICACIÓN MÁQUINAS MOTRICES

Características de la máquina motriz	Máquina
Uniforme	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas con trabajo continuo.
Choques ligeros	Motor eléctrico, Turbina de vapor y Turbina de gas con frecuentes paradas y arranques.
Choques moderados	Motor de combustión interna de varios cilindros.
Choques fuertes	Motor de combustión interna monocilíndrico

TABLA 7. CLASIFICACIÓN MÁQUINAS ARRASTRADAS

Características de la máquina arrastrada	Máquina
Uniforme	Alternador, cintas transportadoras, elevadores ligeros, mecanismos de avance de máquinas herramienta, ventiladores, turbocompresores.
Choques ligeros	Cintas transportadores no uniformes, accionamiento de máquina herramienta, elevadores pesados, ventiladores de minas, agitadores de líquidos viscosos, compresores policilíndricos, rodillos de laminación de aluminio.
Choques moderados	Extrusoras de goma, mezcladoras de materias no homogéneas, maquinaria de trabajar madera, compresores monocilíndricos, molinos de barras.
Choques fuertes	Transmisiones de excavadoras, prensas, molinos de bolas pesados, cizallas, perforadoras giratorias.

- **$K_v$ : Coeficiente dinámico** (tiene en cuenta las cargas dinámicas internas debidas a la vibración del piñón o la rueda sobre el árbol)

Se puede obtener una estimación de  $K_v$  para engranajes cilíndricos de dientes rectos con la ecuación:

$$K_v = 1 + \left( \frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} \cdot K_2 \right) \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}}$$

Donde:

- $V$ : velocidad tangencial en m/s
- Si  $K_A \cdot F_t / b < 100$  N/mm, se introduce 100
- $z_1$ : número de dientes del piñón
- $i$ : relación de velocidades
- $K_1$ : Coeficiente función de la calidad del tallado

TABLA 8. TABLA RESUMEN COEFICIENTES CALIDAD DEL TALLADO

$Q_{ISO}$	10	9	8	7	6	5	4	3
<b><math>K_1</math> rectos</b>	76,6	52,8	39,1	26,8	14,9	7,5	3,9	2,1

- $K_2$  (dientes rectos) = 0,0193
- $K_3$ :

$$\text{Si } \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \leq 0,2 \text{ m/s} \quad K_3 = 2,0$$

$$\text{Si } \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} > 0,2 \text{ m/s} \quad K_3 = -0,357 \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} + 2,071$$

- **$K_{F\beta}$  y  $K_{H\beta}$ : Coeficientes de distribución de carga longitudinal** (con ellos se consideran los problemas debidos a una distribución de carga sobre los engranajes diferente a la supuesta en el cálculo de tensiones)

En primer lugar, se tiene:

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

Siendo los coeficientes  $H_i$ :

TABLA 9. TABLA DEFINICIÓN COEFICIENTES  $H_i$

$Q_{ISO}$	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente/dentados cementados rectificadas		
		$H_1$	$H_2$	$H_3$	$H_1$	$H_2$	$H_3$
5	a	1,135	$2,3 \cdot 10^{-4}$	0,18	1,09	$1,99 \cdot 10^{-4}$	0,26
5	b,c	1,10	$1,15 \cdot 10^{-4}$	0,18	1,05	$1,0 \cdot 10^{-4}$	0,26
6	a	1,15	$3,0 \cdot 10^{-4}$	0,18	1,09	$3,3 \cdot 10^{-4}$	0,26
6	b,c	1,11	$1,5 \cdot 10^{-4}$	0,18	1,05	$1,6 \cdot 10^{-4}$	0,26
7	a	1,17	$4,7 \cdot 10^{-4}$	0,18	-	-	-
7	b,c	1,12	$2,3 \cdot 10^{-4}$	0,18	-	-	-
8	a	1,23	$6,1 \cdot 10^{-4}$	0,18	-	-	-
8	b,c	1,15	$3,1 \cdot 10^{-4}$	0,18	-	-	-

Donde, finalmente:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F} \quad \text{con } N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2}$$

### 2.3.3. SEGURIDAD FRENTE AL FALLO

#### Coefficiente de seguridad a flexión

Se define el coeficiente de seguridad a flexión del engranaje como:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F}$$

Donde:

$S_{FP}$ : tensión normal máxima admisible por el material en las condiciones geométricas y de funcionamiento del engranaje para una vida determinada y con un nivel de confianza conocido.

$\sigma_F$ : es la tensión normal máxima debida a la flexión que aparece en el dentado del engranaje, que se obtiene mediante el desarrollo anterior.

#### Coefficiente de seguridad a presión superficial

Se define el coeficiente de seguridad frente al deterioro por presión superficial relativo a la potencia o a la fuerza tangencial transmitida como:

$$X_H = \left(\frac{S_{HP}}{\sigma_F}\right)^2$$

Donde:

$S_{HP}$ : tensión de contacto máxima admisible por el material en las condiciones geométricas y de funcionamiento del engranaje para una vida determinada y con un nivel de confianza conocido.

$\sigma_F$ : es la tensión normal máxima debida a la presión superficial que aparece en el dentado del engranaje, que se obtiene mediante el desarrollo anterior.

#### Criterio de dimensionado

Además, si los engranajes han sido correctamente dimensionados, como la igualdad de resistencia a los dos modos de fallo no se puede conseguir con exactitud, se considera más adecuado el empleo de coeficientes de seguridad mayores para el problema de flexión debido a que este fallo resultante tiende a ser catastrófico para el sistema, por tanto:

$$X_F > X_H \geq X$$

---

**3**

**DESCRIPCIÓN Y RESOLUCIÓN DE  
LOS CASOS DE ESTUDIO**

---



### 3. DESCRIPCIÓN Y RESOLUCIÓN DE LOS CASOS DE ESTUDIO

#### 3.1. INTRODUCCIÓN A LA RESOLUCIÓN DE LOS CASOS DE ESTUDIO

Para acometer el objetivo presente proyecto, es decir, la comparación y evaluación de metodologías en el diseño de elementos de máquinas, se han desarrollado tres casos de estudio, los cuales se han resuelto mediante el **cálculo analítico** en primera instancia, y el uso de herramientas de software como **Autodesk Inventor** o **MSC Adams**. De esta manera es posible comparar y validar cada una de metodologías utilizadas. En dichos casos se estudia de manera aislada distintos elementos de máquinas. Concretamente se han estudiado los siguientes aspectos de un sistema mecánico reductor de velocidad:

- Análisis de transmisiones y los consecuentes esfuerzos generados en el eje del sistema.
- Cálculo de vida de los rodamientos en condiciones de funcionamiento dinámico.
- Diseño de transmisiones para un determinado régimen de operación.

##### **Resolución Analítica**

Se ha llevado a cabo aplicando los conocimientos desarrollados en el manual teórico y las hipótesis de cálculo tomadas como punto de partida del presente proyecto. En todos los casos, se empieza por el análisis de las fuerzas actuantes en las transmisiones según el régimen de funcionamiento y las características definidas en cada uno de los problemas, pudiendo obtener así los esfuerzos a los que están sometidos cada uno de los componentes del sistema. Una vez obtenidos dichos esfuerzos, se estudiará en cada caso respectivamente: el eje, los rodamientos y las propias transmisiones.

Cabe destacar que tanto la descripción de los casos de estudio como su resolución analítica, así como las figuras utilizadas a lo largo de la misma, son conocidas y han sido extraídas del material docente de la asignatura *Tecnología de Máquinas*, impartida por el *Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales* de la *Universitat Politècnica de València*.

##### **Autodesk Inventor / MSC Adams**

Por otra parte, la resolución mediante las herramientas de software **Autodesk Inventor** y **MSC Adams**, se basa en el modelado CAD de los componentes de manera simplificada (ver Anexo 5.1), la simulación dinámica del sistema correctamente ensamblado, y por último, el análisis y la interpretación de los resultados. Para esta metodología resulta fundamental la utilización de los módulos internos *Design Accelerator (Inventor)* y *Machinery (Adams)*.

En primer lugar, por lo que respecta a la resolución mediante **Autodesk Inventor**, cabe destacar que se ha seguido un procedimiento de ensamblaje manual previo a la simulación dinámica. Se ha decidido no hacer efectivos los métodos de ensamblaje automáticos que el programa ofrece ya que surgen distintos problemas difíciles de identificar a la hora de acometer la simulación dinámica del sistema completo. Haciendo uso de conocimientos básicos sobre el diseño CAD en *Inventor*, resulta sencillo modelar, definir y ensamblar los sistemas entre sí. Una vez obtenido el sistema completo, se realiza la simulación dinámica para comprobar la correcta definición del mismo y así proceder a la obtención de resultados objeto del proyecto mediante el módulo interno *Design Accelerator*.

En el caso de la resolución mediante **MSC Adams**, se lleva a cabo la definición de los componentes mediante el módulo interno *Adams Machinery*, que permite generar elementos de máquinas de manera guiada. En este caso, el ensamblaje se lleva a cabo mediante la definición manual de las conexiones pertinentes entre los cuerpos que integran el sistema. Una vez generado y ensamblado correctamente el sistema, se utiliza la simulación dinámica y el postprocesador del programa para obtener los resultados perseguidos.

Para cada caso de estudio, se han redactado detallados tutoriales en los que se completa la resolución de los distintos casos mediante cada una de las metodologías objeto de estudio, siempre apoyada en el manual teórico y las hipótesis de cálculo descritas anteriormente (ver *1. Manual Teórico e Hipótesis de Cálculo*). Se tiene como objetivo llegar a los mismos resultados siguiendo resoluciones análogas en la mayor medida posible. Sin embargo, diferentes metodologías de cálculo pueden llevar a diferentes los resultados. Por ello, para acabar el estudio, a modo de conclusión se ha realizado una comparación directa de los resultados obtenidos, tomando como referencia el método de cálculo analítico.

### 3.2. CASO DE ESTUDIO 1: ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL EJE

#### ENUNCIADO DEL PROBLEMA

Sean las características geométricas y condiciones de funcionamiento del sistema reductor de velocidad de la figura:

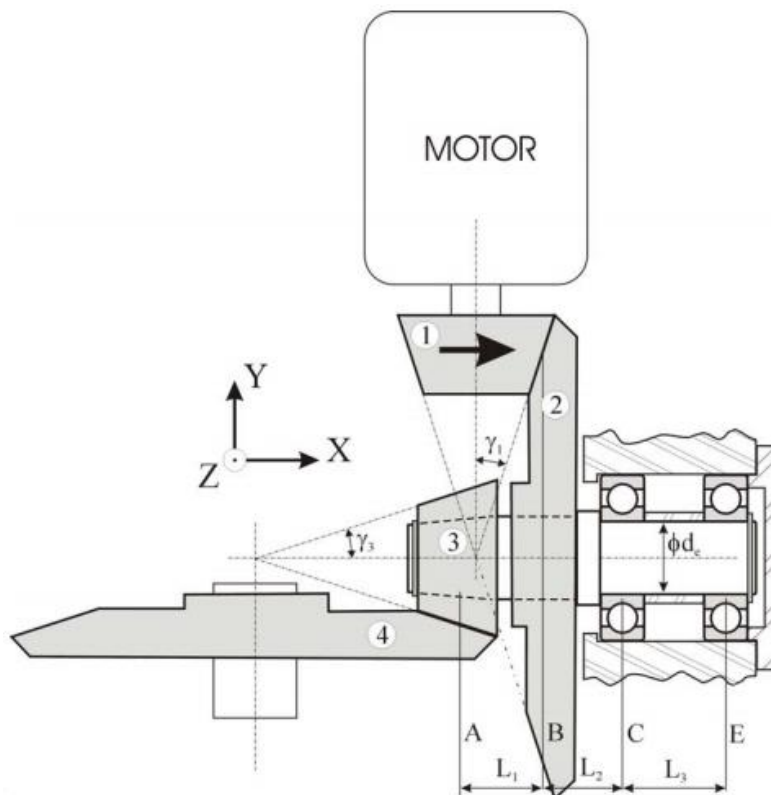


FIGURA 10. SISTEMA CASO DE ESTUDIO 1

Eje de entrada:

- Velocidad del motor:  $\omega_{ent} = 1470 \text{ rpm}$
- Potencia transmitida:  $P = 4.5 \text{ kW}$

Disposición de elementos en el eje:  $L_1 = L_2 = 40 \text{ mm}$      $L_3 = 50 \text{ mm}$

Engranajes cónicos de dientes rectos:

- Número de dientes:  $Z_1 = Z_3 = 15 \text{ ud}$      $Z_2 = Z_4 = 47 \text{ ud}$
- Diámetros primitivos medios ( $d_m = (d_{ext} + d_{int})/2$ ):  $d_{m1} = d_{m3} = 63 \text{ mm}$   
 $d_{m2} = d_{m4} = 197.4 \text{ mm}$
- Características geométricas:
  - Dientes rectos.
  - Ángulo de presión:  $\Phi = 20^\circ$
  - Semiángulo del cono en 1 y 3:  $\gamma_1 = \gamma_3 = 18^\circ$

Eje reductor:

- Material: Acero 20MnCr5 cementado, templado y revenido  $S_u = 1000 \text{ MPa}$   
 $S_y = 750 \text{ MPa}$
- Diámetro (en C):  $d_c = 35 \text{ mm}$
- Coeficientes de fatiga:  $K_a = 0.8$   $K_x = 1$   $K_e = 0.9$

Se pide:

1. Dibujar diagramas de esfuerzos del eje reductor (axiales, torsores y flectores).
2. Coeficiente de seguridad para vida infinita en la sección C (centro del rodamiento).

### 3.2.1. RESOLUCIÓN ANALÍTICA

#### Diagramas de esfuerzos en el eje reductor

##### Diagrama de esfuerzos torsores:

En primer lugar es necesario obtener el par torsor  $T$  entre engranajes:

Dada como dato de enunciado la velocidad del piñón (velocidad del motor), se puede obtener la velocidad de giro del eje mediante la relación de transmisión de los engranajes cónicos en cuestión.

$$\omega_{ent} = \omega_1 = 1470 \text{ rpm} \quad \omega_{eje} = (Z_1/Z_2) \cdot \omega_1 = 469,149 \text{ rpm}$$

$$\omega_{eje} \text{ (rad/s)} = 469,149 \frac{\text{vueltas}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ vuelta}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 49,129 \text{ rad/s}$$

Par torsor entre engranajes:

$$P = 4,5 \text{ kW} = 4500 \text{ W} \quad T = P/\omega_{eje} = 4500/49,129 = \boxed{91,6 \text{ Nm}}$$

Por tanto, según la geometría del sistema y teniendo en cuenta que sólo hay torsor entre los dos engranajes:

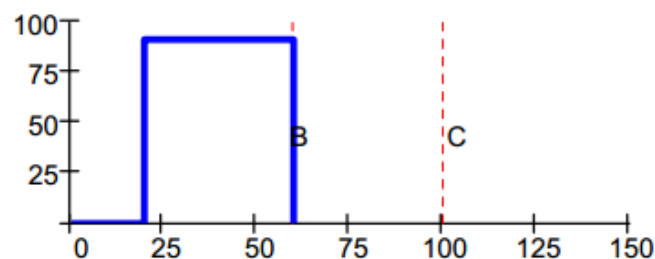


FIGURA 11. DIAGRAMA ESFUERZOS TORSORES EN EL EJE (N·m)

### Diagrama de esfuerzos flectores:

Hay en cuenta que en este sistema aparecen cargas en distintos planos, por tanto es necesario calcular los diagramas de flectores correspondientes a dichos planos. Esto se debe a tener en cuenta por un lado las fuerzas tangenciales que se originan en los engranajes (plano XZ) y por otro las radiales y axiales (plano XY).

En primer lugar, es necesario obtener los esfuerzos en los engranajes para trasladarlos posteriormente al eje del sistema. En los engranajes cónicos del problema aparecen fuerzas tangenciales, radiales y axiales.

En las partes de los engranajes dispuestas sobre el eje se tiene:

#### Engranaje 2

Semiángulo de cono del engranaje 2:  $\gamma_2 = 90^\circ - \gamma_1 = 90^\circ - 18^\circ = 72^\circ$

- Fuerza tangencial:  $F_{tang2} = T / (d_{m2}/2) = 91,6 / (0,1974/2) = 928,02 \text{ N}$
- Fuerza radial:  $F_{rad2} = F_{tang2} \cdot \tan(\Phi) \cdot \cos(\gamma_2) = 928,02 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \cos(72^\circ) = 104,38 \text{ N}$
- Fuerza axial:  $F_{ax2} = F_{tang2} \cdot \tan(\Phi) \cdot \sin(\gamma_2) = 928,02 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \sin(72^\circ) = 321,24 \text{ N}$

#### Engranaje 3

Semiángulo de cono del engranaje 3:  $\gamma_3 = \gamma_1 = 18^\circ$

- Fuerza tangencial:  $F_{tang3} = T / (d_{m3}/2) = 91,6 / (0,063/2) = 2907,79 \text{ N}$
- Fuerza radial:  $F_{rad3} = F_{tang3} \cdot \tan(\Phi) \cdot \cos(\gamma_3) = 2907,79 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \cos(18^\circ) = 1006,55 \text{ N}$
- Fuerza axial:  $F_{ax3} = F_{tang3} \cdot \tan(\Phi) \cdot \sin(\gamma_3) = 2907,79 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \sin(18^\circ) = 327,05 \text{ N}$

En segundo lugar, para continuar con el desarrollo de las cargas a las que está sometido el eje, es necesario calcular las reacciones en la sección de uno de los rodamientos, en este caso la sección C, para así facilitar el planteamiento del equilibrio de momentos. Siempre distinguiendo entre los distintos planos en los que aparecen cargas ( $R_{cy}$ ,  $R_{cz}$ ).

Plano XY (vertical):

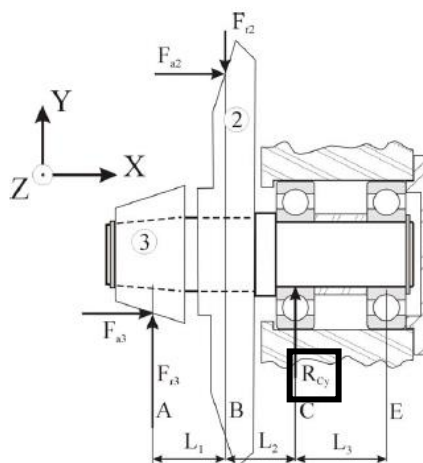


FIGURA 12. CARGAS SOBRE EL EJE EN EL PLANO VERTICAL XY

Se plantea el equilibrio de momentos respecto al rodamiento E para obtener la reacción en C:

$$\Sigma M_E = 0$$

TABLA 10. MOMENTOS RESPECTO AL RODAMIENTO E EN EL PLANO VERTICAL XY

Momentos en +Z	Momentos en -Z
$F_{rad2} \cdot (L_2 + L_3)$	$R_{cy} \cdot L_3$
$F_{ax3} \cdot (d_{m3}/2)$	$F_{rad3} \cdot (L_1 + L_2 + L_3)$
-	$F_{ax2} \cdot (d_{m2}/2)$

$$R_{cy} = \frac{F_{rad2} \cdot (L_2 + L_3) + F_{ax3} \cdot \left(\frac{d_{m3}}{2}\right) - F_{rad3} \cdot (L_1 + L_2 + L_3) - F_{ax2} \cdot (d_{m2}/2)}{L_3} =$$

$$\frac{104,38 \cdot (0,04 + 0,05) + 327,05 \cdot \left(\frac{0,063}{2}\right) - 1006,55 \cdot (0,04 + 0,04 + 0,05) - 321,24 \cdot (0,1974/2)}{0,05} = \underline{\underline{-2857,23 \text{ N}}}$$

\*(El signo (-) indica sentido contrario al establecido arbitrariamente en la figura, en este caso la reacción sería en sentido negativo en el eje Y)

Plano XZ (horizontal):

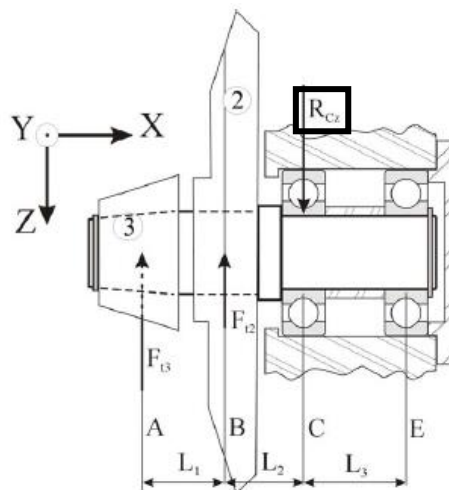


FIGURA 13. CARGAS SOBRE EL EJE PLANO HORIZONTAL XZ

Procediendo análogamente, planteando el equilibrio de momentos en E, se obtiene:

TABLA 11. MOMENTOS CON RESPECTO AL RODAMIENTO E EN EL PLANO HORIZONTAL XZ

Momentos en +Y	Momentos en -Y
$R_{cz} \cdot L_3$	$F_{tang2} \cdot (L_2 + L_3)$
-	$F_{tang3} \cdot (L_1 + L_2 + L_3)$

$$R_{cz} = \frac{F_{tang2} \cdot (L_2 + L_3) + F_{tang3} \cdot (L_1 + L_2 + L_3)}{L_3} =$$

$$\frac{928,02 \cdot (0,04 + 0,05) + 2907,79 \cdot (0,04 + 0,04 + 0,05)}{0,05} = \underline{\underline{9230,68 \text{ N}}}$$

\*(En este caso el sentido se mantiene con respecto al preestablecido en la figura)

Una vez obtenidas las reacciones en los distintos planos en la sección C, pueden calcularse los diagramas de flectores que aparecerán en el eje, en cada plano estudiado (desarrollando el diagrama de A a E).

Momentos creados en el plano vertical XY (estudiando la actuación de las fuerzas en la figura 1.3):

Sección A:  $M_{Az} = F_{ax3} \cdot (d_{m3}/2) = 327,05 \cdot (0,05/2) = 10,30 \text{ Nm}$

Sección B:  $M_{Bz1} = F_{ax3} \cdot (d_{m3}/2) - F_{rad3} \cdot L_1 = 327,05 \cdot (0,05/2) - 1006,55 \cdot 0,04 = -29,96 \text{ Nm}$

$M_{Bz2} = M_{Bz1} - F_{ax2} \cdot (d_{m2}/2) = -29,96 - 321,24 \cdot (0,04/2) = -61,67 \text{ Nm}$

Sección C:  $M_{Cz} = F_{ax3} \cdot (d_{m3}/2) - F_{ax2} \cdot (d_{m2}/2) + F_{rad2} \cdot L_2 - F_{rad3} \cdot (L_1 + L_2) =$   
 $327,05 \cdot (0,05/2) - 321,24 \cdot (0,04/2) + 104,38 \cdot 0,04 - 1006,55 \cdot (0,04 + 0,04) = -97,75 \text{ Nm}$

Sección E:  $M_{Ez} = 0$

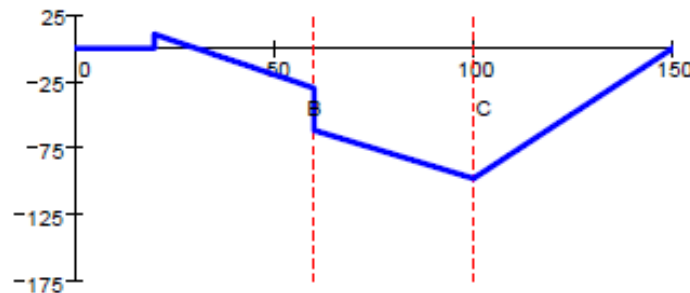


FIGURA 14. DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES PLANO VERTICAL XY (N·m)

Momentos creados en el plano horizontal XZ (estudiando la actuación de las fuerzas en la figura 1.4):

Sección A:  $M_{Ay} = 0$

Sección B:  $M_{By} = -F_{tang3} \cdot L_1 = -2907,79 \cdot 0,04 = -116,31 \text{ Nm}$

Sección C:  $M_{Cy} = -F_{tang3} \cdot (L_1 + L_2) - F_{tang2} \cdot L_2 = -2907,79 \cdot (0,04 + 0,04) - 928,02 \cdot 0,04 =$   
 $-269,74 \text{ Nm}$

Sección E:  $M_{Ey} = 0$

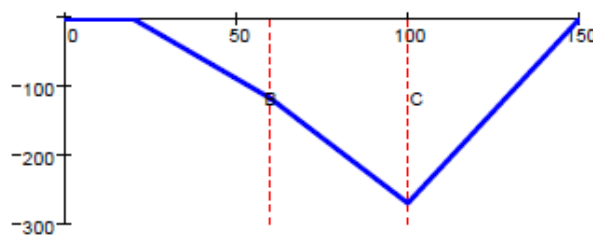


FIGURA 15. DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES PLANO HORIZONTAL XZ (N·m)

### Diagrama de esfuerzos axiales:

Volviendo a las fuerzas axiales actuantes en los engranajes, se deduce el diagrama de esfuerzos axiales en el eje.

$$F_{ax2} = \boxed{321,24 \text{ N}} \quad F_{ax3} = \boxed{327,05 \text{ N}}$$

En el cambio de diámetro de sección del eje existente entre B y C se acumulará el esfuerzo axial.

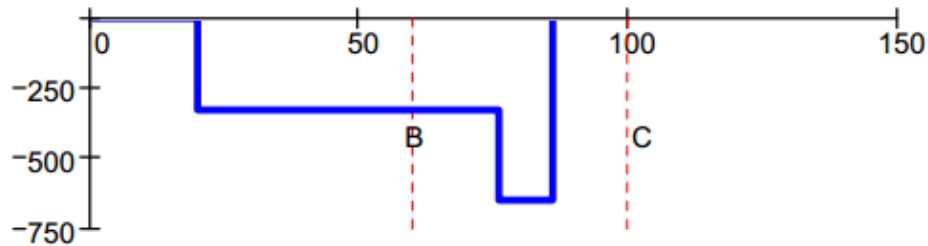


FIGURA 16. DIAGRAMA ESFUERZOS AXIALES (N)

### Coefficiente de seguridad en la sección C del eje

Teniendo en cuenta que en la sección de estudio no existe torsión, se trata de un estado uniaxial de tensiones. Por tanto, el cálculo del coeficiente de seguridad se centra de manera directa en la comparación de la tensión alternante generada por el flexor, con el valor de la tensión normal límite de fatiga a flexión.

En primer lugar, es necesario hacer referencia a la expresión del límite de fatiga corregido o modificado.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_x \cdot K_e \cdot S'_e$$

Donde:

**$K_a$  (factor de acabado superficial):  $K_a = 0,8$**  (dato de enunciado)

**$K_x$  (factor de temperatura):  $K_x = 1$**  (dato de enunciado)

**$K_e$  (factor de otras influencias):  $K_e = 0,9$**  (dato de enunciado)

**$K_b$  (factor de tamaño):  $K_b = \left(\frac{dc}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{0,035}{7,62}\right)^{-0,107} = \underline{0,849}$**

A continuación, una estimación del límite de fatiga de una probeta de acero, se estima como:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_u = 500 \text{ MPa}$$



Por tanto, se calcula el límite de fatiga corregido para la posterior comparación.

$$S_e = 0,8 \cdot 0,849 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 500 = 305,813 \text{ MPa}$$

Por último, siendo la expresión del coeficiente de seguridad en la sección en cuestión:

$$X = S_e / \sigma_{alt} \quad \sigma_{alt} \text{ (tensión alternante originada por el flector): } \sigma_{alt} = \frac{32 \cdot M_c}{\pi \cdot d c^3}$$

Es necesario obtener el momento total en la sección C, que de manera geométrica se obtiene:

$$M_c = \sqrt{M_{cz}^2 + M_{cy}^2} = \sqrt{97,753^2 + 269,74^2} = \underline{286,91 \text{ Nm}}$$

Finalmente, se tiene que:

$$\sigma_{alt} = \frac{32 \cdot 286,91}{\pi \cdot 0,035^3} = \underline{68,162 \text{ MPa}}$$

$$X = 305,813 / 68,162 = \boxed{4,490}$$

### 3.2.2. RESOLUCIÓN AUTODESK INVENTOR

#### Simulación Dinámica

Con el sistema totalmente modelado y ensamblado (ver *Anexo 6.1.1.*), se procede a realizar una simulación dinámica del mismo en las condiciones de funcionamiento fijadas en el enunciado del problema. En el caso de *Autodesk Inventor*, el entorno de la simulación se utiliza exclusivamente para comprobar que la transmisión de velocidades a lo largo del reductor de velocidad es correcta, así como en cada una de las parejas de engranajes de manera aislada.

En la pestaña *Entornos*, se selecciona la opción *Simulación Dinámica*. Una vez en el entorno deseado, se puede observar en el menú de la parte izquierda la transformación de uniones que se realiza de manera automática del entorno de ensamblaje al entorno de simulación. Si el ensamblaje se ha hecho de manera correcta, se puede identificar una separación adecuada de grupos móviles y sus respectivas *Uniones Estándar de Revolución* con el sistema fijo. En este caso deberán aparecer 3 grupos móviles: El Engranaje 1 de entrada, todo el sistema reductor, y por último, el Engranaje 4 de salida.

Sin embargo, las uniones giratorias para la transmisión de movimiento en los engranajes resulta necesario crearlas de manera manual, así como fijar el régimen de giro en el engranaje motor, que en este caso es el Engranaje 1.

Por tanto, para introducir en primer lugar las uniones giratorias se pulsa la opción *Insertar Unión* de la barra superior de herramientas de la pestaña *Simulación Dinámica*.



FIGURA 17. DETALLE INSERTAR UNIONES

Entre engranajes cónicos se introduce una unión giratoria “*Giro cono sobre cono*”, seleccionando como primer componente el Engranaje 1, y el 2 como segundo componente. Para que esta unión se efectúe de manera correcta, al seleccionar el componente, se selecciona su circunferencia primitiva, visible siempre que se haya activado la visibilidad de los cuerpos de superficie de dicho componente. Se procede de manera análoga para cada una de las parejas de engranajes.

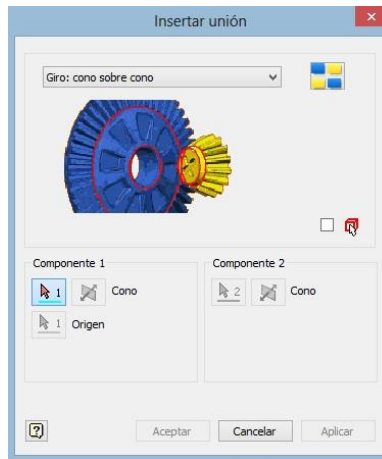


FIGURA 18. DETALLE INSERCIÓN UNIONES GIRATORIAS ENGRANAJES

Una vez insertadas dichas uniones, junto con las generadas de manera automática, ya se tiene el sistema totalmente ensamblado también en el entorno de la simulación dinámica. Por tanto, para darle movimiento al sistema es necesario introducir el régimen de giro del engranaje motor. Para ello se siguen los siguientes pasos:

- Unión Estándar de Revolución (Fijo, Engranaje Biselado; 1) (botón derecho) > Propiedades > grado de libertad > Editar Movimiento impuesto > Velocidad: 8820 gr/s



FIGURA 19. DETALLE DEFINICIÓN RÉGIMEN DE GIRO ENGRANAJE MOTOR

En este punto, ya se ha definido todo lo necesario para realizar la simulación dinámica del sistema. En el simulador se introduce un tiempo final y un número de imágenes adecuado para visualizar la simulación de manera adecuada para el observador, de acuerdo a la siguiente figura:

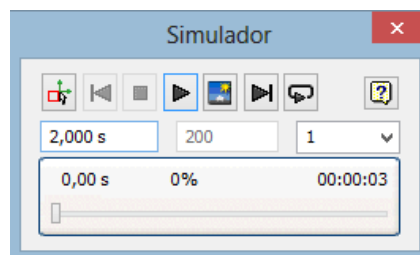


FIGURA 20. DETALLE PANEL DE SIMULACIÓN

Para comprobar que la transmisión de velocidades es correcta se grafican las velocidades de las uniones de revolución de los diferentes cuerpos móviles. Para ello, se selecciona la opción *Gráfico de Salida* de la barra superior aún en el entorno de *Simulación Dinámica*.

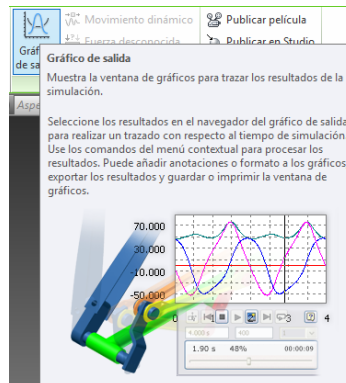


FIGURA 21. DETALLE SELECCIÓN RESULTADOS GRÁFICOS

En este formulario se activan las pestañas de las velocidades correspondientes. En las gráficas generadas automáticamente se podrá comprobar tanto su evolución constante, como los valores numéricos de las velocidades de cada uno de los cuerpos móviles.

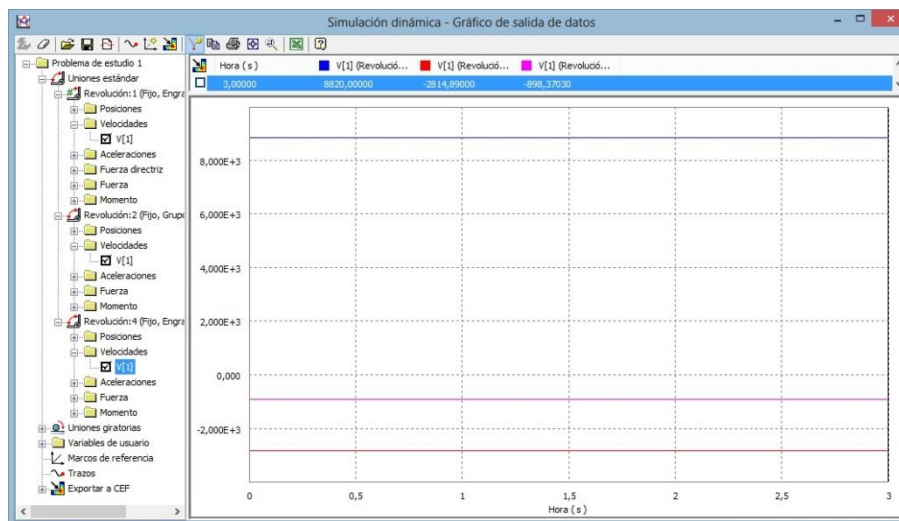


FIGURA 22. RESULTADOS GRÁFICOS TRANSMISIÓN VELOCIDADES DE GIRO

El engranaje motor tiene lógicamente la velocidad fijada de **8820 gr/s**, y el resto del sistema sigue la transmisión correcta según el diseño de los componentes.

- Velocidad del eje del sistema reductor: **2814,89 gr/s**
- Velocidad en el Engranaje 4 de salida: **898,37 gr/s**

### Análisis de resultados – Design Accelerator

En primer lugar, para abrir el formulario del módulo correspondiente a cada componente diseñado, se pulsa con el botón derecho sobre el mismo (hablando de parejas de engranajes, será válido estudiar cualquiera de ellas) y se selecciona la opción *Editar con Design Accelerator*. En este caso, en la ventana emergente del *Generador de Componentes* se trabajará en la pestaña de *Cálculo*.

En este primer caso de estudio se pide la transmisión de esfuerzos en el eje, por lo que resulta necesario obtener las fuerzas actuantes en las parejas de engranajes. Por tanto, en el formulario de *Cálculo* de las parejas de engranajes, con la finalidad de fijar las condiciones de funcionamiento, se introduce manualmente el valor de la potencia desarrollada por el sistema: **4,5 kW**; y el régimen de giro del engranaje motor. Por último, se pulsa *Calcular* pudiendo observar así los resultados deseados, tal y como se muestra a continuación.

### Engranajes 1 y 2

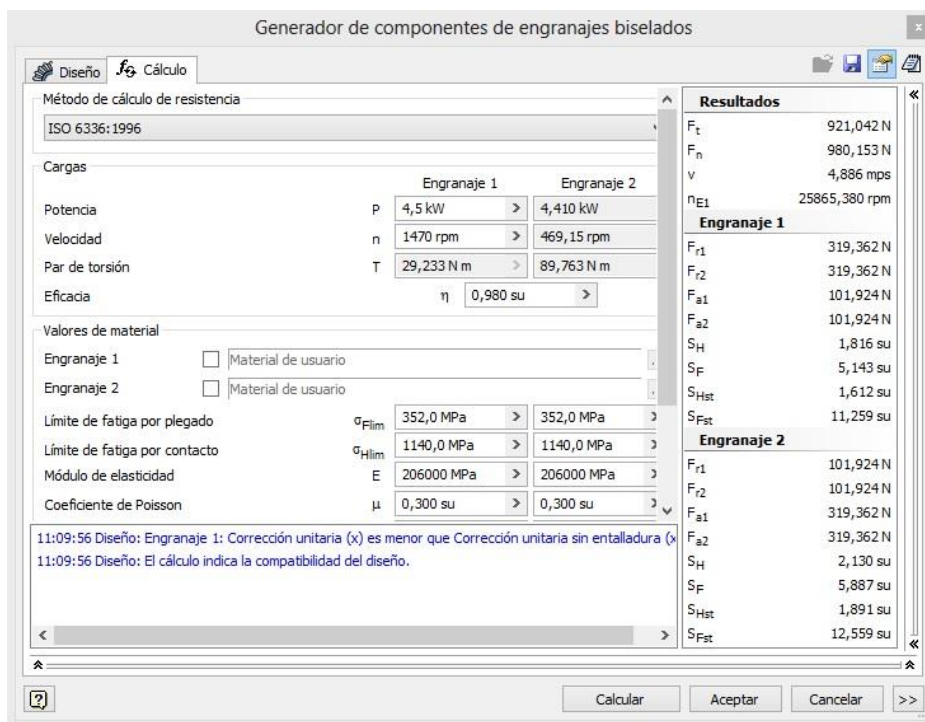


FIGURA 23. DETALLE RESULTADOS DESIGN ACCELERATOR ENGRANAJES 1 Y 2

Dentro de todos los resultados que el módulo genera, son de interés para la resolución del problema los siguientes:

- **Potencia (Engranaje 2) = 4,410 kW**  $\approx P = 4,5 \text{ kW}$  (Pérdida de potencia de un 2%)
- $\omega_{\text{eng2}} = 469,15 \text{ rpm} = \omega_{\text{eje}} = 469,149 \text{ rpm}$
- **Par de Torsión (Engranaje 2) = 89,763 Nm**  $\approx T = 91,6 \text{ Nm}$
- **F<sub>t</sub> = 921.042 N**  $\approx F_{\text{tang2}} = 928,02 \text{ N}$
- **F<sub>r</sub> (Engranaje 2) = 101.924 N**  $\approx F_{\text{rad2}} = 104,38 \text{ N}$
- **F<sub>a</sub> (Engranaje 2) = 319.362 N**  $\approx F_{\text{ax2}} = 321,24 \text{ N}$

## Engranajes 3 y 4

En esta pareja de engranajes, tras realizar el cálculo, el programa nos indica un fallo de diseño ya que la seguridad estática en contacto del Engranaje 1 es menor que el valor que el módulo toma como mínimo ( $S_{Hst} = 1.195$ ). Como en este caso no se está estudiando esa parte del diseño de componentes y se puede comprobar que el desarrollo de las fuerzas está siendo el adecuado, se pasa por alto y se continúa con el análisis de resultados objetivo. Tampoco se ha tenido en cuenta la pérdida de potencia vista en la primera pareja de engranajes y se ha vuelto a introducir la potencia inicial en esta pareja de manera aislada, intentando aproximar así lo máximo posible los resultados de las fuerzas actuantes en esta segunda transmisión.

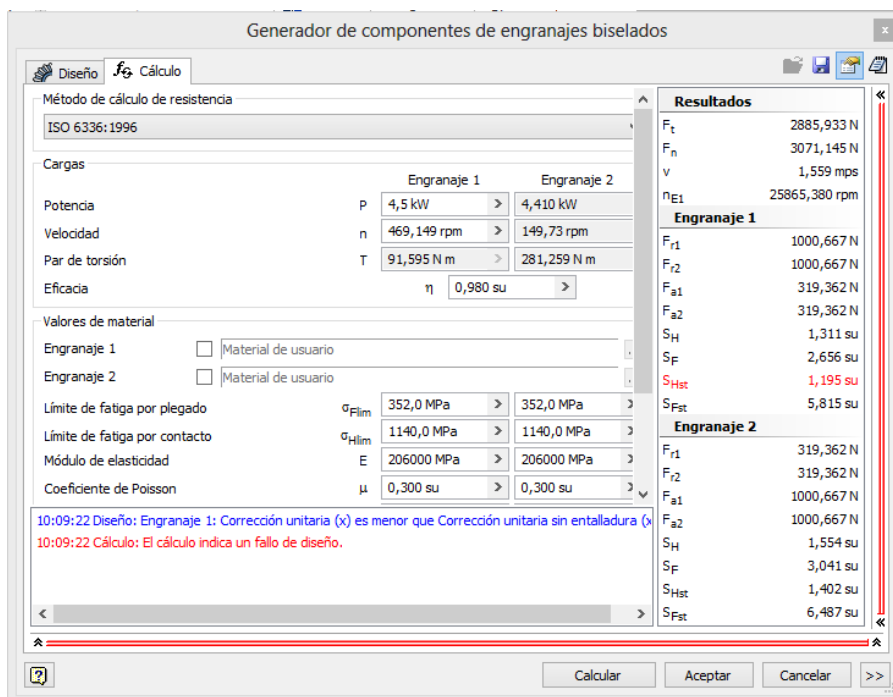


FIGURA 24. DETALLE RESULTADOS DESIGN ACCELERATOR ENGRANAJES 3 Y 4

Esta vez el régimen de giro del Engranaje 3 motor es la velocidad del eje calculada en la pareja anterior; Se introduce manualmente. Por tanto, los resultados a analizar son:

- $\omega_{eng4} = 149,73 \text{ rpm} = \omega_{eng \text{ salida}} = 469,149 \cdot \frac{15}{47} = 149,128 \text{ rpm}$
- $F_t = 2885,933 \text{ N} \approx F_{tang3} = 2907,79 \text{ N}$
- $F_r \text{ (Engranaje 1)} = 1000.667 \text{ N} \approx F_{rad3} = 1006,35 \text{ N}$
- $F_a \text{ (Engranaje1)} = 319.362 \text{ N} \approx F_{ax3} = 327,05 \text{ N}$

## Eje Reductor

A continuación, entrando en el formulario de *Cálculo* del *Generador de Componentes de Eje*, se procede a obtener los diagramas pedidos en el enunciado y más tarde compararlos con los obtenidos de manera analítica.

En la pestaña cálculo se introducen todas las cargas y esfuerzos a los que el eje está sometido. Según las especificaciones que demanda el módulo a la hora de introducir las cargas, se tienen en cuenta el valor numérico (obtenidos con *Autodesk Inventor*), su orientación sobre el eje y la

localización sobre el mismo. Las cargas se sitúan sobre el eje de manera arbitraria, pero siempre respetando las distancias de enunciado  $L_1$ ,  $L_2$  y  $L_3$ , tomando como origen el punto fijado por el mismo programa como centro de la sección longitudinal.

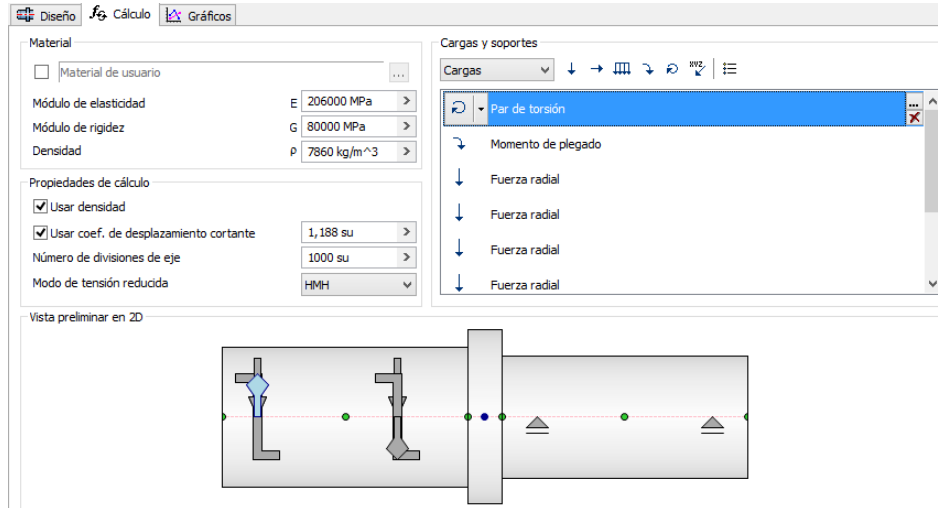


FIGURA 25. DETALLE INTRODUCCIÓN DE CARGAS EN EJE DESIGN ACCELERATOR

Teniendo en cuenta pares de torsión, fuerzas tangenciales, radiales y axiales; las fuerzas actuantes sobre el eje a introducir son:

- Par de torsión 1 = -89,763 Nm ( $x = -25$  mm)
- Par de torsión 2 = 89,763 Nm ( $x = -65$  mm)
- Fuerza radial 1 (radial engranaje 2) = 101,924 N ( $x = -25$ , Eje -Y)
- Fuerza radial 2 (tangencial engranaje 2) = 921,042 N ( $x = -25$ , Eje X)
- Fuerza radial 3 (radial engranaje 3) = 1000,667 N ( $x = -65$ , Eje Y)
- Fuerza radial 4 (tangencial engranaje 3) = 2885,93 N ( $x = -65$ , Eje X)
- Momento de plegado 1 (axial engranaje 2) =  $319,362 \cdot \frac{0,197}{2} = 31,7598$  Nm ( $x = -25$ , Eje Y)
- Momento de plegado 2 (axial engranaje 3) =  $319,362 \cdot \frac{0,063}{2} = 10,136$  Nm ( $x = -65$ , Eje -Y)

Para introducir los apoyos del eje que suponen los rodamientos del sistema, es necesario definir soportes. En este caso serán 2 soportes libres, separados entre sí la distancia correspondiente. Para definir el tipo de soporte se seleccionan los rodamientos de bolas de contacto angular diseñados durante el modelado.

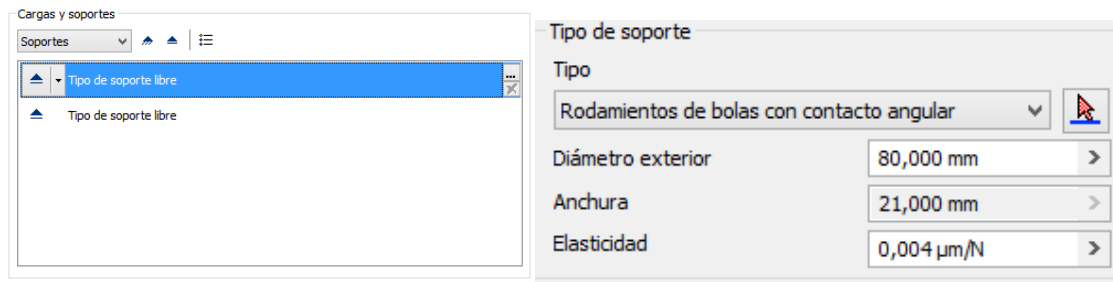


FIGURA 26. DETALLE SELECCIÓN DE SOPORTES DEL EJE (RODAMIENTOS)

El soporte que corresponde al rodamiento C se localiza en -25 o 55 mm, según cual se elija desplazar. Por otra parte, el soporte correspondiente al rodamiento E se localizará en 25 o 105 mm respectivamente.

Tras la definición de cargas y soportes, en los resultados de la parte derecha, concretamente en el Soporte 1, se puede comprobar si las reacciones en el apoyo de la sección C coinciden con las calculadas de manera analítica:

Reacción Soporte 1 plano XY:  $F_Y = 2869,549 \text{ N} \approx R_{Cy} = 2857,23 \text{ N}$

Reacción Soporte 1 plano XZ:  $F_X = 9161,294 \text{ N} \approx R_{Cz} = 9230,68 \text{ N}$

### Diagramas de esfuerzos en el eje reductor

Con todo esto definido y calculado, ya se tienen las condiciones de esfuerzos a la que está sometido el sistema, por lo que en el menú *Gráficos* se podrán obtener las gráficas objeto de estudio y compararlas así con las obtenidas analíticamente. Sin embargo, en el caso del diagrama de esfuerzos axiales no se puede realizar la comparación directa ya que el módulo no da la opción de representar gráficamente las cargas axiales sobre el eje.

En la comparación hay que tener en cuenta que los valores numéricos obtenidos en pasos anteriores difieren ligeramente, por lo que los valores referencia de estos diagramas también pueden hacerlo ligeramente.

### Diagrama de esfuerzos torsores:

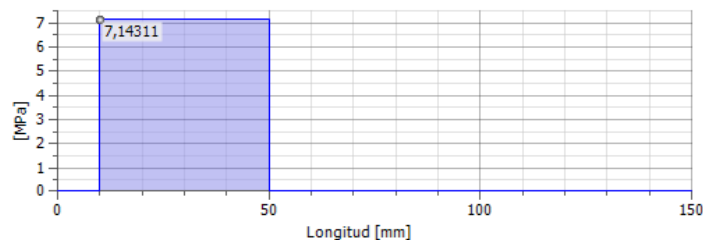


FIGURA 27. DIAGRAMA DE ESFUERZOS TORSORES DESIGN ACCELERATOR



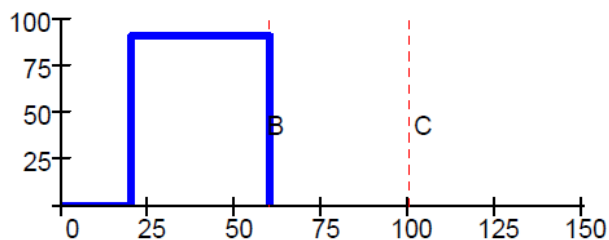


FIGURA 28. DIAGRAMA DE ESFUERZOS TORSORES CÁLCULO ANALÍTICO

Cabe destacar que los gráficos de salida de *Autodesk Inventor* proporcionan la tensión de torsión en vez del par. Por tanto, llevando a cabo los cálculos pertinentes, se llegaría al mismo resultado numérico.

**Diagrama de esfuerzos flectores:**

- Momento flector en el plano XY vertical:

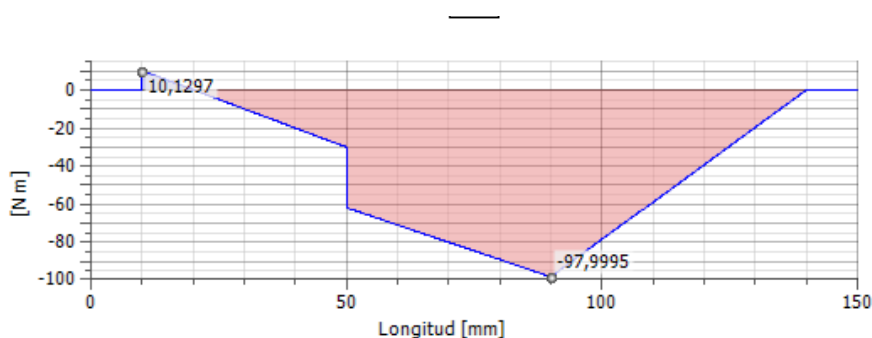


FIGURA 29. DIAGRAMA DE ESFUERZOS FLECTORES PLANO XY DESIGN ACCELERATOR

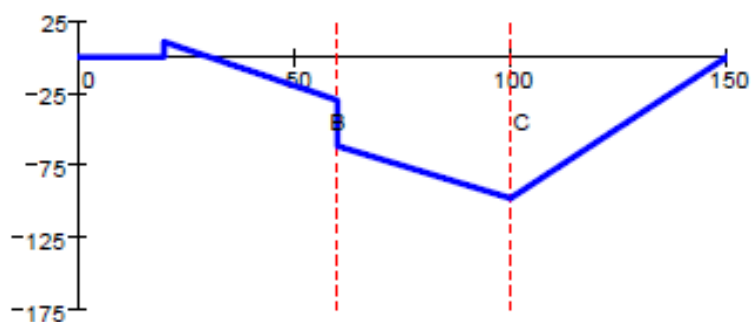


FIGURA 30. DIAGRAMA DE ESFUERZOS FLECTORES PLANO XY CÁLCULO ANALÍTICO

Sección A:  $M_{Az} = 10,1297 \text{ Nm} \approx 10,30 \text{ Nm}$

Sección C:  $M_{Cz} = -97,9995 \text{ Nm} \approx -97,75 \text{ Nm}$

- Momento flector en el plano XZ horizontal:

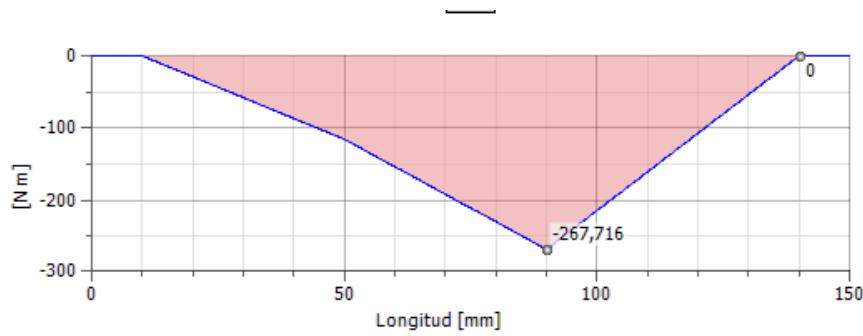


FIGURA 31. DIAGRAMA DE ESFUERZOS FLECTORES PLANO XZ DESIGN ACCELERATOR

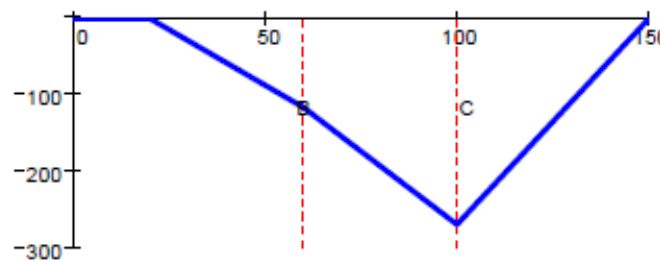


FIGURA 32. DIAGRAMA DE ESFUERZOS FLECTORES PLANO XZ DESIGN CÁLCULO ANALÍTICO

Sección B:  $M_{By} = -115,43 \text{ Nm} \approx -116,31 \text{ Nm}$

Sección C:  $M_{Cy} = -267,716 \text{ Nm} \approx -269,74 \text{ Nm}$

Realizada ya la comparación entre los diagramas de esfuerzos, a la hora de abordar el siguiente apartado del problema, el cálculo del coeficiente de seguridad en la sección C, no hay posibilidad de abordar el cálculo a fatiga y la obtención de la tensión normal límite de fatiga a flexión mediante *Autodesk Inventor* y su módulo *Design Accelerator*. Sin embargo, sí que es posible obtener tanto el momento total en la sección C, como la consecuente tensión alternante.

- Momento flector total en la sección C:

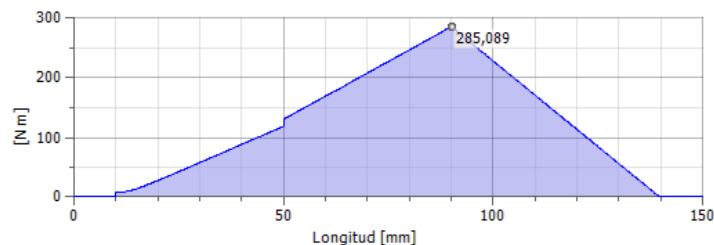


FIGURA 33. DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR TOTAL EN C DESIGN ACCELERATOR

Sección C:  $M_c = 285,089 \text{ Nm} \approx 286,91 \text{ Nm}$

### Tensión alternante originada por el flector C

En el panel de resultados, también se puede observar que:

$$\sigma_{\text{red}} \text{ (tensión reducida máxima)} = 68,501 \text{ MPa} \approx \sigma_a = 68,162 \text{ MPa}$$

Con estos dos valores, y utilizando el límite de fatiga corregido calculado de manera analítica, se puede obtener fácilmente el coeficiente de seguridad en la sección C:

$$S_e = 305,813 \text{ MPa}$$

$$X = S_e / \sigma_{\text{red}} = 4,4643 \approx 4,49$$

### 3.2.3. RESOLUCIÓN MSC ADAMS

#### Simulación Dinámica

Con el sistema reductor de velocidades totalmente modelado y ensamblado (ver Anexo 6.1.1.), se procede a realizar la simulación dinámica del mismo. Mediante esta simulación se comprueba que la transmisión de velocidades es la adecuada, pudiendo calcular las pérdidas producidas a lo largo del sistema. Por otra parte, también es posible obtener las fuerzas actuantes en las parejas de engranajes así como los esfuerzos a los que el eje está sometido en el régimen de funcionamiento establecido.

En primer lugar, se introduce la velocidad correspondiente en el engranaje motor del sistema. Para ello, se siguen los siguientes pasos:

- Motions > Joint Motions > Rotational Joint Motion (Applicable to Revolute or Cylindrical Joint).

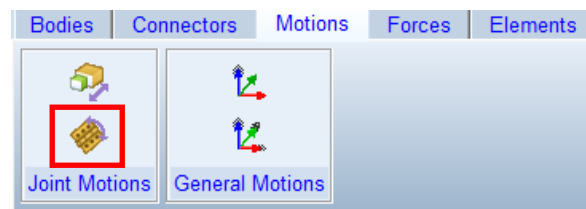


FIGURA 34. DETALLE DEFINICIÓN DE MOVIMIENTO IMPUESTO

Una vez seleccionada esta opción, se selecciona el engranaje motor. A continuación, se introducen las características del movimiento impuesto, es decir, la velocidad de rotación:

- MOTION\_1 > Modify > Function (time) = 8820d\*time

Definido ya el movimiento motor del sistema, es necesario introducir un par resistente en la salida tal que el sistema transmita la potencia que determina el enunciado. Mediante este procedimiento también es posible obtener las pérdidas a lo largo del sistema definido en *Adams*, aspecto que en resoluciones anteriores no se ha tenido en cuenta. Los cálculos a llevar a cabo son los siguientes:

$$\omega_{\text{eje}} = 49,129 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{\text{eng 4}} = 49,129 \cdot \frac{15}{47} = 15,679 \text{ rad/s}$$

Por lo que el par resistente a la salida sin pérdidas, debería ser:

$$T_{\text{salida}} = 4500/15,679 = \mathbf{287 \text{ Nm}}$$

En base a estos cálculos, se introduce este par resistente en la salida del sistema. Para ello, se siguen los siguientes pasos:

- Forces > Applied Forces > Create a Torque (Single Component) Applied Force > Body Fixed/Pick Feature/Constant.



FIGURA 35. DETALLE DEFINICIÓN PAR RESISTENTE

Para aplicar el par resistente en el lugar adecuado, se selecciona el engranaje 4 como cuerpo sobre el que éste actúa, como localización se toma como válido el centro de la pareja de engranajes, y finalmente, como dirección se selecciona un vector en este caso vertical en dirección +Y. Como valor constante se introduce el valor calculado anteriormente en N·mm, es decir, 287000 N·mm.

Una vez impuesto el movimiento y la resistencia del sistema, se procede a realizar la primera simulación dinámica, siguiendo las siguientes indicaciones:

- Simulation > Run an Interactive Simulation



FIGURA 36. DETALLE PUESTA EN MARCHA SIMULACIÓN DINÁMICA

Para poner en marcha la simulación, en la ventana emergente del control de simulación se selecciona la opción:

- Simulation Control > Perform initial conditions solution



FIGURA 37. DETALLE COMPROBACIÓN DE CONDICIONES INICIALES

Si el sistema está correctamente modelado y ensamblado entre sí, y a su vez las condiciones de operación son adecuadas, las condiciones iniciales de simulación serán validadas por el módulo de simulación. A continuación, se introducen las variables de simulación, que en este caso se toman como válidas las mostradas en la siguiente figura:

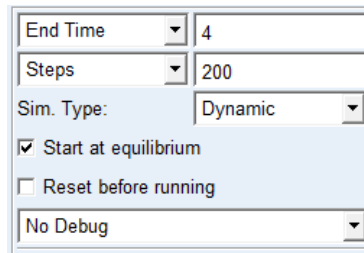


FIGURA 38. DETALLE PARÁMETROS DE SIMULACIÓN

Se procede ahora a realizar un primer análisis de resultados, de momento tan sólo del par de entrada del sistema para así poder ajustar a posteriori en par de salida según las pérdidas. Una vez realizado este ajuste ya es posible analizar los resultados correspondientes a la transmisión de velocidades y esfuerzos en engranajes y eje.

Para obtener la gráfica de salida del par desarrollado en la entrada del sistema, se siguen las siguientes indicaciones:

- Results > Postprocessor
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_ENG1\_1\_ENG2\_1\_SFORCE > Torque > Add Curves

De esta manera, adecuando los límites del eje vertical de la gráfica, se obtiene la siguiente gráfica de salida:

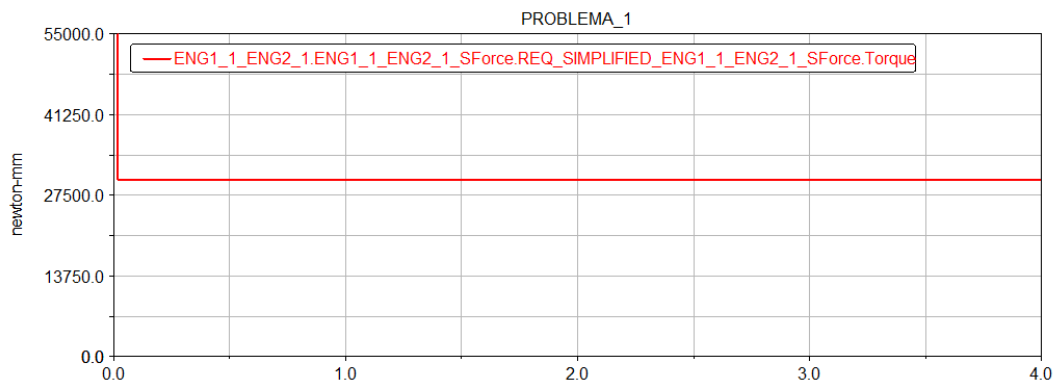


FIGURA 39. RESULTADO GRÁFICO PAR DE ENTRADA 1

En esta misma gráfica, mediante la opción *Plot Tracking*, se observan los valores numéricos: Por tanto, se tiene que el par desarrollado a la entrada del sistema es:

$$T_{\text{entrada } 1} = 30299,3939 \text{ Nmm} \neq 29230 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Se tiene un par ligeramente superior al deseado, lo que significa que el sistema introduce pérdidas mecánicas. Por tanto, se procede a iterar sobre el par resistente a la salida a introducir para que el par resistente a la entrada sea el deseado. Se concluye que el par resistente a introducir a la salida es:

$$T_{\text{salida perd}} = 276875 \text{ Nmm}$$

Con el que realizando análogamente el análisis del par de entrada tras una nueva simulación, se tiene:

$$T_{\text{entrada } 2} = 29230,47 \text{ Nmm} \approx 29230 \text{ Nmm}$$

Por tanto, se sabe que en *Adams* el sistema diseñado introduce unas **pérdidas del 3,65 %**.

### Análisis de resultados – Postprocesador

Fijadas ya las condiciones de operación adecuadas, mediante el uso del postprocesador de simulación, se procede a realizar el análisis de resultados obtenidos y la comparativa con los resultados obtenidos tanto analíticamente como mediante el uso de *Autodesk Inventor*.

### Transmisión de velocidades

En primer lugar, se procede a comprobar si la relación de velocidades del sistema se realiza de correctamente. Para ello, se comprobarán las velocidades angulares de cada uno de los engranajes del sistema. Los pasos a seguir son los siguientes:

#### Engranaje 1 (motor)

- Results > Postprocessor
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_ENG1\_1\_ENG2\_1\_SFORCE > Omega\_Gear\_1 > Add Curves

De esta manera, la gráfica resultante es la siguiente:

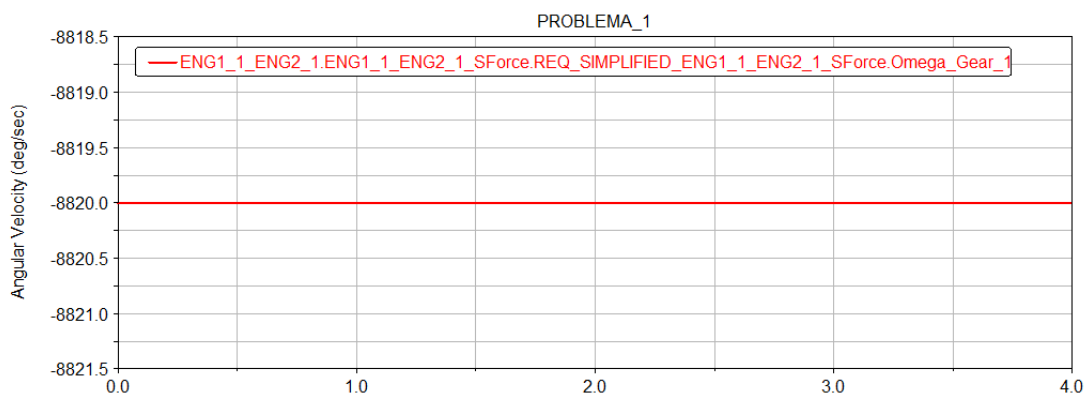


FIGURA 40. VELOCIDAD ANGULAR ENGRANAJE MOTOR

Comprobándose así que la velocidad de giro del engranaje motor del sistema es de 8820 gr/s.

#### Eje + Engranaje 2 y 3

Para comprobar si la transmisión de velocidades al eje en la primera pareja de engranajes se realiza de manera adecuada, es válido comprobar tanto la velocidad angular del engranaje 2 como del engranaje 3, ambos acoplados al eje del sistema. Se procede de la siguiente manera:

- Results > Postprocessor
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_ENG1\_1\_ENG2\_1\_SFORCE > Omega\_Gear\_2 > Add Curves
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_ENG3\_1\_ENG4\_1\_SFORCE > Omega\_Gear\_1 > Add Curves

La siguiente figura muestra que el valor de velocidad en el engranaje 2 es de 2814,89 gr/s, lo que demuestra que la transmisión de velocidades se efectúa de manera adecuada. La gráfica resultante es análoga a la obtenida si se estudia la velocidad angular del engranaje 3.

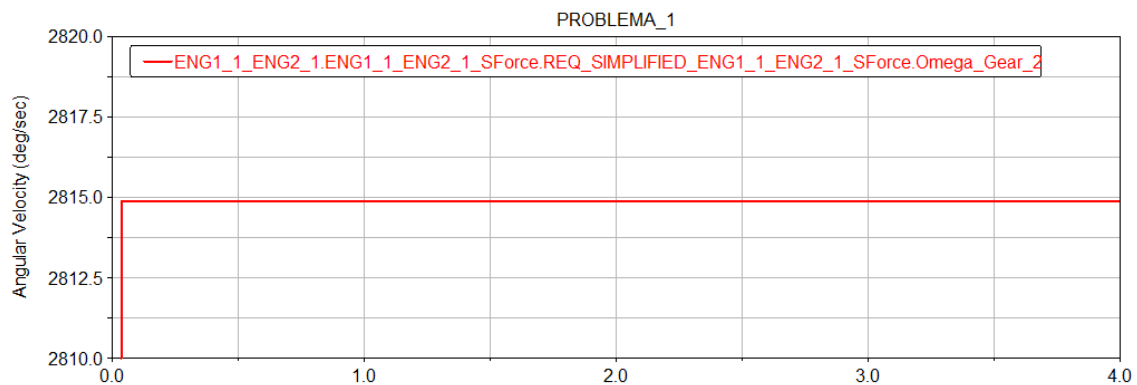


FIGURA 41. VELOCIDAD ANGULAR EJE/ENGRANAJE 2 Y 3

#### Engranaje 4 (salida)

Por último, se comprueba la velocidad a la salida del sistema, la cual debe ser aún menor si el funcionamiento del reductor de velocidades es adecuado. Los pasos a seguir en este caso son los siguientes:

- Results > Postprocessor
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_ENG3\_1\_ENG4\_1\_SFORCE > Omega\_Gear\_2 > Add Curves

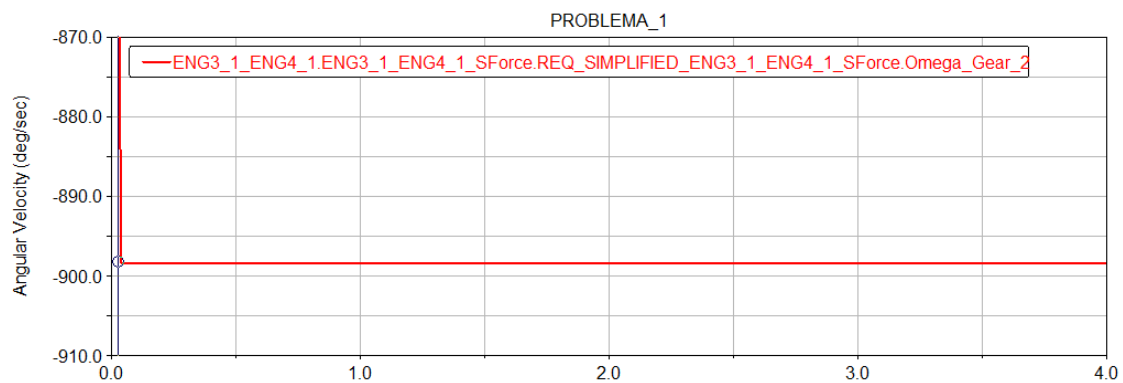


FIGURA 42. VELOCIDAD ANGULAR ENGRANAJE DE SALIDA

A la vista de los resultados gráficos, se obtiene una velocidad de salida de 898,37 gr/s.



## Fuerzas actuantes en los engranajes

### Engranajes 1 y 2

A continuación, se procede a comprobar si las fuerzas transmitidas en las parejas de engranajes son las esperadas. Para ello se utiliza también el postprocesador, y se grafican las siguientes medidas sugeridas por el propio módulo:

- Results > Postprocessor
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_ENG1\_1\_ENG2\_1\_SFORCE > Tangential\_Force
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_ENG1\_1\_ENG2\_1\_SFORCE > Radial\_Force
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_ENG1\_1\_ENG2\_1\_SFORCE > Axial\_Force

Numéricamente, los resultados obtenidos son:

- **Tangential\_Force = 933,57 N**  $\approx F_{\text{tang}2} = 928,02 \text{ N}$
- **Radial\_Force (Engranaje 1) = 323,16 N**  $\approx F_{\text{ax}2} = 321,24 \text{ N}$
- **Axial\_Force (Engranaje 1) = 105 N**  $\approx F_{\text{rad}2} = 104,38 \text{ N}$

Cabe destacar que el postprocesador de *Adams* calcula los esfuerzos sobre el engranaje motor, por lo que es necesario tener en cuenta la conversión de radial a axial y viceversa a la hora de comparar los resultados con los esfuerzos en el segundo engranaje.

### Engranajes 3 y 4

Para la pareja de engranajes de salida, se procede de manera análoga, graficando las siguientes medidas en el postprocesador:

- Results > Postprocessor
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_ENG3\_1\_ENG4\_1\_SFORCE > Tangential\_Force
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_ENG3\_1\_ENG4\_1\_SFORCE > Radial\_Force
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_ENG3\_1\_ENG4\_1\_SFORCE > Axial\_Force

Los resultados gráficos y numéricos obtenidos son los siguientes:

- **Tangential\_Force = 2873,23 N**  $\approx F_{\text{tang}3} = 2907,79 \text{ N}$
- **Radial\_Force (Engranaje 3) = 994,59 N**  $\approx F_{\text{rad}3} = 1006,35 \text{ N}$
- **Axial\_Force (Engranaje 3) = 323,16 N**  $\approx F_{\text{ax}3} = 327,05 \text{ N}$

## Esfuerzos sobre el eje

En el caso de *Adams*, será posible obtener todo tipo de esfuerzos a los que el eje está sometido en determinadas secciones, los cuales serán información suficiente para obtener los diagramas de esfuerzos objeto de estudio.

Por tanto, en este caso de estudio se considera suficiente obtener los esfuerzos en el rodamiento/sección C, para que junto con los esfuerzos actuantes en las transmisiones, trasladables a su vez al propio eje, sea sencillo obtener los diagramas de esfuerzos mediante

las herramientas analíticas previamente descritas. Además, a partir de estos diagramas se podrá obtener también la tensión alternante en el eje y el consecuente coeficiente de seguridad del mismo en la sección objeto de estudio.

Para el rodamiento C, graficando las siguientes medidas en el postprocesador:

- Request > ROD\_C > ROD\_C\_Bearing\_Forces > Radial\_x
- Request > ROD\_C > ROD\_C\_Bearing\_Forces > Radial\_y

Por tanto, los resultados numéricos obtenidos son:

- **Radial\_y (Eje Y) = 2601,98 N  $\approx R_{cy} = 2857,23$  N**
- **Radial\_x (Eje Z) = 8994,14 N  $\approx R_{cz} = 9230,68$  N**

### 3.3. CASO DE ESTUDIO 2: DISEÑO DE RODAMIENTOS

#### ENUNCIADO DEL PROBLEMA

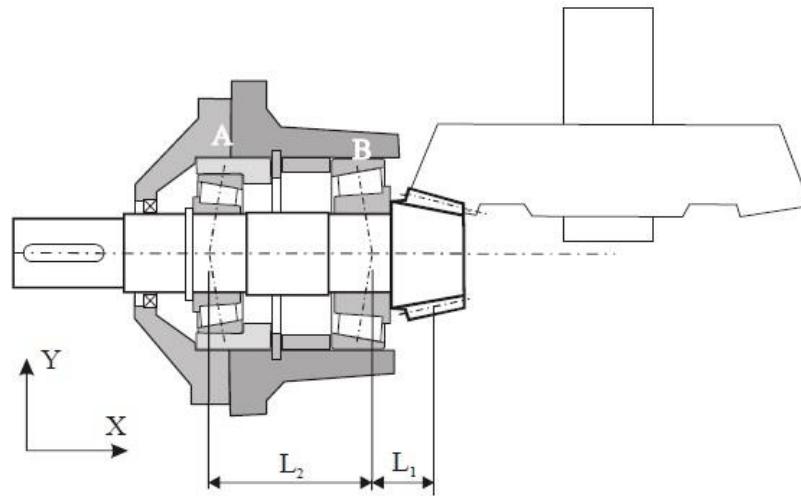


FIGURA 43. SISTEMA CASO DE ESTUDIO 2

Las condiciones de funcionamiento del reductor de la figura son las siguientes:

Eje de entrada:

- Velocidad del motor:  $\omega_{ent} = 1470 \text{ rpm}$
- Potencia transmitida:  $P = 40 \text{ kW}$

Disposición de elementos en el eje:  $L_1 = 36 \text{ mm}$   $L_2 = 96 \text{ mm}$

Engranajes cónicos de dientes rectos:

- Número de dientes:  $Z_{\text{piñón}} = 13 \text{ ud}$
- Diámetros primitivos medios ( $d_m = (d_{ext} + d_{int})/2$ ):  $d_{m \text{ piñón}} = 65 \text{ mm}$
- Características geométricas: Ángulo de presión:  $\Phi = 20^\circ$   
Semiángulo del cono:  $\gamma = 16^\circ$

Datos de lubricante:

Aceite ISO VG 220: Viscosidad a  $40^\circ\text{C} = 220 \text{ mm}^2/\text{s}$       Viscosidad a  $100^\circ\text{C} = 18,9 \text{ mm}^2/\text{s}$

- Temperatura de trabajo:  $T_{\text{trab}} = 70^\circ\text{C}$
- Viscosidad a la temperatura de trabajo:  $\nu (70^\circ\text{C}) = 51,5 \text{ mm}^2/\text{s}$
- Factor de contaminación:  $\eta_c = 0,2$

Datos de catálogo de los rodamientos del sistema (rodillos cónicos):

TABLA 12. DATOS CATÁLOGO RODAMIENTOS RODILLO SISTEMA

	Dimensiones			Factores de cálculo			Capacidades de carga			Modelo Rod.
	d	D	T	e	Y	Y <sub>o</sub>	C (din)	C <sub>o</sub> (est)	P <sub>u</sub> (últ)	
	mm						kN			
A	45	85	32	0,40	1,6	0,5	108	143	16,3	32004
B	45	100	38,25	0,35	1,7	0,9	140	170	20,4	32309

Se pide:

1. Calcular fuerzas equivalentes en los rodamientos de rodillos cónicos del sistema.
2. Calcular la vida en horas de los rodamientos A y B, a la que fallarían un 0,2%.

### 3.3.1. RESOLUCIÓN ANALÍTICA

#### Fuerzas equivalentes en los rodamientos

En primer lugar, es necesario calcular los esfuerzos en los engranajes, empezando por la deducción del par torsor en el eje:

$$\omega_{ent} = 1470 \text{ rpm} = \omega_{eje} \quad \omega_{eje} \text{ (rad/s)} = 1470 \frac{\text{vueltas}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ vuelta}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 153,94 \text{ rad/s}$$

$$T = P/\omega_{eje} = 40000/153,94 = \underline{259,84 \text{ Nm}}$$

En el piñón, dispuesto sobre el eje, se tiene:

Semiángulo de cono:  $\gamma = 16^\circ$

- Fuerza tangencial:  $F_{tang} = T / (d_m \text{ piñón}/2) = 259,84 / (0,065/2) = \underline{7995,20 \text{ N}}$
- Fuerza radial:  $F_{rad} = F_{tang} \cdot \tan(\Phi) \cdot \cos(\gamma_2) = 7995,20 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \cos(16^\circ) = \underline{2797,30 \text{ N}}$
- Fuerza axial:  $F_{ax} = F_{tang} \cdot \tan(\Phi) \cdot \sen(\gamma_2) = 7995,20 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \sen(16^\circ) = \underline{802,10 \text{ N}}$

A continuación, para calcular los esfuerzos a los que están sometidos los rodamientos de manera directa, se procede al cálculo de las reacciones en las secciones correspondientes del eje.

Plano XY (vertical):

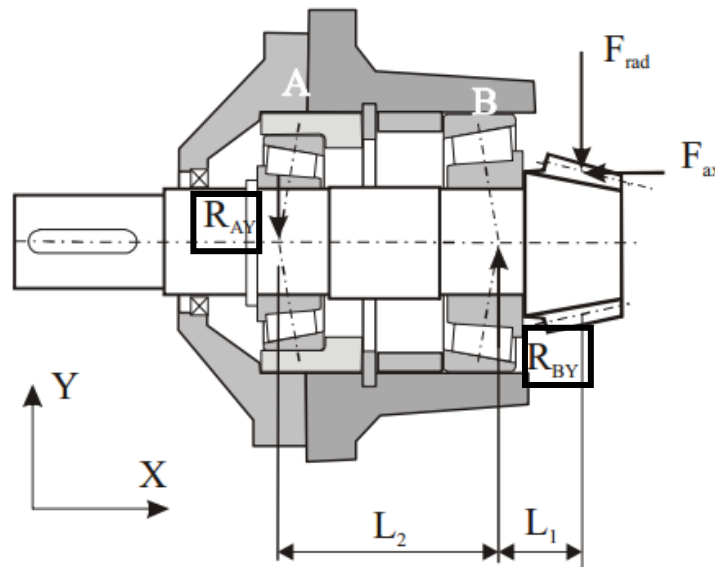


FIGURA 44. ESFUERZOS EN EL EJE PLANO XY

El cálculo de la reacción en B se aborda planteando el equilibrio de momentos con respecto a la sección rodamiento A:

$$\Sigma M_A = 0$$

TABLA 13. EQUILIBRIO DE MOMENTOS PLANO XY

Momentos en +Z	Momentos en -Z
$R_{By} \cdot L_2$	$F_{rad} \cdot (L_1 + L_2)$
$F_{ax} \cdot (d_m \text{ piñón} / 2)$	

$$R_{By} = \frac{F_{rad} \cdot (L_1 + L_2) - F_{ax} \cdot \left(\frac{d_m \text{ piñón}}{2}\right)}{L_2} = \frac{2797,3 \cdot (0,036 + 0,096) - 802,1 \cdot \left(\frac{0,065}{2}\right)}{0,096} = \underline{\underline{3574,73 \text{ N}}}$$

Para la reacción en A, basta con tener en cuenta que el sumatorio de fuerzas verticales debe ser nulo.

$$R_{Ay} = R_{By} - F_{rad} = 3574,73 - 2797,30 = \underline{\underline{777,44 \text{ N}}}$$

Plano XZ (horizontal):

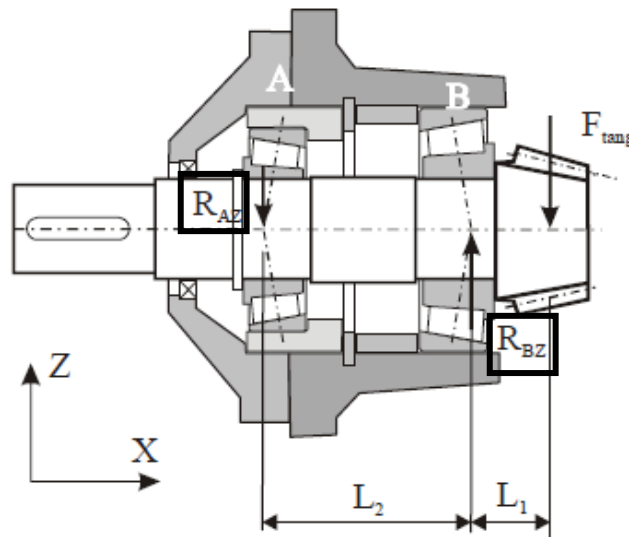


FIGURA 45. ESFUERZOS EN EL EJE PLANO XZ

$$\Sigma M_A = 0$$

TABLA 14. EQUILIBRIO DE MOMENTOS PLANO XZ

Momentos en +Y	Momentos en -Y
$R_{Bz} \cdot L_2$	$F_{tang} \cdot (L_1 + L_2)$

$$R_{Bz} = \frac{F_{tang} \cdot (L_1 + L_2)}{L_2} = \frac{7995,2 \cdot (0,036 + 0,096)}{0,096} = \underline{\underline{10993,4 \text{ N}}}$$

Sumatorio de fuerzas verticales para el rodamiento A:

$$R_{Az} = R_{Bz} - F_{tang} = 10993,4 - 7995,2 = \underline{\underline{2998,4 \text{ N}}}$$

Las reacciones totales son:

Sección A

$$\text{Reacción radial total: } F_{radA} = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{777,44^2 + 2998,40^2} = \underline{\underline{3097,40 \text{ N}}}$$

$$\text{Reacción axial total: } F'_{axA} = \frac{0,5 \cdot F_{radA}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 3097,4}{1,6} = \underline{\underline{967,9 \text{ N}}} \quad *(\text{Contacto angular, en dirección -X})$$

Sección B

$$\text{Reacción radial total: } F_{radB} = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{10993,40^2 + 3574,73^2} = \underline{\underline{11560 \text{ N}}}$$

$$\text{Reacción axial total: } F'_{axB} = \frac{0,5 \cdot F_{radB}}{Y_B} = \frac{0,5 \cdot 11560}{1,7} = \underline{\underline{3400 \text{ N}}} \quad (\text{Contacto angular, en dirección +X})$$

Sin embargo, para las reacciones axiales, hay que calcular las resultantes globales sobre el eje:

$$F_{ax\ eje} = F'_{axB} - F_{ax} - F'_{axA} = \frac{0,5 \cdot F_{radB}}{Y_B} - F_{ax} - \frac{0,5 \cdot F_{radA}}{Y_A} = 3400 - 802,1 - 967,9 = \underline{1630\ N}$$

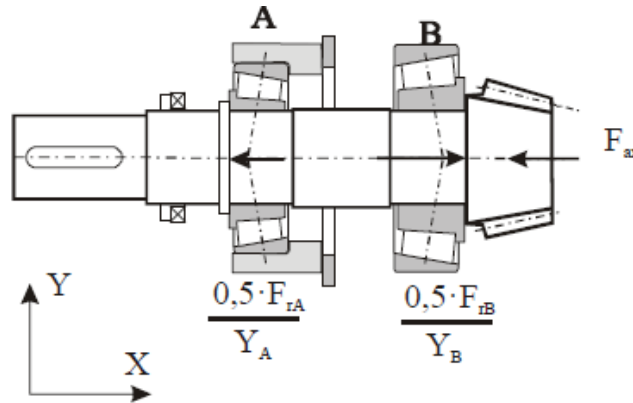


FIGURA 46. ESFUERZOS AXIALES EN EL EJE

Fuerza axial resultante en el rodamiento A:  $F_{axA} = \frac{0,5 \cdot F_{radB}}{Y_B} - F_{ax} = 3400 - 802,1 = \underline{2597,9\ N}$

Fuerza axial resultante en el rodamiento B:  $F_{axB} = \frac{0,5 \cdot F_{radB}}{Y_B} = \underline{3400\ N}$

\*(En B, fuerza axial generada por su contacto angular)

Finalmente, ya hay datos suficientes para calcular las fuerzas equivalentes en los rodamientos del sistema. Atendiendo a las siguientes consideraciones teóricas de los rodamientos de rodillos cónicos:

- Cuando  $F_{ax}/F_{rad} < e$ , el efecto de la fuerza axial se ignora de manera que  $F_{eq} = F_{rad}$
- Cuando  $F_{ax}/F_{rad} > e$ ,  $F_{eq} = 0,4 \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{ax}$

Por tanto:

*Fuerza equivalente en el rodamiento A*

$$F_{axA}/F_{radA} = 2597,9/3097,4 = 0,839 > e_A = 0,4 \quad \text{No se desprecia el esfuerzo axial}$$

$$F_{eqA} = 0,4 \cdot F_{radA} + Y_A \cdot F_{axA} = 0,4 \cdot 3097,4 + 1,6 \cdot 2597,9 = \underline{5395,6\ N}$$

*Fuerza equivalente en el rodamiento B*

$$F_{axB}/F_{radB} = 3400/11560 = 0,294 < e_B = 0,35 \quad \text{Esfuerzo axial despreciable}$$

$$F_{eqB} = F_{radB} = \underline{11560\ N}$$

### Cálculo de la vida de los rodamientos

La expresión de la vida real corregida de un rodamiento es:

$$L \text{ (vueltas)} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{C}{F_{eq}}\right)^q$$

$$a_1 \text{ (Factor de fiabilidad)} = \underline{0,12}$$

(Se cumple para los dos rodamientos. Ya que, según el enunciado, se exige una fiabilidad del 99.8% o lo que es lo mismo, un fallo admisible del 0,2%).

### Rodamiento A

Para el cálculo de  $a_{ISO}$  (Factor de condiciones de trabajo), es necesario conocer antes:

- Fuerza equivalente:  $F_{eqA} = 5395,6 \text{ N}$
- Diámetro medio:  $d_{mA} = \frac{d_A + D_A}{2} = \frac{45 + 85}{2} = 65 \text{ mm}$
- Viscosidad a la temperatura de trabajo:  $\nu (70^\circ\text{C}) = 51,5 \text{ mm}^2/\text{s}$
- Viscosidad relativa:  $\nu_{1A} = \frac{4500}{\sqrt{d_{mA} \cdot n}} = \frac{4500}{\sqrt{65 \cdot 1470}} = 14,56 \text{ mm}^2/\text{s}$
- Relación de viscosidades:  $\kappa = \nu (70^\circ\text{C}) / \nu_{1A} = 51,5 / 14,56 = \underline{3,54}$

A continuación, se calcula el parámetro:  $\eta_c \cdot \frac{P_{uA}}{F_{eqA}} = 0,2 \cdot \frac{16300}{5395,6} = \underline{0,6042}$

Con éste último y la relación de viscosidades, se entra en la gráfica siguiente:

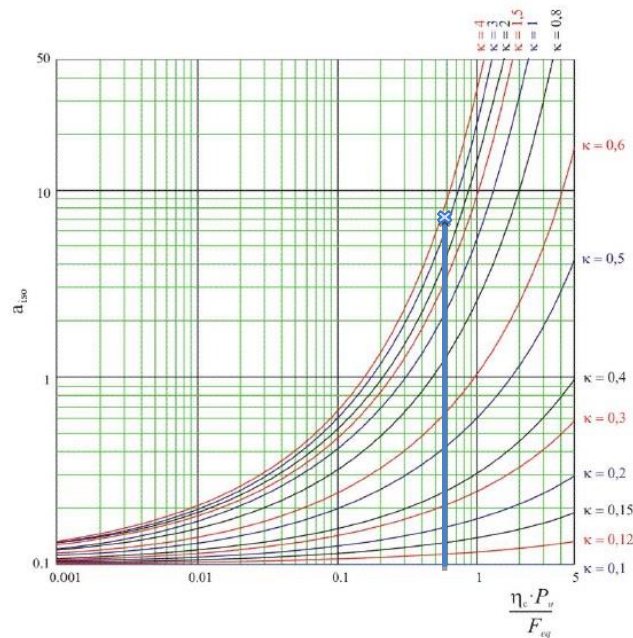


FIGURA 47. FACTOR  $a_{ISO}$  PARA RODAMIENTOS DE RODILLOS

De esta manera se obtiene que el factor de condiciones de trabajo es:  $a_{ISOA} = \underline{7,4}$



Por tanto, para el rodamiento A y su cálculo de vida se tiene:

$$L \text{ (vueltas)} = a_1 \cdot a_{\text{isoA}} \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{C_A}{F_{\text{eqA}}}\right)^q = 0,2 \cdot 7,4 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{108000}{5395,6}\right)^{\frac{10}{3}} = 1,9336 \cdot 10^{10} \text{ vueltas}$$

$$L^h \text{ (horas)} = \frac{L}{\omega_{\text{eje}} \text{ (h)}} = \frac{1,9336 \cdot 10^{10}}{60 \cdot 1470} = \boxed{219229 \text{ h}}$$

### Rodamiento B

- Fuerza equivalente:  $F_{\text{eqB}} = 11560 \text{ N}$
- Diámetro medio:  $d_{\text{mB}} = \frac{d_B + D_B}{2} = \frac{45 + 100}{2} = 72,5 \text{ mm}$
- Viscosidad a la temperatura de trabajo:  $\nu \text{ (70°C)} = 51,5 \text{ mm}^2/\text{s}$
- Viscosidad relativa:  $\nu_{1B} = \frac{4500}{\sqrt{d_{\text{mB}} \cdot n}} = \frac{4500}{\sqrt{72,5 \cdot 1470}} = 13,78 \text{ mm}^2/\text{s}$
- Relación de viscosidades:  $\kappa = \nu \text{ (70°C)} / \nu_{1B} = 51,5 / 13,78 = 3,74$

A continuación, se calcula el parámetro:  $\eta_c \cdot \frac{P_{\text{uB}}}{F_{\text{eqB}}} = 0,2 \cdot \frac{20400}{11560} = \underline{0,353}$

Por tanto, entrando en la *Gráfica 2.1* de manera análoga se obtiene:

$$a_{\text{isoB}} = \underline{2,83}$$

La vida del rodamiento B será:

$$L \text{ (vueltas)} = a_1 \cdot a_{\text{isoB}} \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{C_B}{F_{\text{eqB}}}\right)^q = 0,12 \cdot 2,83 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{140000}{11560}\right)^{\frac{10}{3}} = 1,3853 \cdot 10^9 \text{ vueltas}$$

$$L^h \text{ (horas)} = \frac{L}{\omega_{\text{eje}} \text{ (h)}} = \frac{1,3853 \cdot 10^9}{60 \cdot 1470} = \boxed{15706 \text{ h}}$$

### 3.3.2. RESOLUCIÓN AUTODESK INVENTOR

#### Simulación Dinámica

Una vez definido completamente el sistema mecánico (ver *Anexo 6.1.2.*), se procede a realizar la simulación dinámica, que análogamente a lo visto en el primer caso de estudio, tan sólo se utiliza para comprobar que la transmisión de velocidades es correcta según el diseño seguido y observar también el sistema completo en régimen de funcionamiento.

En la pestaña *Entornos*, se selecciona la opción *Simulación Dinámica*. Una vez aquí, si se ha realizado el ensamblaje de manera correcta, se observa en el menú de operaciones de la izquierda dos grupos móviles: La rueda (engranaje biselado 2) y el conjunto que forman el piñón, el eje y los rodamientos (grupo soldado). Por otra parte, también se pueden identificar las *Uniones Estándar de Revolución* generadas automáticamente de dichos grupos móviles con el sistema fijo.

A continuación, es necesario introducir de manera manual las uniones giratorias para definir así la transmisión de movimiento entre la rueda y el piñón. Para ello, se introduce la unión giratoria "*Giro cono sobre cono*", seleccionando ambos componentes y siempre sobre sus circunferencias primitivas.

Una vez en este punto, sólo queda definir el régimen de giro del sistema. En este caso se conoce como dato la velocidad angular del Piñón. Por tanto, se edita un movimiento impuesto introduciendo el valor de la velocidad del enunciado en gr/s (8820.000 gr/s).

Por último, en el simulador se adecúan los parámetros de simulación para que la simulación se visualice de manera correcta para el observador. Si se han hecho visibles los planos de origen de cada uno de los componentes durante el modelado, resulta más sencillo cerciorarse de que el movimiento del sistema es correcto.

Por último, se realiza la comprobación de la transmisión de velocidades observando las gráficas de las velocidades de cada uno de los grupos móviles en su unión de revolución con el sistema fijo. Para ello, se selecciona la opción *Gráfico de Salida* de la barra de herramientas, del entorno de *Simulación Dinámica*.

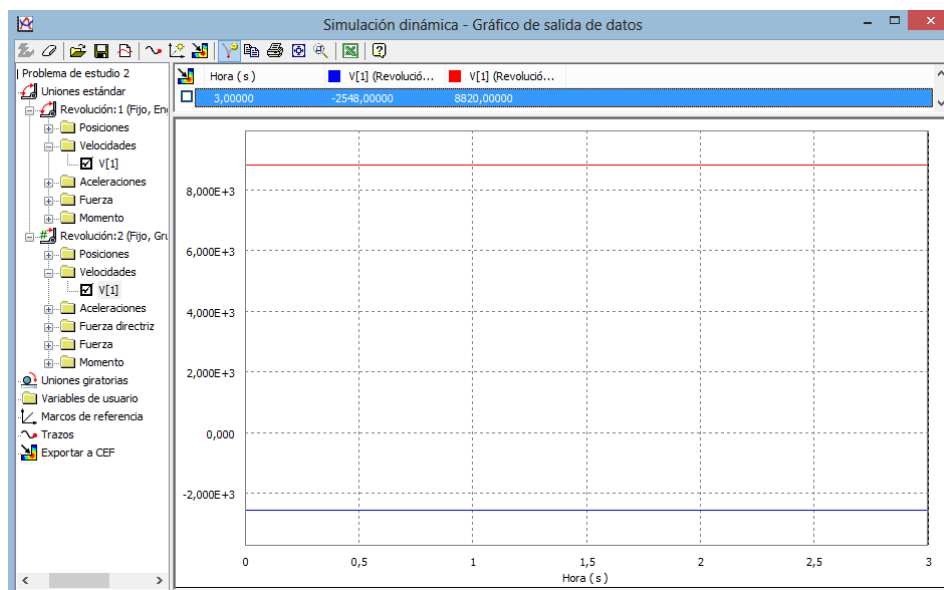


FIGURA 48. RESULTADOS GRÁFICOS TRANSMISIÓN DE VELOCIDADES

En este caso, se puede observar que se tiene la velocidad fijada en el piñón de **8820 gr/s** para todo el grupo. La velocidad de la rueda según la transmisión de movimiento es correcta:

- Velocidad de la Rueda (engranaje biselado 2): **2548 gr/s**

### Análisis de resultados – Design Accelerator

En este segundo caso de estudio, *Design Accelerator* se utiliza para analizar los rodamientos del sistema. Se selecciona, por tanto, dentro del generador de componentes de dichos rodamientos, la pestaña de *Cálculo*.

#### Rodamiento A

En el formulario de *Cálculo* de los rodamientos, con la finalidad de fijar las condiciones en las que operan dichos componentes se introducen los parámetros de funcionamiento: carga radial, carga axial y velocidad de giro. En este caso, las cargas en los rodamientos se podrían calcular mediante un análisis del eje del sistema análogo al del caso de estudio 1, pero debido a que el objeto de este problema es el estudio aislado de los rodamientos, se introducen las cargas calculadas previamente de manera analítica.

Por otra parte, también es necesario introducir ciertos datos de catálogo para definir completamente el rodamiento utilizado antes de realizar los cálculos pertinentes, como son:

- Tasa de carga dinámica y estática: **C = 108000 N**    **C<sub>0</sub> = 143000 N**
- Factores de carga radial y axial: **Y = 1,6**    **X = 0,4**
- Valor límite  $F_a/F_r$ : **e = 0,4**
- Factor de carga axial estática: **Y<sub>0</sub> = 0,8**
- Fiabilidad requerida: **99% ≈ 99,8%** (la mayor aproximación posible dentro de las opciones disponibles)
- Temperatura de trabajo: **70°C**
- Tipo de lubricación: **Aceite**

El resto de valores, no conocidos y fuera del alcance del estudio, mantienen su valor por defecto. Se pulsa la opción *Calcular*, obteniendo así los resultados deseados.

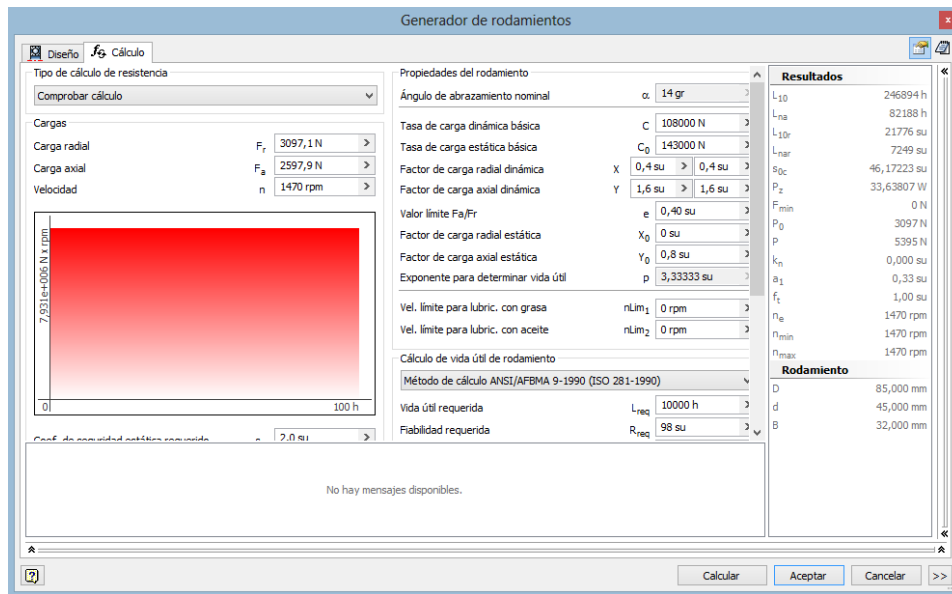


FIGURA 49. RESULTADOS DESIGN ACCELERATOR RODAMIENTO A

En la comparación de resultados, para ver si el diseño y el análisis que aborda este problema es correcto, basta con fijarse únicamente en la carga dinámica equivalente ( $P$ ) y en el rango de vida básico ( $L_{10}$ ).

- **Carga dinámica equivalente:**  $P = 5395 \text{ N} = F_{eqA} = 5395,6 \text{ N}$
- **Rango de vida básico:**  $L_{10} = 246894 \text{ h}$

Para transformar este valor obtenido en la vida real, se multiplica por los factores  $a_1$  y  $a_{ISO}$  obtenidos de manera analítica:

$$L = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} = 0,12 \cdot 7,4 \cdot 246894 = \mathbf{219242 \text{ h}} \approx L^h = 219229 \text{ h}$$

### Rodamiento B

Para estudiar el Rodamiento B, se tienen en cuenta tanto sus diferentes condiciones de carga, como sus diferentes datos de catálogo. En el formulario de cálculo de este componente se introducen los siguientes parámetros:

- Tasa de carga dinámica y estática:  $C = 140000 \text{ N}$     $C_0 = 170000 \text{ N}$
- Factores de carga radial y axial:  $Y = 0$     $X = 1$  (Influencia única de la carga radial, atendiendo a los cálculos analíticos e independiente de los datos de catálogo)
- Valor límite  $F_a/F_r$ :  $e = 0,35$
- Factor de carga axial estática:  $Y_0 = 0,9$
- Fiabilidad requerida:  $99\% \approx 99,8\%$  (la mayor aproximación posible dentro de las opciones disponibles)
- Temperatura de trabajo:  $70^\circ\text{C}$
- Tipo de lubricación: **Aceite**

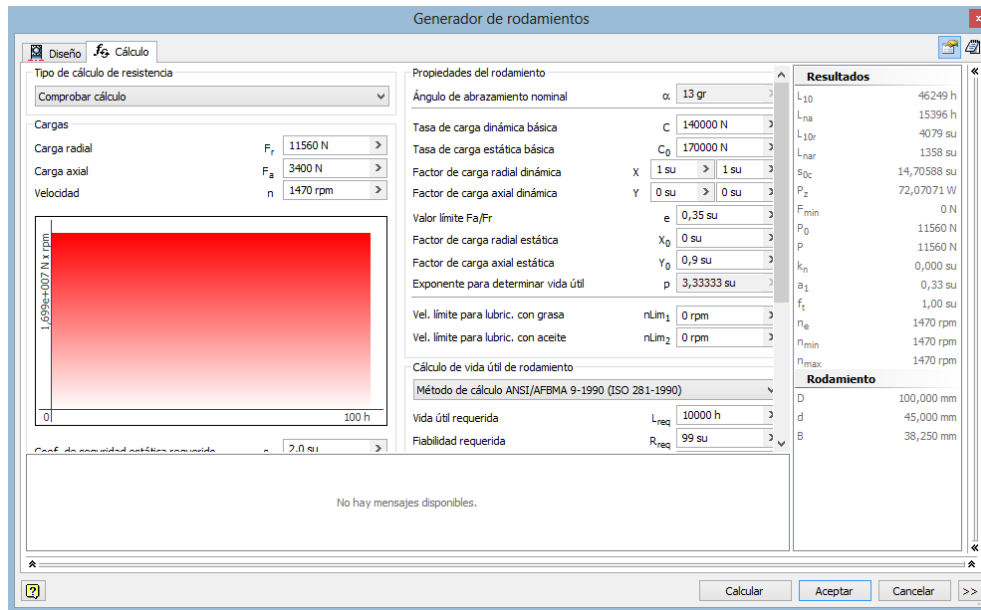


FIGURA 50. RESULTADOS DESIGN ACCELERATOR RODAMIENTO B

Los resultados para el Rodamiento B son:

- **Carga dinámica equivalente:**  $P = 11560 \text{ N} = F_{eqB} = 11560 \text{ N}$
- **Rango de vida básico:**  $L_{10} = 46249 \text{ h}$

Para transformar el valor obtenido en la vida real, se multiplica por los factores  $a_1$  y  $a_{ISO}$  obtenidos de manera analítica:

$$L = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} = 0,12 \cdot 2,83 \cdot 46249 = 15706 \text{ h} \approx L^h = 15680 \text{ h}$$

### 3.3.3. RESOLUCIÓN MSC ADAMS

#### Simulación dinámica

Con el sistema del segundo caso de estudio totalmente modelado y ensamblado de acuerdo al enunciado del problema (ver *Anexo 6.1.2.*), se procede a la puesta en funcionamiento del mismo.

En primer lugar, es necesario introducir la velocidad angular correspondiente en el engranaje motor del sistema, en este caso, se toma como tal la rueda de la pareja de engranajes. Para ello, se sigue el procedimiento siguiente:

- Motions > Joint Motions > Rotational Joint Motion (Applicable to Revolute or Cylindrical Joint).

Se selecciona la rueda y se introducen las características del movimiento impuesto.

- MOTION\_1 > Modify > Function (time) = 2548d\*time

A continuación, se introduce el par resistente en el piñón tal que el sistema transmita la potencia que determina el enunciado. En este caso, al tener una sola transmisión, no se tendrán en cuenta las pérdidas. Por tanto, se introduce el par resistente en el piñón de la siguiente manera:

- Forces > Applied Forces > Create a Torque (Single Component) Applied Force > Body Fixed/Pick Feature/Constant.

Se selecciona en primer lugar el piñón como cuerpo sobre el que actúa dicho par, y como localización se considera válido el centro de la pareja de engranajes. Finalmente, como dirección se tomará +X.

Una vez impuesto el movimiento y la resistencia del sistema, se lleva a cabo la primera simulación dinámica, siguiendo un procedimiento análogo al descrito en el caso de estudio anterior. Si la simulación se ha configurado correctamente, durante la misma se observa que el sistema funciona correctamente.

#### Análisis de Resultados - Postprocesador

Una vez validada la primera simulación dinámica, se procede a realizar un primer análisis de resultados mediante el postprocesador de la simulación.

#### **Transmisión de velocidades**

En primer lugar, se comprueba si la transmisión de velocidades del sistema es correcta. Para ello, se comprueban las velocidades angulares de la rueda y del piñón:

- Results > Postprocessor
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_PINON\_1\_RUEDA\_1\_SFORCE > Omega\_Gear\_1 > Add Curves

- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_PINON\_1\_RUEDA\_1\_SFORCE > Omega\_Gear\_2 > Add Curves

Se grafican ambas velocidades y se puede observar cómo se tienen los siguientes resultados numéricos, siendo éstos constantes en el tiempo:

$$\omega_{\text{piñón}} = 8820 \text{ gr/s}$$

$$\omega_{\text{rueda}} = 2548 \text{ gr/s}$$

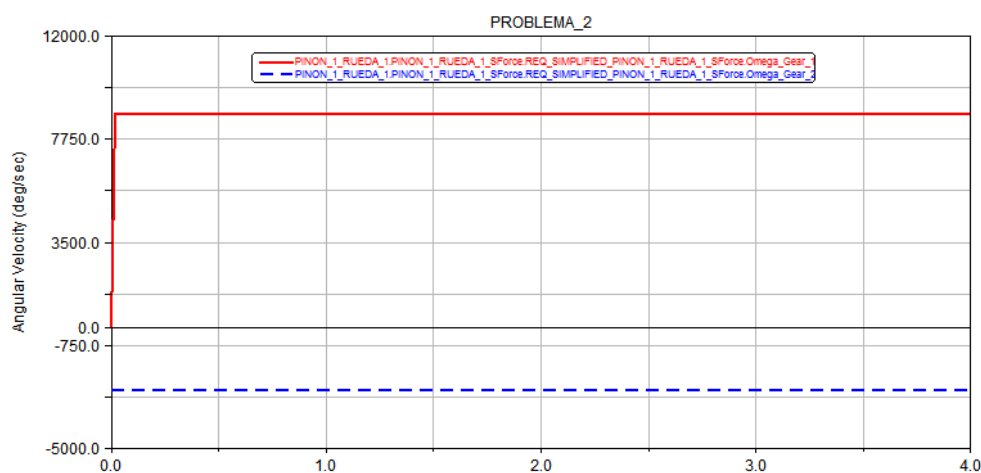


FIGURA 51. RESULTADOS TRANSMISIÓN DE VELOCIDADES

### Fuerzas actuantes en los engranajes

A continuación, se comprueban las fuerzas de contacto en la pareja de engranajes. Para ello, mediante el uso del postprocesador, se grafican las siguientes medidas sugeridas por el propio módulo:

- Results > Postprocessor
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_ENG1\_1\_ENG2\_1\_SFORCE > Tangential\_Force
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_ENG1\_1\_ENG2\_1\_SFORCE > Radial\_Force
- Request > REQ\_SIMPLIFIED\_ENG1\_1\_ENG2\_1\_SFORCE > Axial\_Force

A la vista de los resultados gráficos, los valores numéricos obtenidos son:

- **Tangential\_Force = 8045,37 N**  $\approx F_{\text{tang}} = 7995,2 \text{ N}$
- **Radial\_Force (Piñón) = 2814,84 N**  $\approx F_{\text{rad}} = 2797,3 \text{ N}$
- **Axial\_Force (Rueda) = 807,14 N**  $\approx F_{\text{ax}} = 802,1 \text{ N}$

### Fuerza equivalente en los rodamientos

Para comprobar las fuerzas actuantes sobre los rodamientos, se grafican las siguientes medidas sugeridas por el postprocesador:

- Results > Postprocessor
- Request > ROD\_A\_Bearing\_Forces > Radial\_x
- Request > ROD\_A\_Bearing\_Forces > Radial\_y
- Request > ROD\_A\_Bearing\_Forces > Axial
- Request > ROD\_B\_Bearing\_Forces > Radial\_x
- Request > ROD\_B\_Bearing\_Forces > Radial\_y
- Request > ROD\_B\_Bearing\_Forces > Axial

Los resultados obtenidos se muestran a continuación:

#### **Rodamiento A**

- **Radial\_x = 2619,66 N**  $\approx F_{rz} = 2998,2$  N
- **Radial\_y = 689,70 N**  $\approx F_{ry} = 777,437$  N
- **Axial = 3853,74 N**  $\approx F_{ax} = 2597,9$  N
- **Force\_Mag = 4710,58 N**  $\approx F_{eq} = 5395,6$  N

#### **Rodamiento B**

- **Radial\_x = 10664,84 N**  $\approx F_{rz} = 10993,4$  N
- **Radial\_y = 3557,88 N**  $\approx F_{ry} = 3574,73$  N
- **Axial = 3046,61 N**  $\approx F_{ax} = 3400$  N
- **Force\_Mag = 11648,14 N**  $\approx F_{eq} = 11560$  N

El cálculo de la vida de los rodamientos para una probabilidad de fallo determinada que ofrece el módulo *Adams Machinery*, no se ha llevado a cabo debido a que el método de cálculo que utiliza (ISO/TS 16271) tiene en cuenta más variables de operación que el método analítico (ISO 281) con el que se pretende realizar la comparación. Concretamente, el cálculo que realiza *Adams* no está limitado a una fuerza externa, sino que también considera la influencia de los momentos, así como la holgura y la precarga de los propios rodamientos, por lo que para cada grado de libertad se especifica tanto una carga, como un desplazamiento y una rotación.

Por tanto, en este segundo caso de estudio se considera suficiente obtener los esfuerzos sobre cada uno de los rodamientos, ya que a partir de este punto resulta sencillo calcular la vida de los rodamientos de manera analítica según la norma ISO 281.



### 3.4. CASO DE STUDIO 3: DISEÑO DE TRANSMISIONES

#### ENUNCIADO DEL PROBLEMA

Un compresor de 85 kW está accionado mediante un motor de combustión, cuya velocidad es de 2137 rpm.

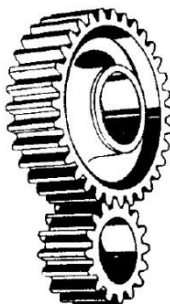


FIGURA 52. SISTEMA GENÉRICO ENGRANAJES RECTOS CASO DE ESTUDIO 3

El sistema aislado de transmisión a estudiar, es del tipo:

*Eje de entrada:*

- Velocidad del motor:  $\omega_{ent} = 2137 \text{ rpm}$
- Potencia transmitida:  $P = 85 \text{ kW}$

*Datos de diseño de la transmisión:*

- Número de dientes:
  - Piñón:  $Z_1 = 19 \text{ ud}$
  - Rueda:  $Z_2 = 58 \text{ ud}$
- Características geométricas:
  - Anchura:  $b = 50 \text{ mm}$
  - Dientes rectos:  $\beta = 0^\circ$
  - Ángulo de presión:  $\Phi = 20^\circ$
  - Distancia entre centros:  $D_c = 154 \text{ mm}$
- *Características del material:* Acero endurecido por inducción:
  - $S_{FP}$  (Tensión normal máxima admisible) =  $742 \text{ N/mm}^2$
  - $S_{HP}$  (Tensión de contacto máxima admisible) =  $1372 \text{ N/mm}^2$
- Calidad **I.S.O. 6**

*Montaje:*

- Sin ajuste ni rodaje posterior, piñón tallado en el eje ( $Y_B = 1$ )

Se pide:

1. Calcular coeficientes de seguridad de la transmisión, a fallo superficial y a flexión.

### 3.4.1. RESOLUCIÓN ANALÍTICA

En primer lugar, en todo cálculo de diseño de transmisiones, es necesario obtener una serie de datos geométricos y de funcionamiento del sistema.

*Relación de transmisión:*

$$i = Z_2/Z_1 = 58/19 = \underline{3,053}$$

*Módulo:*

$$d_1 = Z_1 \cdot m \qquad d_2 = Z_2 \cdot m$$

$$D_c = \frac{d_1+d_2}{2} = \frac{Z_1+Z_2}{2} \cdot m = \frac{19+58}{2} \cdot m \qquad m = \frac{D_c \cdot 2}{Z_1+Z_2} = \frac{154 \cdot 2}{19+58} = \underline{4}$$

$$d_1 = 19 \cdot 4 = \underline{76 \text{ mm}} \qquad d_2 = 58 \cdot 4 = \underline{232 \text{ mm}}$$

*Velocidad circunferencial:*

$$\omega_{ent} \text{ (rad/s)} = 2137 \frac{\text{vueltas}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ vuelta}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = \underline{223,786 \text{ rad/s}}$$

$$v_{circ} = \frac{d_1}{2} \cdot \omega_{ent} = \frac{0.076}{2} \cdot 223,786 = \underline{8,504 \text{ m/s}}$$

*Fuerza tangencial:*

$$F_{tang} = P/v_{circ} = 85000/8,504 = \underline{9995,296 \text{ N}}$$

1. Cálculo de los coeficientes de seguridad.

**Coeficiente de seguridad a fallo superficial:**

Siendo:

$$X_H \text{ (Coeficiente de seguridad a fallo superficial)} = \left( \frac{S_{HP}}{\sigma_H} \right)^2$$

$$\sigma_H \text{ (Tensión superficial resultante)} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{tang}}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

Basando el procedimiento en dichas ecuaciones, a continuación es necesario obtener todos los factores de los que depende la tensión superficial.

- *Coeficiente geométrico*  $Z_H$  :

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\text{sen}(\Phi) \cdot \cos(\Phi)}} = \sqrt{\frac{2}{\text{sen}(20) \cdot \cos(20)}} = \underline{2,495}$$

- *Coeficiente elástico*  $Z_E$  :  $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{1-\nu^2}{E} \cdot \frac{1-\nu^2}{E} \right)}} = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left( \frac{1-0,3^2}{2,06 \cdot 10^5} \cdot \frac{1-0,3^2}{2,06 \cdot 10^5} \right)}} = \underline{189,812 \text{ (N/mm}^2)^{1/2}}$$

- Coeficiente de conducción  $Z_\epsilon : y_1 = y_2 = 1$  (Para dientes normales)

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$$

Donde se puede expresar la relación de conducción como:

$$\epsilon_\alpha = \frac{1}{\cos(\Phi) \cdot \pi} \cdot \left[ \sqrt{\frac{Z_1^2}{4} \cdot \text{sen}(\Phi)^2 + y_1^2 + Z_1 \cdot y_1} + \sqrt{\frac{Z_2^2}{4} \cdot \text{sen}(\Phi)^2 + y_2^2 + Z_2 \cdot y_2} + \left( -\frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) \cdot \text{sen}(\Phi) \right] =$$

$$\epsilon_\alpha = \frac{1}{\cos(20) \cdot \pi} \cdot \left[ \sqrt{\frac{19^2}{4} \cdot \text{sen}(20)^2 + 1^2 + 19} + \sqrt{\frac{58^2}{4} \cdot \text{sen}(20)^2 + 1^2 + 58} + \left( -\frac{19 + 58}{2} \right) \cdot \text{sen}(20) \right]$$

$$\epsilon_\alpha = 1,66$$

Por tanto:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,66}{3}} = \underline{0,883}$$

- Coeficiente de ángulo de hélice  $Z_\beta$  :

$$Z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\cos(\beta)}} = \frac{1}{\sqrt{\cos(0)}} = \underline{1}$$

- Coeficiente de aplicación  $K_A$  :

Se emplean los valores de la siguiente tabla:

TABLA 15. COEFICIENTES DE APLICACIÓN SEGÚN CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada			
	Uniforme	Choques ligeros	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choques ligeros	1,10	1,35	1,60	1,85
Choques moderados	1,25	1,50	1,75	2,00
Choques fuertes	1,50	1,75	2,00	2,25 o mayor

La máquina motriz del sistema de estudio, es un motor de combustión interna policilíndrico, por lo que dentro de los ejemplos de máquinas motrices tabulados (ver Tabla 6. *Clasificación Máquinas Motrices*):

Motor de combustión interna de varios cilindros: **Choques moderados**

Por otra parte, la máquina arrastrada es un compresor de 4 cilindros, por tanto (ver Tabla 7.  
*Clasificación Máquinas Arrastradas*):

Compresores policilíndricos: **Choques ligeros**

El coeficiente de aplicación del sistema es:

$$K_A = \underline{1,5}$$

- *Coefficiente dinámico*  $K_V$  : Para calidad **I.S.O. 6**

$$K_V = 1 + \left( \frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_{tang}}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{v_{circ} \cdot Z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}}$$

Donde:

$K_1$  (Coeficiente en función de la calidad del tallado) se obtiene de los valores tabulados:

**TABLA 16. VALORES COEFICIENTE EN FUNCIÓN DE LA CALIDAD DEL TALLADO**

$Q_{ISO}$	10	9	8	7	6	5	4	3
<b><math>K_1</math> rectos</b>	76,6	52,8	39,1	26,8	14,9	7,5	3,9	2,1

Para  $Q_{ISO} = 6$ :  $K_1 = \mathbf{14,9}$

$K_2$  para dientes rectos:  $K_2 = \mathbf{0,0193}$

$K_3$  depende de la relación  $\frac{v_{circ} \cdot Z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}}$

$$\frac{v_{circ} \cdot Z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} = \frac{8,504 \cdot 19}{100} \cdot \sqrt{\frac{3,053^2}{1+3,053^2}} = \mathbf{1,535 \text{ m/s}}$$

Si  $\frac{v_{circ} \cdot Z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} > 0.2 \text{ m/s}$

$$K_3 = -0.357 \cdot \left( \frac{v_{circ} \cdot Z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \right) + 2,071 = -0,357 \cdot \left( \frac{8,504 \cdot 19}{100} \cdot \sqrt{\frac{3,053^2}{1+3,053^2}} \right) + 2,071 = \mathbf{1,5228}$$

Por tanto, el coeficiente dinámico será:

$$K_V = 1 + \left( \frac{14,9}{1,5 \cdot \frac{9995,296}{0.05}} + \mathbf{0,0193} \right) \cdot \frac{8,504 \cdot 19}{100} \cdot \mathbf{1,5228} \cdot \sqrt{\frac{3,053^2}{1+3,053^2}} = \underline{\mathbf{1,161}}$$

- *Coefficiente de distribución de carga longitudinal en estudio de presión superficial*  $K_{H\beta}$  :

La expresión de dicho coeficiente es  $K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$

Para un índice de calidad **I.S.O. 6**, sin ajuste posterior (ajuste A) y diente de **acero endurecido**, entrando en la tabla siguiente:

TABLA 17. VALORES COEFICIENTE DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA LONGITUDINAL

Q <sub>ISO</sub>	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente/dentados cementados rectificadas		
		H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>
5	a	1,135	2,3 · 10 <sup>-4</sup>	0,18	1,09	1,99 · 10 <sup>-4</sup>	0,26
5	b,c	1,10	1,15 · 10 <sup>-4</sup>	0,18	1,05	1,0 · 10 <sup>-4</sup>	0,26
6	a	1,15	3,0 · 10 <sup>-4</sup>	0,18	1,09	3,3 · 10 <sup>-4</sup>	0,26
6	b,c	1,11	1,5 · 10 <sup>-4</sup>	0,18	1,05	1,6 · 10 <sup>-4</sup>	0,26
7	a	1,17	4,7 · 10 <sup>-4</sup>	0,18	-	-	-
7	b,c	1,12	2,3 · 10 <sup>-4</sup>	0,18	-	-	-
8	a	1,23	6,1 · 10 <sup>-4</sup>	0,18	-	-	-
8	b,c	1,15	3,1 · 10 <sup>-4</sup>	0,18	-	-	-

Por tanto, una vez obtenidos los coeficientes intermedios

$$H_1 = 1,09 \quad H_2 = 3,3 \cdot 10^{-4} \quad H_3 = 0,26$$

$$K_{H\beta} = 1,09 + 3,3 \cdot 10^{-4} \cdot b + 0,26 \cdot \left(\frac{50}{76}\right)^2 = \underline{1,219}$$

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

Primero se comprueba la restricción  $\frac{F_{tang} \cdot K_A}{b} \geq 100 \text{ N/mm}$  para comprobar la posibilidad del método simplificado.

$$\text{En este caso: } \frac{9995,296 \cdot 1,5}{50} = 299,86 \text{ N/mm} > 100 \text{ N/mm}$$

Por lo tanto se toma que para el índice de calidad **I.S.O. 6**  $K_{H\alpha} = \underline{1}$

Una vez calculados todos los coeficientes necesarios, la tensión superficial resultante es:

$$\sigma_H = 2,495 \cdot 189,812 \cdot 0,883 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{9995,296}{76 \cdot 50} \cdot \frac{3,053+1}{3,053}} \cdot \sqrt{1,5 \cdot 1,161 \cdot 1,219 \cdot 1} = \underline{1138,54 \text{ MPa}}$$

Siendo, por último, el coeficiente de seguridad superficial:

$$X_H = \left(\frac{1372}{1138,54}\right)^2 = \underline{1,4521}$$

### Coefficiente de seguridad a flexión:

En este caso, las expresiones son:

$$X_F \text{ (Coeficiente de seguridad a flexión)} = \frac{S_{FP}}{\sigma_F}$$

$$\sigma_F \text{ (Tensión superficial resultante)} = \frac{F_{tang}}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_{sa} \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$

- *Coeficiente de forma*  $Y_{Fa}$  :

$$\text{Para } 18 \leq Z_v \leq 400 \quad Y_{Fa} = 38,18 \cdot Z_v^{-1,29} + 2,11$$

$$\text{Teniendo } Z_1 = 19 \quad Y_{Fa} = 38,18 \cdot 19^{-1,29} + 2,11 = \underline{\underline{2,97}}$$

- *Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente*  $Y_{sa}$  :

$$\text{Para } 18 \leq Z_v \leq 430 \quad Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log(Z_v)$$

$$\text{Teniendo } Z_1 = 19 \quad Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log(19) = \underline{\underline{1,65}}$$

- *Coeficiente de inclinación*  $Y_\beta$  :

$$\text{Para dientes rectos: } Y_\beta = \underline{\underline{1}}$$

- *Coeficiente de conducción*  $Y_\epsilon$  :

$$Y_\epsilon = 0,25 + \left(\frac{0,75}{\epsilon_\alpha}\right) = 0,25 + \left(\frac{0,75}{1,66}\right) = \underline{\underline{0,7}}$$

- *Coeficiente de distribución de carga longitudinal en estudio de flexión*  $K_{F\beta}$  :

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_f} \quad \text{Siendo } N_f = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2}$$

Donde h es la altura del diente:  $h = 2,25 \cdot m = 9 \text{ mm}$

$$N_f = \frac{1}{1 + \frac{9}{50} + \left(\frac{9}{50}\right)^2} = 0,8248$$

Por tanto, se tiene:

$$K_{F\beta} = 1,219^{0,8248} = \underline{\underline{1,177}}$$

- *Coeficiente de distribución de carga transversal*  $K_{F\alpha}$  :

Este coeficiente coincide para los estudios a presión superficial y a flexión

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = \underline{\underline{1}}$$

- Calculados anteriormente:

$$K_A = \underline{\underline{1,5}} \quad K_V = \underline{\underline{1,161}}$$

Por tanto, en este caso de estudio, la presión superficial resultante toma el valor de:

$$\sigma_F = \frac{9995,296}{50 \cdot 4} \cdot 2,97 \cdot 0,7 \cdot 1,65 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,161 \cdot 1,177 \cdot 1 = \underline{\underline{351,4 \text{ MPa}}}$$

Para terminar, el coeficiente de seguridad a flexión es:

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} = \frac{742}{351,4} = \underline{\underline{2,1115}}$$

### 3.4.2. RESOLUCIÓN AUTODESK INVENTOR

Este caso de estudio se centra en el diseño de la transmisión, por lo que no es necesario modelar un sistema reductor de velocidad completo, sino que se procede limitando el diseño a una transmisión de engranajes rectos aislada (ver *Anexo 6.1.3.*), atendiendo a los parámetros que define el enunciado del problema.

#### Simulación Dinámica

Ya en el entorno de *Simulación Dinámica*, se pueden observar los diferentes grupos móviles: engranaje 1 y 2; Así como sus *Uniones estándar de Revolución* generadas de manera automática con el sistema fijo.

A continuación se introduce de manera manual la unión giratoria para definir la transmisión de movimiento entre el piñón y la rueda. Para ello, se introduce la unión giratoria “*Giro cilindro sobre cilindro*”, seleccionando el cilindro de revolución de cada uno de los componentes y accionando la opción *1restricción: giratoria*.

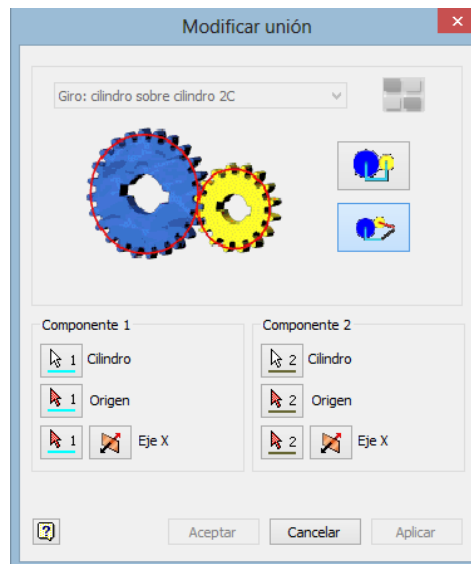


FIGURA 53. DETALLE GENERACIÓN UNIÓN ENGRANAJES RECTOS

Sólo queda definir el régimen de giro del sistema. En este caso se conoce la velocidad de giro del engranaje 1. Para ello, se modifican sus propiedades y se edita un movimiento impuesto con la velocidad del enunciado en *gr/s*, en este caso 12822,000 *gr/s*.

Adequando los parámetros de simulación (3 segundos y 500 imágenes), ya se puede realizar la simulación dinámica de la transmisión. Generando un gráfico de salida de la velocidad de giro de ambos componentes se puede comprobar que la transmisión de movimiento es adecuada y se mantiene constante, tal y como se muestra en la siguiente figura:



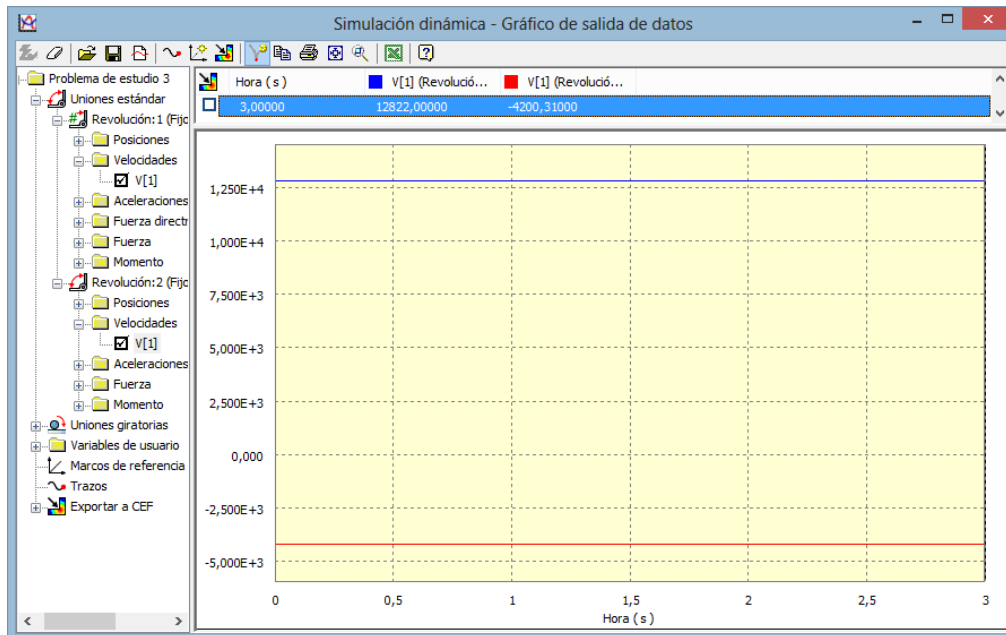


FIGURA 54. RESULTADOS TRANSMISIÓN DE VELOCIDADES

Se puede observar que en el engranaje 1 se tiene la velocidad fijada de manera manual de **12822 gr/s**. La transmisión de movimiento a la rueda es correcta y su velocidad es:

- Velocidad del engranaje 2: **4200,31 gr/s**

### Análisis de resultados – Design Accelerator

En este tercer y último caso de estudio, el módulo *Design Accelerator* se utiliza para calcular ciertos parámetros de diseño de transmisiones, como son los coeficientes de seguridad de la transmisión objeto de estudio. Se busca obtener resultados tanto a fallo superficial como a flexión.

En primer lugar, se selecciona dentro del generador de componentes de uno de los engranajes, la pestaña de Cálculo. En este formulario se empieza por introducir los datos de funcionamiento conocidos en el enunciado del problema, como son: la potencia del sistema, la velocidad del Engranaje 1 y los límites de fatiga por plegado y por contacto.

Método de cálculo de resistencia  
ISO 6336:1996

Cargas

		Engranaje 1	Engranaje 2
Potencia	P	85 kW	83,300 kW
Velocidad	n	2137 rpm	700,05 rpm
Par de torsión	T	379,827 N m	1136,282 N m
Eficacia	$\eta$	0,980 su	

Valores de material

Engranaje 1  Material de usuario

Engranaje 2  Material de usuario

Límite de fatiga por plegado	$\sigma_{Flim}$	742 MPa	742 MPa
Límite de fatiga por contacto	$\sigma_{Hlim}$	1372 MPa	1372 MPa
Módulo de elasticidad	E	206000 MPa	206000 MPa
Coefficiente de Poisson	$\mu$	0,300 su	0,300 su
Tratamiento térmico		2 su	2 su

Vida requerida  $L_h$  10000 h

Factores      Precisión

FIGURA 55. DETALLE DEFINICIÓN DATOS DE FUNCIONAMIENTO Y CALORES DE MATERIAL

A continuación, se introducen los coeficientes intermedios que intervienen en el cálculo de los coeficientes de seguridad. Para ello, en el presente formulario se pulsa la opción *Factores*. En la ventana emergente se selecciona la casilla de la esquina inferior izquierda, que permitirá al usuario modificar los factores de diseño según las especificaciones del problema.

En este punto, tan sólo falta modificar uno por uno dichos factores, introduciendo los resultados obtenidos mediante el procedimiento analítico. Cabe destacar que el módulo *Design Accelerator* ofrece la opción de modificar también una serie de factores que en este caso no son objeto de estudio. A dichos factores, se les da el valor 1 para así anular su influencia sobre el cálculo final.

Las siguientes figuras muestran el formulario de factores de diseño ya modificados:

Factores de carga adicional

	Contacto	Plegado
Factor de aplicación	$K_A$ 1,500 su	
Factor dinámico	$K_{Hv}$ 1,161 su	1,161 su
Factor de carga de cara	$K_{H\beta}$ 1,219 su	1,177 su
Factor de carga transversal	$K_{H\alpha}$ 1,000 su	1,000 su
Factor de sobrecarga única	$K_{AS}$ 1,000 su	

FIGURA 56. DETALLE MODIFICACIÓN FACTORES DE DISEÑO DE CARGA ADICIONAL

Factores de contacto		Engranaje 1	Engranaje 2
Factor de zona	$Z_H$	2,495 su	>
Factor de coeficiente de contacto	$Z_E$	0,883 su	>
Factor de contacto de par único de dientes	$Z_B$	1,000 su	>
Factor de vida útil	$Z_N$	1,000 su	>
Factor de lubricante	$Z_L$	1 su	>
Factor de rugosidad	$Z_R$	1,000 su	>
Factor de velocidad	$Z_V$	1,000 su	>
Factor de ángulo de hélice	$Z_\beta$	1,000 su	>
Factor de tamaño	$Z_X$	1,000 su	>
Factor de endurecimiento por deformación en frío	$Z_W$	1,000 su	>

FIGURA 57. DETALLE MODIFICACIÓN FACTORES DE DISEÑO DE CONTACTO

Factores de plegado			
Factor de forma	$Y_{Fa}$	2,970 su	>
Factor de corrección de tensión	$Y_{Sa}$	1,650 su	>
Factor de dientes con muescas rectific.	$Y_{Sag}$	1,000 su	>
Factor de ángulo de hélice	$Y_\beta$	1,000 su	>
Factor de coeficiente de contacto	$Y_E$	0,700 su	>
Factor de carga alterna	$Y_A$	1,000 su	>
Factor de tecnología de producción	$Y_T$	1,000 su	>
Factor de vida útil	$Y_N$	1,000 su	>
Factor de sensibilidad de muesca	$Y_\delta$	1,000 su	>
Factor de tamaño	$Y_X$	1,000 su	>
Factor de superficie de raíz de diente	$Y_R$	1,000 su	>

FIGURA 58. DETALLE MODIFICACIÓN DE FACTORES DE DISEÑO DE PLEGADO

A continuación, se procede a *Calcular*. En un primer análisis de resultados se puede observar que el diseño de la transmisión es correcto.

Resultados	
$F_t$	9995,446 N
$F_r$	3638,045 N
$F_a$	0,000 N
$F_n$	10636,932 N
$v$	8,504 mps
$n_{E1}$	17025,173 rpm

FIGURA 59. RESULTADOS ESFUERZOS TRANSMISIÓN

$$F_t = 9995,446 \text{ N} = F_{\text{tang}} = P/v_{\text{circ}} = 85000/8,504 = \underline{9995,296 \text{ N}}$$

$$v = 8,504 \text{ mps} = v_{\text{circ}} = \frac{d_1}{2} \cdot \omega_{\text{ent}} = \frac{0,076}{2} \cdot 223,786 = \underline{8,504 \text{ m/s}}$$

Analizando ahora los resultados obtenidos para coeficientes de seguridad objeto del problema se tiene (se obvian los resultados del estudio en estático que indican un supuesto fallo en el diseño):

Engranaje 1	
$S_H$	1,205 su
$S_F$	2,112 su
$S_{Hst}$	0,836 su
$S_{Fst}$	5,279 su
Engranaje 2	
$S_H$	1,205 su
$S_F$	2,112 su
$S_{Hst}$	0,836 su
$S_{Fst}$	5,279 su

FIGURA 60. RESULTADOS COEFICIENTES DE SEGURIDAD

$$S_H \text{ (coeficiente de seguridad contra corrosión)} = 1,205 \approx X_H = 1,4521$$

$$S_F = 2,112 \text{ (coeficiente de seguridad contra rotura de diente)} = X_F = 2,1115$$

Cabe destacar que se observa una ligera desviación en el coeficiente a fallo superficial o contra corrosión, pero siendo más restrictivo el calculado por el módulo *Design Accelerator*, se le atribuye a la simplificación que el cálculo analítico significa y a la posibilidad de que *Autodesk Inventor* utilice distintos algoritmos de cálculo, en este caso contemplando otro tipo de variables de funcionamiento.

### 3.4.3. RESOLUCIÓN MSC ADAMS

Por lo que respecta a la resolución de este caso de estudio mediante *MSC Adams*, no se ha llevado a cabo ya que el módulo *Adams Machinery* no ofrece de manera directa la opción de modificar los factores de diseño de las transmisiones con la finalidad de poder estudiar la seguridad frente al fallo de las mismas en las condiciones de funcionamiento que fija en enunciado de este problema.

No obstante, cabe la posibilidad de definir funciones internas de manera que éstas sirvan como algoritmo de cálculo de cada uno de los coeficientes de seguridad perseguidos, lo que se ha considerado fuera del alcance del presente proyecto. Por tanto, la definición de dichas funciones, calculando cada uno de los factores de diseño en función de los resultados obtenidos tras la simulación dinámica del sistema mecánico, y la posterior obtención de los coeficientes de seguridad de los rodamientos, se ha identificado como una línea de posibles desarrollos futuros.

En definitiva, la generación de funciones internas en *Adams* para la resolución de problemas de diseño de elementos de máquinas, posibilitaría la resolución de este tipo de problemas centrados en el diseño de transmisiones, y en general, se trata de una posibilidad de aumentar el nivel de detalle en el estudio de sistemas mecánicos mediante esta herramienta.

---

4

**COMPARATIVA DE RESULTADOS  
Y CONCLUSIONES**

---

## 4. COMPARATIVA DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

A continuación, se muestran las tablas resumen que recogen los resultados obtenidos para cada caso de estudio, tanto mediante *Autodesk Inventor* como mediante *MSC Adams*, tomando como punto de referencia los obtenidos mediante el cálculo analítico:

### 4.1. RESULTADOS CASO DE ESTUDIO 1: ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL EJE

TABLA 18. TABLA RESUMEN COMPARACIÓN DE RESULTADOS CASO DE ESTUDIO 1

Parámetro (ud)	Autodesk Inventor	MSC Adams	Cálculo Analítico	Comparación
<b>Transmisión de velocidades</b>				
$\omega_{\text{eje}}$ (rpm)	469,15	469,15	469,149	≈
$\omega_{\text{eng salida}}$ (rpm)	149,73	149,73	149,128	≈
<b>Esfuerzos en los engranajes</b>				
P (kW)	4,41	-	4,50	≈
T (N·m)	89,763	89,96	91,60	≈
$F_{\text{tang2}}$ (N)	921,042	933,57	928,02	≈
$F_{\text{rad2}}$ (N)	101,924	105	104,38	≈
$F_{\text{ax2}}$ (N)	319,362	323,16	321,24	≈
$F_{\text{tang3}}$ (N)	2.885,933	2.873,23	2.907,79	≈
$F_{\text{rad3}}$ (N)	1.000,667	994,59	1.006,35	≈
$F_{\text{ax3}}$ (N)	319,362	323,16	327,05	≈
<b>Esfuerzos en el eje</b>				
$R_{\text{Cy}}$ (N)	2.869,549	2601,98	2857,23	≈
$R_{\text{Cz}}$ (N)	9.161,294	8994,14	9.230,68	≈
$M_{\text{Az}}$ (N·m)	10,1297	-	10,30	≈
$M_{\text{Cz}}$ (N·m)	-97,9995	-	-97,75	≈
$M_{\text{By}}$ (N·m)	-115,43	-	-116,31	≈
$M_{\text{Cy}}$ (N·m)	-267,716	-	-269,74	≈
$M_{\text{C}}$ (N·m)	285,089	-	286,91	≈
<b>Seguridad en el eje</b>				
$\sigma_a$ (MPa)	68,501	-	68,162	≈
$X = S_e/\sigma_{\text{red}}$	4,4643	-	4,49	≈

(\*Las celdas no completadas en caso de la resolución mediante Adams, se pueden calcular de manera directa mediante métodos analíticos a partir de los esfuerzos si obtenidos)

### 4.2. RESULTADOS CASO DE ESTUDIO 2: DISEÑO DE RODAMIENTOS

TABLA 19. TABLA RESUMEN COMPARACIÓN DE RESULTADOS AUTODESK INVENTOR CASO 2

Parámetro (ud)	Autodesk Inventor	MSC Adams	Cálculo Analítico	Comparación
<b>Rodamiento A</b>				
$F_{\text{eq A}}$ (N)	5395	4710,58	5395,6	=
$L^h$ (horas)	219242	-	219229	≈
<b>Rodamiento B</b>				
$F_{\text{eq B}}$ (N)	11560	11648,14	11560	=
$L^h$ (horas)	15706	-	15680	≈

### 4.3. RESULTADOS CASO DE ESTUDIO 3: DISEÑO DE TRANSMISIONES

TABLA 20. TABLA RESUMEN COMPARACIÓN DE RESULTADOS AUTODESK INVENTOR CASO 3

Parámetro (ud)	Autodesk Inventor	Cálculo Analítico	Comparación
<b>Parámetros de diseño</b>			
$F_{tang}$ (N)	9.995,446	9.995,296	≈
$v$ (m/s)	8,504	8,504	=
<b>Seguridad de la Transmisión</b>			
$X_H$	1,205	1,4521	≈
$X_F$	2,112	2,1115	=

### 4.4. CONCLUSIONES

Tras completar la resolución de los casos de estudio objeto del presente proyecto mediante las 3 metodologías planteadas y realizar el estudio comparativo de resultados finales, cabe destacar que se ha conseguido obtener resultados bastante similares, siempre realizando procesos de resolución y análisis análogos en la mayor medida posible.

En primer lugar, por lo que respecta a la resolución mediante **Autodesk Inventor**, cabe destacar que el modelado de los sistemas ha sido necesario acometerlo de manera manual mediante el uso de restricciones, ya que siendo una herramienta potente de diseño CAD con múltiples funcionalidades, de esta manera se han evitado problemas asociados al ensamblaje automático que ofrece la generación de componentes mediante *Design Accelerator*.

Además, en esta metodología se le ha restado peso al entorno de simulación dinámica, ya que su única funcionalidad ha sido cerciorarse de que el sistema estaba correctamente ensamblado y comprobar los resultados de la transmisión de velocidades en el mismo. Sin embargo, el módulo *Design Accelerator* ha resultado de mucha utilidad como herramienta de cálculo. Además de posibilitar el diseño de elementos de máquinas de manera guiada, su opción de cálculo permite introducir numerosos parámetros que permiten obtener prácticamente los mismos resultados que los obtenidos mediante la resolución analítica.

En definitiva, *Autodesk Inventor* y su módulo interno *Design Accelerator*, permiten agilizar en gran medida el trabajo de cálculo en problemas de diseño de elementos de máquinas. Teniendo presente el desarrollo analítico del problema e introduciendo los datos adecuados, se han conseguido los resultados perseguidos con elevada fidelidad, por lo que se considera una herramienta válida para el análisis de este tipo de sistemas.

Por otra parte, con respecto a la resolución mediante **MSC Adams**, el desarrollo de los casos de estudio sí que se ha centrado en la simulación dinámica de los sistemas, y en el uso del postprocesador de la misma. El modelado del sistema se ha llevado a cabo de manera simplificada mediante el entorno de diseño de Adams y de acuerdo a los mismos patrones de diseño seguidos en el resto de resoluciones (medidas y dimensiones y del sistema).

En esta metodología, cabe destacar el papel del módulo *Machinery*, que permite la generación de elementos de máquinas de manera asistida y con la posibilidad de definir un gran número de características de diseño. Además, tras la generación de componentes, define de manera



automática una serie de medidas para facilitar el posterior análisis de resultados en el postprocesador de la simulación.

La definición transmisiones por engranajes y rodamientos se ha podido realizar adecuadamente, sin embargo, la resolución del tercer caso de estudio con esta herramienta se no se ha llevado a cabo ya que el módulo *Machinery* no ofrece la opción de modificar los factores de diseño de las transmisiones para poder estudiar así la seguridad frente al fallo de las mismas en unas determinadas condiciones de funcionamiento. Cabe la posibilidad de definir funciones internas que sirvan como algoritmo de cálculo de los coeficientes de seguridad perseguidos, pero se ha considerado que este desarrollo queda fuera del alcance del presente proyecto.

Tras modelar y ensamblar el sistema de manera adecuada, y por último, realizar la simulación dinámica del mismo, con la finalidad de poder validar todos y cada uno de los resultados considerados, se ha limitado el análisis de los resultados obtenidos a los esfuerzos a los que están sometidos los sistemas en los diferentes componentes que los integran, para a partir de este punto completar la resolución de los casos de manera analítica. Cabe destacar también, que el análisis final del sistema que realiza el postprocesador de Adams, abarca de manera holgada el alcance de resolución que se ha pretendido para cada caso de estudio en el presente proyecto, lo que ha podido provocar ligeras discrepancias en los resultados obtenidos tomando como referencia el cálculo analítico.

En el primer caso de estudio, se limitó la resolución con *Adams* a la obtención de las fuerzas en las transmisiones por engranajes y los esfuerzos en la sección sobre la cual se pretende obtener el coeficiente de seguridad. Por otra parte, en el segundo caso de estudio, el cual se centra en el diseño de rodamientos, se ha conseguido obtener los esfuerzos a los que está sometido cada rodamiento del sistema tras la puesta en marcha del mismo. Sin embargo, no se ha acometido el posterior cálculo de vida de los mismos, ya que como se ha explicado anteriormente, Adams utiliza un método de cálculo que tiene en cuenta más variables de operación que el método analítico tomado como base en la comparativa, por lo que no se llegaría a los mismos resultados.

Por tanto, se puede afirmar que este segundo software, es una herramienta muy válida para la resolución de este tipo de problemas de diseño de elementos de máquinas, mediante la simulación dinámica de sistemas mecánicos, destacando la funcionalidad de su módulo interno *Machinery*.

En definitiva, se considera que se ha alcanzado el objetivo del presente proyecto, demostrando y detallando la funcionalidad de ambas metodologías y su aptitud para la resolución de problemas en el estudio y diseño de elementos de máquinas.

---

**5**

**PRESUPUESTO**

---

## 5. PRESUPUESTO

Con la finalidad de evaluar la utilización de las distintas herramientas de diseño de elementos de máquinas desde el punto de vista económico, se ha realizado un presupuesto teniendo en cuenta los costes asociados a la realización del estudio completo. Para ello, se tienen en cuenta las horas de trabajo de personal técnico que se han invertido para realizar dicho estudio, el coste mensual de los programas utilizados y el coste de amortización de los equipos informáticos en los que se han ejecutado los mismos.

Para llevar a cabo el *Estudio Comparativo de Metodologías en el Diseño de Elementos de Máquinas* han sido necesarios 6 meses de dedicación. En las siguientes tablas se muestra de manera detallada el gasto imputado al desarrollo del presente proyecto:

TABLA 21. DESGLOSE IMPUTACIÓN DE COSTES

Concepto	Cantidad	Importe
Honorarios Ingeniero Industrial	6 meses	1.800,00 €/mes
Licencia software Autodesk Inventor 2014	1 año	2.060,00 €/año
Licencia software Adams 2017	1 año	1.941,63 €/año
Amortización Equipos	6 meses	55,50 €/mes

TABLA 22. PRESUPUESTO AUTODESK INVENTOR

Concepto	Cantidad	Importe
Honorarios Ingeniero Industrial	3 meses	5.400,00 €
Licencia software Autodesk Inventor 2014	1 año	2.060,00 €
Amortización Equipos	3 meses	166,50 €
Base Imponible		7.626,50 €
Importe 21% IVA		1.601,57 €
<b>Total</b>		<b>9.228,07 €</b>

TABLA 23. PRESUPUESTO MSC ADAMS

Concepto	Cantidad	Importe
Honorarios Ingeniero Industrial	3 meses	5.400,00 €
Licencia software MSC Adams 2017	1 año	1.941,63 €
Amortización Equipos	3 meses	166,50 €
Base Imponible		7.508,13 €
Importe 21% IVA		1.576,71 €
<b>Total</b>		<b>9.084,84 €</b>



---

**6**

**ANEXOS**

---

## 6. ANEXOS

### 6.1. MODELADO SIMPLIFICADO DE SISTEMAS EN CAD 3D

Como ya se ha mencionado anteriormente, para la resolución de los casos de estudio mediante las herramientas *Autodesk Inventor* y *MSC Adams*, es necesario el modelado completo del sistema. En este proceso de modelado, toma un papel importante el uso de los módulos *Design Accelerator (Inventor)* y *Machinery (Adams)*, ya que posibilitan la generación de manera asistida de los distintos elementos de máquinas.

#### 6.1.1. MODELADO CASO DE ESTUDIO 1

##### Autodesk Inventor – Design Accelerator

En primer lugar, se diseñan los engranajes 1 y 2. En el menú *Diseño* se selecciona la opción *Engranajes Biselados*.



FIGURA 61. DETALLE CREACIÓN ENGRANAJES CÓNICOS

En la siguiente ventana emergente, aparece el generador de componentes, donde se procede al diseño de dichos engranajes, introduciendo datos de enunciado y otros deducidos a partir de éstos.

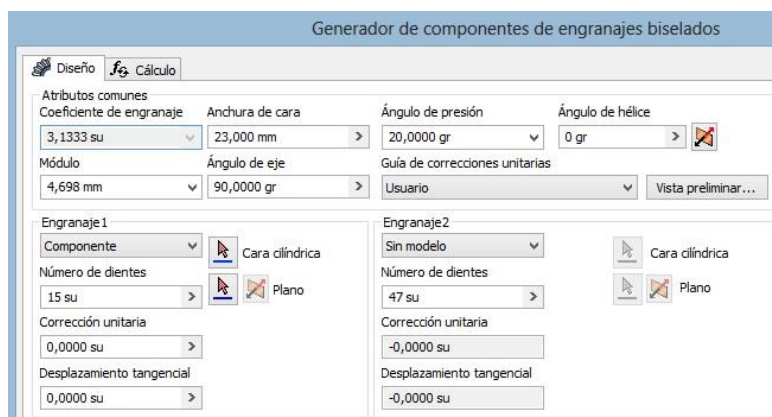


FIGURA 62. DETALLE GENERACIÓN DE COMPONENTES ENGRANAJES 1 Y 2

Concretamente, se introducen los siguientes parámetros de diseño:

- Número de dientes:  $Z_1 = 15$  ud  $Z_2 = 47$  ud
- Ángulo de presión:  $\Phi = 20^\circ$
- Ángulo de hélice:  $\beta = 0^\circ$  (Dientes rectos)
- Anchura de cara:  $b = 23$  mm

(Se mantiene la anchura de cara por defecto siempre que sea un valor razonable, ya que el enunciado no proporciona datos al respecto)

Para introducir el módulo de los engranajes, es necesario realizar un cálculo previo; Debido a que mientras en el enunciado del caso de estudio los diámetros medios están definidos en la sección media del cono del engranaje, *Inventor* utiliza el diámetro exterior para el cálculo del módulo y el posterior diseño del componente.

Por tanto, se procede a calcular el diámetro exterior mediante las ecuaciones de conicidad:

$$c(\text{conicidad}) = 2 \cdot \text{tg}(\gamma \text{ (semiángulo de cono)}) = 2 \cdot \text{tg}(18^\circ) = 0,6498 = \frac{D - d_{m1}}{L}$$

$$D = (c \cdot L) + d_{m1} = (0,6498 \cdot 11,5) + 63 = 70,47 \text{ mm}$$

$$\text{Módulo: } m = 70,47/15 = 4,698 \text{ mm}$$

Una vez introducidos los parámetros necesarios, para obtener sólo el engranaje 1, se mantiene activa la opción *Componente* en éste, mientras que en el engranaje 2 se selecciona la opción *Sin modelo*.

A continuación, se deselecciona la opción *Fijo* para así poder fijarlo manualmente en el espacio como convenga para el posterior diseño del sistema completo (desactivada esta opción para el primer componente, queda desactivada para todos los elementos que diseñemos a posteriori).

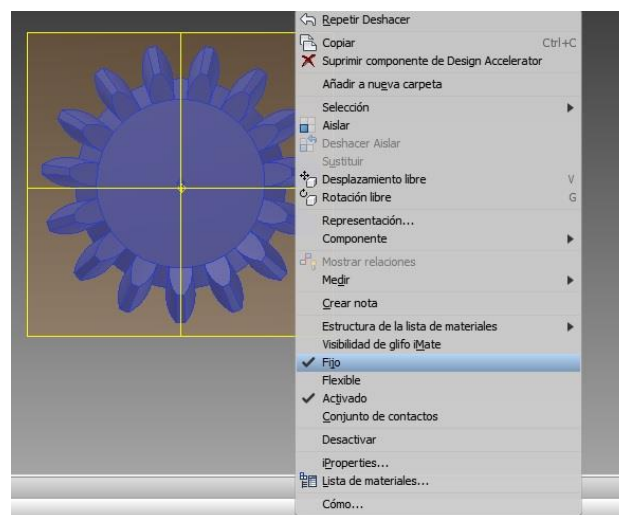


FIGURA 63. DETALLE LIBERACIÓN COMPONENTE

Cuando ya se tiene el componente diseñado, para facilitar las operaciones de ensamblaje con el resto del sistema, se hacen visibles sus cuerpos de superficie, sus planos, ejes y puntos de origen.

Este procedimiento se debe seguir sistemáticamente cada vez que se diseñe un componente. Para ello, se siguen los siguientes pasos:

- En el menú de la parte izquierda se pulsa con el botón derecho en el componente correspondiente, se elige la opción *Edición* y en el apartado *Cuerpos de superficie* se activa la *Visibilidad*.
- En el apartado *Origen* se hacen visibles todos los elementos que aparecen.

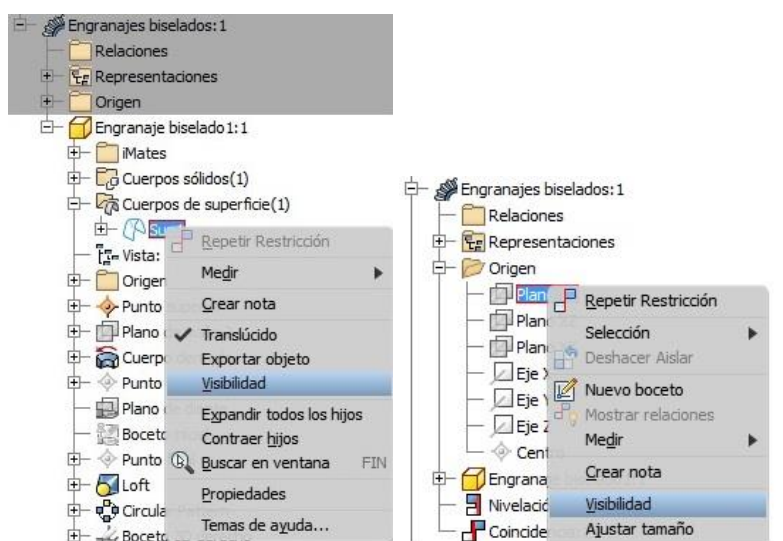


FIGURA 64. DETALLE VISIBILIDAD CUERPOS DE SUPERFICIE

Ya definido completamente el Engranaje 1, se fija en el espacio mediante el uso de restricciones. Las restricciones necesarias serán:

- Restricción de Coincidencia 1: Entre la cara posterior del Engranaje 1 y el plano XZ general.
- Restricción de Coincidencia 2: Entre el eje Z del Engranaje 1 y el eje Z general.

A continuación, de manera análoga se introduce el Engranaje 2. Esta vez se activa la opción *Sin modelo* para el Engranaje 1 y no para el 2. Este nuevo componente, además de fijarlo en el espacio de manera adecuada, se acopla al Engranaje 1 para generar la transmisión deseada.

La definición en el espacio y el ensamblaje entre engranajes se efectúa mediante las siguientes restricciones:

- Restricción de Ángulo: Entre la cara posterior del Engranaje 2 y el plano YZ general (0,00 gr).
- Restricción de Coincidencia: Entre centros de origen de los Engranajes 1 y 2.

También es necesario generar la restricción de movimiento entre los engranajes, mediante las restricciones:

- Restricción de movimiento Rotación: Entre los conos de revolución de los Engranajes 1 y 2, como solución se selecciona la opción Retroceso, y como relación, la relación de transmisión  $i = 3,1333$ .

El primer sistema parcial queda totalmente definido, tanto su ensamblaje como su transmisión de movimiento:

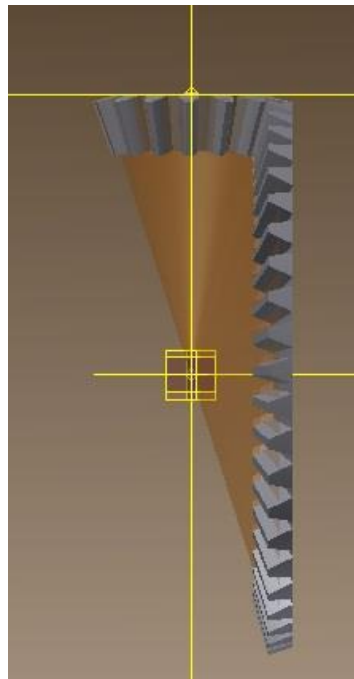


FIGURA 65. DETALLE PAREJA DE ENGRANAJES 1 Y 2 MODELADO

A continuación, es necesario realizar el agujero en el Engranaje 2 en el que se aloja el eje del sistema. Para ello, en la pestaña *Modelo 3D* se elige la opción Crear boceto 2D, seleccionando como plano de trabajo la cara posterior del Engranaje 2. En este boceto se realiza una circunferencia centrada de 40 mm de diámetro.

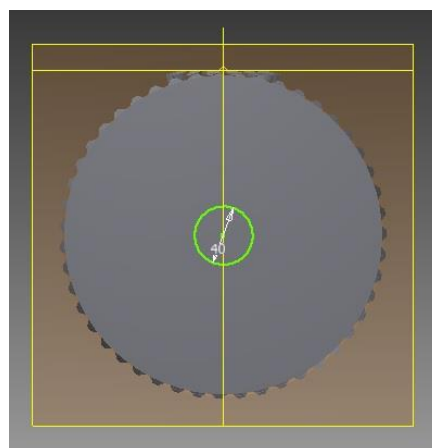


FIGURA 66. DETALLE BOCETO PERFORACIÓN ENGRANAJE 2



A continuación se selecciona la opción *Extrusión*. En este caso se realiza una extrusión de corte con el diámetro de boceto realizado anteriormente, y una profundidad suficiente para que el agujero sea pasante.

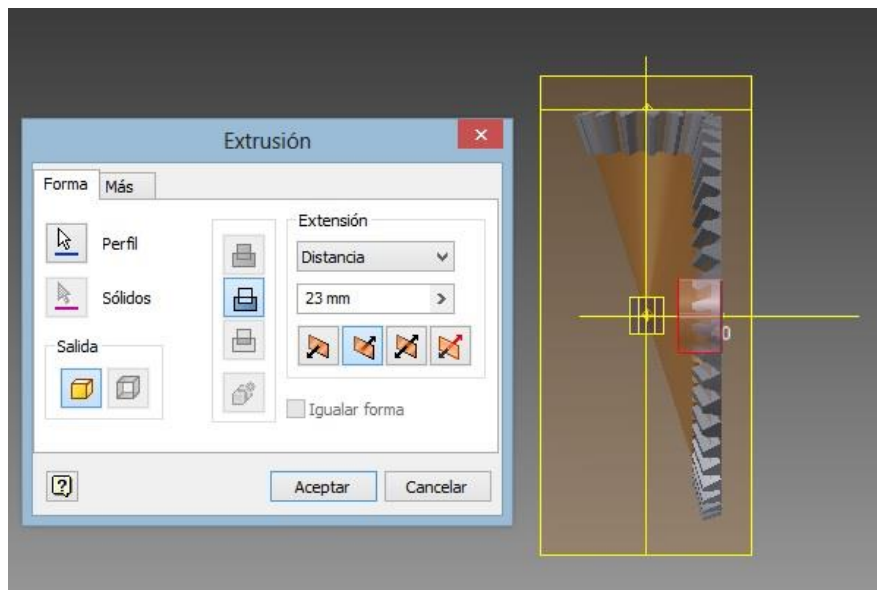


FIGURA 67. DETALLE EXTRUSIÓN PERFORACIÓN ENGRANAJE 2

En este punto, se procede a diseñar el eje del sistema reductor. En la pestaña *Diseño* se selecciona la opción *Eje*. En este caso aparece la ventana del *generador de componentes de eje*. Debido a que en el enunciado del caso de estudio no están especificados todos y cada uno de los datos geométricos necesarios para diseñar el eje, en este formulario se introducen datos aproximados por tramos para diseñar un eje que se adecúe a nuestro sistema final.

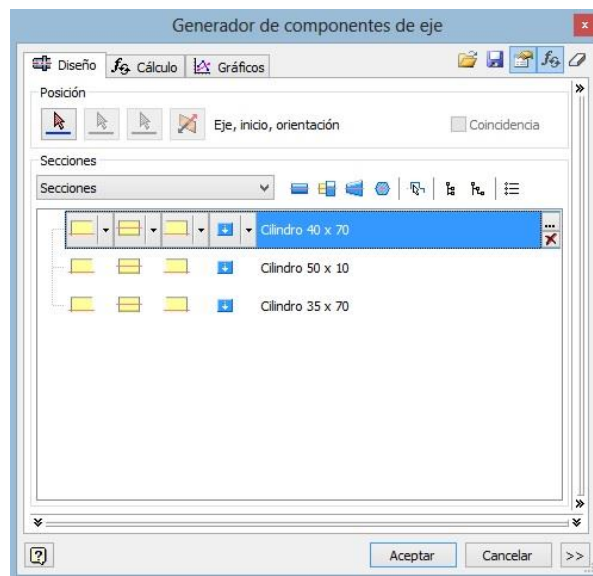


FIGURA 68. DETALLE GENERADOR DE COMPONENTES DE EJE

El eje consta de un primer tramo de 40x70 mm, un segundo tramo corto de 50x10 mm y un último tramo con diámetro definido en el enunciado de 35x70 mm. Todos ellos se definen de manera estándar, cilíndricos y sin ninguna operación en las uniones entre tramos.

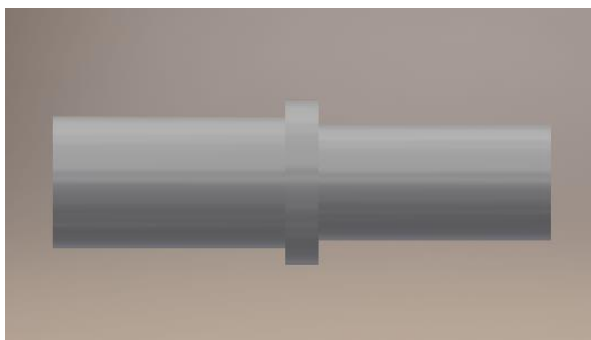


FIGURA 69. DETALLE EJE MODELADO

Una vez modelado el eje del sistema de manera aislada, se procede a ensamblarlo con la transmisión generada anteriormente, en este caso mediante el acople con el Engranaje 2. El ensamblaje se realiza de nuevo mediante restricciones. También se busca mediante éstas definir que el eje y el engranaje giren de manera solidaria.

Las restricciones a definir entre ambos componentes son:

- Restricción de Coincidencia 1: Entre el eje X del Eje reductor y el eje Z del Engranaje 2.
- Restricción de Coincidencia 2: Entre la sección saliente izquierda del tramo de diámetro de 50 mm del Eje reductor, y la cara posterior del Engranaje 2.
- Restricción de Ángulo (giro solidario): Entre el plano de origen XZ del Eje y el plano de origen XZ del Engranaje 2 (0,00 gr).

De esta manera, el eje queda totalmente ensamblado a la transmisión de engranajes 1 y 2.

Por último, se procede a diseñar los engranajes 3 y 4, a ensamblarlos al eje y a definir la transmisión de todo el movimiento en el sistema mediante giros solidarios.

De manera análoga a la primera transmisión, ya que los parámetros de diseño no varían, se genera el Engranaje 3. Este componente se acopla al eje como ya se hizo con el Engranaje 2. Para ello, se crea un boceto 2D en la cara posterior del Engranaje 3 y una extrusión de corte que defina el agujero en el cual se acopla el eje.

El ensamblaje y el giro solidario entre el Engranaje 3 y el Eje reductor se realiza mediante las siguientes restricciones:

- Restricción de Coincidencia 1: Entre el eje Z del Engranaje 3 y el eje X del Eje reductor.
- Restricción de Coincidencia 2: Entre la cara delantera no cortada del Engranaje 3 y la cara correspondiente del Eje reductor.
- Restricción de Ángulo (giro solidario): Entre el plano de origen XZ del Engranaje 3 y el plano de origen XZ del Eje reductor.

Por último, el Engranaje 4 se genera de manera análoga al Engranaje 2 y se ensambla al engranaje 3 como se hizo anteriormente en la primera transmisión, mediante restricciones de ensamblaje y movimiento.

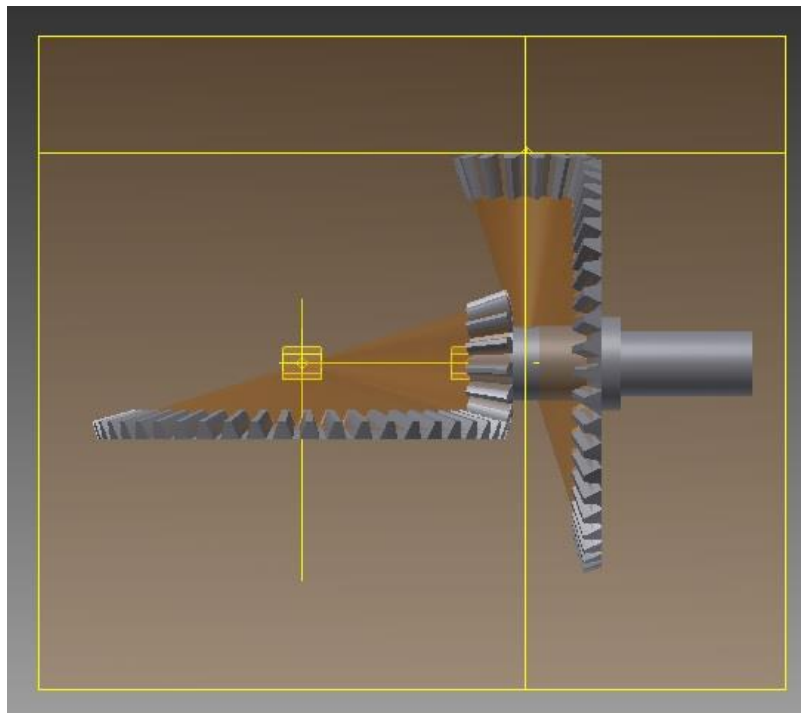


FIGURA 70. SISTEMA COMPLETO EJE + TRANSMISIONES MODELADO

En este punto, sólo queda definir los rodamientos del sistema. Para comenzar su diseño y su ensamblaje con el eje del sistema, se pulsa la opción *Rodamientos* de la pestaña *Diseño* de la barra de herramientas.

En primer lugar, se genera el rodamiento situado en la sección C. En la ventana emergente del generador de componentes, se define en primer lugar el tipo de rodamiento. En este caso, se trata de un *Rodamiento de bolas con contacto angular*. En la biblioteca disponible se selecciona concretamente el tipo *Rolling bearing GB/T 292-2007 Type 70000AC*.

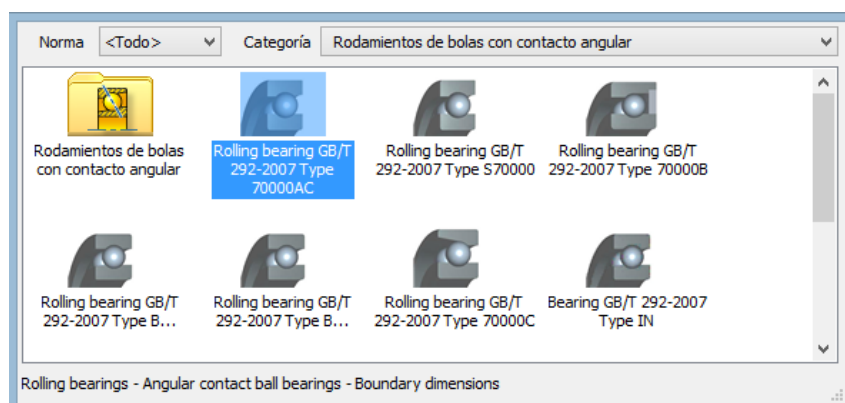


FIGURA 71. DETALLE SELECCIÓN MODELO DE RODAMIENTO

Atendiendo a los parámetros geométricos del enunciado, tan sólo es posible introducir los límites de selección en lo que respecta al diámetro interior ( $d=35$  mm). El resto de parámetros, (diámetro exterior y anchura) se seleccionan de manera arbitraria dentro de las opciones posibles, siempre respetando los órdenes de magnitud de las medidas del sistema completo ( $D=80$  mm,  $b=21$  mm).

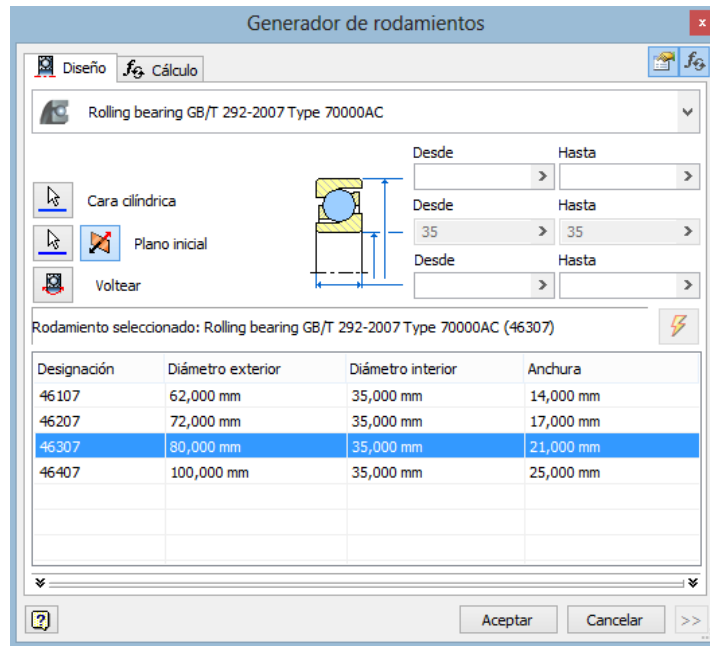


FIGURA 72. DETALLE SELECCIÓN PARÁMETROS GEOMÉTRICOS RODAMIENTO

A continuación se ubica el rodamiento en la sección adecuada del eje, en este caso la sección C. Para ello, se selecciona como cara cilíndrica el tramo de diámetro de 35 mm y como plano inicial la sección saliente derecha del tramo corto de diámetro 50 mm. Una vez fijado en esta ubicación, se puede cambiar la dirección y orientación como convenga, para así situarlo como especifica el esquema del enunciado del problema.

En el rodamiento situado en la sección E, se genera de manera análoga en el formulario del *Generador de componentes*, tanto con respecto al tipo de rodamiento como a especificaciones geométricas. Por otra parte, para ubicarlo de manera adecuada, se selecciona como cara cilíndrica el tramo del eje de diámetro 35 mm y como plano inicial la sección exterior derecha de este mismo tramo, modificando a posteriori la dirección y orientación según convenga.

Los Rodamientos C y E, quedan entonces totalmente ensamblados al eje del sistema sin necesidad de fijar restricciones de manera manual, las especificaciones de localización a la hora de generar el componente lo acopla y lo ensambla de manera automática.

Cabe destacar que en este problema no se aborda en ningún momento cálculos del diseño de estos componentes en concreto sino que su estudio se realiza más adelante en el segundo problema.

De esta manera, ya se tiene el sistema mecánico reductor de velocidad del caso de estudio modelado y ensamblado entre sí, tal y como se muestra en la siguiente figura:

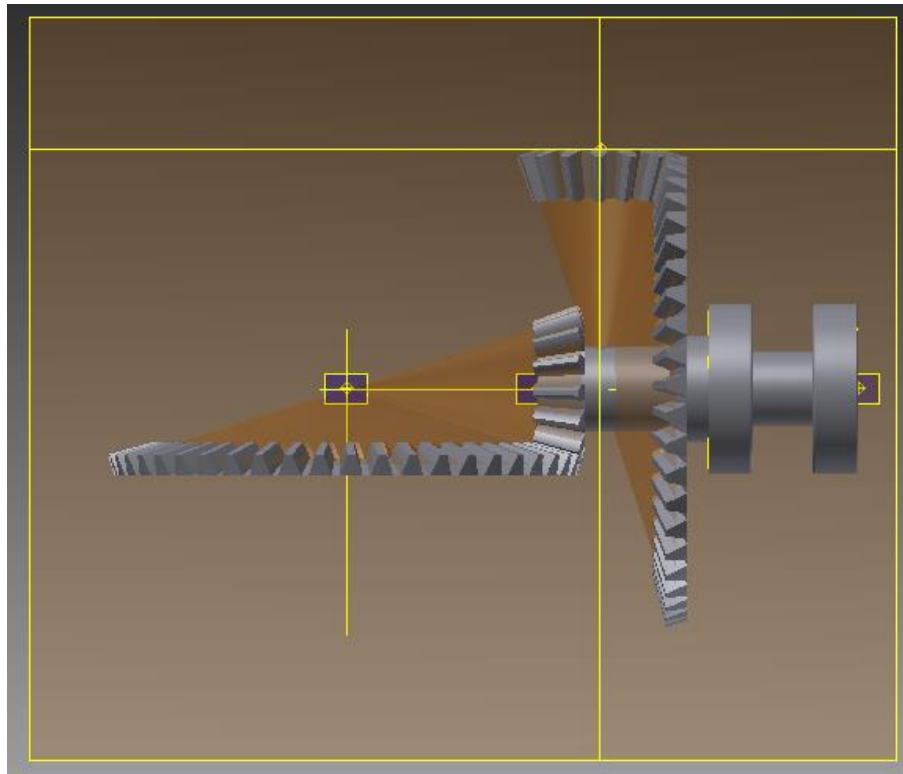


FIGURA 73. SISTEMA COMPLETO EJE + TRANSMISIONES + RODAMIENTOS MODELADO CASO DE ESTUDIO 1 (AUTODESK INVENTOR)

### MSC Adams – Machinery

En primer lugar se acomete el modelado de la pareja de engranajes 1 y 2, para ello se utiliza el módulo *Adams Machinery*:

- Machinery > Create a gear pair

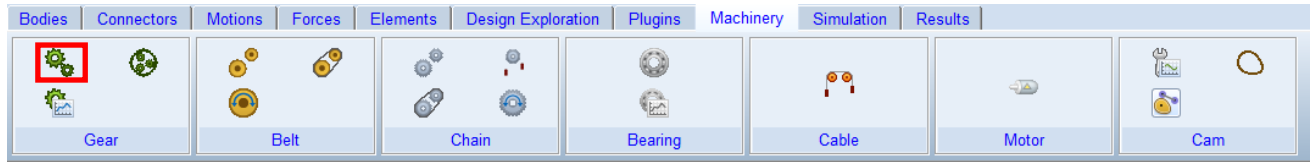


FIGURA 74. DETALLE CREACIÓN PAREJA DE ENGRANAJES

A continuación, en el menú emergente de creación de parejas de engranajes, se definen especificaciones como el tipo de transmisión, el método de cálculo, la geometría o los materiales. Para ello se siguen los siguientes pasos de acuerdo a las siguientes figuras:

- Type > Bevel

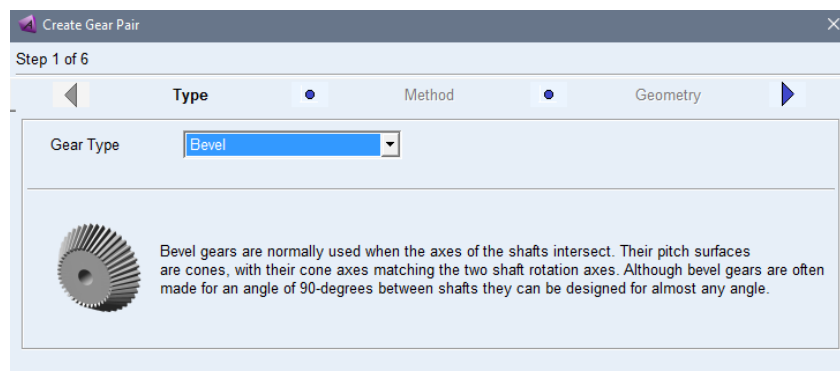


FIGURA 75. DETALLE DEFINICIÓN TIPO DE ENGRANAJES

- Method > Simplified

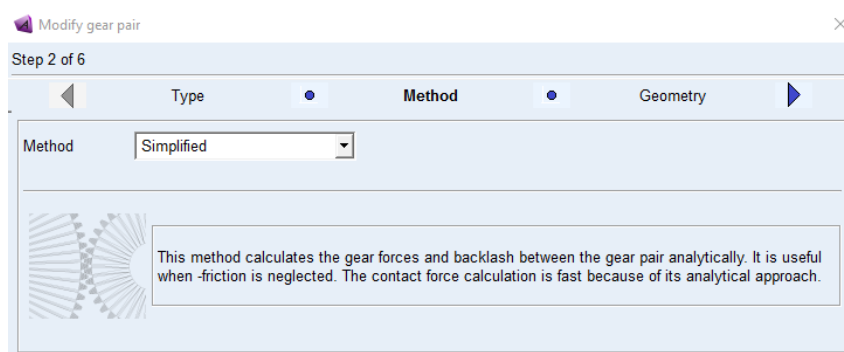


FIGURA 76. DETALLE MÉTODO DE CÁLCULO ENGRANAJES

- Geometry: Se introducen manualmente los datos geométricos que proporciona el enunciado, así como los datos de orientación (Axis of Rotation) y posicionamiento (Center Location) necesarios para situar la pareja de engranajes en la posición y localización deseadas. La ventana emergente con los datos a introducir es la siguiente:

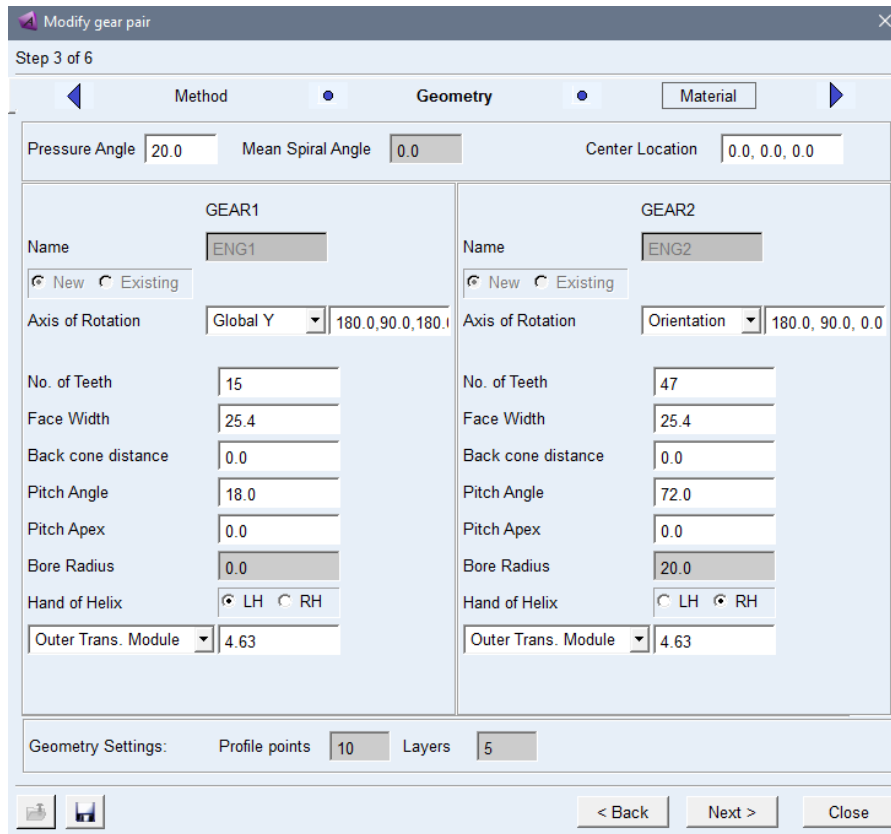


FIGURA 77. DETALLE DEFINICIÓN GEOMÉTRICA PAREJA DE ENGRANAJES 1 Y 2

- Material: En este caso se mantienen los datos por defecto que ofrece el módulo del programa, ya que variar las características del material de los engranajes no es objeto del presente caso de estudio.
- Connection > Gear 1-2 > Type rotational > Body PROBLEMA 1.ground.

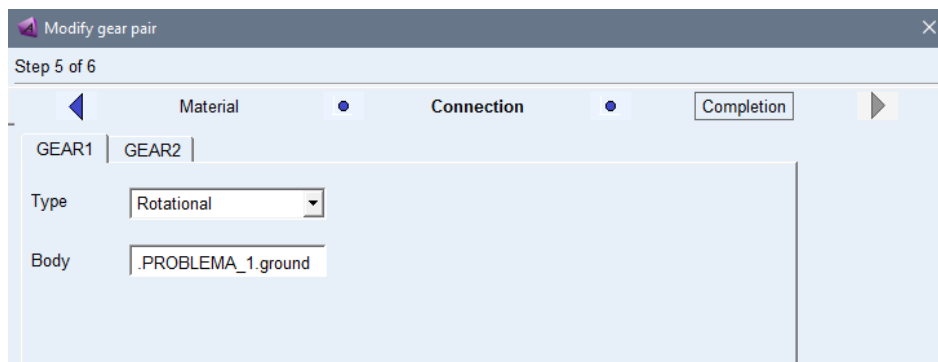


FIGURA 78. DETALLE CONEXIÓN ENGRANAJES

Tras el modelado automático, el resultado es el siguiente:

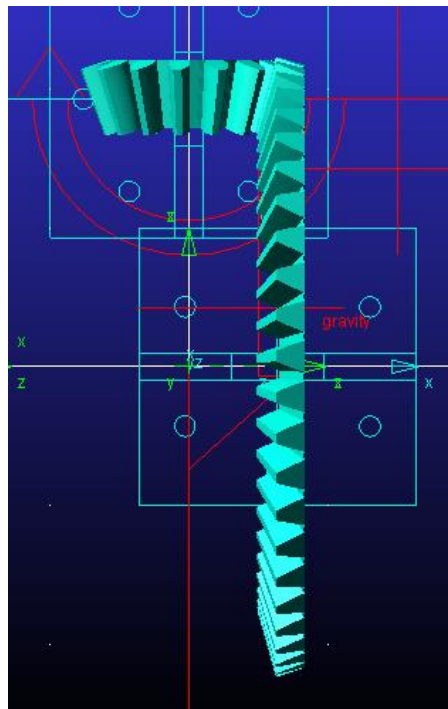


FIGURA 79. PAREJA DE ENGRANAJES 1 Y 2 MODELADA

A continuación, se modela el eje reductor del sistema. Este proceso se lleva a cabo modelando cada tramo del eje de diferentes dimensiones por separado y fijándolos a un mismo cuerpo sólido a posteriori. Para ello se procede de la siguiente manera:

- Bodies > Solids > RigidBody: Cylinder

En el menú emergente se introducen los valores de longitud y radio, se localizan en el lugar deseado del área de trabajo, y además, se asocian a un mismo cuerpo (*Add to Part*). En este apartado se han unificado criterios y se han utilizado datos análogos a los introducidos en la resolución con *Inventor* con la finalidad de obtener resultados comparables con mayor rigurosidad. Por tanto, las características geométricas a introducir son las siguientes:

Tramo D = 40 mm

- Length= 70 mm
- Radius = 20 mm

Tramo D = 50 mm (Add top art > Tramo  $\phi 40$  mm)

- Length = 10 mm
- Radius = 25 mm

Tramo D = 35 mm (Add top art > Tramo  $\phi 40$  mm + Tramo  $\phi 50$  mm)

- Length = 70 mm
- Radius = 17,5 mm



Una vez definidos cada uno de los tramos del eje y ensamblados entre sí, con las herramientas de movimiento de cuerpos que ofrece *Adams*, se coloca el eje completo de acuerdo a la representación del sistema completo del enunciado del presente caso de estudio. La siguiente figura muestra el resultado tras localizar los cuerpos adecuadamente:

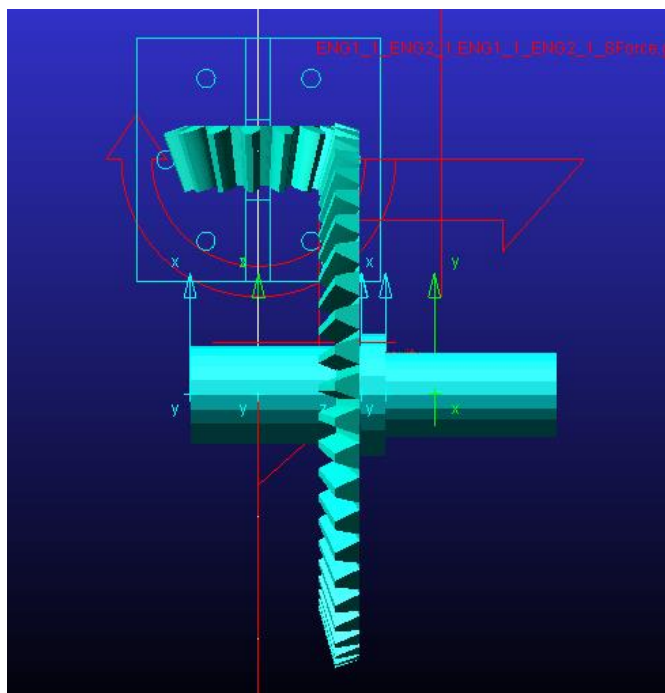


FIGURA 80. PAREJA DE ENGRANAJES 1 Y 2 + EJE MODELADO

Por último, se crea el par rígido que acopla el eje con el engranaje 2. Para ello se procede de la siguiente manera:

- ENG2\_1 > Modify > Connection > Type: Fixed > Body: Eje

Una vez generado y ensamblado el eje reductor del sistema, tan solo queda modelar la pareja de engranajes de salida. Para ello se procede de manera análoga a la creación de los engranajes 1 y 2. En este caso varía los datos introducidos en la ventana emergente *Geometry*, en la que se introducen los datos geométricos correspondientes a esta pareja de engranajes, así como la localización y orientación adecuada. Por tanto, los datos a introducir se muestran en la siguiente figura:

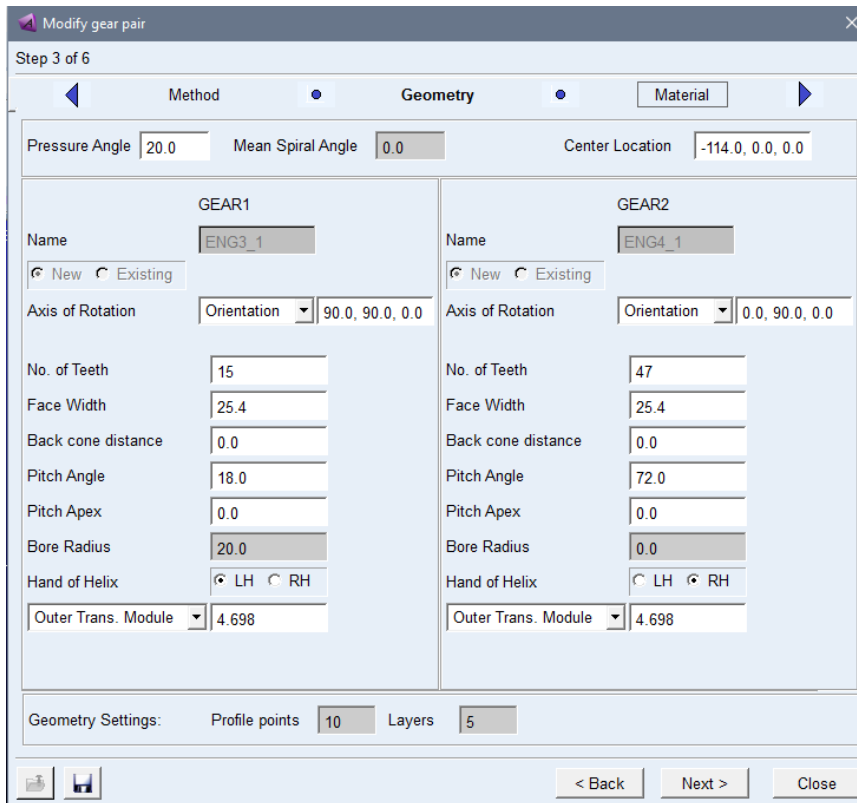


FIGURA 81. DETALLE DEFINICIÓN GEOMÉTRICA PAREJA DE ENGRANAJES 3 Y 4

Introducidos ya los datos que definen a esta pareja de engranajes de manera adecuada, para finalizar el ensamblaje del sistema se realiza la conexión rígida entre el engranaje 3 y el eje, mientras el engranaje 4 permanece con un par de revolución con la barra fija del sistema. Para ello se procede de la siguiente manera:

- Connection > Gear 1 > Type: Fixed > Body: Eje
- Connection > Gear 2 > Type: Rotational > Body: PROBLEMA\_1.ground

En la siguiente figura se muestra el sistema modelado con la doble pareja de engranajes y debidamente ensamblado:

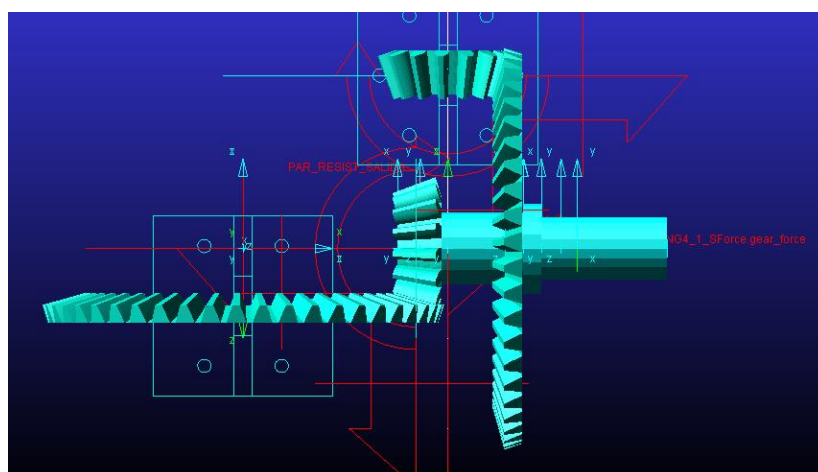


FIGURA 82. SISTEMA COMPLETO MODELADO

Cabe destacar que no es necesario modelar los rodamientos del sistema de manera detallada, ya que en este caso de estudio no intervienen en los cálculos objeto del problema, sino que el análisis y diseño de rodamientos es objeto del segundo caso de estudio. Sin embargo, sí que es necesario introducir los pares de revolución convenientes en el eje de manera que simule el apoyo del mismo en los cojinetes.

Por tanto, mediante el módulo *Machinery* se procede a la colocación de rodamientos a nivel de conexión simple, para fijar el eje de manera adecuada. Para ello, se siguen los siguientes pasos:

- Machinery > Create a Bearing



FIGURA 83. DETALLE CREACIÓN RODAMIENTO UNIÓN

- Method > Joint

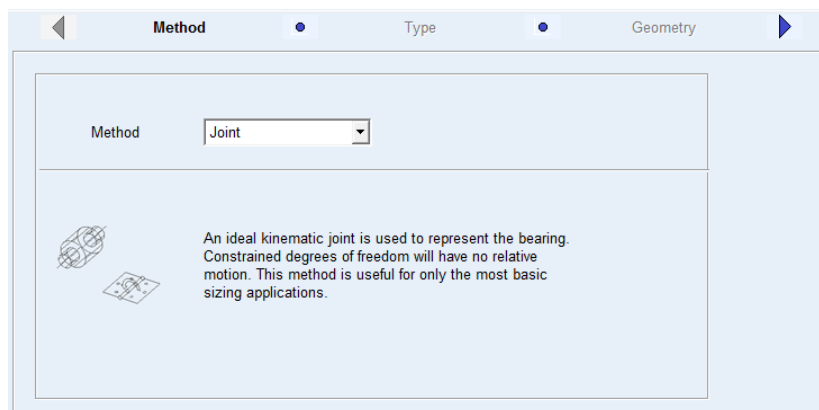


FIGURA 84. DETALLE DETERMINACIÓN MÉTODO DE CÁLCULO RODAMIENTO C

- Type > Radial

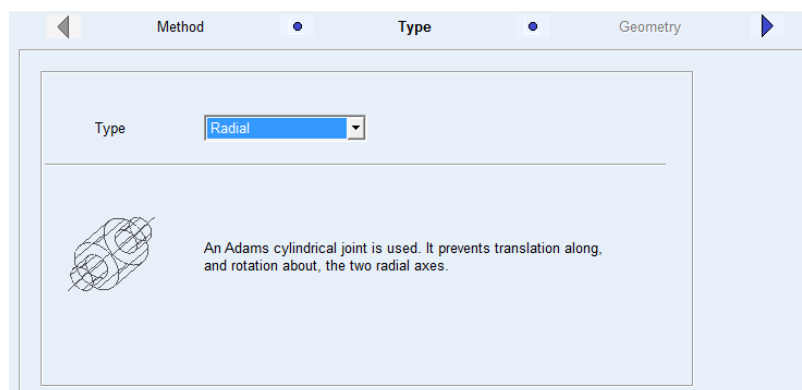


FIGURA 85. DETALLE DEFINICIÓN TIPO DE RODAMIENTO C

- Geometry: En la pestaña de introducción de datos geométricos se define: nombre del rodamiento, localización y eje de giro. En este caso la localización es (90.0, 0.0, 0.0), mientras que el eje de rotación es el X global. Por último, al rodamiento se le nombra ROD\_C. A continuación se detalla la definición geométrica del componentes:

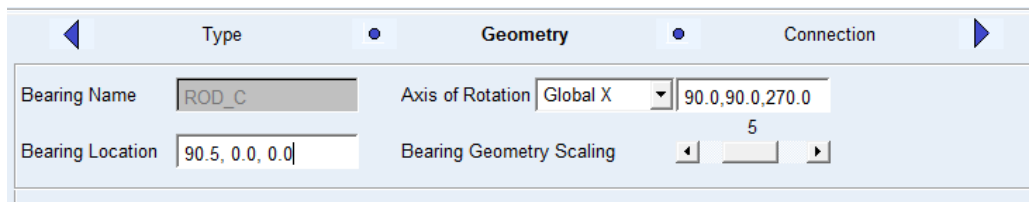


FIGURA 86. DETALLE DEFINICIÓN GEOMÉTRICA RODAMIENTO C

- Connection: La definición de la conexión del rodamiento también resulta clave. Se define de manera que como eje se tenga el eje del sistema, y como alojamiento (*housing*) la barra fija (*ground*), de acuerdo a la siguiente figura:

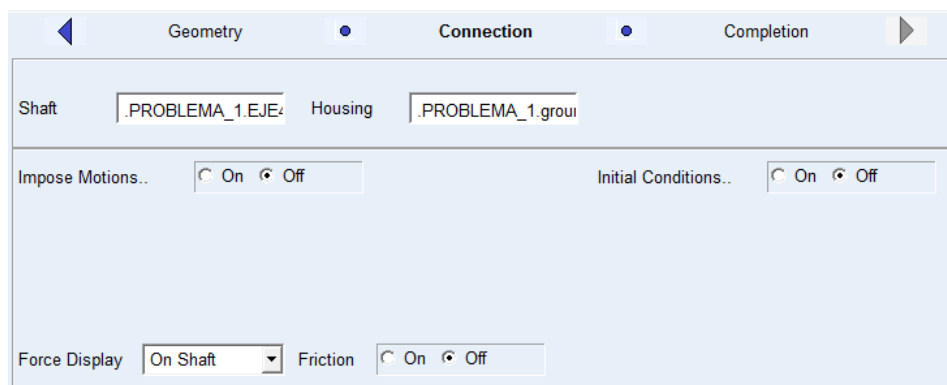


FIGURA 87. DETALLE DEFINICIÓN CONEXIÓN RODAMIENTO C

Por lo que respecta al rodamiento E (ROD\_E), se procede de manera análoga pero modificando el tipo del rodamiento, el cual debe absorber por completo esfuerzos axiales, así como la localización del mismo. Las variantes a introducir son:

- Type > Radial Trust
- Geometry > Bearing Location > (140.5, 0.0, 0.0)

De esta manera, se tiene el modelado del primer caso de estudio totalmente definido y ensamblado. El resultado se muestra en la siguiente figura:

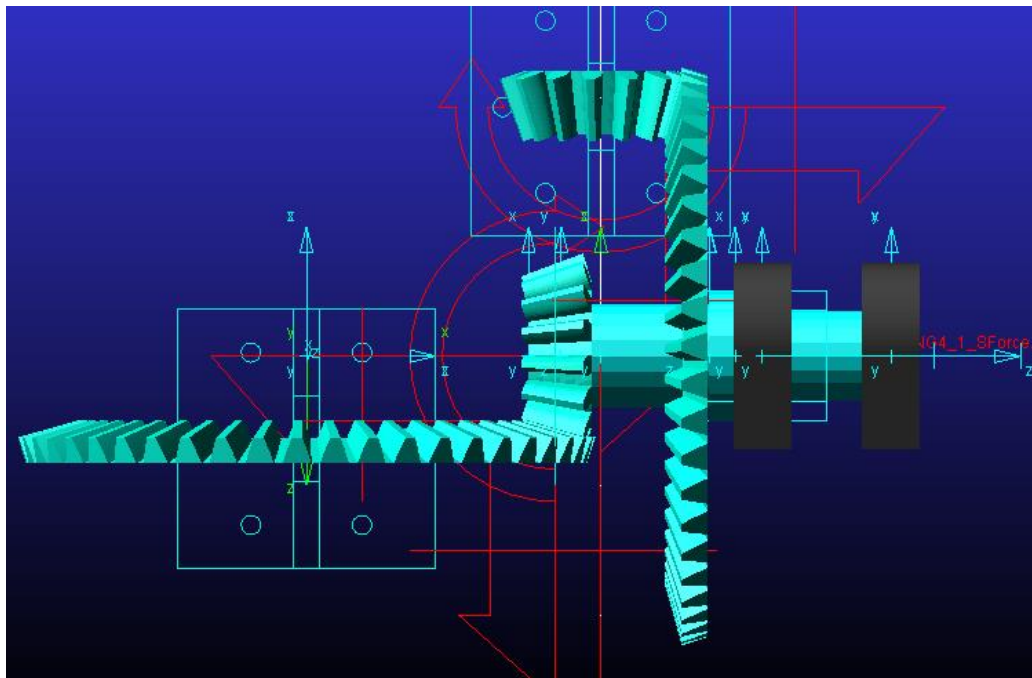


FIGURA 88. SISTEMA COMPLETO MODELADO Y ENSAMBLADO CASO DE ESTUDIO 1 (MSC ADAMS)

## 6.1.2. MODELADO CASO DE ESTUDIO 2

### Autodesk Inventor – Design Accelerator

En primer lugar se aborda el diseño de la pareja de engranajes del sistema, rueda y piñón. Cabe destacar que este caso de estudio se centra en el análisis de los rodamientos, por lo que se proporcionan datos suficientes para el diseño de la transmisión. Por tanto, basta con realizar un diseño razonable de ésta para poder así simular el sistema y comprobar el funcionamiento dinámico, así como obtener la transmisión de velocidades y unas fuerzas actuantes correctas.

En el menú *Diseño* de la barra de herramientas, se selecciona la opción *Engranajes Biselados*. En primer lugar se genera el piñón (Componente) mientras que la rueda se introducirá más tarde (Sin modelo).

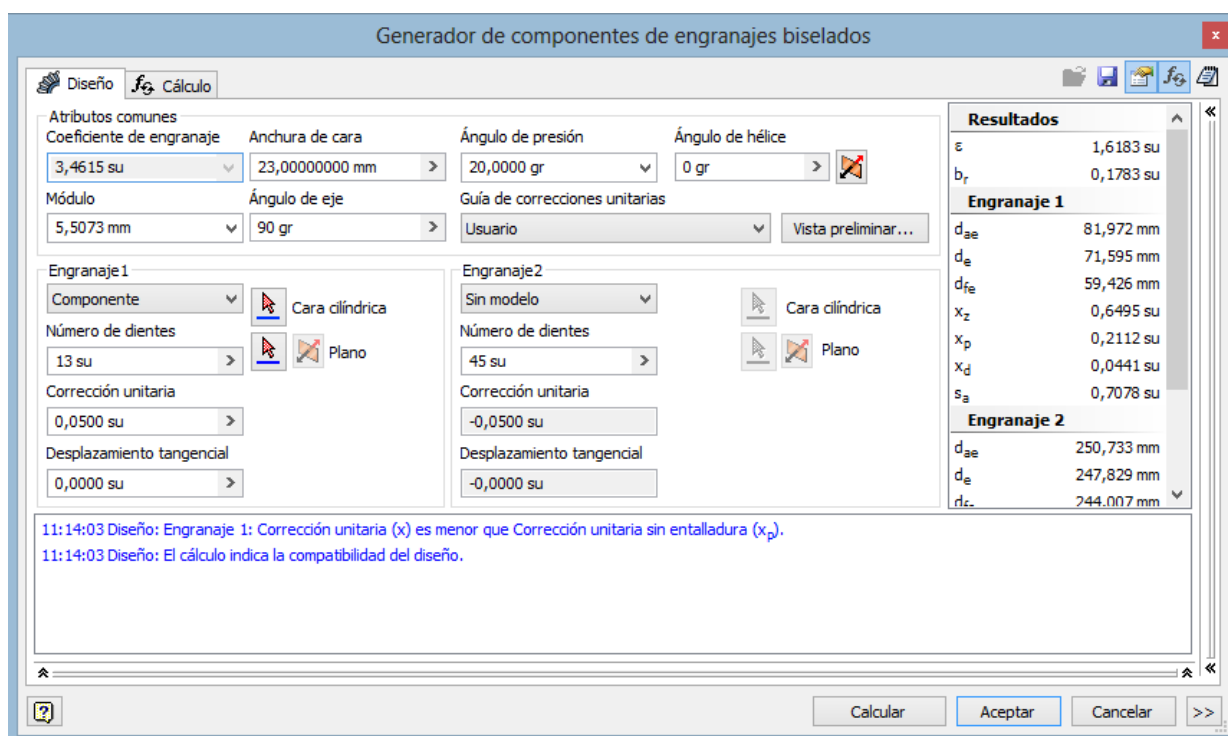


FIGURA 89. DETALLE GENERACIÓN DE COMPONENTES PIÑÓN Y RUEDA

En el formulario del *Generador de Componentes* se introducirán los siguientes datos de diseño:

Se introducen los siguientes parámetros de diseño:

- Número de dientes:  $Z_1 = 13$  ud     $Z_2 = 45$  ud (Buscando así un diseño adecuado)
- Ángulo de presión:  $\Phi = 20^\circ$
- Ángulo de hélice:  $\beta = 0^\circ$  (Dientes rectos)
- Anchura de cara:  $b = 23$  mm (Anchura por defecto)

- Módulo:  $c$  (conicidad) =  $2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma)$  (semiángulo de cono) =  $2 \cdot \operatorname{tg}(16^\circ) = 0,5735 = \frac{D - d_{m1}}{L}$

$$D = (c \cdot L) + d_{m1} = (0,5735 \cdot 11,5) + 65 = 71,5951 \text{ mm}$$

$$m = 71,5951/13 = \underline{5,5073} \text{ mm}$$

En este caso, para evitar que el programa invalide el diseño de manera automática, se le da un valor arbitrario algo superior al límite de la corrección unitaria. Con un valor de **0.05 su** es suficiente.

Una vez definido geoméricamente, se genera el piñón en primer lugar. A continuación, pulsando el botón derecho sobre éste se deselecciona la opción *Fijo* para proceder a fijarlo en el espacio de manera aislada. Se hacen también visibles sus cuerpos de superficie, planos, ejes y puntos de origen.

Ya definido de manera completa el Piñón, se fija en el espacio como convenga según el enunciado del problema, mediante las siguientes restricciones:

- Restricción de Coincidencia 1: Entre la cara posterior del Piñón y el plano YZ general.
- Restricción de Coincidencia 2: Entre el eje Z del Piñón y el eje X general.

A continuación, de manera análoga se genera la rueda de la transmisión. Este nuevo componente se fija en el espacio y se ensambla con el piñón mediante las siguientes restricciones de ensamblaje y movimiento:

- Restricción de Ángulo: Entre la cara posterior del Rueda y el plano XZ general (0.00 gr).
- Restricción de Coincidencia: Entre centros de origen de Rueda y Piñón.
- Restricción de movimiento Rotación: Entre los conos de revolución de Rueda y Piñón, como solución se selecciona la opción Retroceso, y como relación, la relación de transmisión  $i = 3,4615$ .

El primer sistema parcial, la transmisión Rueda-Piñón, queda así totalmente definido:

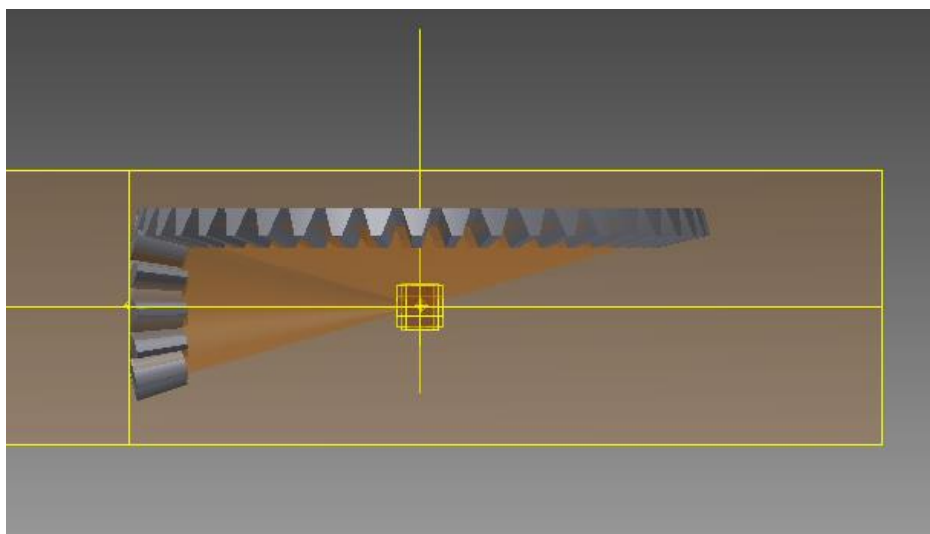


FIGURA 90. SISTEMA PARCIAL RUEDA-PIÑÓN MODELADO

A continuación, se procede a diseñar el eje del sistema. En el menú *Diseño* se selecciona la opción *Eje*. El diseño del eje se realiza de manera aproximada atendiendo a las distancias de separación entre rodamientos del enunciado y a los órdenes de magnitud del sistema completo.

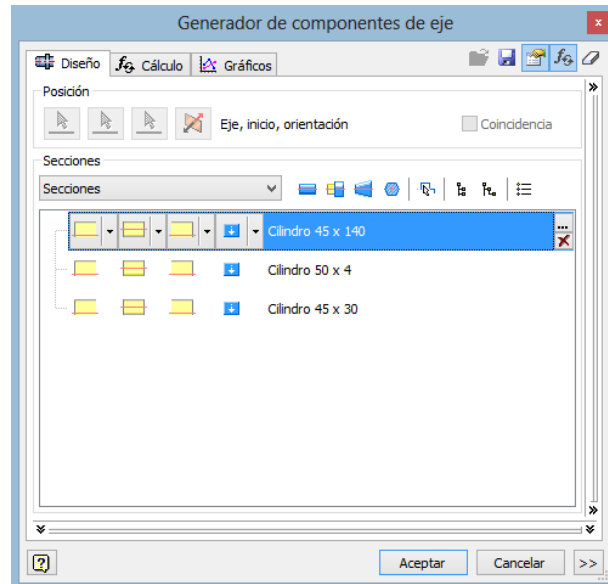


FIGURA 91. DETALLE GENERADOR DE COMPONENTES EJE

Se define un primer tramo de 45x140 mm, un segundo tramo corto de 50x4 mm y un último tramo de 45x30 mm. Todos ellos como cilindros sin operaciones en las secciones de unión.

El ensamblaje del Eje con el Piñón y su giro solidario con la transmisión, se realiza mediante las siguientes restricciones:

- Restricción de Coincidencia 1: Entre el eje X del Eje reductor y el eje Z del Piñón.
- Restricción de Coincidencia 2: Entre la cara derecha del tramo de 140 mm de longitud del Eje, y la cara posterior del Piñón.
- Restricción de Ángulo (giro solidario): Entre el plano de origen XZ del Eje y el plano de origen XZ del Piñón (0,00 gr).

De esta manera el eje queda totalmente ensamblado a la transmisión Rueda-Piñón.

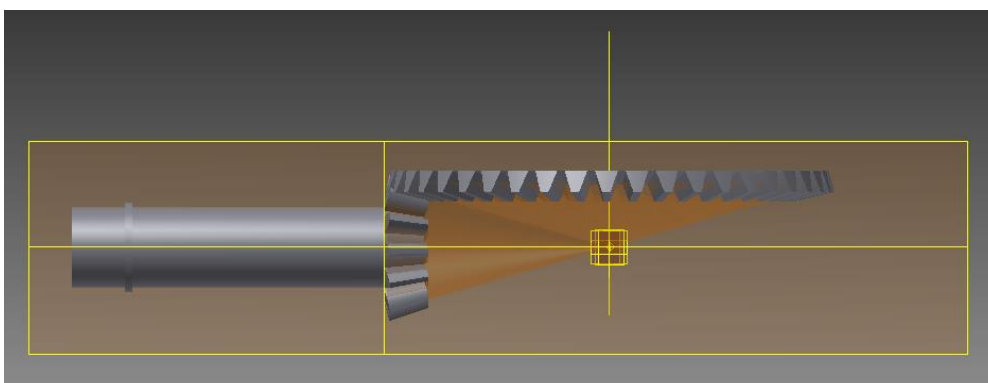


FIGURA 92. SISTEMA RUEDA- PIÑÓN ENSAMBLADO AL EJE MODELADO



Para acometer el modelado de los rodamientos y su ensamblaje con el eje del sistema, en la pestaña *Diseño* se pulsa la opción *Rodamientos*.

En primer lugar, se genera el Rodamiento A. En la ventana del *Generador de Componentes* para empezar se define el tipo de rodamiento. En la biblioteca de la que dispone este módulo, se selecciona *Rodamientos de Rodillos Cónicos* y dentro de éstos se elige la línea de rodamientos *GB 273. 1 -2003* (esta selección facilita más tarde la modificación manual de los parámetros del cálculo de vida en dichos rodamientos).

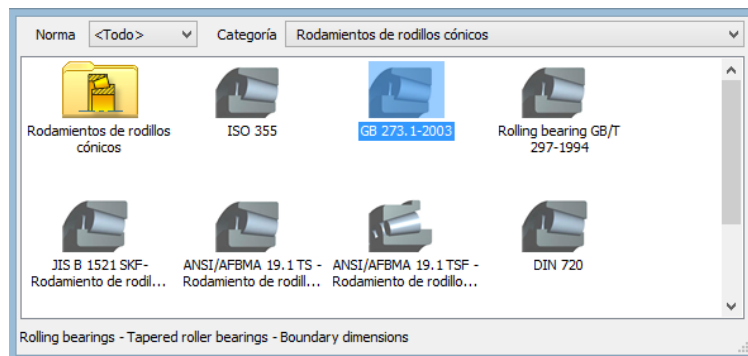


FIGURA 93. DETALLE SELECCIÓN MODELO DE RODAMIENTO

Atendiendo ahora a las especificaciones geométricas del enunciado ( $D= 85 \text{ mm}$ ,  $d=45 \text{ mm}$ ,  $b=32 \text{ mm}$ ), se establecen los límites de selección. Seguidamente, se elige el rodamiento deseado dentro de las opciones que el módulo encuentre en su biblioteca que satisfagan estas especificaciones.

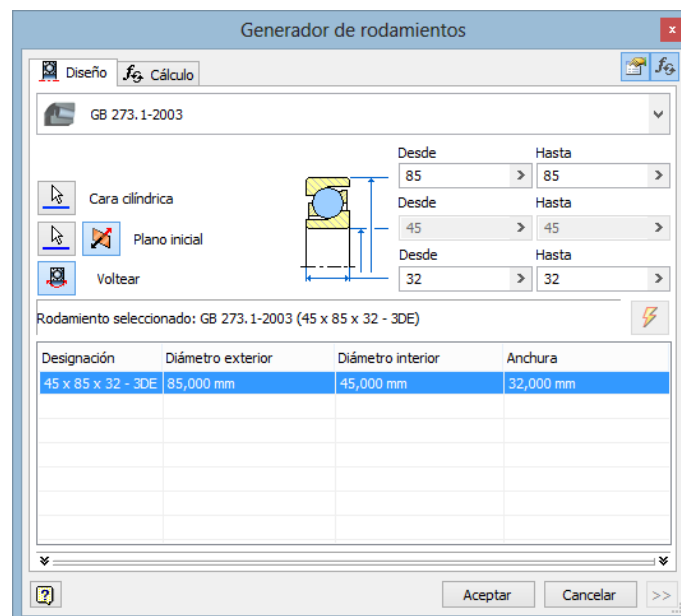


FIGURA 94. DETALLE DEFINICIÓN GEOMÉTRICA RODAMIENTO A

Para ubicar el rodamiento de manera adecuada sobre el eje, se selecciona como cara cilíndrica la del tramo del eje de longitud 140 mm y como plano inicial la sección saliente del tramo corto de diámetro 50 mm. Una vez fijado en esta ubicación, se puede cambiar la orientación según convenga.

Por otra parte, para generar el Rodamiento B se procede de manera análoga. Esta vez se introducen otras especificaciones geométricas ( $D= 100 \text{ mm}$ ,  $b= 38.25 \text{ mm}$ ) y se ubica junto a la cara posterior del Piñón.

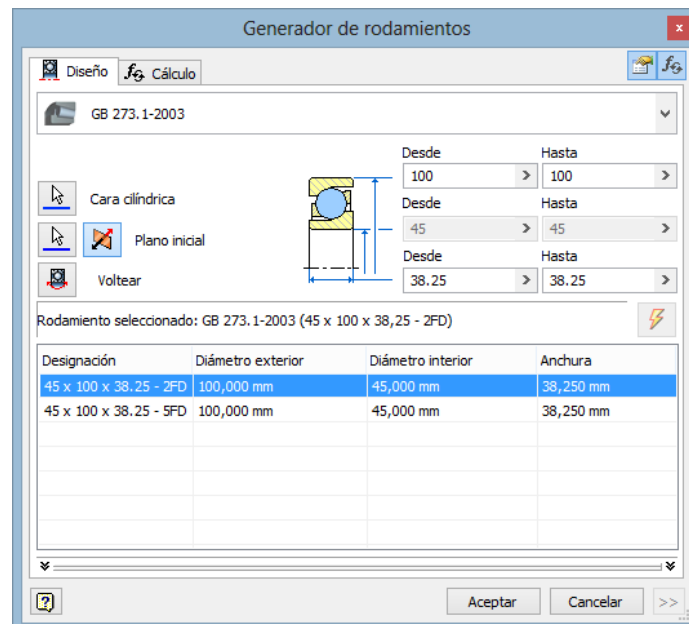


FIGURA 95. DETALLE DEFINICIÓN GEOMÉTRICA RODAMIENTO B

El sistema mecánico del Caso de estudio 2 en formato CAD queda totalmente modelado, definido y ensamblado entre sí.

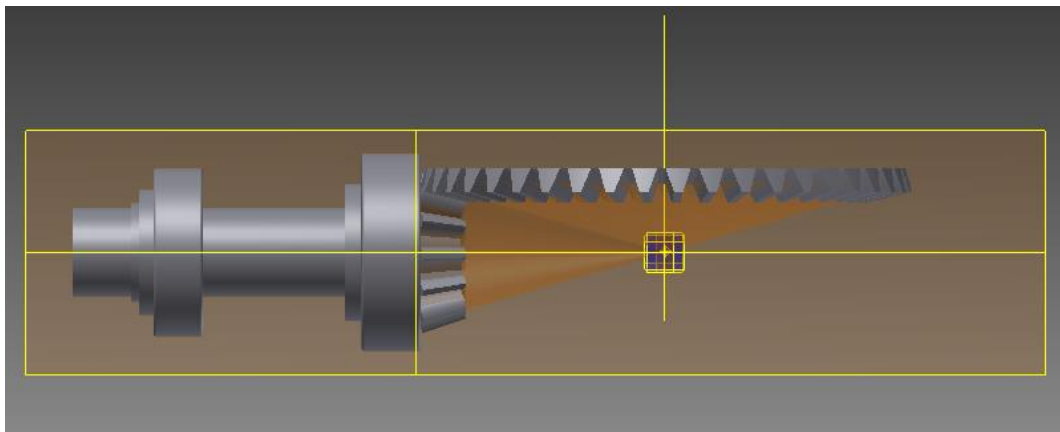


FIGURA 96. MODELADO SISTEMA MECÁNICO COMPLETO CASO DE ESTUDIO 2 (AUTODESK INVENTOR)

### MSC Adams – Machinery

En primer lugar se acomete el modelado de la pareja de engranajes, de igual manera que en el primer caso de estudio, para ello se utiliza el módulo *Machinery*:

- Machinery > Create a gear pair

A continuación, en el menú emergente de creación de parejas de engranajes, se definen especificaciones como: el tipo de engranajes, el método de cálculo, la geometría o los materiales. Para ello se siguen los siguientes pasos:

- Type > Bevel
- Method > Simplified
- Geometry: Se introducen manualmente los datos geométricos, así como los datos de orientación (*Axis of Rotation*) y posicionamiento (*Center Location*), necesarios para situar la pareja de engranajes en la posición y localización deseadas. Estos datos geométricos se deducen de manera análoga a la resolución mediante Autodesk Inventor, con la finalidad de llegar a los mismos resultados al final del problema. Por lo tanto, la ventana emergente con los datos a introducir es la siguiente:

The screenshot shows the 'Create Gear Pair' dialog box, Step 3 of 6, with the 'Geometry' tab selected. The dialog is divided into sections for GEAR1 and GEAR2. GEAR1 (RUEDA) has 45 teeth, a pitch angle of 74.0, and a pressure angle of 20. GEAR2 (PINON) has 13 teeth, a pitch angle of 16.0, and a pressure angle of 20. Both gears have a face width of 25.4 and an outer transverse module of 5.44. The center location is set to (0.0, 0.0, 0.0).

Parameter	Value
Pressure Angle	20
Mean Spiral Angle	0
Center Location	0.0, 0.0, 0.0
<b>GEAR1</b>	
Name	RUEDA
Axis of Rotation	Orientation 180.0, 90.0, 180.0
No. of Teeth	45
Face Width	25.4
Back cone distance	0.0
Pitch Angle	74.0
Pitch Apex	0.0
Bore Radius	0.0
Hand of Helix	LH
Outer Trans. Module	5.44
<b>GEAR2</b>	
Name	PINON
Axis of Rotation	Orientation 270.0, 90.0, 90.0
No. of Teeth	13
Face Width	25.4
Back cone distance	0.0
Pitch Angle	16.0
Pitch Apex	0.0
Bore Radius	0.0
Hand of Helix	RH
Outer Trans. Module	5.44
Geometry Settings	Profile points: 10, Layers: 5

FIGURA 97. DETALLE DEFINICIÓN DATOS GEOMÉTRICOS PAREJA DE ENGRANAJES RUEDA-PIÑÓN

- Material: En este caso se mantienen los datos por defecto.
- Connection > Gear 1-2 > Type rotational > Body PROBLEMA 2.ground.

Tras el modelado automático, el resultado es el siguiente:

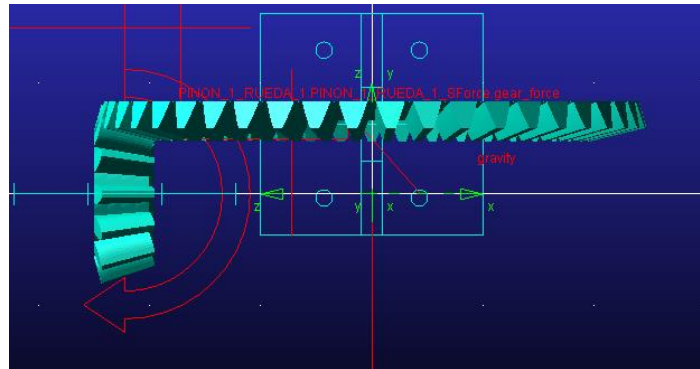


FIGURA 98. SISTEMA PARCIAL PAREJA DE ENGRANAJES RUEDA-PIÑÓN MODELADA

A continuación, se modela el eje del sistema, alojamiento de los rodamientos a diseñar. Este proceso se lleva a cabo modelando el eje por tramos de diferentes dimensiones. Para ello se procede de la siguiente manera:

- Bodies > Solids > RigidBody: Cylinder

En el menú emergente se introduce el valor de longitud y radio, y a continuación se localiza en el lugar deseado del área de trabajo en el cual se quiere posicionar cada tramo, mientras que a su vez se asocian con el tramo anterior para que finalmente el eje constituya un solo cuerpo. En este apartado también se han unificado criterios y por ello se han utilizado datos análogos a los utilizados en el resto de metodologías. Por tanto, las características geométricas a introducir son las siguientes:

#### Tramo Rodamientos

- Length = 140 mm
- Radius = 22,5 mm

#### Tramo D = 35 mm (Add top art > Tramo rodamientos)

- Length = 4 mm
- Radius = 25 mm

#### Tramo D = 40 mm (Add top art > Tramo rodamientos)

- Length= 30 mm
- Radius = 22,5 mm

Al definir cada uno de los tramos, se posiciona el eje en el sistema de acuerdo al enunciado del problema. La siguiente figura muestra el resultado tras situar el eje adecuadamente:

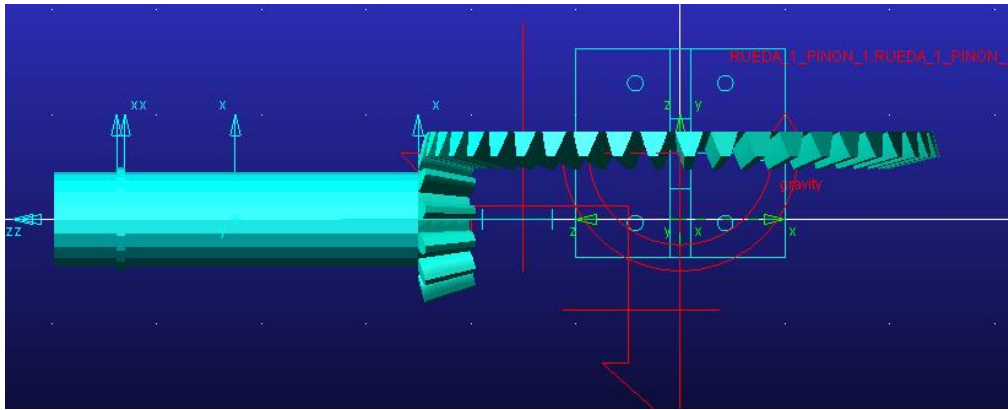


FIGURA 99. SISTEMA EJE + RUEDA/PIÑÓN MODELADO

A continuación, se crea el par rígido que acopla el eje con el piñón. Para ello se procede de la siguiente manera:

- PINON\_1 > Modify > Connection > Type: Fixed > Body: Eje

A continuación se procede al diseño de los rodamientos del sistema, los cuales esta vez sí, son objeto de análisis en este segundo caso de estudio. Para ello se recurre de nuevo al módulo *Machinery*, en el cual se definen parámetros como el método de diseño, el tipo de rodamiento, los datos geométricos y por último su alojamiento en el sistema.

En primer lugar, para el modelado del rodamiento A, los pasos a seguir son los siguientes:

- Machinery > Create Bearing
- Method > Detailed

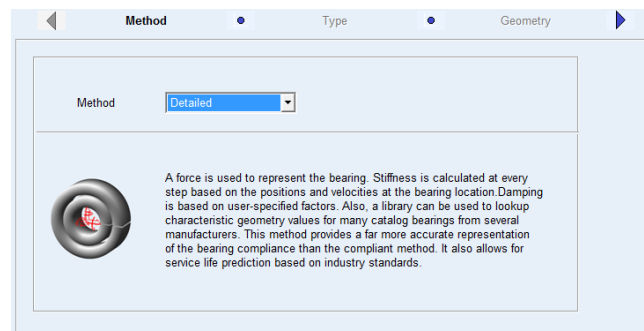


FIGURA 100. DETALLE DEFINICIÓN MÉTODO DE CÁLCULO RODAMIENTOS

- Type > Tapered Roller Bearing Single Row

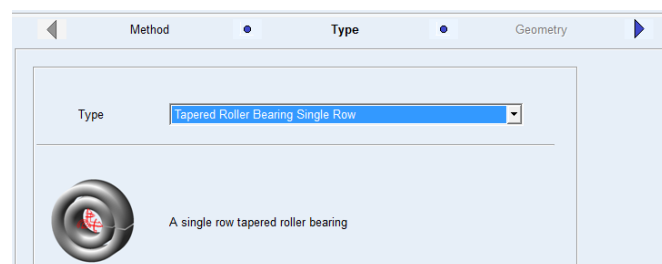


FIGURA 101. DETALLE DEFINICIÓN TIPO DE RODAMIENTO

- Geometry: Se definen los datos geométricos del rodamiento, así como el modelo de catálogo del mismo. Los datos a introducir se muestran en la siguiente figura:

The screenshot shows the 'Geometry' tab for a bearing named 'ROD\_A'. The 'Axis of Rotation' is set to 'Global X' with values 90.0, 90.0, 270.0. The 'Bearing Location' is -255.88931, 0.0, 0.0. The 'Bearing Geometry Scaling' is 5. The 'Create Bearing' section is set to 'From Database' with 'Misalignment X', 'Misalignment Y', 'Offset X', 'Offset Y', and 'Offset Z' all at 0.0. The 'Constraint' is 'RADIAL AXIAL LEFT'. The 'Manufacturer' section has checkboxes for FAG, TIMKEN, NSK, SKF, INA, KOYO, IBC, and KRW, with SKF selected. The 'Diameter' is 45.0, 'Bore' is selected, and 'Available Bearings' is SKF 33209/Q (d=45mm, D=85mm, B=32mm). The 'Geometry Pedigree' is 'Derived from load ratings'. The bottom section shows calculated values: Roller Pitch Diameter (Dpw) 65.2145, Number of Rollers 18.0, Static Load Rating 1.43E+005, Effective Roller Length (Lwe) 21.94355755, Roller Diameter (Dw) 9.997057990, Fatigue Load Limit 1.63E+004, Pressure Angle 14.93141717, and Dynamic Load Rating 1.08E+005.

FIGURA 102. DETALLE DEFINICIÓN GEOMÉTRICA Y MODELO DE RODAMIENTO A

- Connection: Se define la conexión del rodamiento de manera análoga al caso anterior, con el eje del sistema como eje, y como alojamiento la barra fija del mismo.

El modelado del segundo rodamiento se realiza siguiendo los mismos pasos, pero con las diferencias pertinentes en el formulario de definición geométrica, en el que se selecciona la localización, las restricciones, y el modelo correspondiente a este segundo. La definición del rodamiento B se muestra en la siguiente figura:

The screenshot shows the 'Geometry' tab for a bearing named 'ROD\_B'. The 'Axis of Rotation' is set to 'Global X' with values 90.0, 90.0, 270.0. The 'Bearing Location' is -138.01431, 0.0, 0.0. The 'Bearing Geometry Scaling' is 5. The 'Create Bearing' section is set to 'From Database' with 'Misalignment X', 'Misalignment Y', 'Offset X', 'Offset Y', and 'Offset Z' all at 0.0. The 'Constraint' is 'RADIAL AXIAL RIGHT'. The 'Manufacturer' section has checkboxes for FAG, TIMKEN, NSK, SKF, INA, KOYO, IBC, and KRW, with SKF selected. The 'Diameter' is 45.0, 'Bore' is selected, and 'Available Bearings' is SKF 32309J2/Q (d=45mm, D=100mm, B=38.25mm). The 'Geometry Pedigree' is 'Derived from load ratings'. The bottom section shows calculated values: Roller Pitch Diameter (Dpw) 72.73925, Number of Rollers 14.0, Static Load Rating 1.7E+005, Effective Roller Length (Lwe) 26.01732458, Roller Diameter (Dw) 13.24479197, Fatigue Load Limit 2.04E+004, Pressure Angle 13.24051991, and Dynamic Load Rating 1.4E+005.

FIGURA 103. DETALLE DEFINICIÓN GEOMÉTRICA Y MODELO RODAMIENTO B

De esta manera, se tiene el sistema del segundo caso de estudio totalmente definido y ensamblado. El resultado se muestra en la siguiente figura:

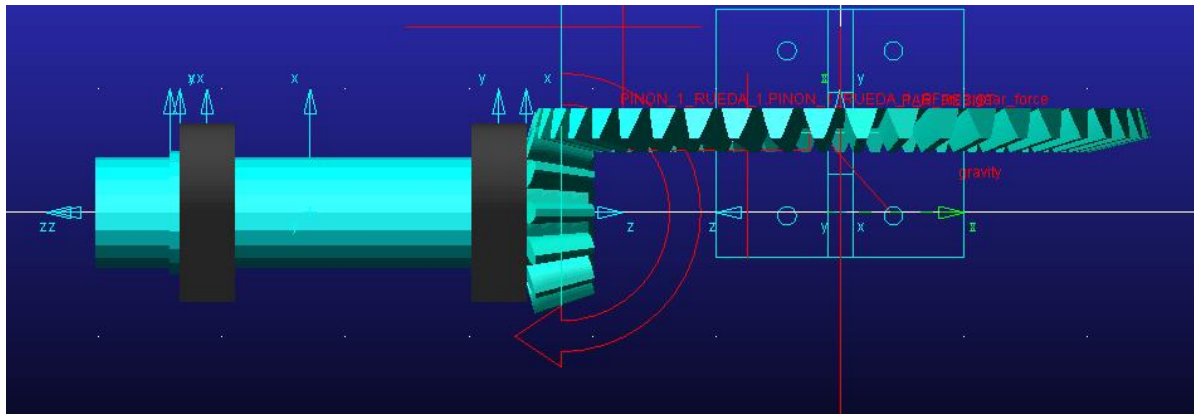


FIGURA 104. MODELADO SISTEMA MECÁNICO COMPLETO CASO DE ESTUDIO 2 (MSC ADAMS)

### 6.1.3. MODELADO CASO DE ESTUDIO 3

#### Autodesk Inventor – Design Accelerator

En el menú *Diseño* de la barra de herramientas se selecciona la opción *Engranaje Recto*. En el formulario del generador de componentes se introducen los siguientes parámetros de diseño:

- Número de dientes:  $Z_1 = 19$  ud     $Z_2 = 58$  ud
- Ángulo de presión:  $\Phi = 20^\circ$
- Ángulo de hélice:  $\beta = 0^\circ$  (Dientes rectos)
- Anchura de cara:  $b = 50$  mm
- Módulo:  $m = 4$  mm (Deducido de manera analítica)
- Distancia al centro:  $D_c = 154$  mm (Seleccionar este parámetro conocido en la pestaña guía de diseño)

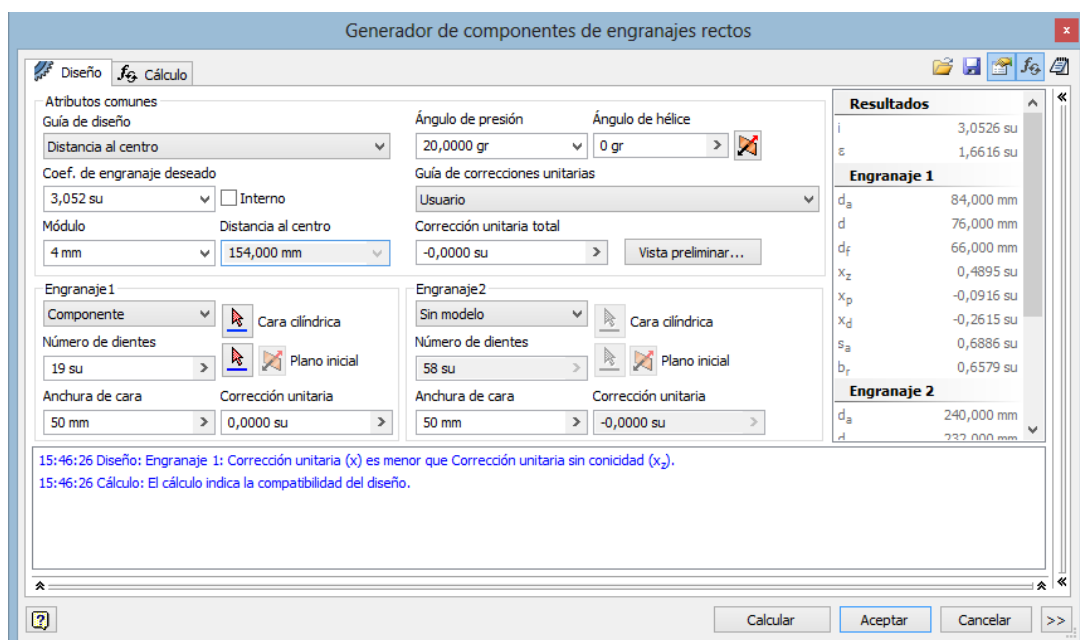


FIGURA 105. DETALLE GENERADOR DE COMPONENTES PAREJA DE ENGRANAJES RECTOS

Una vez introducidos dichos parámetros, en primer lugar se define el piñón como componente (seleccionar la opción *Sin modelo* en el engranaje 2) y se fija adecuadamente en el espacio antes de generar la rueda de la transmisión.

Para fijar el piñón en el espacio, como ya se ha mencionado en los casos anteriores, se deselecciona la opción *Fijo*, posibilitando así su movilidad en el área de trabajo según convenga. También es conveniente hacer visibles sus cuerpos de superficie y sus planos, eje y puntos de origen (procedimiento análogo a los casos de estudio 1 y 2).

Ya definido completamente el piñón de la transmisión, se fija en el espacio mediante las restricciones:

- Restricción de Coincidencia 1: Entre la cara posterior del piñón y el plano XY general.
- Restricción de Coincidencia 2: Entre el eje Z del piñón y el eje Z general.



A continuación, se genera la rueda de manera análoga (seleccionar la opción *Sin modelo* en el engranaje 1). Sin embargo, en este caso el procedimiento de ensamblaje y la fijación en el espacio seguido será más complejo.

En primer lugar se definen dos restricciones:

- Restricción de Coincidencia: Entre la cara posterior de la rueda y el plano XY general.
- Restricción de Tangencia: Entre los cilindros de revolución de ambos componentes.

Una vez fijadas dichas restricciones, es necesario crear un eje de trabajo para restringir el movimiento de traslación de la rueda y situarla de manera totalmente alineada con el piñón. Para ello, el procedimiento a seguir es realizar una restricción que coloque de manera momentánea la rueda en la posición adecuada, y así poder introducir el eje de trabajo mediante la opción de intersección de planos.

La restricción a introducir de manera provisional es:

- Restricción de Coincidencia: Entre el plano de origen de la rueda XZ y el plano XZ general.

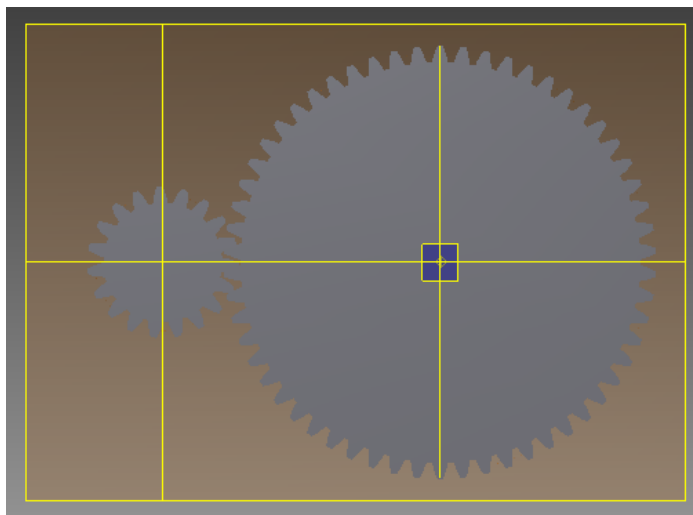


FIGURA 106. SISTEMA PAREJA DE ENGRANAJES RECTOS MODELADO

A continuación, se procede a generar un eje de trabajo en el punto en el que intersectan el plano de origen de la Rueda YZ y el plano XZ general. Para ello, en la pestaña *Modelo 3D* se selecciona la opción *Eje - Intersección entre dos planos* y para finalizar se seleccionan los dos planos citados anteriormente.

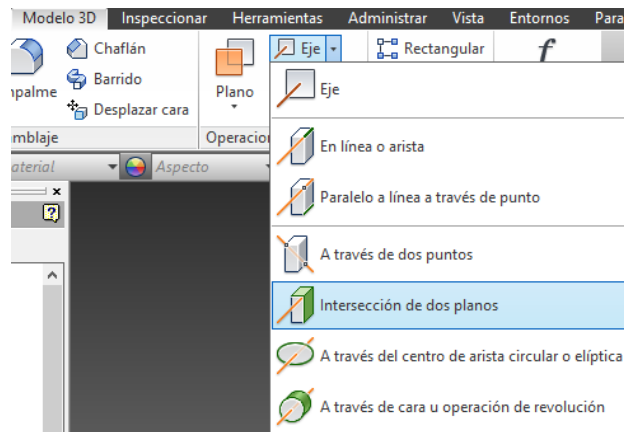


FIGURA 107. DETALLE GENERACIÓN EJE DE TRABAJO

Generado ya el eje de trabajo, siempre fijo en la posición en la que se ha creado (seleccionar la opción *Fijo*), se puede eliminar la restricción de coincidencia introducida anteriormente que sirvió para fijar la rueda en la posición adecuada de manera momentánea. Por último, la restricción a introducir para imposibilitar el movimiento de traslación de la rueda, pero sí permitir el rotacional en la posición adecuada es:

- Restricción de Coincidencia: Entre el eje Z de la rueda y el Eje de trabajo.

Por tanto, tan sólo queda generar la restricción de movimiento entre los engranajes, necesaria para la posterior simulación dinámica. Dicha restricción consiste en:

- Restricción de movimiento Rotación: Entre los cilindros de revolución del piñón y la rueda, como solución se selecciona la opción Avance, y como relación de transmisión  $i = 3,053$ .

De esta manera, la transmisión del presente caso de estudio queda totalmente modelada, definida y ensamblada entre sí.

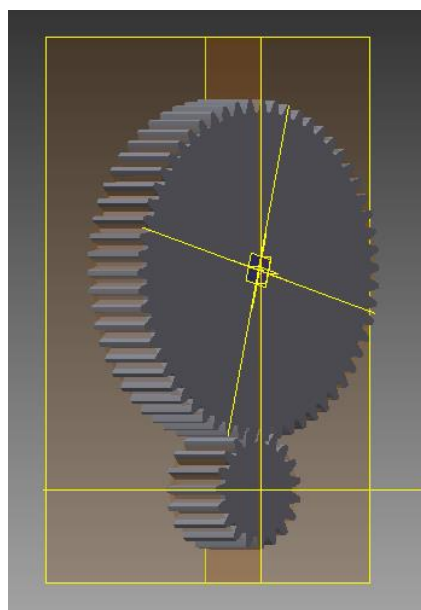


FIGURA 108. SISTEMA ENGRANAJES RECTOS MODELADO Y ENSAMBLADO CASO DE ESTUDIO 3

---

7

## BIBLIOGRAFÍA

---

## 7. BIBLIOGRAFÍA

- *“Diseño de Máquinas”*. Besa González, Antonio José; Valero Chuliá, Francisco. Ed. Universidad Politécnica de Valencia, Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Diseño. (2016)
- *“Diseño en Ingeniería Mecánico, Sexta Edición”*. Sighley, Joseph E.; Mischke, Charles R. Ed. Mc Graw-Hill (2002)
- *“Diseño de Elementos de Máquinas, Cuarta Edición”*. Mott, Robert L. Ed. Pearson Prentice Hall
- *“Inventor y su Simulación con Ejercicios Prácticos”*. Younis, Wasim. Ed. Marcombo (2012)
- *“Mastering Autodesk Inventor 2014 and Autodesk Inventor LT 2014”*. Waguespack, Curtis. Ed. Sybex (2013)
- *“Adams Tutorial Kit for Mechanical Engineering Courses”*. Ed. MSC Software Corporation
- Norma ISO 281:2007 *“Rolling bearings – Dynamic Load ratings and rating life”*.
- Norma ISO 6336 *“Calculation of load capacity of spur and helical gears”*.