



Universidad Tecnológica  
Nacional

Facultad Regional Tucumán

# Elementos de Máquina

## 2020

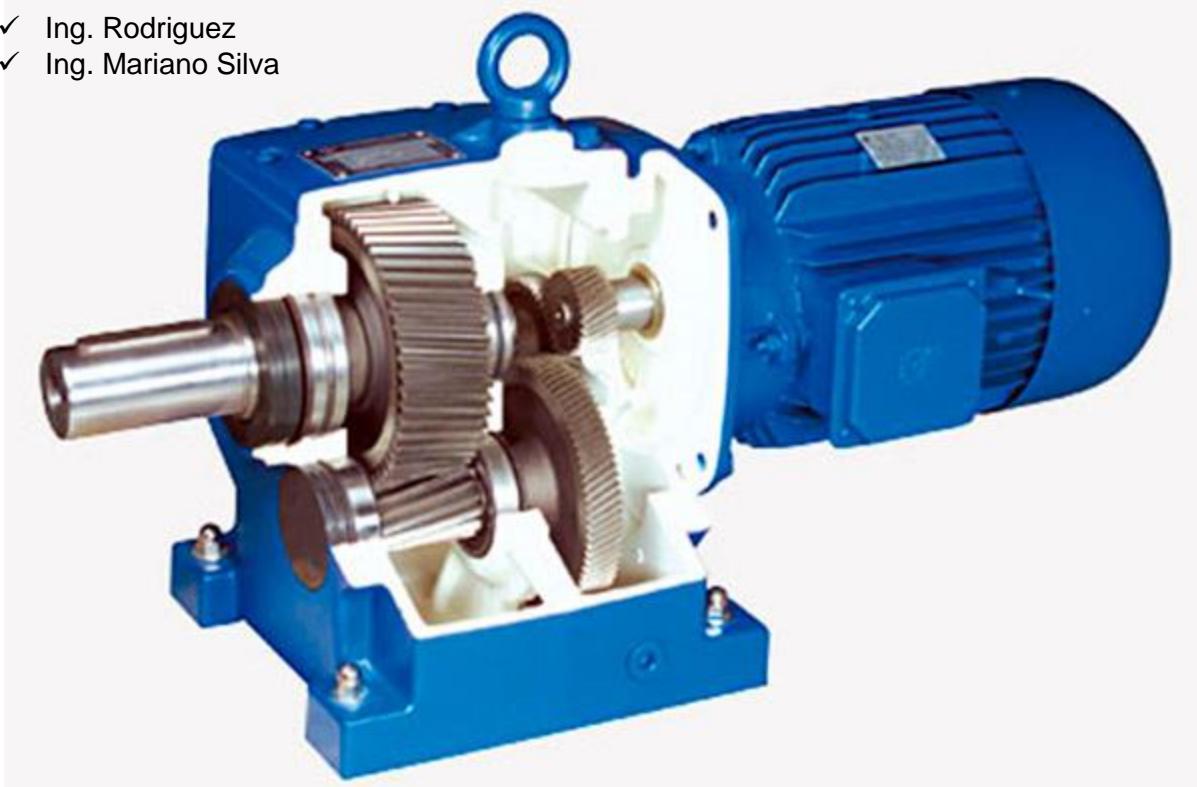
Tema: Proyecto Integrador 2020- Diseño de un Reductor de Velocidad

Grupo 18: ✓ Santiago Lech  
✓ Emiliano Salim Prado  
✓ Bernabé Chamut

Comisión: 4S1

Carrera: Ingeniería Mecánica

Docentes: ✓ Ing. Rodriguez  
✓ Ing. Mariano Silva





Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**INDICE**

Introducción sobre Reductores de Velocidad .....	5
Clasificación de los reductores de Velocidad .....	9
Aspectos relevantes del diseño .....	10
Objetivo del proyecto y Secuencia de diseño para transmisión de potencia.....	12
Relación entre las variables de diseño.....	14
Especificación del problema.....	14
Tiempo de vida de los Ejes, Engranajes y Rodamientos.....	14
Requisitos de potencia y par de Torsión.....	14
Cálculos Iniciales, determinación de variables de entrada.....	15
Selección del Motor Acoplado.....	17
Especificaciones de Engranajes.....	18
Cálculo de Relaciones de Velocidad, Par de torsión sobre los engranajes.....	19
Determinación de magnitudes y dimensiones iniciales para el cálculo de engranajes.....	24
Cálculo del esfuerzo según Método Agma.....	26
Cálculo del esfuerzo de desgaste del engranaje 4.....	27
Cálculo del esfuerzo de flexión del engranaje 4.....	44
Cálculo de los esfuerzos de desgaste y flexión del engranaje 5.....	52
Cálculo del esfuerzo de desgaste del engranaje 2.....	53
Cálculo del esfuerzo de flexión del engranaje 2.....	58
Cálculo de los esfuerzos de desgaste y flexión del engranaje 3.....	59
Especificaciones finales de los engranajes (Materiales, dimensiones).....	61
Introducción al diseño de los Ejes.....	62
Consideraciones generales en el diseño de los Ejes.....	62-63

- Configuración y disposición axial de los componentes
- Soporte de Cargas Axiales
- Transmisión del par de Torsión
- Ensamble y desensamblaje



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Disposición axial de los elementos sobre los ejes.....	64
Análisis de fuerzas y cálculo del Eje Intermedio.....	65
Dimensionado Estático.....	66
Dimensionado por Fatiga a vida infinita.....	68
Determinación de los esfuerzos sobre el eje Intermedio.....	69
Diagramas de Momento flector y corte Eje Intermedio.....	71
Procedimiento de Cálculo Eje Intermedio.....	74
Especificación del Eje Intermedio (Diámetros, material).....	91
Selección de rodamientos Eje Intermedio.....	92
Selección de Sello Eje Intermedio.....	98
Selección de Chaveta Eje intermedio.....	100
Cálculo del Eje de entrada.....	101
Diagramas de Momento flector y corte Eje de Entrada.....	102
Procedimiento de Cálculo Eje de Entrada .....	103
Especificación del Eje de Entrada (Diámetros, material).....	118
Selección de rodamientos Eje de Entrada.....	119
Selección de Sello Eje de Entrada.....	124
Selección de Chaveta Eje de Entrada.....	125
Cálculo del Eje de Salida.....	126
Diagramas de Momento flector y corte Eje de Salida.....	127
Procedimiento de Cálculo Eje de Salida .....	128
Especificación del Eje de Salida (Diámetros, material).....	143
Selección de rodamientos Eje de Salida.....	144
Selección de Sello Eje de Salida.....	147
Selección de Chaveta Eje de Salida .....	148
Selección de Acoplamientos Ejes de Entrada y Salida.....	149
Análisis final y Conclusiones.....	157



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Plano de Conjunto.....	158
Plano de Montaje.....	159
Plano Eje Intermedio.....	160
Plano Eje de Entrada.....	161
Plano Eje de Salida.....	162
Plano Piñón 1° Reducción.....	163
Plano Conducida 1° Reducción.....	164
Plano Piñón 2° Reducción.....	165
Plano Conducida 2° Reducción.....	166
Planos Caja del Reductor.....	167-168



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

### Reductor de velocidad:

El Reductor de Velocidad es un mecanismo de transmisión de potencia que, acoplado a un motor eléctrico, permite conseguir la velocidad idónea para el funcionamiento de ciertas maquinarias y equipos con un alto nivel de fiabilidad y seguridad, y su empleo se hace altamente necesario debido a que, como es bien sabido, la mayor parte de las maquinarias presentan requerimientos de velocidad y de par con ciertas características que los motores eléctricos industriales existentes en el mercado no satisfacen, debido a que tales motores poseen registros de velocidades de salida demasiado altas, independientemente de que hayan sido diseñados para aplicaciones directas. Por tal razón, la gran mayoría de la maquinaria que se encuentra accionada por un motor eléctrico requiere de algún mecanismo que brinde y garantice la velocidad adecuada para su correcto funcionamiento.

El empleo del Reductor de Velocidad o Caja Reductora garantiza una misma potencia de transmisión mecánica mediante el aumento del par torsor. El mecanismo en sí se compone de uno o más engranajes, los cuales son conocidos como Trenes de Engranaje y están instalados en un mismo cuerpo, previo cálculo y diseño del tren de engranajes.

Existe una gran variedad de reductores de velocidad, los cuales están muy diferenciados entre sí. Dicha diferenciación por lo general viene dada por su forma de fabricación, su disposición de montaje y resistencia, así como por las aplicaciones de los mismos. Entre ellos, se encuentran los de sínfin y corona, de engranajes helicoidales, de ejes paralelos, pendulares y planetarios.

Las ventajas del empleo de reductores de velocidad son:

1. Relación de transmisión constante e independiente de la carga.
2. Elevada fiabilidad y larga duración.
3. Dimensiones reducidas.
4. Elevado rendimiento.
5. Mantenimiento reducido.
6. Capacidad para soportar sobrecargas.

Los tipos de transmisiones por engranajes más comunes son:

1. Transmisiones por engranajes cilíndricos. Se utiliza entre árboles paralelos, admitiéndose en cada etapa de transmisión relaciones de hasta  $i=8$ . El rendimiento en cada etapa de transmisión es del 96 al 99 %. Para conseguir un funcionamiento silencioso se recurre a los engranajes de dentado helicoidal.
2. Transmisiones por engranajes cónicos. Se emplean entre árboles perpendiculares entre sí, y para relaciones de transmisión de hasta  $i=6$ . Para exigencias elevadas se utilizan con dentado espiral.
3. Transmisiones por engranajes cónicos helicoidales. Se utilizan entre árboles cruzados cuando la distancia entre ellos es reducida, con el fin de reducir los ruidos y tener posibilidad de prolongar los árboles de transmisión. El rendimiento es inferior a los del tipo código debido al mayor deslizamiento.
4. Transmisión por tornillo sin fin. Se utiliza para árboles cruzados, con relaciones de transmisión desde 1 a más de 100 por etapa, y con rendimientos entre el 97 y el 45 % (disminuye al aumentar la relación de transmisión).



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

5. Transmisión por engranajes cilíndricos helicoidales cruzados. Se utilizan entre áboles cruzados con distancias pequeñas, solo son de aplicación cuando están sometidos a pares reducidos (debido a que el contacto es puntual) y con relaciones de transmisión de 1 a 5.

Dado que la función principal de un reductor de velocidad es garantizar una misma potencia de transmisión mecánica en un mismo cuerpo, se deben realizar los cálculos correspondientes que permitirán diseñar las diferentes piezas como ruedas dentadas, ejes, cuñeros, rodamientos, entre otras partes, con miras a garantizar el correcto ensamblaje del equipo.

Sistema de ejes paralelos	Sistema de ejes que se interceptan
Dos o más de los engranajes utilizan ejes paralelos entre sí. Se emplea en los engranes reductores para cambiar la velocidad y la dirección del movimiento de los ejes. En esta configuración de ejes paralelos se emplean engranajes rectos, helicoidales y helicoidales dobles.	Los engranajes que entran en contacto están sobre ejes que no son paralelos entre sí, pero en la proyección de sus ejes se interceptan. Se usan para cambiar la dirección del movimiento. En esta configuración de ejes que se interceptan se emplean engranajes cónicos rectos y cónicos helicoidales.




Sistema de ejes que no se interceptan
Los ejes de los dos engranajes tienen ángulos rectos y no se cortan si se extienden sus líneas de eje. En esta configuración de ejes que no se interceptan se emplean engranajes helicoidales cruzados, engranajes hopiodes, engranajes de rueda y tornillo sin fin y engrane de cremallera y piñón, siendo esta última configuración empleada únicamente para convertir movimiento giratorio del piñón en desplazamiento lineal de la cremallera.





UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Engranes rectos	Engranes helicoidales
Tienen forma cilíndrica. Los dientes son rectos y paralelos a los ejes. Tienen una capacidad de manejo de baja carga y además son un poco más ruidosos que otros tipos de engranajes. Pueden ser externos e internos.	Son de forma cilíndrica y dientes que se cortan con cierto ángulo respecto al eje. Tiene mayor capacidad de carga, además, de proporcionar una operación más suave y silenciosa. El ángulo entre el diente del engrane y el eje del árbol recibe el nombre de ángulo helicoidal.




Engranes helicoidales dobles (espina de pescado)	Engranes cónicos rectos
Cada uno de ellos tienen dientes helicoidales con hélice hacia la derecha y hacia la izquierda.	Tienen forma cónica, por lo común forman ángulos rectos. Tienen elementos rectos de los dientes los cuales, si se prolongarán, pasarían por el punto de intersección de sus ejes.






UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Engranes cónicos helicoidales**

Los engranajes cónicos helicoidales se caracterizan por tener dientes curvos y oblicuos, y sus ejes se interceptan.

**Engranes helicoidales cruzados**

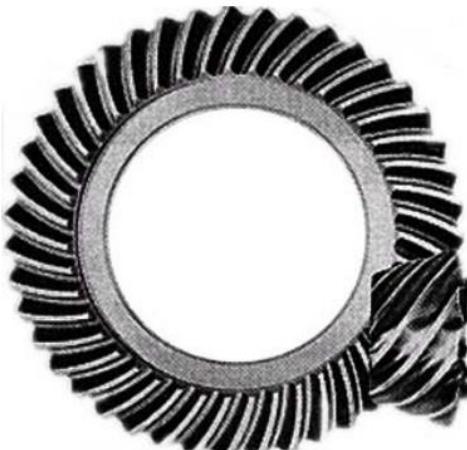
El engrane y el piñón son helicoidales colocados en ángulo recto. Se usan para cambiar la dirección del movimiento en situaciones de carga baja.

**Engranes cónicos hipoides**

Son engranajes cónicos con ejes desplazados 90 grados y que se emplean para cambiar la dirección del movimiento. Se utiliza cuando se desea un alto grado de resistencia junto con una operación suave y silenciosa.

**Engrane de tornillo sin fin**

Es un engrane helicoidal y un eje roscado Acmé. Se utiliza para reducciones grandes de velocidad en áreas pequeñas.





Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Cremallera y piñón**

Este mecanismo está conformado por un piñón recto sobre un eje, que se hace engranar en un engrane recto y plano. Se utilizan para convertir movimiento giratorio en movimiento lineal.



**Clasificación de los reductores de velocidad:**

**Los reductores de ejes paralelos:** Son un tipo de reductores que utilizan un tren de engranajes para realizar la reducción de velocidad. Se denominan de ejes paralelos porque el eje del motor y del motorreductor están en planos paralelos. Precisamente esta disposición permite conseguir cajas reductoras muy planas, idóneas para aplicaciones donde existan limitaciones de espacio como, por ejemplo, agitadores para procesos de mezcla de líquidos.

El reductor de ejes paralelos puede utilizar tres tipos de engranajes para realizar la transmisión. La elección de uno u otro dependerá de la aplicación final y las características que se deseen obtener en las cajas reductoras:

- Cilíndricos de dientes rectos: son los más utilizados. Los dientes de sus ruedas dentadas son rectos y paralelos al eje del árbol del reductor.
- Cilíndricos de dientes helicoidales: su dentado es oblicuo con respecto al eje de rotación. Transmiten mayor potencia y velocidad. Asimismo, son más silenciosos y duraderos.
- Doble helicoidales: utilizados para eliminar el empuje axial.





Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

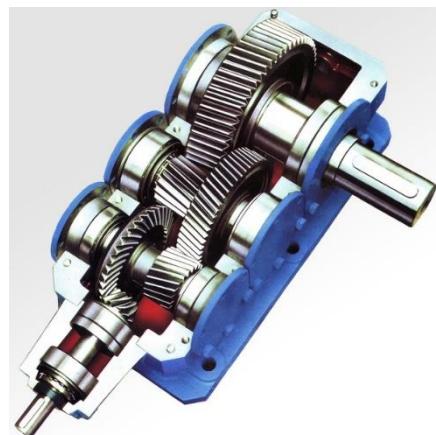
Comisión: 4S1

Proyecto Final

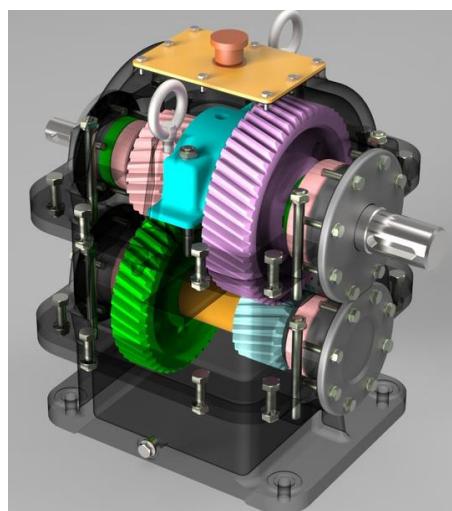
Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Reductores ortogonales:** Los reductores de ejes ortogonales son aquellos en los cuales, el eje del motor y el eje de salida del reductor son perpendiculares entre sí.



**Reductores coaxiales:** Los **reductores de ejes coaxiales** son aquellos en los cuales, el eje del motor y el eje de salida del reductor están alineados.



#### Aspectos relevantes:

El diseño de un reductor de velocidad implica conocer y dominar cierta información relevante, tal como los datos de entrada, ya que con los mismos comienza el proceso de diseño. Se inicia con la información del motor eléctrico que se va a acoplar en conjunto al reductor de velocidad en cuestión, y en los requerimientos o necesidades que se desean satisfacer, y así es como se obtendrá la velocidad de salida generada. Adicionalmente se debe considerar la relación de transmisión y la potencia, así como el par a transmitir.

Para este proyecto en particular se realizarán todos los cálculos pertinentes al diseño de los ejes y engranajes, así como de la caja.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Es necesario tomar en consideración ciertos factores relevantes a fin de maximizar el buen funcionamiento de cada una de las etapas de reducción y de sus partes. Para ello se recomienda considerar los siguientes aspectos:

**1. Funcionamiento de las unidades de reducción:**

- Las unidades deben instalarse sobre bases firmes a fin de eliminar vibraciones y evitar desalineamientos en los ejes.
- En caso de que la transmisión de la unidad a la máquina sea por acople directo entre ejes, es indispensable garantizar una perfecta alineación y centrado. Si la transmisión se hace por cadenas o correas, la tensión dada a estos elementos debe ser recomendada por el fabricante, previa alineación entre los piñones o poleas.
- Las unidades de acoplamiento deben instalarse minuciosamente sobre los ejes para no dañar los rodamientos empleados y deben estar lo más cercana posible a la carcasa para evitar cargas de flexión sobre los ejes.

**2. Mantenimiento del equipo:**

- Los engranajes y los rodamientos deben estar lubricados por inmersión o bien por salpicaduras del aceite alojado en la carcasa. Es importante revisar el nivel del aceite antes de poner en marcha el equipo, así como verificar posibles fugas por los sellos.
- En la carcasa se encuentran los tapones de llenado y de drenaje de aceite. El de llenado posee un orificio de ventilación, el cual debe permanecer limpio.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

**Objetivo del proyecto:**

El objeto primordial de este proyecto es calcular y diseñar un reductor de velocidad de dos etapas compuesto por dos juegos de piñones y ruedas, con la finalidad de reducir la velocidad del árbol de entrada mediante el incremento del par torsor en el árbol de salida, a fin de elevar la carga de un puente grúa de 6 toneladas de capacidad a una velocidad de 15 [m/min].

**Secuencia de diseño para transmisión de potencia**

- Requisitos de potencia y par de torsión.** Las consideraciones sobre potencia deben abordarse en primer lugar, ya que esto determinará las necesidades globales de dimensionamiento de todo el sistema. Cualquier relación de par de torsión o velocidad necesarias de entrada o salida deben determinarse antes de abordar las dimensiones de engranes/poleas.
- Especificación de engranes.** A continuación pueden abordarse las relaciones necesarias de engranes y cuestiones de transmisión de par de torsión con la selección de los engranes adecuados. Aún no es necesario un análisis completo de fuerzas correspondiente a los ejes, en la medida en que se requieren sólo las cargas transmitidas para especificar los engranes.
- Diseño del eje.** Se debe especificar el diseño general del eje, lo cual incluye la ubicación axial de los engranes y cojinetes. Es necesario tomar las decisiones acerca de cómo transmitir el par de torsión desde los engranes hasta el eje (cuñas, lengüetas, etc.), además de cómo mantener los engranes y cojinetes en su sitio (anillos de retención, ajustes de presión, tuercas, etc.). No obstante, en este punto no es necesario dimensionar estos elementos, puesto que sus tamaños estándar permiten estimar los factores de concentración de esfuerzos.
- Análisis de fuerzas.** Una vez que se conocen los diámetros de engrane/polea, así como las ubicaciones axiales de engranes y cojinetes, pueden elaborarse los diagramas de cuerpo libre, fuerza de corte y diagramas de momentos. También pueden determinarse las fuerzas en los cojinetes.
- Diseño del eje para esfuerzo (estático y de fatiga).** En este punto, un diseño de esfuerzo del eje debería tener un aspecto muy semejante al de un problema de diseño típico. Se conocen los diagramas de momento de flexión y fuerza de corte, pueden predecirse las ubicaciones críticas, se pueden utilizar concentraciones aproximadas de esfuerzo y determinarse estimaciones de los diámetros del eje.
- Selección de cojinetes.** Ahora pueden seleccionarse cojinetes específicos de un catálogo para satisfacer los diámetros estimados de ejes. Los diámetros pueden ajustarse ligeramente como sea necesario para satisfacer las especificaciones del catálogo.
- Selección de chavetas y anillos de retención.** Con los diámetros del eje configurados en valores estables, pueden especificarse cuñas y anillos de retención adecuados en tamaños estándar. Este paso puede involucrar ligeros cambios en el diseño global si se supusieron factores de concentración de esfuerzo razonables en los pasos anteriores.
- Análisis final.** Una vez que todo se ha especificado, iterado y ajustado como sea necesario para toda parte específica de la tarea, un análisis completo de principio a fin proporcionará una verificación final, así como factores específicos de seguridad para el sistema real.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

**Relación entre las variables:**

Antes de iniciar el proceso de cálculo es importante destacar la relación existente entre las variables que intervienen en el diseño del reductor, con el objetivo de comprender además el impacto que representa la variación de una de ellas sobre las restantes.

Analizando primeramente la velocidad de izaje, es posible determinar que un cambio o una variación en ella modificarán la velocidad angular en la salida del reductor. Si se incrementa la velocidad de izaje también lo hará la velocidad angular en la salida del reductor, al igual que si se reduce tendrá como consecuencia la reducción en la velocidad angular de salida, debido a que presentan una relación directamente proporcional entre sí. Una variación en la velocidad angular en la salida impactará sobre las demás variables, conllevando una modificación de la relación de transmisión general requerida por el reductor, y por ende la relación de transmisión en cada etapa, si se modifica la relación de transmisión, el número de dientes de los engranajes, particularmente de la corona también se modificará y con ellos el valor de ciertos coeficientes determinados mediante la norma AGMA, además del módulo del engranaje en sí y la fuerza transmitida por cada juego de engranajes. El mismo efecto ocasionaría una modificación en el diámetro del tambor del mecanismo de izaje.

De mantenerse constante la carga, un cambio en la velocidad de izaje también modificará la potencia requerida, y con ello el motor que deberá de acoplarse a la entrada del reductor. Una modificación de la potencia impactará además, en los momentos y los esfuerzos aplicados sobre cada uno de los ejes y los pares de engranajes.

De igual manera que con la velocidad, una variación de la carga resultaría en el mismo efecto.

De modificarse cualquiera de las variables de entrada involucradas en el proceso de diseño, es necesario interpretar el impacto que tendrá sobre las demás, sobre el esfuerzo transmitido y por ende sobre los materiales y dimensiones de los engranajes en sí. Esfuerzos de mayor magnitud conllevarán a la selección de materiales de mejor calidad, o bien de mantenerse los materiales, en un incremento en las dimensiones de los elementos y con ellos un aumento en las dimensiones del reductor. Es por ello que a priori es importante definir con exactitud cada una de las variables a fin de poder interpretar cuál de ellas será limitante dentro del proceso de diseño, y cuál de ellas se podrá flexibilizar.

Si las dimensiones deben mantenerse constantes, y existe una variación de los esfuerzos sobre los diferentes componentes, es posible que su efecto se vea reflejados en una selección diferente de los materiales utilizados en cada caso. En caso de existir un único material disponible deberán modificarse sus dimensiones, en el caso de los engranajes por ejemplo el ancho de cara, con el fin de que el esfuerzo se distribuya sobre una superficie mayor, etc.

De modificarse por ejemplo el tiempo de vida útil definido para los diferentes componentes del reductor, será necesario, una selección de materiales de mayor calidad. Los materiales se definen mediante grados, los cuales hacen referencia a la confiabilidad y seguridad durante su proceso de fabricación y/o tratamientos térmicos realizados sobre los mismos, mientras mayor sea el grado de los materiales, mayor será su confiabilidad y la cantidad de documentos que respalden su calidad.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

**Especificación del problema:**

A continuación se presentará un subconjunto de las especificaciones pertinentes del diseño que se necesitarán para esta parte del estudio.

- Potencia que se entregará: 15[KW]
- Velocidad de entrada: 1 460 rpm
- Velocidad de salida: 75-80 rpm
- Habitualmente niveles bajos de impacto, a veces niveles moderados
- Ejes de entrada y salida extendidos 100[mm] fuera de la caja del reductor
- Dimensiones máximas de la caja reductora: 60[cm] x 40[cm] x 40[cm]
- Ejes de salida y de entrada en línea
- Vida de engranes y cojinetes > 12 000 horas; vida infinita del eje

**Tiempo de vida de Ejes, Engranajes y Cojinetes:**

Para justificar los cálculos a fatiga de distintos elementos, es preciso una estimación de la vida de la grúa.

Suponiendo que el reductor de velocidad diseñado trabajará 365 días al año, 8 horas al día, se obtiene como resultado una vida útil de 12000 horas de funcionamiento, aproximadamente 4 años, después del tiempo especificado deberá verificarse el estado de tanto de los rodamientos, como de los engranajes y en caso de necesario reponerlos. Los ejes están diseñados para tener una vida infinita de funcionamiento de acuerdo a los esfuerzos a los que se ve sometido dicho reductor.

**Requisitos de potencia y par de torsión:**

Por lo regular, los sistemas de transmisión de potencia se especificarán mediante una capacidad de potencia. Esta valoración específica la combinación de par de torsión y velocidad que la unidad puede resistir. Es importante recordar que, idealmente, la potencia de entrada es igual a la potencia de salida, de modo que se considera que la potencia es la misma a través de todo el sistema. En realidad, existen pequeñas pérdidas debido a factores como la fricción tanto en cojinetes como en engranes. En muchos sistemas de transmisión, las pérdidas en los cojinetes de rodillo son despreciables. Los engranes tienen una eficiencia razonablemente alta, con alrededor de 1 a 2% de pérdida de potencia en un par de engranes acoplados. De este modo, en la caja de cambios de reducción doble, con dos pares de engranes acoplados, la potencia de salida es probablemente alrededor de 2 a 4% menos que la potencia de entrada. Debido a que este porcentaje implica una pérdida pequeña, es común hablar simplemente de la potencia del sistema, en vez de potencia de entrada y de salida.

El par de torsión, por otra parte, por lo regular no es constante a lo largo de un sistema de transmisión. Recordando que la potencia es igual al producto del par de torsión y la velocidad. Puesto que la Potencia de entrada = Potencia de salida, se sabe que, en el caso de un tren de engranes:

$$H = T_i \omega_i = T_o \omega_o$$

Con una potencia constante, una relación de engranes para disminuir la velocidad angular incrementará de manera simultánea el par de torsión. La relación de engranes, o valor del tren, del tren de engranes será:

$$i = \frac{\omega_o}{\omega_i} = \frac{T_i}{T_o}$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Cálculos Iniciales:**

Datos de partida. La carga estimada será de 6.000 Kg, la cual debe de desplazarse a una velocidad de 15 m/min, por lo que:

$$V_{Izaje} = 15 \left[ \frac{m}{min} \right] = 0,25 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Para determinar la velocidad en la salida del reductor es necesario considerar el número de ramales del polipasto aplicado en la elevación de la carga:

Un polipasto es una máquina mecánica en la que, por lo general, *un único* y largo cable se enrolla o desenrolla sobre un tambor giratorio, haciéndolo pasar por un conjunto de poleas giratorias de centros móviles dispuestas todas sobre un eje en un *carro portapoleas* y por otras poleas giratorias de centros fijos en *el bastidor* con el propósito de levantar, sostener o bajar controladamente una carga pesada acoplada directamente al carro portapoleas o indirectamente mediante un gancho, ejerciendo para ello una fuerza de tracción sobre el cable, mucho menor a la del peso a manipular, esto a expensas de la gran cantidad de cable que hay que enrollar o desenrollar en el tambor.



La foto muestra un polipasto relativamente pequeño para manejar cargas de 10 Toneladas. Se observa el bastidor, el motor del accionamiento, el cable, una polea giratoria de centro fijo, dos poleas giratorias de centros móviles montadas en el carro portapoleas, el control eléctrico del operador y el gancho.



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

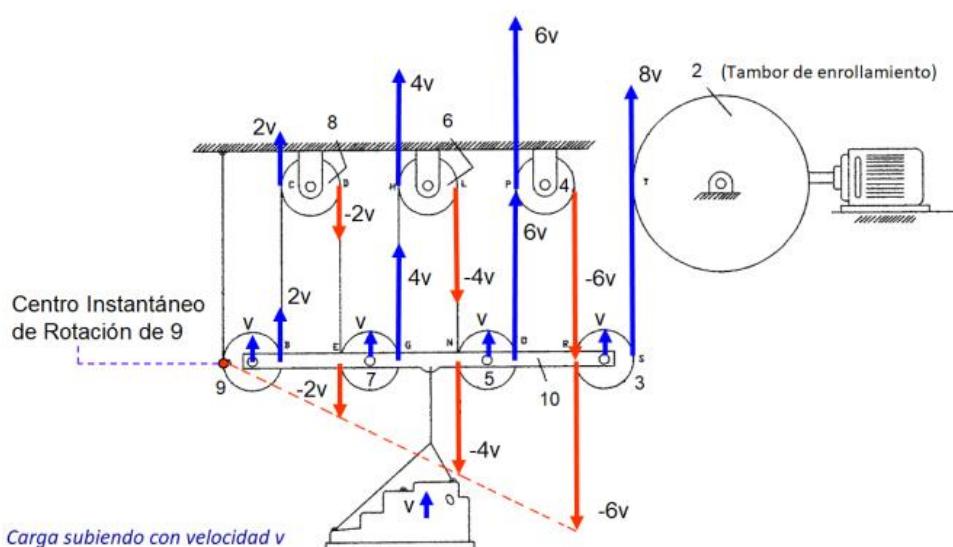
Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

### Respuesta cinemática del polipasto

La Figura muestra el esquema gráfico de la respuesta cinemática en el campo de las velocidades de un polipasto de 10 eslabones. Tiene cuatro poleas giratorias de centros móviles montadas en un carro móvil (numerado como el eslabón 10) y tres poleas giratorias de centros fijos, montadas sobre el bastidor.

La respuesta cinemática del polipasto en el campo de las aceleraciones, muestra que las distintas aceleraciones de cada tramo de cable, durante el arranque o la parada o en los períodos transitorios, es cualitativamente similar a la de las velocidades de los tramos, pues cuando el polipasto sube, los módulos de las aceleraciones de los tramos ascendentes del cable siguen la misma progresión cualitativa que siguen las velocidades de estos tramos, esto es  $0, 2a, 4a, 6a$  y  $8a$  y los tramos descendente del cable siguen la progresión  $-2a, -4a$  y  $-6a$ .



Según lo enunciado, considerando además que para este caso que el polipasto está compuesto por dos poleas giratorias de centros móviles y una fija por lo que velocidad en el tambor sobre el cual se enrollará el cable de acero será  $4v$ .

El motorreductor accionará un tambor de diámetro 0,25 m, cuya finalidad será enrollar un cable de acero que permita la elevación de la carga a la velocidad establecida, siendo esta de:

$$\omega_{Izaje} = \frac{4 V_{Izaje}}{D_{Tambor}}$$

$$\omega_{Izaje} = \frac{8 \left( 15 \left[ \frac{m}{min} \right] \right)}{0,25[m]} \frac{1}{2\pi}$$

$$\omega_{Izaje} = 76 [rpm]$$

Una vez obtenida la velocidad de elevación, se calcula la potencia consumida debida a la elevación de la carga.

$$P_{Izaje} = F V_{Izaje}$$

$$P_{Izaje} = \left( 6.000[Kg] \times 9,81 \left[ \frac{m}{s^2} \right] \right) \left( 0,25 \left[ \frac{m}{s} \right] \right)$$

$$P_{Izaje} = 14715[W]$$

$$P_{Izaje} = 14,7[KW] \cong 15[KW]$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Para la potencia obtenida, se elige un motor comercial asíncrono trifásico cuya velocidad nominal es de 1460 [rpm]. Las características del motor seleccionado son:

$$\omega = 1460[\text{rpm}]$$

EFICIENCIA  
IE1 - 1500 rpm

## MOTORES ASÍNCRONOS TRIFÁSICOS

Rotor en jaula de ardilla.

Ventilación exterior IC 411, servicio continuo S1.

Aislamiento clase 155 (F), grado de protección IP 55.

Motores de aluminio serie IE1-MS.

Motores de fundición serie IE1-EG.

Velocidad síncrona 1500 rpm - 4 polos

400 V. 50 Hz

TIPO	Potencia		M <sub>N</sub> N.m	n rpm	Ef. clase IE1 EN 60034-2-1 100%	I <sub>N</sub> 400 V A	I <sub>x/N</sub>	Cosφ	M <sub>x/M</sub> N.m	M <sub>x/M</sub> N.m	J Kgm <sup>2</sup>	Nivel sonoro dB(A)	m Kg
	kW	CV											
MS 56 1	-	0,06	0,08	0,43	1320	49,0	0,30	6,0	0,59	2,2	2,2	0,00009	50 2,9
MS 56 2	-	0,09	0,12	0,65	1320	51,0	0,42	6,0	0,61	2,2	2,2	0,00011	50 3,2
• MS 56 3	-	0,12	0,17	0,86	1320	53,0	0,52	6,0	0,63	2,2	2,2	0,00014	52 3,7
MS 63 1	-	0,12	0,17	0,86	1320	53,0	0,52	6,0	0,63	2,2	2,2	0,00016	52 3,7
MS 63 2	-	0,18	0,25	1,27	1350	60,0	0,67	6,0	0,65	2,2	2,2	0,00020	52 4,2
• MS 63 3	-	0,25	0,33	1,76	1350	61,0	0,90	6,0	0,66	2,2	2,2	0,00023	54 5,0
MS 71 1	-	0,25	0,33	1,76	1350	61,0	0,90	6,0	0,66	2,2	2,2	0,00058	55 5,0
MS 71 2	-	0,37	0,5	2,57	1370	66,0	1,12	6,0	0,73	2,2	2,2	0,00065	55 5,8
• MS 71 3	-	0,55	0,75	3,79	1380	67,0	1,60	6,0	0,75	2,2	2,2	0,00087	57 6,5
MS 80 1	-	0,55	0,75	3,79	1380	67,0	1,60	6,0	0,75	2,2	2,2	0,00124	58 8,1
IE1 - MS 80 2	-	0,75	1	5,16	1380	78,0	1,79	6,0	0,78	2,2	2,2	0,00167	58 9,1
• IE1 - MS 80 3	-	1,1	1,5	7,52	1390	79,0	2,60	6,0	0,78	2,2	2,2	0,00185	60 11,0
IE1 - MS 90 S	-	1,1	1,5	7,52	1390	79,0	2,55	6,0	0,79	2,2	2,2	0,00168	61 11,7
IE1 - MS 90 L1	-	1,5	2	10,18	1400	81,5	3,35	6,0	0,80	2,2	2,2	0,00217	61 14,4
• IE1 - MS 90 L2	-	2,2	3	14,82	1410	83,0	4,80	7,0	0,80	2,2	2,2	0,00262	63 17,6
IE1 - MS 100 L1	-	2,2	3	14,82	1410	83,0	4,80	7,0	0,80	2,2	2,2	0,00335	64 19,2
IE1 - MS 100 L2	-	3	4	20,07	1420	84,5	6,35	7,0	0,81	2,2	2,2	0,00463	64 22,5
• IE1 - MS 100 L3	-	4	5,5	26,57	1430	85,0	8,32	7,0	0,82	2,2	2,2	0,00508	65 27,3
IE1 - MS 112 M	-	4	5,5	26,57	1430	85,0	8,32	7,0	0,82	2,2	2,2	0,00866	65 29,0
• IE1 - MS 112 L	-	5,5	7,5	36,28	1440	87,0	11,0	7,5	0,83	2,2	2,2	0,00955	68 35,7
IE1 - MS 132 S	-	5,5	7,5	36,28	1440	87,0	11,0	7,5	0,83	2,2	2,2	0,01803	71 39,0
IE1 - MS 132 M	-	7,5	10	49,14	1450	87,5	15,0	7,5	0,85	2,2	2,2	0,02218	71 48,6
• IE1 - MS 132 L1	-	9,2	12,5	60,28	1450	87,5	18,0	7,5	0,85	2,2	2,2	0,02436	74 56,5
• IE1 - MS 132 L2	-	11	15	71,58	1460	88,5	20,0	7,5	0,86	2,2	2,2	0,02672	74 64,0
IE1 - MS 160 M	-	11	15	71,58	1460	88,5	20,0	7,5	0,86	2,2	2,2	0,04575	75 73,0
IE1 - MS 160 L	-	15	20	97,60	1460	89,5	28,0	7,5	0,87	2,2	2,2	0,05968	75 88,5
IE1 - EG 160 M	-	11	15	72,0	1460	88,4	22,5	7,0	0,84	2,2	2,3	0,0747	80 118
IE1 - EG 160 L	-	15	20	98,1	1460	89,4	30,0	7,5	0,85	2,2	2,3	0,0918	79 138
IE1 - EG 180 M	-	18,5	25	120,2	1470	90,0	36,3	7,5	0,86	2,2	2,3	0,1390	80 182
IE1 - EG 180 L	-	22	30	142,9	1470	90,5	43,0	7,5	0,86	2,2	2,3	0,1580	80 190
IE1 - EG 200 L	-	30	40	194,9	1470	91,4	58,0	7,2	0,86	2,2	2,3	0,2620	83 243
IE1 - EG 225 S	-	37	50	239,0	1480	92,0	70,2	7,2	0,87	2,2	2,3	0,4060	85 284
IE1 - EG 225 M	-	45	60	290,0	1480	92,5	85,0	7,2	0,87	2,2	2,3	0,4690	84 320
IE1 - EG 250 M	-	55	75	355,0	1480	93,0	103	7,2	0,87	2,2	2,3	0,6600	86 452
IE1 - EG 280 S	-	75	100	484,0	1480	93,6	140	7,2	0,87	2,2	2,3	1,1200	89 562
IE1 - EG 280 M	-	90	125	577,0	1490	93,9	167	7,2	0,87	2,2	2,3	1,4600	89 667
IE1 - EG 315 S	-	110	150	705,0	1490	94,5	201	6,9	0,88	2,1	2,2	3,1100	96 1000
IE1 - EG 315 M	-	132	180	846,0	1490	94,8	240	6,9	0,88	2,1	2,2	3,6200	96 1100
IE1 - EG 315 L1	-	160	220	1026,0	1490	94,9	288	6,9	0,89	2,1	2,2	4,1300	100 1160
IE1 - EG 315 L2	-	200	270	1282,0	1490	94,9	360	6,9	0,89	2,1	2,2	4,9400	100 1270
IE1 - EG 355 M	-	250	340	1608,0	1485	95,2	443	6,9	0,90	2,1	2,2	5,6700	104 1700
IE1 - EG 355 L2	-	315	430	2026,0	1485	95,2	559	6,9	0,90	2,1	2,2	6,6600	104 1850

Motores de fundición serie IE1-EG

• Cascasas reducidas.

\* Los datos eléctricos no son vinculantes a las series, para más exactitud consultar. Datos serie MSE y serie EGQ.

\*\* Modelos en fundición disponibles desde tamaño 80 hasta 132 (algunas de las potencias y formas mediante pedido especial).



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

### Especificaciones de engranes

Conocido el valor del tren de engranes, el paso siguiente es determinar los engranes apropiados.

Debido a que los números de dientes de los engranes deben ser números enteros, es mejor diseñar con números de dientes en vez de diámetros, con el fin de satisfacer el valor del tren de engranes y cualquier condición geométrica necesaria, tal como la condición en línea del eje de entrada y salida. Debe tenerse cuidado para encontrar la mejor combinación del número de dientes para minimizar el tamaño del reductor.

Los engranes rectos, tienen dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo. De todos los tipos, el engrane recto es el más sencillo.

Los engranes helicoidales, poseen dientes inclinados con respecto al eje de rotación, y se utilizan para las mismas aplicaciones que los engranes rectos, con la principal ventaja, de no ser tan ruidosos, debido al engranado más gradual de los dientes durante el acoplamiento. Este tipo de engranajes presenta una mayor capacidad de carga, el acoplamiento gradual de los dientes y la transferencia uniforme de la cara de un diente a otro proporcionan a los engranes helicoidales la capacidad de transmitir cargas pesadas a altas velocidades. Asimismo, el diente inclinado desarrolla cargas de empuje y pares de flexión que no están presentes en los engranes rectos y deberán ser absorbidas mediante los rodamientos.

Para el diseño de este reductor en particular se optó por seleccionar engranajes del tipo helicoidal.

### Características de los engranajes:

Se establecen las siguientes características comunes:

Valores	
Ángulo de Presión normal ( $\phi_t$ )	20°
Ángulo de hélice ( $\psi$ )	30°

Siendo la causa de la elección de dichos parámetro las siguientes:

- Se selecciona un valor de  $\phi_n = 20^\circ$  por ser el valor más frecuentes y recomendado por la mayor parte de la normas y fabricantes de engranajes
- Se elige un ángulo de hélice  $\psi = 30^\circ$  para obtener un tamaño menor de los engranajes, con el fin de conseguir un reducto más compacto.



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

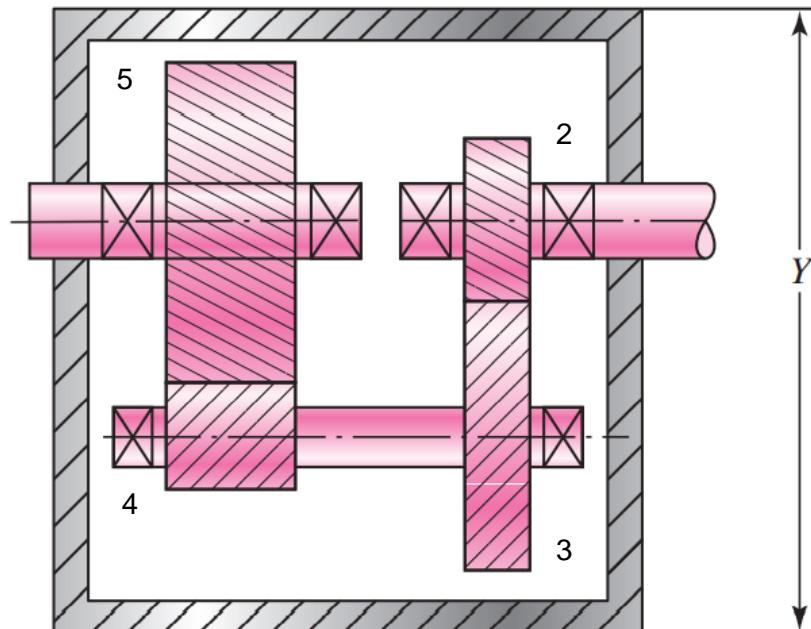
Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

### Cálculos de Relaciones de velocidad, par de torsión y engranajes:



A continuación se determinara el número apropiado de dientes con el fin de reducir la velocidad de entrada de  $\omega_i = 1460[rpm]$  a una velocidad de salida  $75[rpm] \leq \omega_o \leq 80[rpm]$ .

Una vez seleccionados la cantidad de dientes requerida, se determinará los valores de:

1. Velocidades para los ejes intermedio y de salida
2. Pares de torsión en los ejes de entrada, intermedio y de salida.

#### Cálculos:

Sabiendo que la velocidad de salida seleccionada es  $76[rpm]$ :

La relación de transmisión necesaria será:

$$i = \frac{\omega_{Motor}}{\omega_{Izaje}}$$

$$i = \frac{1460[rpm]}{76[rpm]}$$

$$i = \frac{1}{19,21}$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Para el caso de un tren de engranajes inverso compuesto por dos etapas:

$$i = \frac{1}{19,21} = \frac{N_2}{N_3} \frac{N_4}{N_5}$$

Para un menor tamaño, es recomendable que ambas etapas presenten la misma reducción. Asimismo, si ambas etapas son idénticas, la condición en línea sobre el eje de entrada y salida se satisface de manera automática:

$$\frac{N_2}{N_3} = \frac{N_4}{N_5} = \sqrt{\frac{1}{19,21}} = \frac{1}{4,38}$$

En función del número de etapas de diseño, la relación de cada una de ellas:

$$\frac{N_2}{N_3} = \frac{1}{4,38} \quad y \quad \frac{N_4}{N_5} = \frac{1}{4,38}$$

Con dos ecuaciones y cuatro números de dientes desconocidos, se tienen dos selecciones libres. Se eligen  $N_2$  y  $N_4$  lo más pequeños que sea posible sin interferencia. Bajo el supuesto de un ángulo de presión de  $20^\circ$ , se determina el menor número de dientes que puede presentar el piñón, con el fin de evitar interferencias y conseguir el diseño más compacto:

$$Z \geq \frac{2}{\sin^2 \phi_n}$$

$$Z \geq \frac{2}{\sin^2 20^\circ} = 17 \text{ dientes}$$

$$Z_{Min} = 17 \text{ dientes}$$

Luego:

$$N_2 = N_4 = 17 \text{ dientes}$$

$$N_3 = 4,38 N_2 = 4,38 \times (17) = 74,51 = 75$$

$$N_5 = 4,38 N_4 = 4,38 \times (17) = 74,51 = 75$$

El valor del tren total es entonces exacto:

$$i = \frac{17}{75} \times \frac{17}{75}$$

Se verifica entonces que  $\omega_5$  se encuentre dentro de los valores admisibles:

$$\omega_5 = \left(\frac{17}{75}\right) \left(\frac{17}{75}\right) (1460[rpm])$$

$$\omega_5 = 75[rpm] \text{ (Valor admisible)}$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Se procede entonces con:

$$N_2 = N_4 = 17 \text{ dientes}$$

$$N_3 = N_5 = 75 \text{ dientes}$$

$$i = \frac{17}{75} \times \frac{17}{75} = \frac{1}{19,46}$$

$$\omega_5 = 75[\text{rpm}]$$

$$\omega_3 = \omega_4 = \left(\frac{17}{75}\right) \times 1460[\text{rpm}]$$

$$\omega_3 = \omega_4 = 330,93[\text{rpm}]$$

Se determina el momento torsor transmitido por cada uno de los ejes:

$$T_{Motor} = T_{Entrada} = \frac{P_{Motor}}{\omega_{Motor}}$$

$$T_{Entrada} = \frac{15 \times 10^3[W]}{1460[\text{rpm}] \frac{2\pi}{60[s]}}$$

$$T_{Entrada} = 98,10[\text{Nm}]$$

$$T_{Intermedio} = \frac{T_{Motor} \omega_{Motor}}{\omega_{Intermedio}}$$

$$T_{Intermedio} = \frac{98,10[\text{Nm}] 1460[\text{rpm}]}{330,93[\text{rpm}]}$$

$$T_{Intermedio} = 432,839[\text{Nm}]$$

$$T_{Salida} = \frac{T_{Intermedio} \omega_{Intermedio}}{\omega_{Salida}}$$

$$T_{Salida} = \frac{432,839[\text{Nm}] 330,93[\text{rpm}]}{75[\text{rpm}]}$$

$$T_{Salida} = 1909,85[\text{Nm}]$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Al tratarse de un tren de engranajes inverso se requiere que las distancias entre los ejes sean las mismas para ambas etapas del tren, lo que se agrega a la complejidad de la tarea del diseño. La limitante de la distancia es:

$$\frac{d_2}{2} + \frac{d_3}{2} = \frac{d_4}{2} + \frac{d_5}{2}$$

El paso diametral relaciona los diámetros y los números de dientes,  $P = N/d$ . Al reemplazar todos los diámetros se tiene:

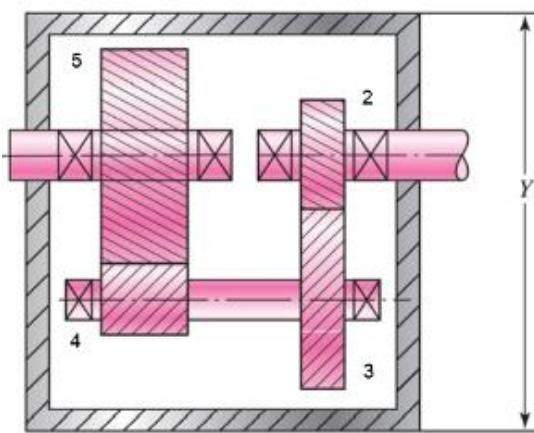
$$\frac{N_2}{2P} + \frac{N_3}{2P} = \frac{N_4}{2P} + \frac{N_5}{2P}$$

Si se supone un paso diametral constante en ambas etapas, tenemos la condición geométrica establecida en términos del número de dientes:

$$N_2 + N_3 = N_4 + N_5$$

Esta condición debe satisfacerse de manera exacta, además de las anteriores ecuaciones de relación, para mantener la condición de que los ejes de entrada y salida se encuentren en línea.

Si se ha especificado un tamaño máximo de la caja de engranes en las especificaciones del problema, en este punto puede estimarse un paso diametral mínimo (máximo tamaño de diente) escribiendo la expresión del tamaño de la caja de engranes en términos de los diámetros de engranes y convirtiendo a números de dientes a través del paso diametral.



$$Y = d_3 + \frac{d_2}{2} + \frac{d_5}{2} + \frac{2}{P} + \text{Holguras} + \text{Espesores de la pared}$$

Donde el término  $2/P$  explica la altura agregada de los dientes en los engranajes 2 y 5 que se extienden más allá de los diámetros de paso. Sustituyendo  $d_i = N/P$ , se obtiene:

$$Y = \frac{N_3}{P} + \frac{N_2}{2P} + \frac{N_5}{2P} + \frac{2}{P} + \text{Holguras} + \text{Espesores de pared}$$

$$P = \frac{N_3 + \frac{N_2}{2} + \frac{N_5}{2} + 2}{(Y - \text{Espesores de pared} - \text{Holguras})}$$

Se determina que:

$$P_{Min} = \frac{N_3 + \frac{N_2}{2} + \frac{N_5}{2} + 2}{(Y - \text{Espesores de pared} - \text{Holguras})}$$

Éste es el valor mínimo que puede emplearse para paso diametral y, por lo tanto, el máximo tamaño de diente, para establecerse dentro de la limitante de la caja de engranes global. Deberá redondearse hacia arriba hasta el siguiente paso diametral estándar, lo que reduce el tamaño máximo de diente.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

Se debe aplicar el enfoque AGMA, tanto para esfuerzos de contacto como de flexión, para determinar los parámetros adecuados de engranes. Los parámetros principales de diseño por especificar por parte del diseñador incluyen el material, paso diametral y ancho de cara. Un procedimiento recomendado es iniciar con un paso diametral estimado, pues ello permite la determinación de los diámetros de engrane ( $d = N/P$ ), velocidades de línea de paso y cargas transmitidas. Los engranes rectos típicos se encuentran disponibles con anchos de cara de 3 a 5 veces el paso circular  $p$ . Con base en un promedio de 4, se puede hacer una primera estimación de la anchura de cara  $F = 4p = 4\pi/P$ . De manera alternativa, simplemente se puede realizar una búsqueda rápida de engranes en catálogos para hallar anchos de cara disponibles del paso diametral y el número de dientes.

Acto seguido, se deben utilizar las ecuaciones AGMA para determinar las selecciones apropiadas de material que proporcionarán los factores de seguridad deseados. Por lo general es más eficiente analizar primero el engrane más crítico, lo que determinará los valores límitrofes del paso diametral y la resistencia del material. Por lo regular, el engrane crítico será el más pequeño, sobre el extremo de par de torsión mayor (de menor velocidad) de la caja de engranes.

Si las resistencias de material que se requieren son demasiado altas, de modo que sean demasiado costosas o no estén disponibles, será de ayuda iterar con un menor paso diametral (de diente mayor). Por supuesto, esto incrementará el tamaño global de la caja de engranes. A menudo el esfuerzo excesivo estará en uno de los engranes menores. Más que incrementar el tamaño de dientes de todos los engranes, en ocasiones es mejor reconsiderar el diseño de los puntos del diente, desplazando más la relación de engrane hacia el par de engranes con menor esfuerzo, y menos relación hacia el par de engranes con esfuerzo excesivo. Esto permite que el engrane problemático tenga más dientes y por lo tanto mayor diámetro, lo que reduce su esfuerzo.

Si el esfuerzo de contacto es más limitante que el esfuerzo de flexión, se deben considerar materiales de engranes que hayan sido tratados con calor o endurecidos para aumentar la resistencia de la superficie. Pueden hacerse ajustes al paso diametral si es necesario para obtener un buen equilibrio entre tamaño, material y costo. Si los esfuerzos son mucho menores que las resistencias del material, se dispondrá de un paso diametral mayor, lo que reducirá el tamaño de los engranes y la caja de engranes.

Hasta este punto todo se debería iterar hasta que se obtengan resultados aceptables, a medida que esta parte del proceso de diseño pueda conseguirse por lo regular de manera independiente de las etapas siguientes del proceso. El diseñador debe quedar satisfecho con la selección de engranes antes de proceder con el eje. En este punto, la selección de engranes específicos de los catálogos ayudará en etapas posteriores, particularmente al conocer la anchura global, tamaño de diámetro interior, soporte de hombros recomendado y máximo radio de entalle.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

### Especificación de los engranajes:

Adoptándose, 60[cm], como longitud máxima de la caja del reductor y 4 cm para holguras y espesores de pared, se determina el paso diametral mínimo:

$$P_{Min} = \frac{N_3 + \frac{N_2}{2} + \frac{N_5}{2} + 2}{(Y - \text{Espesores de pared} - \text{Holguras})}$$

$$P_{Min} = \frac{\left(75 + \frac{17}{2} + \frac{75}{2} + 2\right)}{(60[\text{cm}] - 4[\text{cm}])}$$

$$P_{Min} = 2,19 \left[ \frac{\text{dientes}}{\text{cm}} \right] = 5,56 \left[ \frac{\text{dientes}}{\text{in}} \right]$$

$$P_{Min} = 6 \left[ \frac{\text{dientes}}{\text{in}} \right] = 2,362 \left[ \frac{\text{dientes}}{\text{cm}} \right]$$

Para engranes helicoidales, el paso diametral transversal, es:

$$P_t = P_n \cos \psi$$

$$P_t = 2,362 \left[ \frac{\text{dientes}}{\text{cm}} \right] \cos 30^\circ$$

$$P_t = 2,045 \left[ \frac{\text{dientes}}{\text{cm}} \right]$$

Se determina que  $P_{Min} = 2,362 \left[ \frac{\text{dientes}}{\text{cm}} \right]$  y que  $P_t = 2,045 \left[ \frac{\text{dientes}}{\text{cm}} \right]$ :

$$d_2 = d_4 = \frac{N_2}{P} = \frac{17 \text{ dientes}}{2,045 \left[ \frac{\text{dientes}}{\text{cm}} \right]}$$

$$d_2 = d_4 = 8,309[\text{cm}]$$

$$d_3 = d_5 = \frac{75}{2,045 \left[ \frac{\text{dientes}}{\text{cm}} \right]}$$

$$d_3 = d_5 = 36,674[\text{cm}]$$

Las velocidades del eje se determinaron con anterioridad como:

$$\omega_2 = 1460[\text{rpm}]$$

$$\omega_3 = \omega_4 = 330,93[\text{rpm}]$$

$$\omega_5 = 75[\text{rpm}]$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Las velocidades serán:

$$V_{23} = \frac{\pi d_2 \omega_2}{12}$$

$$V_{45} = \frac{\pi d_5 \omega_2}{12}$$

$$V_{23} = \frac{\pi(3,271[in])(1460[rpm])}{12}$$

$$V_{23} = \frac{\pi(14,438[in])(75[rpm])}{12}$$

$$V_{23} = 1250,36 \left[ \frac{ft}{min} \right] \times \left[ \frac{0,3048[m]}{1[ft]} \right] \times \left[ \frac{1[min]}{60[s]} \right]$$

$$V_{23} = 283,5 \left[ \frac{ft}{min} \right] \times \left[ \frac{0,3048[m]}{1[ft]} \right] \times \left[ \frac{1[min]}{60[s]} \right]$$

$$V_{23} = 6,35 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$V_{23} = 1,44 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Se obtienen las cargas transmitidas para su uso posterior:

$$W^t = \frac{60000 H}{\pi d n}$$

Donde:

 $W^t$ : Es la carga a transmitir [ $kN$ ] $H$ : Es la potencia en [ $kW$ ] $d$ : Es el diámetro del engrane en [ $mm$ ] $n$ : Es la velocidad en [ $rpm$ ]

$$W_{23}^t = \frac{60000 H}{\pi d n}$$

$$W_{34}^t = \frac{60000 H}{\pi d n}$$

$$W_{23}^t = \frac{60000 (15[kW])}{\pi (83,09[mm])1460[rpm]}$$

$$W_{34}^t = \frac{60000 (15[kW])}{\pi (366,74[mm])75[rpm]}$$

$$W_{23}^t = 2,36[kN]$$

$$W_{34}^t = 10,415[kN]$$

Se comenzará con el engranaje 4, ya que es el de menor tamaño, que a su vez transmite la carga más grande. Probablemente será crítico. Se inicia verificándolo al desgaste por esfuerzos de contacto puesto que, a menudo, es un factor limitante.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

### Ecuaciones del esfuerzo AGMA

En la metodología AGMA se emplean dos ecuaciones fundamentales del esfuerzo, una del esfuerzo de flexión y la otra de la resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto). En la terminología AGMA, se les llama números de esfuerzo, en contraste con los esfuerzos reales aplicados. Las ecuaciones fundamentales son:

$$\sigma = \begin{cases} W^t K_o K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J} & \text{(Unidades habituales en Estados Unidos)} \\ W^t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} & \text{(Unidades en el SI)} \end{cases}$$

Donde:

$W^t$ : Es la carga tangencial transmitida, en [N] o [lb]

$K_o$ : Es el factor de sobrecarga

$K_v$ : Es el factor dinámico

$K_s$ : Es el factor de tamaño

$P_d$ : Es el paso diametral transversal

$F(b)$ : Es el ancho de la cara del elemento más angosto, en [in] [mm]

$K_m(K_H)$ : Es el factor de distribución de la carga

$K_B$ : Es el factor de espesor del aro

$J(Y_J)$ : Factor geométrico de resistencia a la flexión (Incluye el factor de concentración de esfuerzo en la raíz del entalle  $K_f$ )

$m_t$ : Es el módulo métrico transversal

La ecuación fundamental de la resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto) se expresa como:

$$\sigma_c = \begin{cases} C_p \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_m}{d_p F} \frac{C_f}{I}} & \text{(Unidades habituales en Estados Unidos)} \\ Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}} & \text{(Unidades en el SI)} \end{cases}$$

Donde  $W^t, K_o, K_v, K_H, K_s, b$  son los mismos términos que los que se definieron anteriormente.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

Los términos adicionales son:

$C_p(Z_E)$ : Es un coeficiente elástico  $\left( \left[ \sqrt{\frac{N}{mm^2}} \right]; \left[ \sqrt{\frac{lb}{in^2}} \right] \right)$

$C_f(Z_R)$ : Es el factor de condición superficial

$d_p(d_{w1})$ : Es el diámetro de paso del piñón, en [mm]

$I(Z_I)$ : Es el factor geométrico de resistencia a la picadura.

#### Ecuaciones de resistencia AGMA

En vez de utilizar el término resistencia, AGMA emplea datos denominados números de esfuerzo permisible. Para simplificar el procedimiento de cálculo se empleará el término resistencia de engrane en vez de números de esfuerzo permisible que utiliza la AGMA. Los valores de la resistencia a la flexión de engrane, se designan como  $S_t$ , mientras que los de resistencia a la picadura como  $S_c$ .

De acuerdo con esta convención, los valores de la resistencia a la flexión de engrane, se modifican mediante diversos factores que producen valores limitantes del esfuerzo de flexión y de contacto.

#### Cálculo del Desgaste del engrane 4:

La ecuación fundamental de la resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto) se expresa como:

$$\sigma_c = \begin{cases} C_p \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_m}{d_p F} \frac{C_f}{I}} & \text{(Unidades habituales en Estados Unidos)} \\ Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}} & \text{(Unidades en el SI)} \end{cases}$$

Para determinar el esfuerzo de contacto sobre el engranaje 4, es necesario determinar el valor de los coeficientes involucrados en la expresión.

#### Determinación de los factores implicados:

##### **1. Factor de Sobrecarga $K_o$ :**

Este factor de sobrecarga tiene como finalidad tomar en cuenta todas aquellas cargas que se aplican de manera externa en exceso de la carga tangencial nominal  $W^t$  en una aplicación particular. Los ejemplos incluyen variaciones del valor medio del par de torsión, debidas al encendido de los cilindros en un motor de combustión interna o la reacción a las variaciones del par de torsión en una transmisión de bomba de émbolo. Existen otros factores similares tales como el factor de aplicación o el de servicio. Estos factores se establecen después de obtener una considerable experiencia de campo para una aplicación particular:



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

### Tabla de factores de sobrecarga, $K_o$

#### Máquina impulsada

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

Al tratarse de un motor eléctrico, se considera un choque uniforme entre la máquina impulsada e impulsora. Por lo tanto se concluye que:

$$K_o = 1$$

#### 2. Factor dinámico $K_v$ :

Los factores dinámicos se emplean para tomar en cuenta imprecisiones en la fabricación y acoplamiento de dientes de engranes en movimiento. El error de transmisión se define como la desviación de la velocidad angular uniforme del par de engranes. Algunos de los efectos que producen errores de transmisión son:

- Imprecisiones producidas en la generación del perfil del diente, entre las que se incluyen errores en el espaciamiento entre dientes, el avance del perfil y el acabado.
- Vibración de los dientes durante el acoplamiento debida a su rigidez.
- Magnitud de la velocidad en la línea de paso.
- Desequilibrio dinámico de los elementos rotatorios.
- Desgaste y deformación permanente de las partes en contacto de los dientes.
- Desalineamiento del eje del engrane y la deflexión lineal y angular del eje.
- Fricción entre dientes.

Como un intento de obtener algún control sobre estos efectos, la AGMA ha definido un conjunto de números de control de calidad. Estos números definen las tolerancias para engranes de diversos tamaños fabricados con una clase de calidad específica. Los números de calidad del 3 al 7 incluyen la mayoría de los engranes de calidad comercial. Los números del 8 al 12 son de calidad de precisión. El número de nivel de exactitud en la transmisión  $Q_v$  de AGMA se puede considerar igual que el número de calidad. Las siguientes ecuaciones del factor dinámico se basan en estos números  $Q_v$ :



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

$$K_v = \begin{cases} \left( \frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B & (\text{V en } \left[ \frac{\text{pie}}{\text{min}} \right]) \\ \left( \frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B & (\text{V en } \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]) \end{cases}$$

Donde:

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3}$$

Para los cálculos se supone que la norma de calidad de los engranajes empleados es de 6, por lo tanto  $Q_v = 6$ , bajo el supuesto de una carga uniforme,  $K_o = 1$ .

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3}$$

$$B = 0,25(12 - 6)^{2/3} = 0,8255$$

$$\boxed{B = 0,8255}$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$A = 50 + 56(1 - 0,8255) = 59,77$$

$$\boxed{A = 59,77}$$

Por lo tanto el factor  $K_v$  para el sistema internacional será igual a:

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (\text{V en } \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right])$$

$$K_v = \left( \frac{59,77 + \sqrt{200 \left( 1,44 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \right)}}{59,77} \right)^{0,8255}$$

$$\boxed{K_v = 1,229}$$

### 3. Factor de tamaño $K_s$ :

El factor de tamaño refleja la falta de uniformidad de las propiedades del material, debida al tamaño. Depende de:

- Tamaño del diente
- Diámetro de la pieza
- Relación del tamaño del diente con el diámetro de la pieza
- Ancho de la cara
- Área del patrón de esfuerzo



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Aún no se han establecido los factores estándar de tamaño de dientes de engranes para los casos donde haya un efecto perjudicial de tamaño. En esos casos AGMA recomienda un factor de tamaño mayor que la unidad. Si no hay efecto perjudicial de tamaño, se usa un valor unitario.

$$K_S = 1,192 \left( \frac{F \sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535}$$

Para determinar el factor de tamaño,  $K_S$ , se necesita conocer el factor de forma de Lewis. Se ingresa a la tabla conociendo el número de dientes del piñón  $N_P = 17$  dientes, y se obtiene como resultado,  $Y_P = 0,303$ . Para la corona se sabe que el número de dientes es  $N_G = 75$  dientes, obteniéndose como resultado  $Y_G = 0,435$

**Tabla 14-2**

Valores del factor de forma de Lewis Y (estos valores son para un ángulo normal de presión de  $20^\circ$ , dientes de altura completa y paso diametral igual a la unidad, en el plano de rotación)

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Por lo general, el ancho de la cara es de 3 a 5 veces el paso circular. Se estima inicialmente:

$$F = 4 \left( \frac{\pi}{P} \right)$$

$$F = 4 \left( \frac{\pi}{2,045} \right)$$

$$F = 6,144[\text{cm}]$$

Se elige:

$$F = 6,35[\text{cm}] = 2,5[\text{in}]$$

Por lo tanto el coeficiente  $K_S$ , será igual a:

$$K_S = 1,192 \left( \frac{F \sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535}$$

$$(K_S)_P = 1,192 \left( \frac{6,35 \sqrt{0,303}}{2,362} \right)^{0,0535} = 1,217$$

$$(K_S)_G = 1,192 \left( \frac{6,35 \sqrt{0,435}}{2,362} \right)^{0,0535} = 1,229$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

#### 4. Factor de distribución de la carga $K_H(K_m)$ :

Este factor es empleado para tomar en cuenta cuestiones como posibles desalineaciones de los ejes geométricos, desviaciones en el avance y deflexiones elásticas causadas por la carga en los ejes. Con el factor de distribución de la carga se modifican entonces las ecuaciones de esfuerzo para reflejar la distribución no uniforme de la carga a lo largo de la línea de contacto. El ideal es ubicar el “claro medio” del engrane entre dos cojinetes en el lugar con pendiente cero cuando se aplica la carga. Sin embargo, esto no siempre es posible. El procedimiento siguiente se aplica a:

- Relación del ancho neto de la cara con el diámetro de paso del piñón  $F/d \leq 2$
- Elementos de engranes montados entre los cojinetes
- Anchos de cara hasta de 40 [in]
- Contacto, cuando está sometido a carga, a lo largo del ancho total del elemento más angosto

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

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

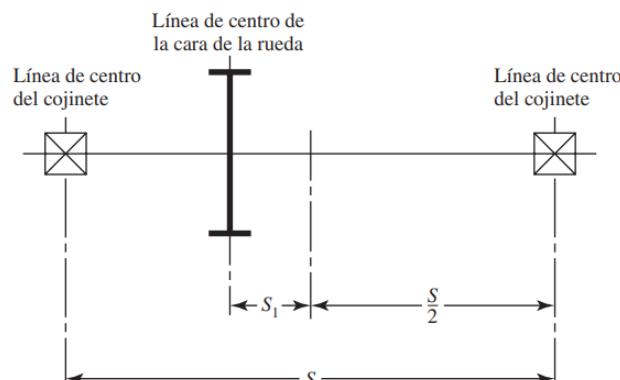
Donde:

$$C_m = \begin{cases} 1 & (\text{Para dientes sin coronar}) \\ 0,8 & (\text{Para dientes Coronados}) \end{cases}$$

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0,025 & (F \leq 1[\text{in}]) \\ \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125 F & (1 < F \leq 17[\text{in}]) \\ \frac{F}{10d} - 0 = 1109 + 0,0207F - 0,000228 F^2 & (17 < F \leq 40[\text{in}]) \end{cases}$$

Obsérvese que para valores de  $F/(10d) < 0,05$ , se usa  $F/10d = 0,05$ .

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & (\text{Para piñón montado separado con } S_1/S < 0,175) \\ 1,1 & (\text{Para piñón montado separado con } S_1/S_1 \geq 0,175) \end{cases}$$





Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

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

Los valores de A, B y C, se obtienen a partir de la siguiente tabla, o bien a través del gráfico:

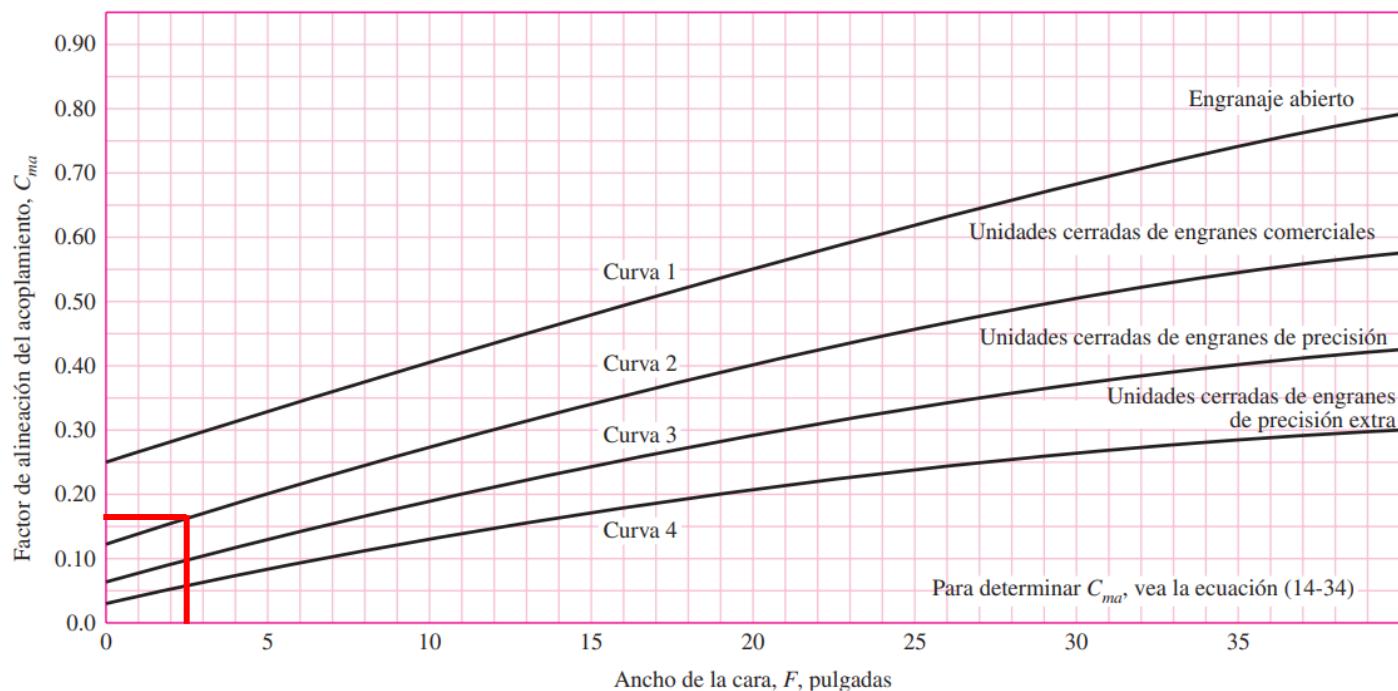
**Tabla 14-9**

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

Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.

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

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



$$C_e = \begin{cases} 0,8 & \text{(Para engranajes ajustados durante el ensamblaje o si la compatibilidad se mejora durante el lapeado, o ambos)} \\ 1 & \text{(Para todas las otras condiciones)} \end{cases}$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Para el caso planteado se deduce que:

$$\text{Dientes sin coronar} \therefore C_{mc} = 1$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125 F$$

$$C_{pf} = \frac{2,5}{10(3,271)} - 0,0375 + 0,0125(2,5)$$

$$C_{pf} = 0,0701$$

Para cojinetes inmediatamente adyacentes:

$$C_{pm} = 1$$

Unidades comerciales de engranes cerradas:

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

$$C_{ma} = 0,127 + (0,0158)(2,62) + (-0,930 \times 10^{-4})(2,62)^2$$

$$C_{ma} = 0,17$$

$$C_e = 1$$

Por consiguiente, haciendo uso de la ecuación, se obtiene:

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

$$K_H = 1 + (1)[(0,0701)(1) + (0,17)(1)]$$

$$K_m = K_H = 1,240$$

## 5. Factor geométrico $I(Z_I)$ de resistencia superficial

El factor  $Z_I$  también se conoce como factor geométrico de resistencia a la picadura, según AGMA. Se desarrollará una expresión para  $Z_I$ :

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{2}{\sin \phi_t} \left( \frac{1}{d_P} + \frac{1}{d_G} \right)$$

Donde  $\phi$  se ha reemplazado por  $\phi_t$ , el ángulo de presión transversal, de modo que la relación se aplicará también a engranajes helicoidales. Ahora se definirá a la relación de velocidades  $m_G$  como:

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P}$$



Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

De este modo la ecuación, anterior, se reescribe como:

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{2}{\sin \phi_t} \frac{m_G + 1}{m_G}$$

Reemplazando en la fórmula que determina la durabilidad de una superficie:

$$\sigma_c = -C_p \left[ \frac{K_v W^t}{F \cos \phi} \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right]^{1/2}$$

Se obtiene como resultado:

$$\sigma_c = -\sigma_c = C_p \left[ \frac{K_v W^t}{d_p F} \frac{1}{\frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2} \frac{m_G + 1}{m_G}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

El factor geométrico  $I(Z_I)$  de engranes helicoidales y rectos externos representa el denominador del segundo término entre corchetes en la ecuación. Si se agrega la relación de repartición de la carga  $m_N$  se obtiene el factor válido tanto para engranes rectos como helicoidales. Por lo tanto, la ecuación se escribe como:

$$Z_I = \begin{cases} \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2 m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{(Engranajes Externos)} \\ \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2 m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} & \text{(Engranajes Internos)} \end{cases}$$

Donde  $m_N = 1$  para engranajes rectos. Al resolver la ecuación  $m_N = \frac{P_N}{0,95 Z}$ , se obtiene:

$$p_N = p_n \cos \phi_n$$

Donde  $p_n$  es el paso circular normal. La cantidad  $Z$ , para su uso en la ecuación  $m_N = \frac{P_N}{0,95 Z}$ , se puede obtener mediante la expresión:

$$Z = [(r_p + a)^2 - r_{bp}^2]^{1/2} + [(r_G + a)^2 - r_{bg}^2]^{1/2} - (r_p + r_G) \sin \phi_t$$

Donde  $r_p$  y  $r_G$  son los radios de paso y  $r_{bp}$  y  $r_{bg}$  los radios del círculo base, respectivamente. Recordando que el radio del círculo base está dado por:

$$r_b = r \cos \phi_t$$

Se deben tomar ciertas precauciones al utilizar la ecuación para la determinación de  $Z$ . Los perfiles de los dientes no están conjugados debajo del círculo base, y en consecuencia, si uno u otro de los dos primeros términos entre paréntesis rectangulares es mayor que el tercer término, se debe reemplazar por el tercero. Además, el radio exterior efectivo algunas veces es menor que  $r + a$ , debido a la remoción de rebabas o redondeo de las puntas de los dientes. Cuando éste sea el caso, siempre se debe utilizar el radio exterior efectivo en vez de  $r + a$ .



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Para la determinación del factor geométrico de engranajes helicoidales se requiere un poco de trabajo. En primer lugar, el ángulo de presión transversal está definido mediante la ecuación:

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

$$\phi_t = \tan^{-1} \left( \frac{\tan 20^\circ}{\cos 30^\circ} \right)$$

$$\phi_t = 22,80^\circ$$

Sabiendo que los radios del piñón y la corona son:

$$r_p = \frac{d_p}{2} = \frac{8,309[cm]}{2}$$

$$r_p = 4,154[cm]$$

$$r_G = \frac{d_G}{2} = \frac{36,674[cm]}{2}$$

$$r_G = 18,33[cm]$$

La cabeza será:

$$a = \frac{1}{P_n} = \frac{1}{2,362}$$

$$a = 0,423$$

Los radios del círculo base del piñón y la corona están definidos a través de la ecuación:

$$(r_b)_p = r_p \cos \phi_t = 4,154[cm] \cos 22,80^\circ$$

$$(r_b)_p = 3,829[cm]$$

$$(r_b)_G = r_G \cos \phi_t = 18,33[cm] \cos 22,80^\circ$$

$$(r_b)_G = 16,897[cm]$$

El factor geométrico de resistencia superficial corresponde a:

$$Z = [(r_p + a)^2 - r_{bp}^2]^{1/2} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{1/2} - (r_p + r_G) \sin \phi_t$$

$$Z = [(4,154 + 0,423)^2 - (3,829)^2]^{1/2} + [(18,33 + 0,423)^2 - (16,897)^2]^{1/2} - (4,154 + 18,33) \sin 22,80^\circ$$

$$Z = 2,5075 + 8,1342 - 8,7129$$

$$Z = 1,928$$



*Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA*

<i>Fecha de asignación: 19 -10</i>	<i>Fecha de entrega: 24-11</i>	<i>Elementos de Máquina</i>	
<i>Nombre: GRUPO 18</i>	<i>Legajo: -</i>	<i>Carrera: Ingeniería Mecánica</i>	<i>Comisión: 4S1</i>
<i>Proyecto Final</i>	<i>Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD</i>		<i>Hojas:</i>

Como los dos primeros términos son menores que 8,7129, la ecuación de Z es correcta. El paso circular normal  $p_N$  se calcula mediante:

$$p_N = p_n \cos \phi_n = \frac{\pi}{P_n} \cos 20^\circ$$

$$p_N = \frac{\pi}{2,362} \cos 20^\circ$$

$$p_N = 1,249$$

La relación de distribución de la carga es:

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 Z}$$

$$m_N = \frac{1,249}{0,95 (1,928)}$$

$$m_N = 0,6823$$

La relación de velocidad será:

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{75}{17}$$

$$m_G = 4,41$$

El factor geométrico entonces será:

$$Z_I = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2 m_N} \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$Z_I = \frac{\cos 22,80^\circ \sin 22,80^\circ}{2 (0,6823)} \frac{4,41}{4,41 + 1}$$

$$Z_I = 0,213$$

## 6. Factores de la condición superficial $Cf$ ( $Z_R$ )

El factor de condición superficial  $Cf$  o  $Z_R$  se emplea únicamente en la ecuación de la resistencia a la picadura. Depende de:

- Acabado superficial, ya que se ve afectado por corte, cepillado, lapeado, esmerilado, granallado, aunque no es lo único que influye en el mismo.
- Esfuerzos residuales.
- Efectos plásticos (endurecimiento por trabajo).



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Las condiciones superficiales estándar de dientes de engranes aún no se han establecido. Cuando se tenga el conocimiento de que existe un efecto perjudicial en el acabado superficial, AGMA sugiere para esos casos un valor de  $C_f$  mayor que la unidad.

Para este caso en particular, se tomará un coeficiente  $Z_R = 1$

### **Coeficiente elástico ( $Z_E$ )**

Los valores de  $C_p$  se obtienen a partir de la tabla. Asumiendo que el material de los engranajes es acero:

Coeficiente elástico  $C_p (Z_E)$ ,  $\sqrt{\text{psi}} (\sqrt{\text{MPa}})$  Fuente: AGMA 218.01.

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón $E_p$ , psi (MPa)*	Material y módulo de elasticidad de la corona $E_c$ , lbf/pulg <sup>2</sup> (MPa)*					
		Acero $30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	Hierro maleable $25 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	Hierro nodular $24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	Hierro fundido $22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^5$ )	Bronce al aluminio $17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^5$ )	Bronce al estaño $16 \times 10^6$ ( $1.1 \times 10^5$ )
Acero	$30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	$25 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	$24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	$22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^5$ )	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	$17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^5$ )	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	$16 \times 10^6$ ( $1.1 \times 10^5$ )	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Relación de Poisson = 0.30.

\*Cuando se obtienen valores del módulo de elasticidad más exactos mediante pruebas de contacto con rodillo, se podrán utilizar.

Suponiendo que el material empleado en la elaboración de los engranajes es acero:

$$Z_E = 2300$$

Factores	Valor
$Z_E$	2300
$W^t$	10,415[kN]=2340,58[lb]
$K_o$	1
$K_v$	1,229
$K_s$	1,217
$K_H(K_m)$	1,240
$d_p(d_{w1})$	3,27[in]
$F(b)$	2,5 [in]
$Z_l(I)$	0,213
$Z_R$	1



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

Una vez determinados todos los factores involucrados, se sustituye en la ecuación fundamental de la resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto):

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}}$$

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{(2340,585[\text{lb}]) (1) (1,229) (1,217) \frac{(1,240)}{3,27[\text{in}]} \frac{1}{2,5[\text{in}]} \frac{1}{0,213}}$$

$$\sigma_c = 114\,838,74[\text{psi}]$$

Se obtienen los factores para determinar  $\sigma_{c\ perm}$ . En el caso del factor de vida  $Z_N$ , es necesario obtener el número de ciclos de vida para la vida especificada de 12000 horas.

$$L_4 = (12000[\text{h}]) \left(60 \left[\frac{\text{min}}{\text{h}}\right]\right) 334 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}}\right]$$

$$L_4 = 2,4 \times 10^8[\text{rev}]$$

Sabiendo que  $\sigma_{c\ perm}$ , se define mediante la expresión:

$$\sigma_{c\ perm} = \begin{cases} \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{K_T K_R} & (\text{unidades habituales en Estados Unidos}) \\ \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} & (\text{unidades SI}) \end{cases}$$

Donde:

$S_c$ : Es el esfuerzo de contacto permisible  $[\text{lb/in}^2]; [\text{N/mm}^2]$

$Z_N$ : Es el factor de vida de ciclos de esfuerzos

$C_H (Z_W)$ : Son los factores de la relación de durezas de resistencia a la picadura

$K_T (Y_\theta)$ : Son los factores de temperatura

$K_R (Y_Z)$ : Son los factores de confiabilidad

$S_H$ : Es el factor de confiabilidad AGMA, una relación de esfuerzo

A continuación se determinarán cada uno de los valores requeridos para el cálculo:



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

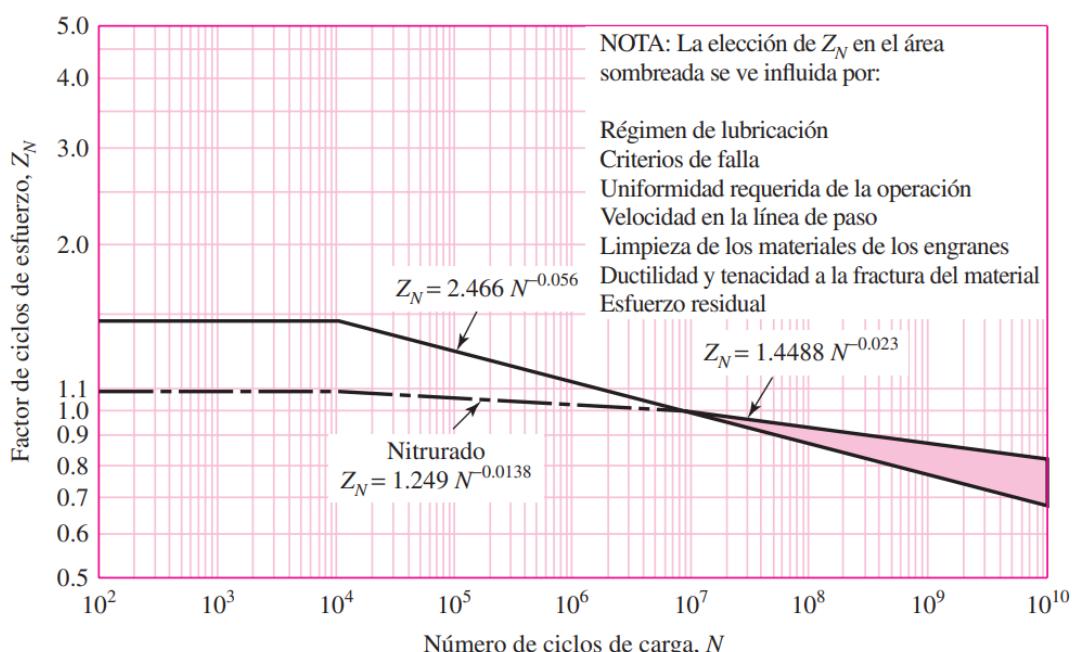
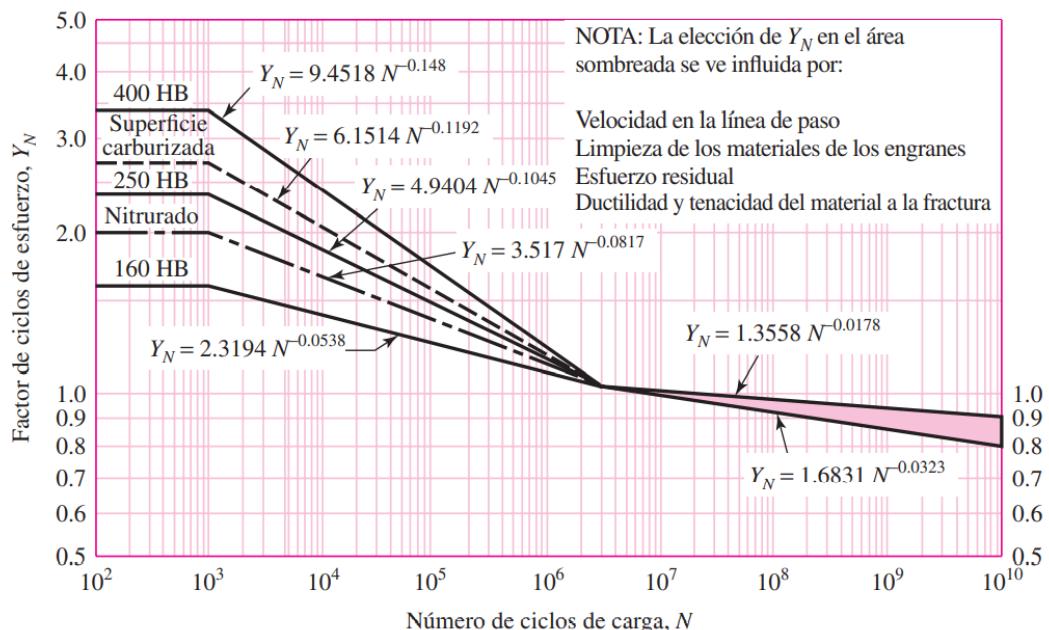
Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

### 7. Factores de los ciclos de esfuerzos $Y_N$ y $Z_N$ :

Las resistencias AGMA, para fatiga por flexión, y para fatiga por esfuerzo de contacto, se basan en la aplicación de  $10^7$  ciclos de carga. El propósito de los factores de los ciclos de carga  $Y_N$  y  $Z_N$  es modificar la resistencia AGMA para vidas que no sean para  $10^7$  ciclos. Los valores de dichos factores se presentan en las siguientes figuras:





Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Observe que para ciclos  $10^7$ ,  $Y_N = Z_N = 1$  en cada gráfica. De la misma manera, observe que las ecuaciones de  $Y_N$  y  $Z_N$  cambian a ambos lados del valor de  $10^7$  ciclos. Para metas de vida ligeramente mayores que  $10^7$  ciclos, la corona acoplada quizás se someta a menos de  $10^7$  ciclos y las ecuaciones de  $(Y_N)_P$  y  $(Y_N)_G$  pueden ser diferentes. El mismo comentario se aplica a  $(Z_N)_P$  y  $(Z_N)_G$ .

Por lo tanto  $Z_N$ , será igual a:

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

$$Z_N = 1,4488 (2,4 \times 10^8)^{-0,023}$$

$$Z_N = 0,929$$

## 8. Factor de confiabilidad $K_R (Y_z)$

El factor de confiabilidad toma en cuenta el efecto de las distribuciones estadísticas de las fallas por fatiga del material. Las variaciones de la carga no se abordan aquí. Las resistencias AGMA  $S_t$  y  $S_c$  se basan en una confiabilidad de 99%.

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

Considerando una confiabilidad del 99%:

$$K_R = 1$$

## 9. Factor de temperatura $K_T (Y_\theta)$

Para temperaturas del aceite o del disco del engrane hasta de  $250[^{\circ}\text{F}]$  ( $120[^{\circ}\text{C}]$ ), se emplea  $K_T = Y_\theta = 1.0$ . Cuando las temperaturas son más altas, estos factores deben ser mayores que la unidad. Se pueden utilizar intercambiadores de calor para asegurar que las temperaturas de operación sean considerablemente menores que este valor, puesto que ello es conveniente para el lubricante.

$$K_T = Y_\theta = 1.0$$



<i>Fecha de asignación: 19 -10</i>	<i>Fecha de entrega: 24-11</i>	<i>Elementos de Máquina</i>	
<i>Nombre: GRUPO 18</i>	<i>Legajo: -</i>	<i>Carrera: Ingeniería Mecánica</i>	<i>Comisión: 4S1</i>
<i>Proyecto Final</i>	<i>Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD</i>		<i>Hojas:</i>

### 10. Factor de relación de la dureza $C_H$

Por lo general, el piñón tiene un número de dientes menor que la corona y en consecuencia se somete a más ciclos de esfuerzo de contacto. Si ambos se endurecen completamente, se obtiene una resistencia superficial uniforme que si se hace el piñón más duro que la rueda. Se da un efecto semejante cuando el piñón endurecido se acopla superficialmente con un engrane endurecido por completo. El factor de la relación de la dureza  $C_H$  se usa sólo para la corona. Su objetivo consiste en ajustar las resistencias superficiales para este efecto. Los valores de  $C_H$  se obtienen mediante la ecuación:

$$C_H = 1,0 + A' (m_G - 1,0)$$

Donde:

$$A' = 8,98 \times 10^{-3} \left( \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8,29 \times 10^{-3} \quad \text{si } 1,2 \leq \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \leq 1,7$$

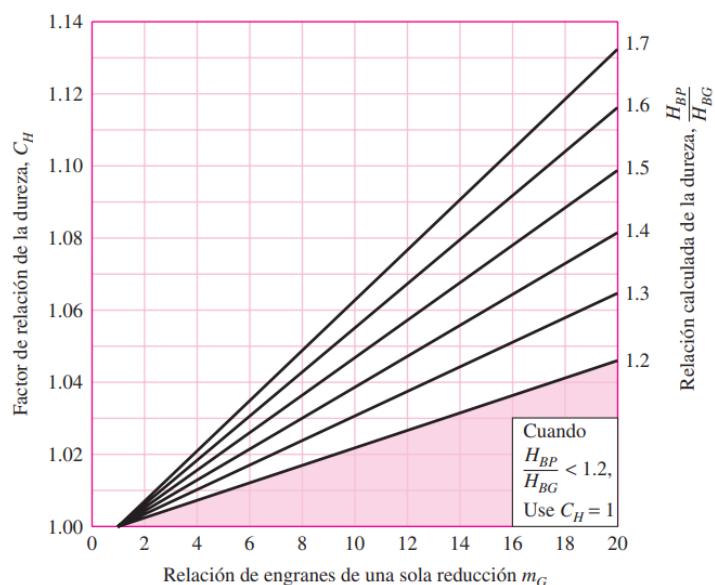
Los términos  $H_{BP}$  y  $H_{BG}$  representan los grados de dureza Brinell (bola de 10 mm a una carga de 3 000 kg) del piñón y la corona, respectivamente. El término  $m_G$  simboliza la relación de la velocidad y está dado por la ecuación  $N_G/N_P$ . Para:

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1,2 \quad A' = 0$$

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} > 1,7 \quad A' = 0,00698$$

Cuando se operan piñones endurecidos superficialmente, con durezas 48 escala Rockwell C (Rockwell C48) o más duras, con ruedas endurecidas por completo (180-400 Brinell), se desarrolla un endurecimiento por trabajo. El factor  $C_H$  es una función del acabado superficial del piñón  $f_p$  y de la dureza de la corona acoplada.

$$C_H = 1 + B' (450 - H_{BG})$$





Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

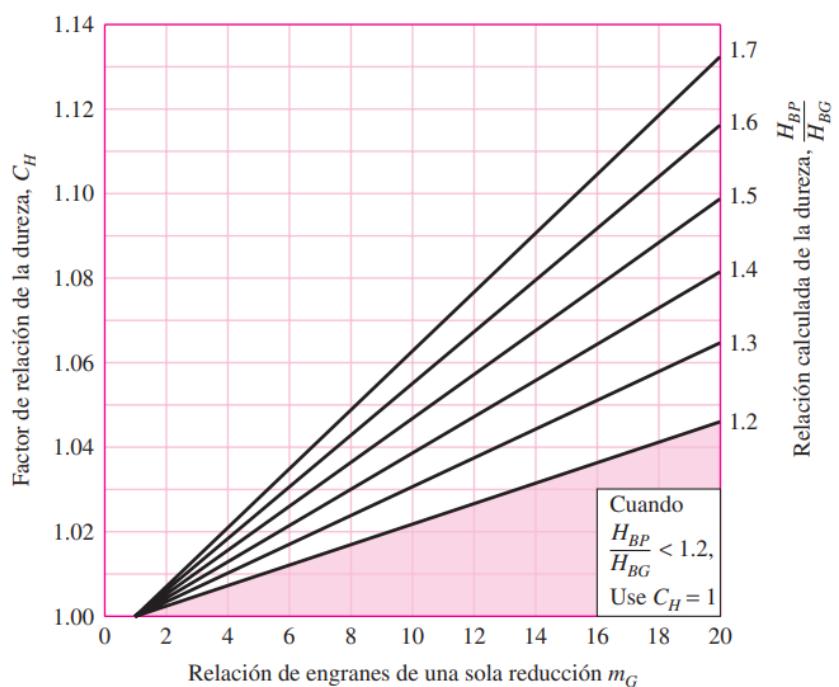
Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:



Para este caso en particular se asumirá un valor de  $C_H = 1$

Una vez conocidos todos los coeficientes involucrados en el cálculo de  $\sigma_C$ , se procede a determinar su valor:

$$\sigma_{C \text{ perm}} = \frac{S_C}{S_H} \frac{Z_N C_H}{K_T K_R}$$

Asumiendo un factor de diseño  $S_H = 1,2$ , sabiendo que  $C_H = K_R = K_T = 1$  y que  $Z_N = 0,929$ :

$$\sigma_{C \text{ perm}} = \frac{S_C Z_N}{S_H} = \sigma_C$$

$$S_C = \frac{\sigma_C S_H}{Z_N}$$

$$S_C = \frac{(1,2) (114\,838,74[\text{psi}])}{0,9}$$

$$S_C = 153\,118,32[\text{psi}]$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

A continuación se adjunta una tabla, a través de la cual se hará la elección del material, más apropiado:

**Tabla 14-6**

Resistencia de contacto repetidamente aplicada  $S_c$  a  $10^7$  ciclos y confiabilidad de 0.99 de engranes de acero

Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima <sup>1</sup>	Número de esfuerzo de contacto permisible <sup>2</sup> $S_c$ , psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero <sup>3</sup>	Endurecido <sup>4</sup> completamente	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	Vea la figura 14-5	—
	Endurecido por flama <sup>5</sup> o por inducción <sup>5</sup>	50 HRC 54 HRC	170 000 175 000	190 000 195 000	— —
	Carburizado y endurecido <sup>5</sup>	Vea la tabla 9*	180 000	225 000	275 000
	Nitrurado <sup>5</sup> (aceros completamente endurecidos)	83.5 HR15N 84.5 HR15N	150 000 155 000	163 000 168 000	175 000 180 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado <sup>5</sup>	87.5 HR15N	155 000	172 000	189 000
Nitralloy 135M	Nitrurado <sup>5</sup>	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitralloy N	Nitrurado <sup>5</sup>	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado <sup>5</sup>	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000

Notas: Vea la norma ANSI/AGMA 2001-D04 para las referencias citadas en las notas 1-5.

<sup>1</sup>La dureza será equivalente a la del inicio del perfil activo en el centro del ancho de la cara.

<sup>2</sup>Vea las tablas 7 a la 10 de los factores metalúrgicos principales de cada grado de esfuerzo en engranes de acero.

<sup>3</sup>El acero que se elija debe ser compatible con el proceso de tratamiento térmico que se seleccione y la dureza requerida.

<sup>4</sup>Estos materiales se deben recocer o normalizar como un mínimo.

<sup>5</sup>Los números de esfuerzo permisible que se indican se pueden utilizar con las profundidades de la superficie tratada prescritas en 16.1.

\*La tabla 9 de la norma ANSI/AGMA 2001-D04 es una tabulación detallada de los factores metalúrgicos principales que afectan a  $S_c$  y  $S_h$  de engranes de acero carburizados y endurecidos.

Según la tabla, la resistencia requerida se consigue mediante un acero carburizado y endurecido de grado 1, con  $S_c = 180 000[\text{psi}]$ . Para encontrar el factor de seguridad deseado,  $n_c = \sigma_{c\ perm}/\sigma_c$  con  $S_h = 1$ . El factor de seguridad para el desgaste del engrane 4 es:

$$n_c = \frac{\sigma_{c\ perm}}{\sigma_c} = \frac{S_c Z_N}{\sigma_c}$$

$$n_c = \frac{180 000[\text{psi}] (0,9)}{114 838,74 [\text{psi}]}$$

$$n_c = 1,41$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

#### **Verificación a la flexión del engrane 4:**

Recordando que la ecuación que define el esfuerzo de flexión es:

$$\sigma_f = \begin{cases} W^t K_o K_v K_S \frac{P_d}{F} \frac{K_m}{J} K_B \\ W^t K_o K_v K_S \frac{1}{b m_t} \frac{K_H}{Y_J} K_B \end{cases}$$

$W^t$ : Es la carga tangencial transmitida, en [lbf] [N]

$K_o$ : Es el factor de sobrecarga

$K_v$ : Es el factor dinámico

$K_S$ : Es el factor de tamaño

$P_d$ : Es el paso diametral transversal

$F = b$ : Es el ancho de la cara del elemento más angosto, en [in]; [mm]

$K_m = K_H$ : Es el factor de distribución de la carga

$K_B$ : Es el factor de espesor del aro

$J = Y_J$ : Factor geométrico de resistencia a la flexión (Incluye el factor de concentración de esfuerzo en la raíz del entalle  $k_f$ )

$m_t$ : Es el módulo métrico transversal

La ecuación que define del esfuerzo de flexión permisible resulta ser:

$$\sigma_{f\ perm} = \begin{cases} \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R} & \text{(unidades habituales en Estados Unidos)} \\ \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z} & \text{(unidades SI)} \end{cases}$$

$S_t$ : Es el esfuerzo de flexión permisible [ $lb/in^2$ ]; [ $N/mm^2$ ]

$Y_N$ : Es el factor de vida de ciclos de esfuerzos del esfuerzo a la flexión

$K_T (Y_\theta)$ : Son los factores de temperatura

$K_R (Y_Z)$ : Son los factores de confiabilidad

$S_F$ : Es el factor de confiabilidad AGMA, una relación de esfuerzo



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

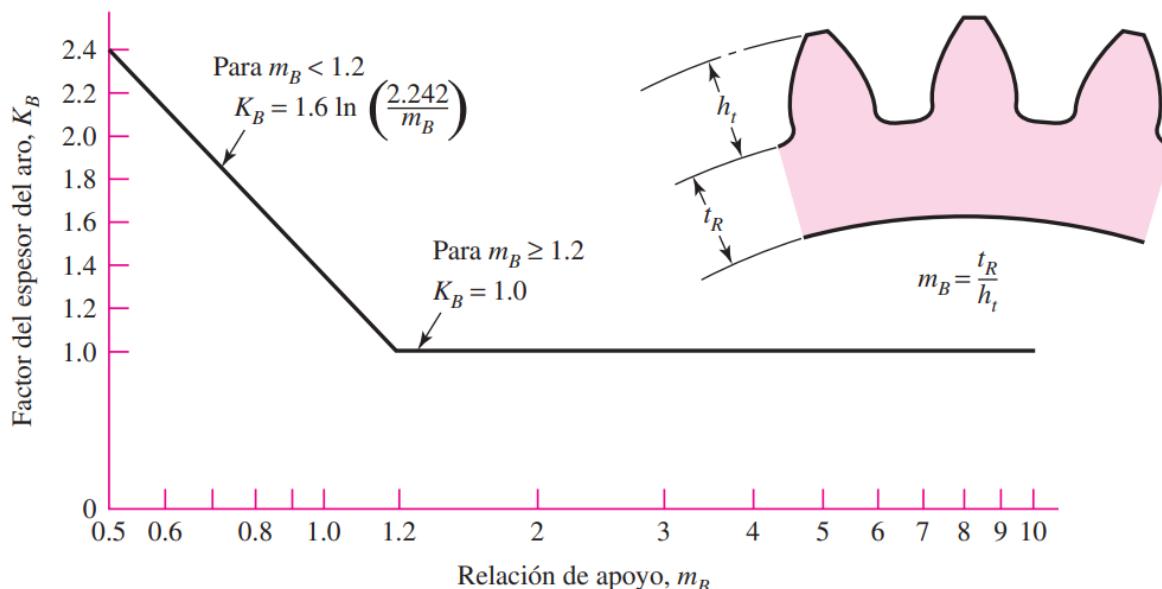
Hojas:

### 1. Factor de espesor del aro $K_B$ :

Cuando el espesor del aro no es suficiente para proporcionar soporte completo a la raíz del diente, la ubicación de la falla por fatiga por flexión puede ser a través del aro del engrane en lugar del entalle de la raíz. En esos casos, se recomienda el uso de un factor de modificación de esfuerzo  $K_B$  o ( $t_R$ ). Dicho factor, el factor del espesor del aro  $K_B$  ajusta el esfuerzo de flexión estimado de un engrane con aro delgado. Es una función de la relación de apoyo  $m_B$ :

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

Donde  $t_R$  es el espesor del aro debajo del diente y  $h_t$  la profundidad total. La geometría se representa en la siguiente figura:



El factor del espesor del aro  $K_B$  está definido por:

$$K_B = \begin{cases} 1,6 \ln \frac{2,242}{m_B} & m_B < 1,2 \\ 1 & m_B \geq 1,2 \end{cases}$$

Para este caso en particular, bajo el supuesto en engranes de espesor constante, se considera un factor de espesor del aro:

$$K_B = 1$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

## 2. Factor geométrico $J$ ( $Y_J$ ) de resistencia a la flexión:

El factor  $J$  AGMA emplea un valor modificado del factor de forma de Lewis, que se denota también por  $Y$ , un factor de concentración de esfuerzo por fatiga  $K_f$  y una relación de repartición de la carga  $m_N$  del diente. La ecuación resultante de  $J$  para engranes rectos y helicoidales se expresa como:

$$J = \frac{Y}{K_f m_N}$$

Es importante advertir que el factor de forma  $Y$  en la ecuación (14-20) no es el factor de forma de Lewis. Aquí el valor de  $Y$  se obtiene a partir de cálculos referentes al AGMA 908-B89 y se basa con frecuencia en el punto más alto de contacto con un solo diente.

El factor  $K_f$  de la ecuación se conoce como un factor de corrección del esfuerzo según AGMA. Se basa en una fórmula deducida a partir de una investigación fotoelástica de concentración de esfuerzo en dientes de engranes que se realizó hace más de 50 años. La relación de repartición de la carga  $m_N$  resulta igual al ancho de la cara, dividido entre la longitud mínima total de las líneas de contacto. Este factor depende de la relación transversal de contacto  $m_P$ , de la relación de contacto de la cara  $m_F$ , de los efectos de cualquier modificación del perfil y de la deflexión del diente. En el caso de los engranes rectos,  $m_N = 1,0$ . En el de los engranes helicoidales con una relación de contacto de la cara  $m_F > 2,0$ , una aproximación conservadora está dada por la ecuación:

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 Z}$$

Donde  $p_N$  es el paso de base normal y  $Z$  es la longitud de la línea de acción en el plano transversal.

La figura 14-6 se utiliza para obtener el factor geométrico  $J$  de engranes rectos con un ángulo de presión de  $20^\circ$  y dientes de tamaño completo. Las figuras 14-7 y 14-8 se emplean para engranes helicoidales con un ángulo normal de presión de  $20^\circ$  y relaciones de contacto de la cara de  $m_F = 2$  o mayores. Para otros engranes, consulte la norma AGMA.



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

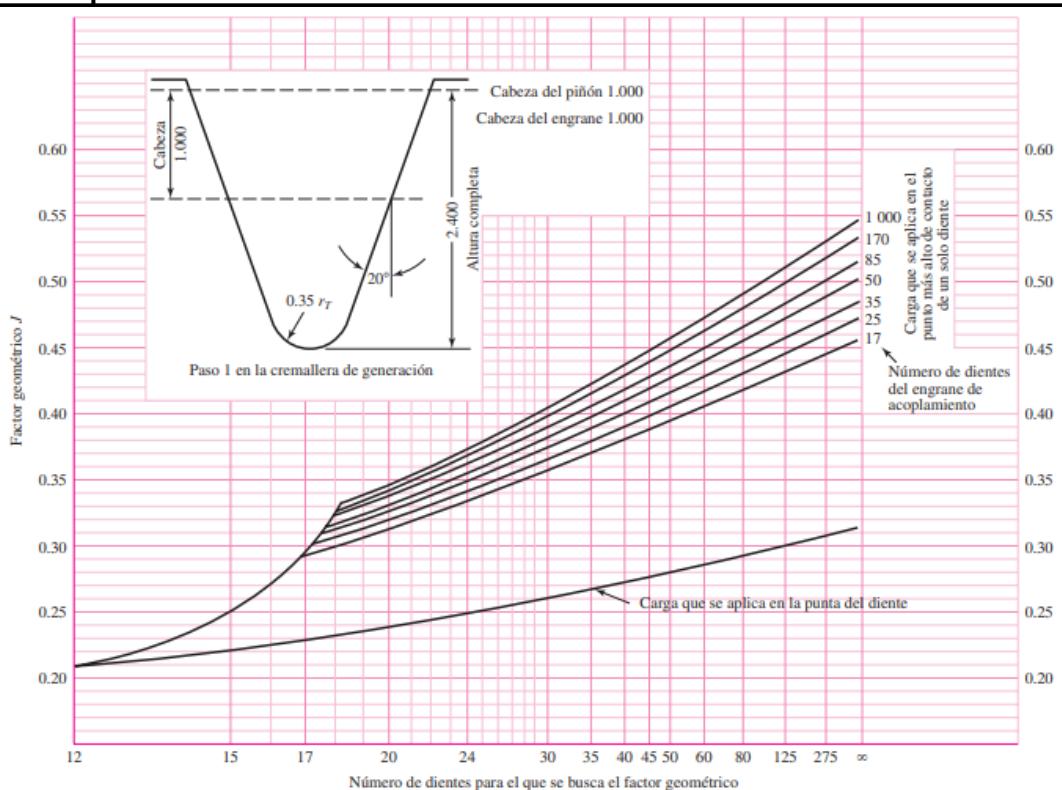
Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

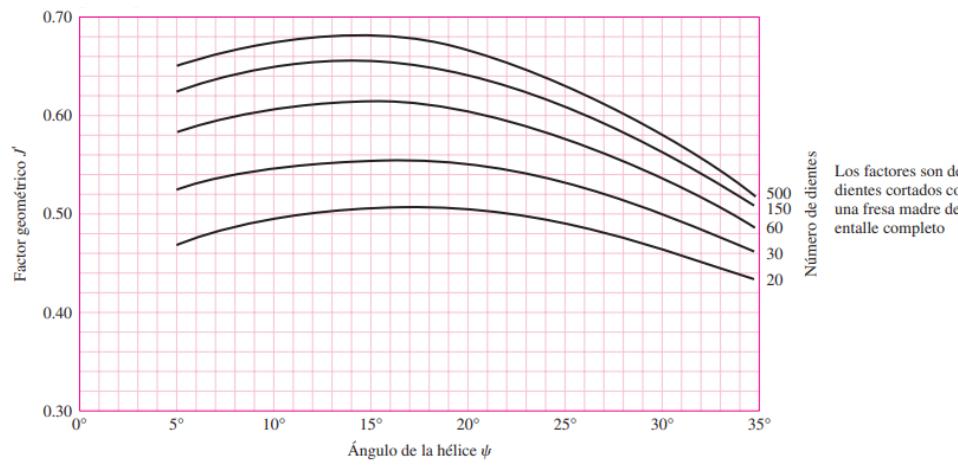
Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Figura 14-6**

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

**Figura 14-7**

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



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

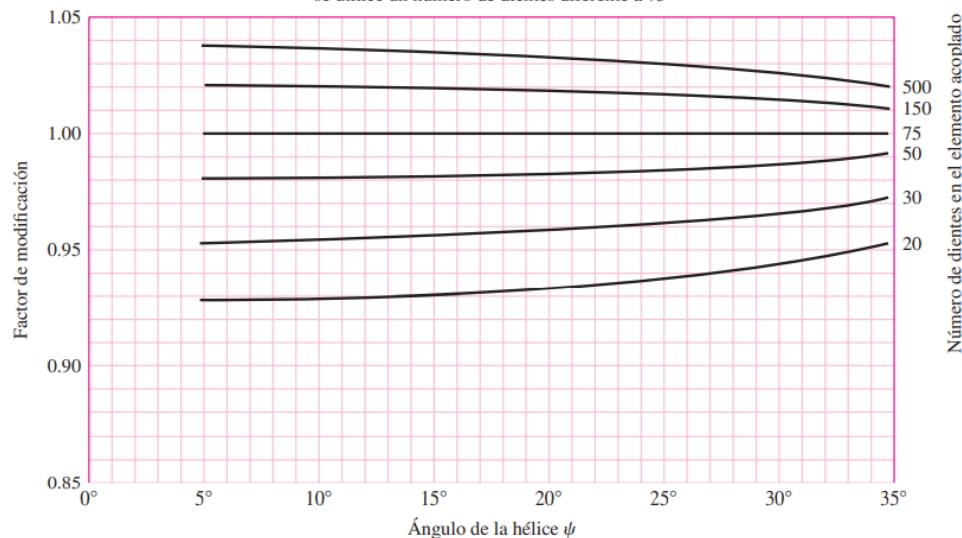
Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Figura 14-8**

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

El factor de modificación se puede aplicar al factor  $J$ , cuando en el elemento acoplado se utilice un número de dientes diferente a 75



De las figuras anteriores se obtienen el factor geométrico  $J' = 0,45$ . Asimismo, el multiplicador de dicho factor, es igual 0,94, por lo que se debe corregir  $J'$ .

$$J = J' (0,94)$$

$$J = 0,45 (0,94) = 0,423$$

$$J = 0,423$$

Una vez determinados todos los parámetros que intervienen en la ecuación, el esfuerzo de flexión será igual a:

$$\sigma_f = W^t K_o K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J}$$

$$\sigma_f = (2340,585[\text{lb}]) (1) (1,229) (1,217) \frac{5,19}{2,5} \frac{(1,240)(1)}{(0,423)}$$

$$\sigma_f = 21\,304,70[\text{psi}]$$

Sabiendo que:

$$Y_N = 1,6831 N^{-0,0323}$$

$$Y_N = 1,6831 (2,4 \times 10^8)^{-0,0323}$$

$$Y_N = 0,90$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Mediante el empleo del acero carburizado y endurecido de grado 1, igual que la elección para el desgaste, se obtiene  $S_t = 55000[\text{psi}]$ :

$$\sigma_{f\ perm} = \frac{S_t}{S_F K_T K_R} Y_N$$

Habiendo determinado que:  $K_T = K_R = S_F = 1$

$$\sigma_{f\ perm} = S_t Y_N = (55000[\text{psi}]) 0,90$$

$$\sigma_{f\ perm} = 49500[\text{psi}]$$

El factor de seguridad para la flexión del engrane 4

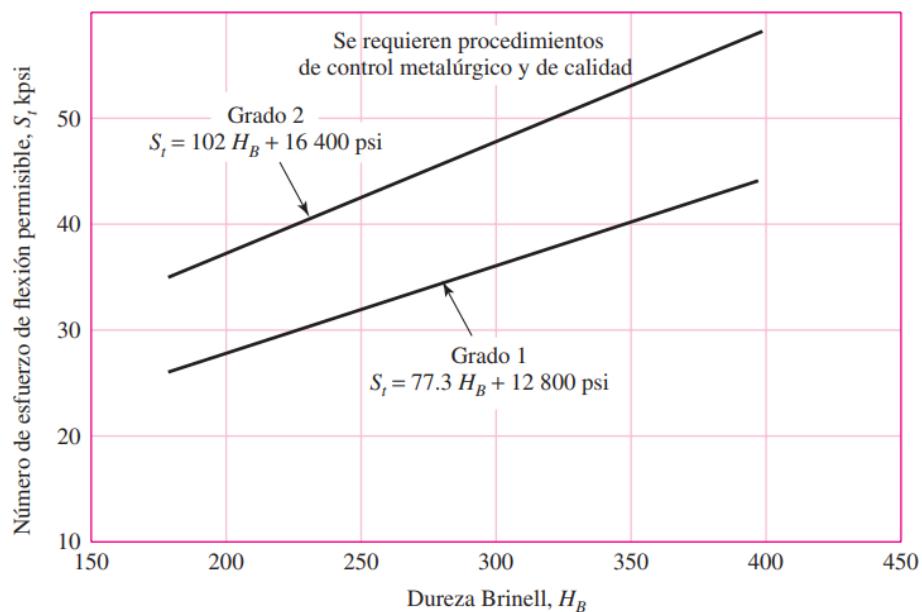
$$n = \frac{\sigma_{f\ perm}}{\sigma_f} = \frac{49500}{21304,70}$$

$$n = 2,32$$

La resistencia a la flexión de los diferentes materiales para engranajes se determina mediante las siguientes tablas y gráficos:

**Figura 14-2**

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





Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

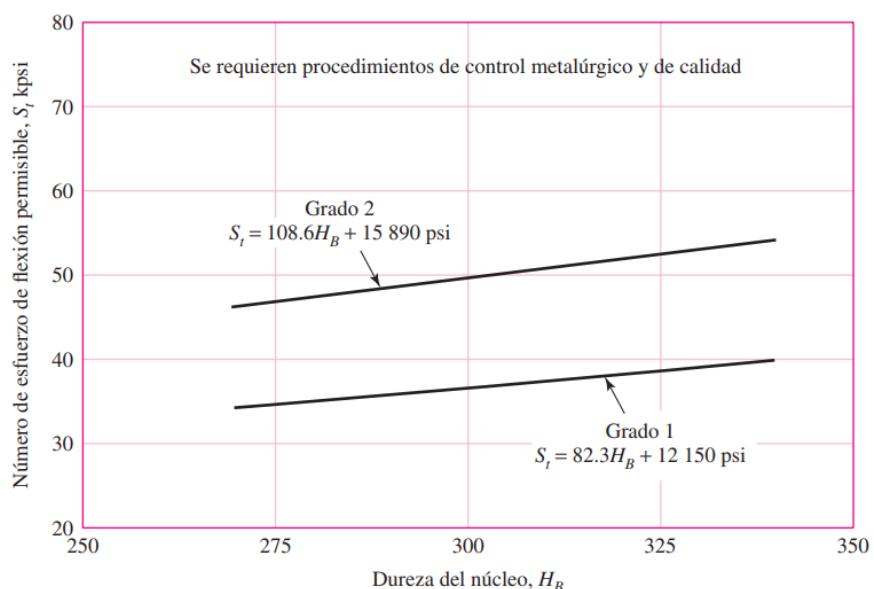
Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

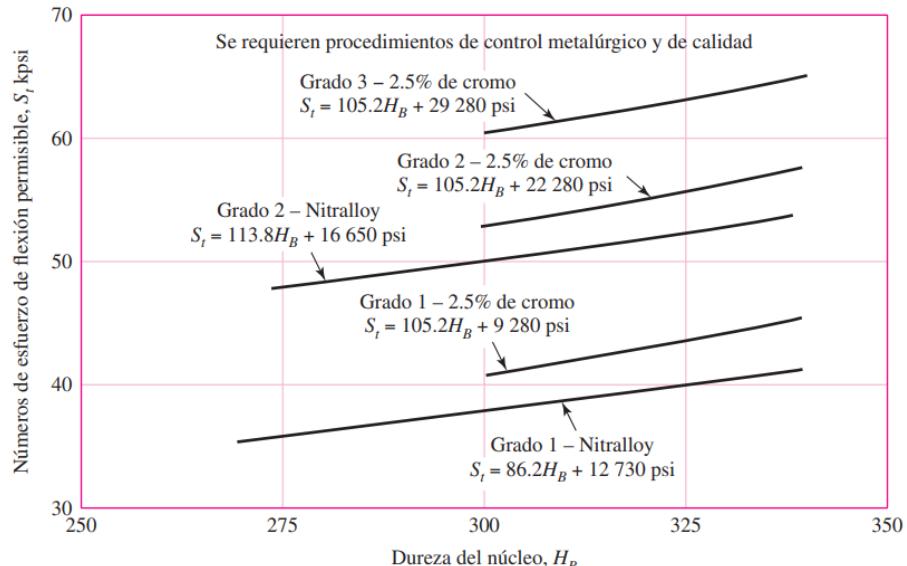
Hojas:

**Figura 14-3**

Número de esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado endurecido completamente (es decir, AISI 4140, 4340),  $S_t$ . Las ecuaciones en unidades SI son  $S_t = 0.568 H_B + 83.8 \text{ MPa}$ , grado 1 y  $S_t = 0.749 H_B + 110 \text{ MPa}$ , grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04.)

**Figura 14-4**

Números de esfuerzo de flexión permisible de engranes de acero nitrurado  $S_t$ . Las ecuaciones en unidades SI son  $S_t = 0.594H_B + 87.76 \text{ MPa}$ , Nitr alloy, grado 1;  $S_t = 0.784H_B + 114.81 \text{ MPa}$ , Nitr alloy, grado 2;  $S_t = 0.7255H_B + 63.89 \text{ MPa}$ , 2.5% cromo, grado 1;  $S_t = 0.7255H_B + 153.63 \text{ MPa}$ , 2.5% cromo, grado 2;  $S_t = 0.7255H_B + 201.91 \text{ MPa}$ , 2.5% cromo, grado 3. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04.)





Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Tabla 14-3**

Resistencia a la flexión aplicada de manera repetida  $S_f$  a  $10^7$  ciclos y confiabilidad de 0.99 para engranes de acero

Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima <sup>1</sup>	Número de esfuerzo de flexión permisible $S_f$ , <sup>2</sup> psi		
			Grado 1	Grado 2	Grado 3
Acero <sup>3</sup>	Endurecido completamente	Vea la figura 14-2	Vea la figura 14-2	Vea la figura 14-2	—
	Endurecido por flama <sup>4</sup> o por inducción <sup>4</sup> con patrón del tipo A <sup>5</sup>	Vea la tabla 8*	45 000	55 000	—
	Endurecido por flama <sup>4</sup> o por inducción <sup>4</sup> con patrón tipo B <sup>5</sup>	Vea la tabla 8*	22 000	22 000	—
	Carburizado y endurecido	Vea la tabla 9*	55 000	65 000 o 70 000 <sup>6</sup>	75 000
	Nitrurado <sup>4,7</sup> (aceros endurecidos completamente)	83.5 HR15N	Vea la figura 14-3	Vea la figura 14-3	—
Nitralloy 135M, Nitralloy N y 2.5% de cromo (sin aluminio)	Nitrurado <sup>4,7</sup>	87.5 HR15N	Vea la figura 14-4	Vea la figura 14-4	Vea la figura 14-4

Notas: Vea la norma ANSI/AGMA 2001-D04 para referencias citadas en las notas 1-7.

<sup>1</sup>La dureza debe ser equivalente a la del diámetro de la raíz en el centro del espacio del diente y del ancho de la cara.

<sup>2</sup>Vea las tablas 7 a 10 de factores metalúrgicos importantes para cada grado de esfuerzo de engranes de acero.

<sup>3</sup>El acero seleccionado debe ser compatible con el proceso de tratamiento térmico seleccionado y dureza requerido.

<sup>4</sup>Los números de esfuerzo permisible indicados se pueden usar con profundidades de la superficie tratada prescritas en 16.1.

<sup>5</sup>Vea la figura 12 de patrones de dureza del tipo A y B.

<sup>6</sup>Si la bainita y las microgrietas se limitan a niveles de grado 3, se puede usar 70 000 psi.

<sup>7</sup>La capacidad de sobrecarga de engranes nitrurados es baja. Como la forma de la curva S-N efectiva es plana, la sensibilidad al impacto se debe investigar antes de proceder con el diseño. [7]

\*Las tablas 8 y 9 de la norma ANSI/AGMA 2001-D04 son tabulaciones completas de los factores metalúrgicos principales que afectan a  $S_f$  y  $S_c$  de engranes de acero endurecidos por inducción (tabla 8) y carburizados y endurecidos (tabla 9).



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Flexión y desgaste del engranaje 5:**Todo es lo mismo que para el engranaje 4, excepto  $J$ ,  $Y_N$  y  $Z_N$ :

Se determina el valor de los coeficientes restantes:

De las figuras anteriores se obtienen el factor geométrico  $J' = 0,54$ . Asimismo, el multiplicador de dicho factor, es igual 1,00, por lo que se debe corregir  $J'$ .

$$J = J' (0,94)$$

$$J = 0,54 (1,00) = 0,54$$

En el caso del factor de vida  $Z_N$ , es necesario obtener el número de ciclos de vida para la vida especificada de 12000 horas.

$$L_4 = (12000[\text{h}]) \left(60 \left[\frac{\text{min}}{\text{h}}\right]\right) 75 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}}\right]$$

$$L_4 = 5,4 \times 10^7 [\text{rev}]$$

Se sabe según los diagramas que  $Z_N = 1$  para  $10^7$  ciclos.

Sabiendo que:

$$Y_N = 1,6831 N^{-0,0323}$$

$$Y_N = 1,6831 (5,4 \times 10^7)^{-0,0323}$$

$$Y_N = 0,947$$

$$(K_S)_G = 1,192 \left( \frac{6,35 \sqrt{0,435}}{2,362} \right)^{0,0535} = 1,229$$

El esfuerzo de flexión será:

$$\sigma_f = W^t K_o K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J}$$

$$\sigma_f = (2340,585[\text{lb}]) (1) (1,229) (1,217) \frac{5,19}{2,5} \frac{(1,481)(1)}{(0,54)}$$

$$\sigma_f = 16\,688,68[\text{psi}]$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

El esfuerzo de contacto será:

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}}$$

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{(2340,585[\text{lb}]) (1) (1,229) (1,217) \frac{(1,481)}{14,438[\text{in}] 2,5[\text{in}]} \frac{1}{0,213}}$$

$$\sigma_c = 59\,727,65[\text{psi}]$$

Se selecciona un acero grado 1, endurecido completamente a 250 H<sub>B</sub>. De la tabla se obtiene que:

$$S_t = 32\,000[\text{psi}]$$

$$S_c = 110\,000[\text{psi}]$$

$$n_c = \frac{\sigma_c \text{ perm}}{\sigma_c} = \frac{110\,000[\text{psi}]}{59\,727,65 [\text{psi}]} = 1,8$$

$$n = \frac{\sigma_f \text{ perm}}{\sigma_c} = \frac{32\,000[\text{psi}]}{16\,688,68 [\text{psi}]} = 1,9$$

### Desgaste del engranaje 2 y 3:

Los engranajes 2 y 3 se evalúan de manera similar. Únicamente se muestran los resultados seleccionados:

#### Determinación del coeficiente K<sub>v</sub>:

$$K_v = \begin{cases} \left( \frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B \left( V \text{ en } \left[ \frac{\text{pie}}{\text{min}} \right] \right) \\ \left( \frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \left( V \text{ en } \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \right) \end{cases}$$

Donde:

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3}$$

Para los cálculos se supone que la norma de calidad de los engranajes empleados es de 6, por lo tanto Q<sub>v</sub> = 6, bajo el supuesto de una carga uniforme, K<sub>o</sub> = 1.

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3}$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

$$B = 0,25(12 - 6)^{2/3} = 0,8255$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$A = 50 + 56(1 - 0,8255) = 59,77$$

Por lo tanto el factor  $K_v$  para el sistema internacional será igual a:

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (V \text{ en } \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right])$$

$$K_v = \left( \frac{59,77 + \sqrt{200 (6,35 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right])}}{59,77} \right)^{0,8255}$$

$$K_v = 1,471$$

Puesto a que la carga es menor que en los engranajes anteriores, se utilizará un ancho de cara  $F = 2[\text{in}]$ :

### Determinación del coeficiente $K_H = K_m$

Para el caso planteado se deduce que:

Dientes sin coronar  $\therefore C_{mc} = 1$

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125 F$$

$$C_{pf} = \frac{2}{10 (3,271)} - 0,0375 + 0,0125(2)$$

$$C_{pf} = 0,0486$$

Para cojinetes inmediatamente adyacentes:

$$C_{pm} = 1$$

Unidades comerciales de engranes cerradas:

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

$$C_{ma} = 0,127 + (0,0158)(2,62) + (-0,930 \times 10^{-4})(2,62)^2$$

$$C_{ma} = 0,17$$

$$C_e = 1$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Por consiguiente, haciendo uso de la ecuación, se obtiene:

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

$$K_H = 1 + (1)[(0,0486)(1) + (0,17)(1)]$$

$$K_H = 1,218$$

### Determinación del factor geométrico de resistencia superficial $Z_I$

Para la determinación del factor geométrico de engranajes helicoidales se requiere un poco de trabajo. En primer lugar, el ángulo de presión transversal está definido mediante la ecuación:

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

$$\phi_t = \tan^{-1} \left( \frac{\tan 20^\circ}{\cos 30^\circ} \right)$$

$$\phi_t = 22,80^\circ$$

Sabiendo que los radios del piñón y la corona son:

$$r_p = \frac{d_p}{2} = \frac{8,309[cm]}{2}$$

$$r_p = 4,154[cm]$$

$$r_G = \frac{d_G}{2} = \frac{36,674[cm]}{2}$$

$$r_G = 18,33[cm]$$

La cabeza será:

$$a = \frac{1}{P_n} = \frac{1}{2,362}$$

$$a = 0,423$$

Los radios del círculo base del piñón y la corona están definidos a través de la ecuación:

$$(r_b)_p = r_p \cos \phi_t = 4,154[cm] \cos 22,80^\circ$$

$$(r_b)_p = 3,829[cm]$$

$$(r_b)_G = r_G \cos \phi_t = 18,33[cm] \cos 22,80^\circ$$

$$(r_b)_G = 16,897[cm]$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

El factor geométrico de resistencia superficial corresponde a:

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{1/2} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{1/2} - (r_P + r_G) \sin \phi_t$$

$$Z = [(4,154 + 0,423)^2 - (3,829)^2]^{1/2} + [(18,33 + 0,423)^2 - (16,897)^2]^{1/2} - (4,154 + 18,33) \sin 22,80^\circ$$

$$Z = 2,5075 + 8,1342 - 8,7129$$

$$Z = 1,928$$

Como los dos primeros términos son menores que 8,7129, la ecuación de Z es correcta. El paso circular normal  $p_N$  se calcula mediante:

$$p_N = p_n \cos \phi_n = \frac{\pi}{P_n} \cos 20^\circ$$

$$p_N = \frac{\pi}{2,362} \cos 20^\circ$$

$$p_N = 1,249$$

La relación de distribución de la carga es:

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 Z}$$

$$m_N = \frac{1,249}{0,95 (1,928)}$$

$$m_N = 0,6823$$

La relación de velocidad será:

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{75}{17}$$

$$m_G = 4,41$$

El factor geométrico entonces será:

$$Z_I = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2 m_N} \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$Z_I = \frac{\cos 22,80^\circ \sin 22,80^\circ}{2 (0,6823)} \frac{4,41}{4,41 + 1}$$

$$Z_I = 0,213$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Determinación del coeficiente  $K_S$ :

$$K_S = 1,192 \left( \frac{F \sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535}$$

$$(K_S)_P = 1,192 \left( \frac{5,08 \sqrt{0,303}}{2,362} \right)^{0,0535} = 1,20$$

Asumiendo que:

$$K_o = 1$$

$$K_R = 1$$

**Determinación del esfuerzo de contacto:**

El esfuerzo de contacto será:

$$\sigma_C = Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_S \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}}$$

$$\sigma_C = 2300 \sqrt{(530,367[\text{lb}]) (1) (1,471) (1,20) \frac{(1,218)}{3,27[\text{in}]} \frac{1}{2[\text{in}]} \frac{1}{0,213}}$$

$$\sigma_C = 65\,804,86 [\text{psi}]$$

En el caso del factor de vida  $Z_N$ , es necesario obtener el número de ciclos de vida para la vida especificada de 12000 horas.

$$L_4 = (12000[\text{h}]) \left( 60 \left[ \frac{\text{min}}{\text{h}} \right] \right) 1460 \left[ \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right]$$

$$L_4 = 1,05 \times 10^9 [\text{rev}]$$

Del gráfico se concluye que:

$$Z_N = 0,8$$

Se selecciona como material un acero grado 1, endurecido por completo a 300 HB.  $S_C = 125\,000 [\text{psi}]$ 

El factor de seguridad para el desgaste del engrane 4 es:

$$n_C = \frac{\sigma_C \text{ perm}}{\sigma_C} = \frac{S_C Z_N}{\sigma_C}$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

$$n_c = \frac{125\,000[\text{psi}]\,(0,8)}{65\,804,86[\text{psi}]}$$

$$n_c = 1,5$$

### Flexión del engranaje 2:

De las figuras anteriores se obtienen el factor geométrico  $J' = 0,45$ . Asimismo, el multiplicador de dicho factor, es igual 0,94, por lo que se debe corregir  $J'$ .

$$J = J' (0,94)$$

$$J = 0,45 (0,94) = 0,423$$

Asumiendo además que  $K_B = 1$ .

Una vez determinados todos los parámetros que intervienen en la ecuación, el esfuerzo de flexión será igual a:

$$\sigma_f = W^t K_o K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_H K_B}{J}$$

$$\sigma_f = (530,387[\text{lb}]) (1) (1,471) (1,20) \frac{5,19}{2} \frac{(1,218)(1)}{(0,423)}$$

$$\sigma_f = 6\,995,69[\text{psi}]$$

Sabiendo que:

$$Y_N = 1,6831 N^{-0,0323}$$

$$Y_N = 1,6831 (1,05 \times 10^9)^{-0,0323}$$

$$Y_N = 0,86$$

Mediante el empleo del acero de grado 1 endurecido a 300 [HB], igual que la elección para el desgaste, se obtiene  $S_t = 35\,990[\text{psi}]$ :

$$\sigma_{f\ perm} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R}$$

Habiendo determinado que:  $K_T = K_R = S_F = 1$

$$\sigma_{f\ perm} = S_t Y_N = (35\,990[\text{psi}]) 0,86$$

$$\sigma_{f\ perm} = 30951,4[\text{psi}]$$

El factor de seguridad para la flexión del engrane 4

$$n = \frac{\sigma_{f\ perm}}{\sigma_f} = \frac{38720,23}{6995,69}$$

$$n = 4,42$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Determinación del desgaste y flexión del engrane 3:**

Sabiendo que:

$$W^t = 530,387[\text{lb}]$$

$$K_o = K_B = 1$$

$$K_v = 1,471$$

$$K_S = 1,21$$

$$F = 2$$

$$J = 0,54$$

**Determinación del coeficiente  $K_H = K_m$** 

Para el caso planteado se deduce que:

$$\text{Dientes sin coronar} \therefore C_{mc} = 1$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125 F$$

$$C_{pf} = \frac{2}{10(14,43)} - 0,0375 + 0,0125(2)$$

$$C_{pf} = 0,0013$$

Para cojinetes inmediatamente adyacentes:

$$C_{pm} = 1$$

Unidades comerciales de engranes cerradas:

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

$$C_{ma} = 0,127 + (0,0158)(2,62) + (-0,930 \times 10^{-4})(2,62)^2$$

$$C_{ma} = 0,17$$

$$C_e = 1$$

Por consiguiente, haciendo uso de la ecuación, se obtiene:

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

$$K_H = 1 + (1)[(0,0013)(1) + (0,17)(1)]$$

$$K_H = 1,17$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

El esfuerzo de flexión será:

$$\sigma_f = W^t K_o K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J}$$

$$\sigma_f = (530,387[\text{lb}]) (1) (1,229) (1,217) \frac{5,19}{2} \frac{(1,17)(1)}{(0,54)}$$

$$\sigma_f = 4460,30[\text{psi}]$$

El esfuerzo de contacto será:

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}}$$

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{(530,387[\text{lb}]) (1) (1,229) (1,217) \frac{(1,17)}{14,438[\text{in}]} \frac{1}{2[\text{in}]} \frac{1}{0,213}}$$

$$\sigma_c = 28\,254[\text{psi}]$$

Se selecciona como material un acero grado 1, endurecido por completo a 100[HB]. Se sabe que:

$$S_t = 20\,000[\text{psi}]$$

$$S_c = 61\,300[\text{psi}]$$

$$n_c = \frac{61300 (0,9)}{28254} = 1,95$$

$$n = \frac{\sigma_f \text{ perm}}{\sigma_f} = \frac{20\,000 (0,9)}{4460,30} = 4,14$$

Los coeficientes de seguridad brindan una idea de la seguridad o la criticidad con la que se ve diseñado un engranaje, un coeficiente de seguridad de valor elevado, puede interpretarse como la posibilidad de optimizar algunos parámetros del diseño, en este caso las dimensiones de los engranajes o bien los materiales empleados en la fabricación de los mismos. Mientras se desee reducir en mayor medida las dimensiones de los componentes deberán recurrirse a materiales de mayor resistencia y grado de calidad. Para el caso de los engranajes existirán dos coeficientes de seguridad uno relacionado con los esfuerzos de contacto y el restante con el de flexión, a la hora de optimizar un diseño deberá considerarse cuál de ellos es más significativo, y trabajar tomando como referencia ese coeficiente.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

**En resumen las especificaciones para los engranajes resultantes son:**

$$\text{Todos los engranajes } P = 6 \left[ \frac{\text{dientes}}{\text{in}} \right]$$

Engranaje 2, acero grado 1, endurecido por completo a 300 HB.  $S_C = 125\,000[\text{psi}]$ ;  $S_t = 36\,000[\text{psi}]$

$$d_2 = 3,26 \text{ [in]}, \quad \text{ancho de cara} = 2 \text{ [in]}$$

Engranaje 3, acero grado 1, endurecido por completo a 100 HB.  $S_t = 20\,000[\text{psi}]$ ;  $S_C = 61\,300[\text{psi}]$

$$d_3 = 14,43 \text{ [in]}, \quad \text{ancho de cara} = 2 \text{ [in]}$$

Engranaje 4, acero carburizado y endurecido de grado 1.  $S_t = 55\,000[\text{psi}]$ ;  $S_C = 180\,000[\text{psi}]$

$$d_4 = 3,26 \text{ [in]}, \quad \text{ancho de cara} = 2,5 \text{ [in]}$$

Engranaje 5, acero grado 1, endurecido completamente a 250 HB.  $S_t = 31\,000 \text{ [psi]}$ ;  $S_C = 110\,000[\text{psi}]$

$$d_5 = 14,43 \text{ [in]}, \quad \text{ancho de cara} = 2,5 \text{ [in]}$$

### Módulo de los engranajes:

$$m = \frac{d}{N}$$

Donde:

m: Módulo en [mm]

d: Diámetro de paso en [mm]

N: Número de dientes

$$m = \frac{366,74}{75} = 4,88 \cong 5$$

$$m = \frac{83,09}{17} = 4,88 \cong 5$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

## Diseño del eje

A continuación, se debe especificar el diseño general de los ejes, incluyendo la ubicación axial de engranes y cojinetes, con el fin de realizar un diagrama de cuerpo libre para un análisis de fuerzas y obtener la fuerza de corte y los diagramas de momento de flexión.

## Configuración del eje

La configuración general de un eje para acomodar los elementos que lo conforman, por ejemplo, engranes, cojinetes y poleas, debe especificarse en los primeros pasos del proceso de diseño para poder realizar un análisis de fuerzas de cuerpo libre y para obtener diagramas de momento flector y de esfuerzo cortante. Por lo general, la geometría de un eje es la de un cilindro escalonado. El uso de hombros o resaltos constituye un medio excelente para localizar en forma axial los elementos del eje y para ejecutar cualquier carga de empuje necesaria.

No existen reglas absolutas para especificar la configuración general, pero las siguientes directrices pueden ser de utilidad.

## Configuración axial de componentes

Los ejes deben mantenerse cortos para minimizar los momentos flexionantes y las deflexiones.

Es deseable cierto espacio axial entre los componentes para permitir el flujo de lubricante y proporcionar espacio de acceso para el desensamblaje de componentes.

Los componentes de carga deben colocarse cerca de los cojinetes, de nuevo para minimizar el momento flexionante en las ubicaciones que probablemente tendrán concentraciones de esfuerzo, y para minimizar la deflexión en los componentes sometidos a carga.

Los componentes deben localizarse de manera exacta sobre el eje para alinearse con los otros componentes correspondientes, y debe tenerse la precaución de sostener los componentes en posición. El medio principal para ubicar los componentes es posicionarlos contra un hombro del eje. Un hombro también proporciona un soporte sólido para minimizar la deflexión y vibración del componente. En ocasiones, cuando las magnitudes de las fuerzas son razonablemente bajas, los hombros pueden construirse con anillos de retención en ranuras, manguitos entre componentes o collarines de sujeción. En los casos donde las cargas axiales son muy pequeñas, puede ser factible hacerlo sin los hombros, y confiar en ajustes de presión, pasadores o collarines con tornillos de sujeción para mantener una ubicación axial.

## Soporte de cargas axiales

En los casos donde las cargas axiales no son triviales, es necesario proporcionar un medio para transferir las cargas axiales al eje, y después, mediante un cojinete, al suelo. Esto será particularmente necesario con engranes helicoidales o cónicos, o cojinetes ahusados de rodillo, puesto que cada uno de ellos produce componentes de fuerza axial. Con frecuencia, el mismo medio por el que se proporciona localización axial, por ejemplo, hombros, anillos de retención y pasadores, también se usará para transmitir la carga axial en el eje.

Por lo general, es mejor tener sólo un cojinete para soportar la carga axial, lo que permite tolerancias más grandes en las dimensiones de la longitud del eje, y evita que se apriete si el eje se expande debido a los cambios de temperatura. Esto es particularmente importante en el caso de ejes largos.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

### Transmisión de par de torsión

Muchas flechas sirven para transmitir un par de torsión de un engrane o polea de entrada, a través del eje, a un engrane o polea de salida. Por supuesto, el eje debe tener el tamaño adecuado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión. También es necesario proporcionar un medio para transmitir el par de torsión entre el eje y los engranes. Los elementos comunes para transmitir el par de torsión son:

- Cuñas
- Ejes estriados
- Tornillos de fijación
- Pasadores
- Ajustes a presión o por contracción
- Ajustes ahusados

Uno de los medios más eficaces y económicos para transmitir pares de torsión con niveles de moderados a altos es una cuña que se ajusta en una ranura en el eje y el engrane. Por lo general, los componentes con cuña tienen un ajuste deslizante en el eje, por lo que el ensamblaje y el desensamblaje son sencillos.

### Ensamble y desensamblaje

Es necesario tener en consideración el método de ensamblado de los componentes en el eje, y el ensamblado del eje en el marco. Por lo general, esto requiere el diámetro más grande en el centro del eje, y diámetros progresivamente más pequeños hacia los extremos, para permitir que los componentes se deslicen hacia las puntas. Si se necesita un hombro en ambos lados de un componente, debe crearse uno de ellos mediante algo como un anillo de retención o mediante un manguito entre los dos componentes. La misma caja de engranes necesitará medios para posicionar físicamente el eje en sus cojinetes y éstos en el marco. Esta tarea se logra, de manera típica, proporcionando acceso a través del alojamiento al cojinete que se encuentra en un extremo del eje.

Cuando los componentes deben ajustarse por presión al eje, éste debe diseñarse de manera que no sea necesario presionar el componente contra una longitud larga del eje. Esto puede requerir un cambio adicional del diámetro, pero reducirá el costo de fabricación y ensamblaje pues necesita sólo la tolerancia estrecha para una longitud corta.

También debe tomarse en cuenta la necesidad de desensamblar los componentes del eje.

Esto requiere tener en consideración aspectos como la accesibilidad a los anillos de retención, espacio para que los jaladores lleguen a los cojinetes, aberturas en la maza para permitir la presión del eje o los cojinetes, etcétera.



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

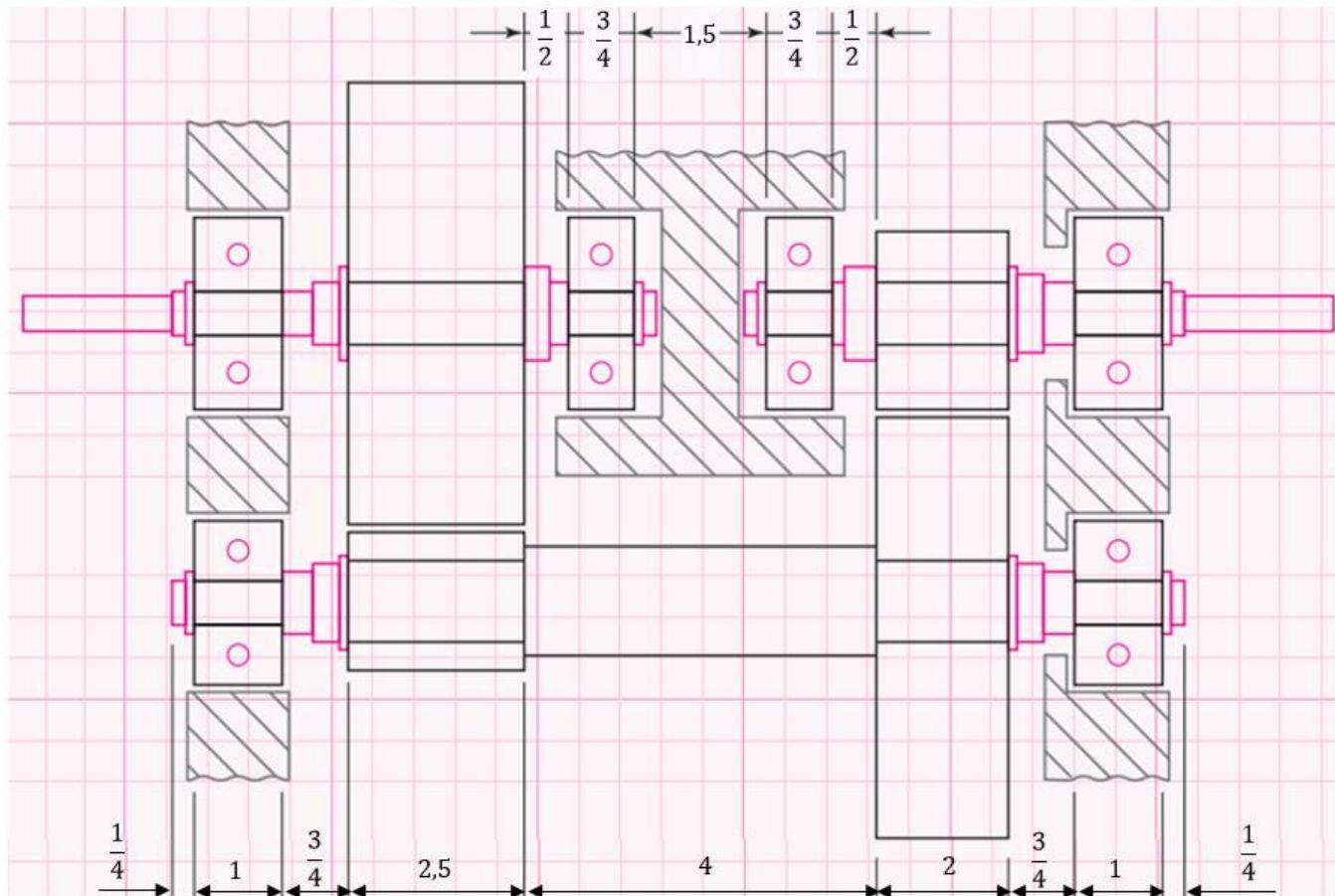
Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Cálculos de los ejes:****Disposición axial de los elementos, sobre los ejes:**

La figura ilustra el esquema aproximado. Incluye los tres ejes, tomando en consideración cómo se montarán los cojinetes en la superficie. Se estiman las anchuras de los cojinetes, pero se permite un poco más de espacio para cojinetes más grandes del eje intermedio donde los momentos de flexión serán mayores. Pequeños cambios en los anchos de los cojinetes tendrán un efecto mínimo sobre el análisis de fuerzas, puesto que la ubicación de la fuerza de reacción de base se modificará muy poco. La distancia de 4 pulgadas entre los dos engranes en el contraeje está dictada por los requisitos de los ejes de entrada y salida, incluyendo el espacio para el montaje de los cojinetes en la carcasa. Agregando todo se obtiene una longitud del eje intermedio igual a 12.5 pulgadas.



Los engranes y cojinete están posicionados contra los hombros, con anillos de retención para mantenerlos en su sitio. Aunque es deseable colocar los engranes cerca de los cojinetes, se proporciona un pequeño espacio extra entre ellos para acomodar cualquier alojamiento que se extienda detrás del cojinete. El cambio extra en el diámetro entre los cojinetes y los engranes permite que la altura del hombro para el cojinete y el tamaño del diámetro interior para el engrane sean diferentes. Este diámetro puede tener tolerancias holgadas y un radio de entalle grande.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

Cada cojinete está contenido de forma axial en su eje, pero sólo un cojinete en cada eje se encuentra fijado axialmente en el alojamiento, pues se ha considerado una ligera expansión térmica axial de los ejes.

#### Análisis de fuerza:

Una vez que se conocen los diámetros del engrane, y que se establecen las ubicaciones axiales de los componentes, se pueden realizar los diagramas de cuerpo libre, fuerza de corte o cizallamiento y momento de flexión. Si se conocen las cargas transmitidas, se determinan las cargas radial y axial transmitidas a través de los engranes. Con base en la suma de las fuerzas y momentos sobre cada eje se pueden determinar las fuerzas base de reacción en los cojinetes. En el caso de ejes con engranes y poleas, las fuerzas y momentos tendrán por lo regular componentes en dos planos a lo largo del eje. En el de ejes rotatorios, generalmente se necesita sólo la magnitud resultante, de modo que los componentes en los cojinetes se sumen como vectores. Por lo general, se obtienen diagramas de fuerzas de corte y momento de flexión en dos planos, que luego pueden sumarse como vectores en cualquier punto de interés. También debería generarse un diagrama de par de torsión para visualizar claramente la transferencia de par de torsión desde un componente de entrada, a través del eje, hacia un componente de salida.

#### Cálculo Eje Intermedio:

En general, el proceso para la determinación de las dimensiones finales de cada uno de los ejes consta de los siguientes pasos:

- Determinación de las distribuciones de esfuerzos
- Dimensionado estático. En esta fase se determinan unas dimensiones previas sobre las cuales realizar los subsiguientes cálculos con unas dimensiones estimadas de lo que podría ser el hipotético árbol, orientado a la determinación final de las del mismo.
- Dimensionado bajo criterios de fatiga. Aquí, se introducen las expresiones que recogen las posibles solicitudes debidas a las condiciones de funcionamiento, de los materiales empleados, etc., con objeto de afinar las dimensiones del apartado anterior.

Se procede con la siguiente fase del diseño, en la que se selecciona un material apropiado y se estiman los diámetros adecuados para cada sección del eje, con base en la provisión de suficiente capacidad de esfuerzo estático y fatiga para la vida infinita del eje, con factores de seguridad mínima de 1.5.



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

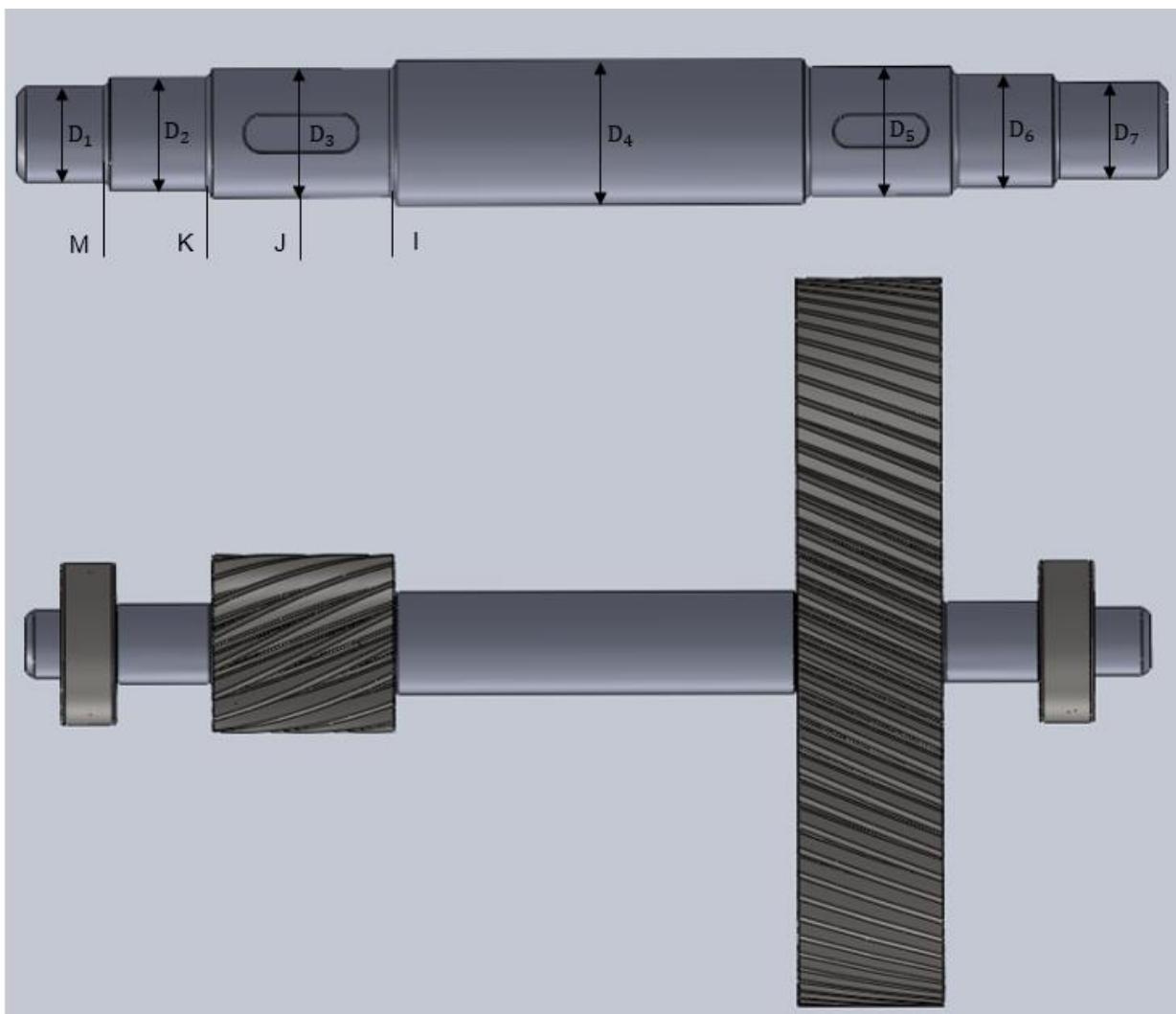
Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Dimensionado estático.**

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto en componentes medios como en alternantes. Para el análisis, es suficientemente simple combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de von Mises alternantes y medios. Algunas veces es conveniente adaptar las ecuaciones específicamente para aplicaciones de ejes. En general, las cargas axiales son comparativamente muy pequeñas en ubicaciones críticas donde dominan la flexión y la torsión, por lo que pueden dejarse fuera de las siguientes ecuaciones. Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y la torsión están dados por:

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \quad \sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J}$$



Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

Donde  $M_m$  y  $M_a$  son los momentos flexionantes medio y alternante,  $T_m$  y  $T_a$  son los pares de torsión medio y alternante, y  $K_f$  y  $K_{fs}$  son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente.

Si se supone un eje sólido con sección transversal redonda, pueden introducirse términos geométricos apropiados para  $c$ ,  $I$  y  $J$  lo que resulta en:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= K_f \frac{32 M_a}{\pi d^3} & \sigma_m &= K_f \frac{32 M_m}{\pi d^3} \\ \tau_a &= K_{fs} \frac{16 T_a}{\pi d^3} & \tau_m &= K_{fs} \frac{16 T_m}{\pi d^3}\end{aligned}$$

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por:

$$\begin{aligned}\sigma_a' &= (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 k_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \\ \sigma_m' &= (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32 K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}\end{aligned}$$

Estos esfuerzos medios y alternantes equivalentes pueden evaluarse usando una curva de falla apropiada sobre el diagrama de Goodman modificado:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}}$$

Sustituyendo  $\sigma_a'$  y  $\sigma_m'$  en la ecuación, resulta:

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

Para propósitos de diseño, también es deseable resolver la ecuación para el diámetro. Esto resulta en:

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



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

**Dimensionado por fatiga a vida infinita.****Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:**

Se ha visto que la muestra para el ensayo en máquina rotativa en el laboratorio para determinar los límites de resistencia a la fatiga se prepara con mucho cuidado y se ensaya bajo condiciones muy controladas. No es posible esperar que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico o estructural iguale los valores que se obtuvieron en el laboratorio.

Algunas diferencias incluyen:

- *Material*: composición, base de falla, variabilidad.
- *Manufactura*: método, tratamiento térmico, corrosión superficial por frotamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzo.
- *Entorno*: corrosión, temperatura, estado de esfuerzos, tiempos de relajación.
- *Diseño*: tamaño, forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzo, velocidad, rozamiento, excoriación.

La ecuación de Marin se escribe:

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$k_a$ : Factor de modificación de la condición superficial

$k_b$ : Factor de modificación del tamaño

$k_c$ : Factor de modificación de la carga

$k_d$ : Factor de modificación de la temperatura

$k_e$  : Factor de confiabilidad

$k_f$ : Factor de modificación de efectos varios

$S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

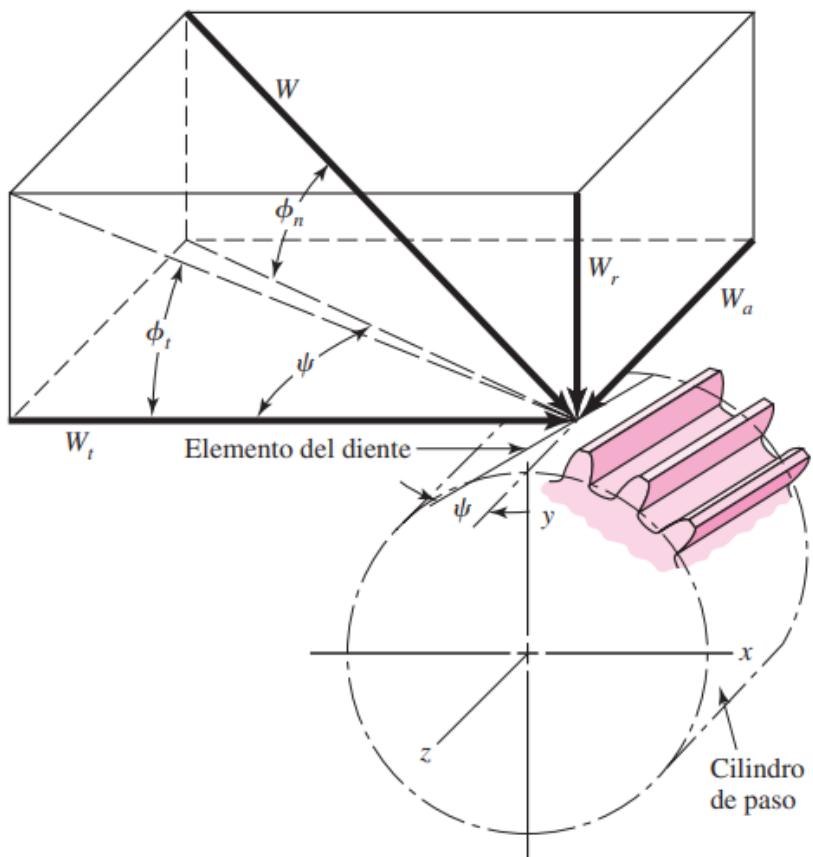
Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Determinación de los Esfuerzos sobre el Eje Intermedio:**

## ■ Calculo Estático:

Eje Intermedio:

$$W_{4-5}^t = 10,415 [KN]$$

$$W_{2-3}^t = 2,36 [KN]$$

$$F_t = F \cos \phi_n \cos \psi$$

$$F_n = F \sin \phi_n$$

$$F_a = F \cos \phi_n \sin \psi$$

$$F_{2-3} = \frac{F_t}{\cos \phi_n \cdot \cos \psi}$$

$$F_{2-3} = \frac{2,36 [KN]}{\cos 20^\circ \cdot \cos 30^\circ}$$

$$F_{2-3} = 2,9 [KN]$$

$$F_{4-5} = \frac{F_t}{\cos \phi_n \cdot \cos \psi}$$

$$F_{4-5} = \frac{10,415 [KN]}{\cos 20^\circ \cdot \cos 30^\circ}$$

$$F_{4-5} = 12,8 [KN]$$

$$F_{n_{2-3}} = F \sin \phi_n$$

$$F_{n_{2-3}} = 2,9 [KN] \sin 20^\circ$$

$$F_{n_{2-3}} = 1 [KN]$$

$$F_{n_{4-5}} = F \sin \phi_n$$

$$F_{n_{4-5}} = 12,8 [KN] \sin 20^\circ$$

$$F_{n_{4-5}} = 4,38 [KN]$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

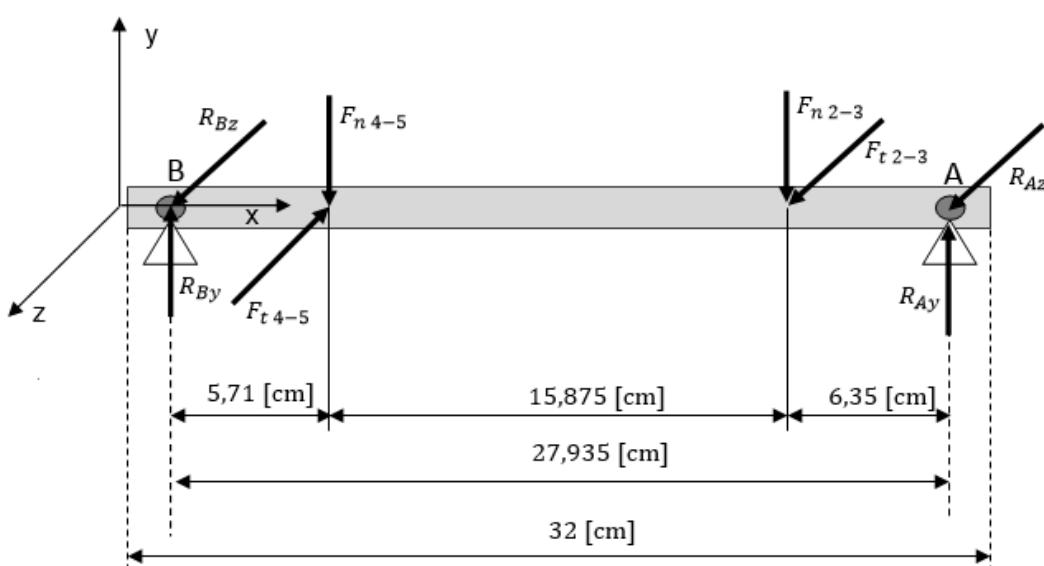
Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:



Sumatoria de Fuerzas:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma F_y = R_{By} - F_{n4-5} - F_{n2-3} + R_{Ay}$$

$$\Sigma F_z = 0$$

$$\Sigma F_z = R_{Bz} - F_{t4-5} + F_{t2-3} - R_{Az}$$

Sumatoria de Momentos:

$$\Sigma M_{Bxy} = 0$$

$$\Sigma M_{Bxy} = -F_{n4-5} \cdot 5,71 [cm] - F_{n2-3} \cdot 21,585 [cm] + R_{Ay} \cdot 27,935 [cm]$$

$$R_{Ay} \cdot 27,935 [cm] = F_{n4-5} \cdot 5,71 [cm] + F_{n2-3} \cdot 21,585 [cm]$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{n4-5} \cdot 5,71 [cm] + F_{n2-3} \cdot 21,585 [cm]}{27,935 [cm]}$$

$$R_{Ay} = \frac{4,38 [KN] \cdot 5,71 [cm] + 1 [KN] \cdot 21,585 [cm]}{27,935 [cm]}$$

$$R_{Ay} = 1,67 [KN]$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

$$R_{By} = F_{n_{4-5}} + F_{n_{2-3}} - R_{Ay}$$

$$R_{By} = 4,38[KN] + 1[KN] - 1,67[KN]$$

$$R_{By} = 3,71 [KN]$$

$$\Sigma M_{B_{xz}} = 0$$

$$\Sigma M_{B_{xz}} = F_{t_{4-5}} \cdot 5,71 [cm] - F_{t_{2-3}} \cdot 21,585 [cm] + R_{Az} \cdot 27,935 [cm]$$

$$R_{Az} \cdot 27,935 [cm] = - F_{t_{4-5}} \cdot 5,71 [cm] + F_{t_{2-3}} \cdot 21,585 [cm]$$

$$R_{Az} = \frac{- F_{t_{4-5}} \cdot 5,71 [cm] + F_{t_{2-3}} \cdot 21,585 [cm]}{27,935 [cm]}$$

$$R_{Az} = \frac{- 10,415 [KN] \cdot 5,71 [cm] + 2,36 [KN] \cdot 21,585 [cm]}{27,935 [cm]}$$

$$R_{Az} = 0,305 [KN]$$

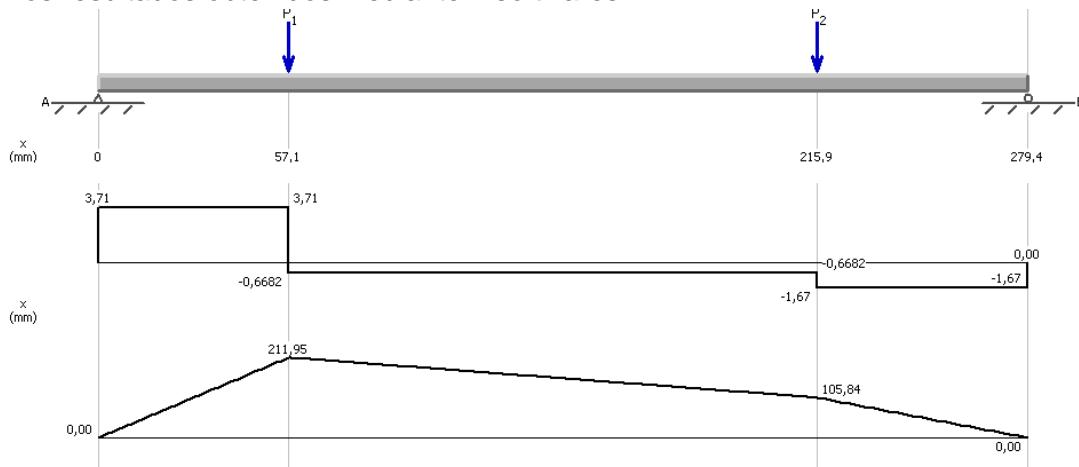
$$R_{Bz} = F_{t_{4-5}} - F_{t_{2-3}} - R_{Az}$$

$$R_{Bz} = 10,415 [KN] - 2,36 [KN] - 0,305 [KN]$$

$$R_{Bz} = 7,75 [KN]$$

Se verificaron los resultados obtenidos mediante 2 softwares:

Plano xy:





UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

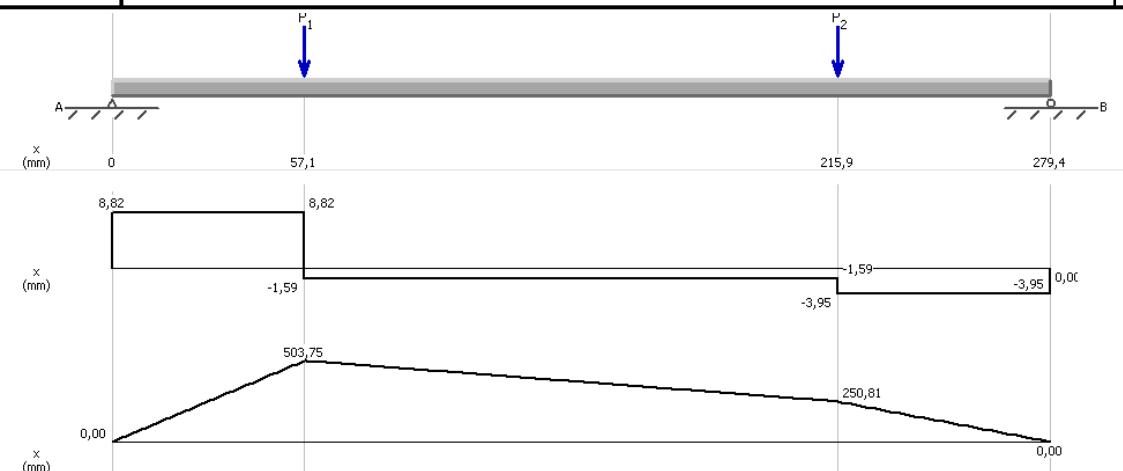
Comisión: 4S1

Proyecto Final

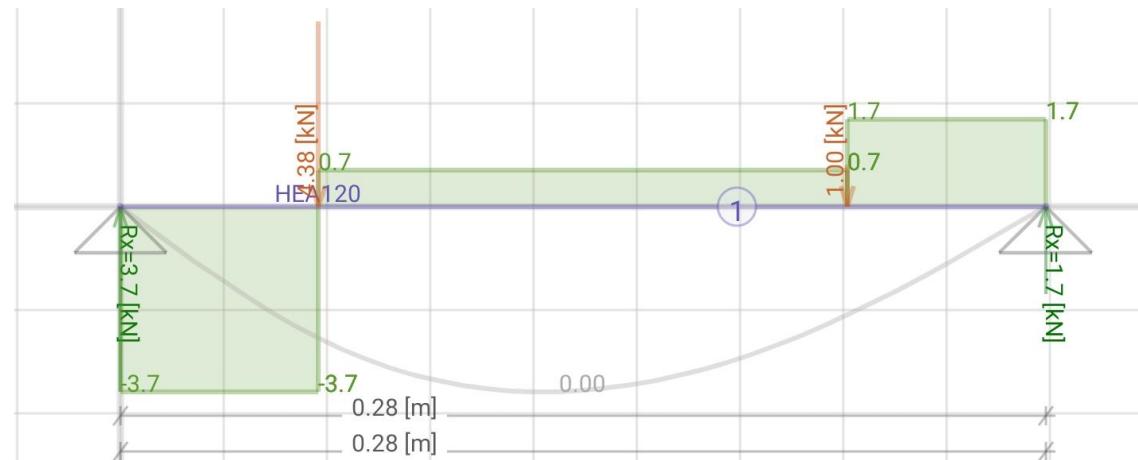
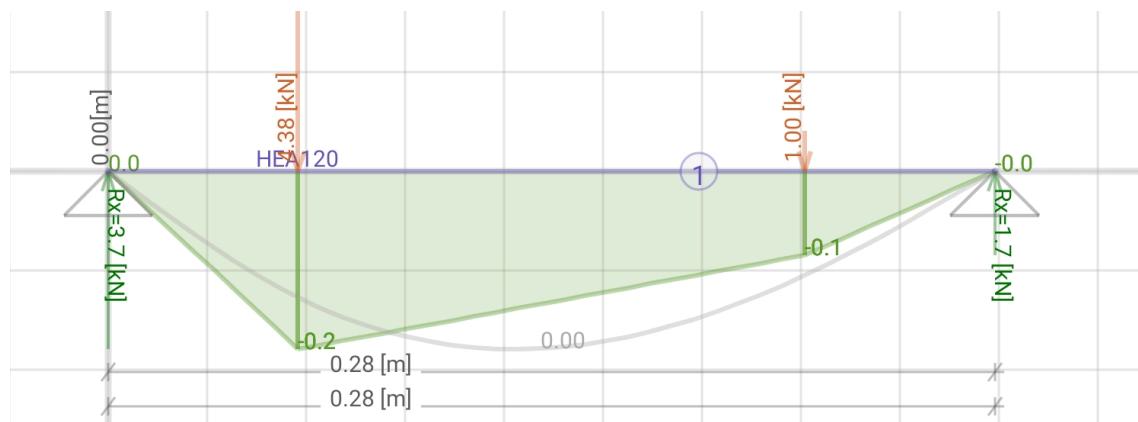
Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Plano xz:



Plano xy:





Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

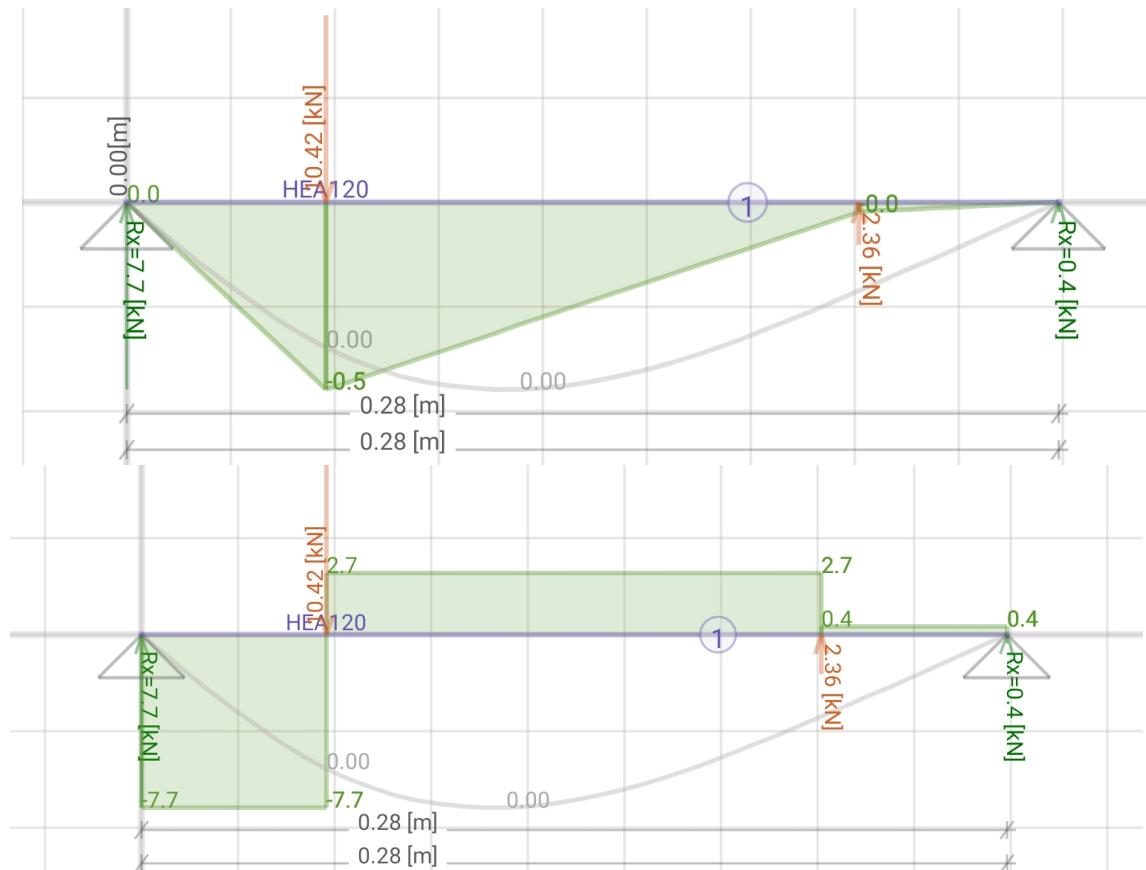
Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Plano xz:



$$M_{fMax} = \sqrt{M_{fmax_{xy}}^2 + M_{fmax_{xz}}^2}$$

$$M_{fmax} = \sqrt{0,21[KNm]^2 + 0,503[KNm]^2}$$

$$M_{fMax} = 0,54[KNm]$$

Se inicia con el punto / donde el momento flexionante es alto, pues existe una concentración del esfuerzo en el hombro y existe un par de torsión presente:

$$M_{f_{xy}} = 0,67[KN] x - 0,25[KNm]$$

$$M_{f_{xy}} = 0,67[KN] 0,088[m] - 0,25[KNm]$$

$$M_{f_{xy}} = -0,19[KNm]$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

$$M_{f_{xz}} = 2,715[KN] x - 0,594[KNm]$$

$$M_{f_{xz}} = 2,715[KN] 0,088[m] - 0,594[KNm]$$

$$M_{f_{xz}} = -0,35[KNm]$$

$$M_{aI} = \sqrt{M_{fI_{xy}}^2 + M_{fI_{xz}}^2}$$

$$M_{aI} = \sqrt{(-0,19[KNm])^2 + (-0,35[KNm])^2}$$

$$M_{aI} = 0,398[KNm]$$

$$M_{aI} = 398[Nm] \frac{100[cm]}{1[m]} \frac{1[in]}{2,54[cm]} \frac{1[lb]}{4,4482[N]}$$

$$M_{aI} = 3522,61[lb in]$$

$$T_{mI} = 432,839[Nm] \frac{100[cm]}{1[m]} \frac{1[in]}{2,54[cm]} \frac{1[lb]}{4,4482[N]}$$

$$T_{mI} = 3830,966[lb in]$$

Se suponen radios de filete generosos para el engrane en  $I$ .

A partir de la siguiente tabla, se estima que  $K_t = 1,7$  y que  $K_{ts} = 1,5$ . Bajo un aspecto conservador se estima que  $K_f = K_t$ ,  $K_{fs} = K_{ts}$

Tabla 7-1

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

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

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

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

Se selecciona como material para el eje un acero SAE 4140, con  $S_{ut} = 156[Kpsi]$ . Para determinar  $S_e$ , se emplea la ecuación:



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$k_a$ : Factor de modificación de la condición superficial

$k_b$ : Factor de modificación del tamaño

$k_c$ : Factor de modificación de la carga

$k_d$ : Factor de modificación de la temperatura

$k_e$  : Factor de confiabilidad

$k_f$ : Factor de modificación de efectos varios

$S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

A continuación se determinarán los factores involucrados en la determinación de  $S_e$ :

### 1. $S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ [kpsi]} \quad (1400 \text{ [MPa]}) \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ [kpsi]} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Donde:

$S_{ut}$ : Es la resistencia a la tensión mínima

$S_e'$ : Límite de resistencia para una viga rotativa

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga de un elemento de máquina particular sujeto a cualquier tipo de carga.

Los aceros tratados para proporcionar diferentes microestructuras tienen relaciones  $S_e'/S_{ut}$  diferentes. En apariencia, las microestructuras más dúctiles tienen una relación más alta. La martensita tiene una naturaleza muy frágil y es altamente susceptible a las grietas inducidas por fatiga; por lo tanto, la relación es baja. Cuando los diseños incluyen especificaciones detalladas de tratamiento térmico para obtener microestructuras específicas, es posible usar una estimación del límite de resistencia con base en datos de ensayos para la microestructura particular; dichas estimaciones son mucho más confiables y en realidad su uso es recomendable.



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

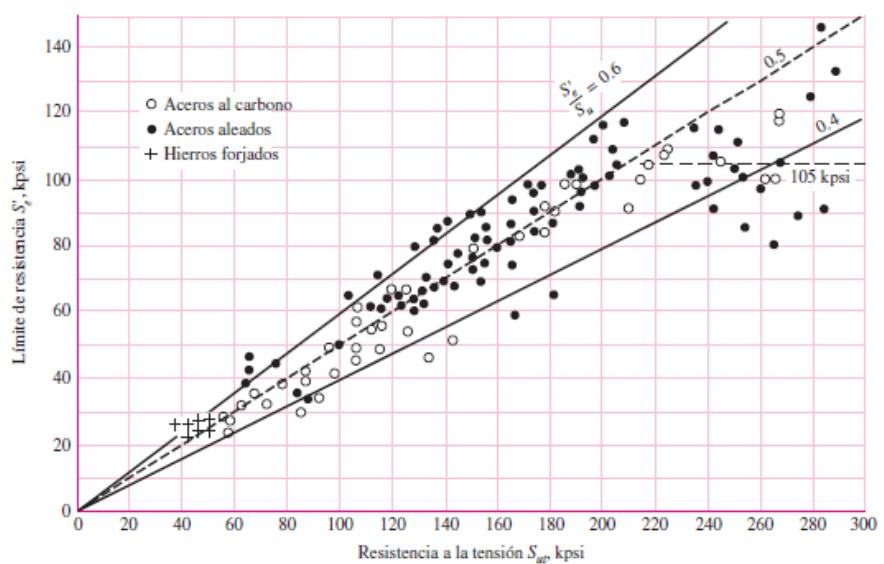
Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Figura 6-17**

Gráfica de límites de resistencia a la fatiga contra resistencias o la tensión de resultados de ensayos reales de un gran número de hierros forjados y aceros aleados. Las relaciones de  $S'_e/S_{ut}$  de 0.60, 0.50 y 0.40 se indican por líneas continuas y discontinuas. También, observe que la línea discontinua horizontal de  $S'_e = 105$  kpsi. Los puntos que se presentan y que tienen una resistencia a la tensión mayor que 210 kpsi presentan un límite medio de resistencia a la fatiga de  $S'_e = 105$  kpsi y una desviación estándar de 13.5 kpsi. (Cotejada de datos compilados por H. J. Grover, S. A. Gordon y L. R. Jackson en Fatigue of Metals and Structures, Bureau of Naval Weapons Document NAVWEPS 00-25-534, 1960; y de Fatigue Design Handbook, SAE, 1968, p. 42.)

Para este caso en particular se seleccionó como material para el eje un acero de tipo SAE 4140, por lo que se deduce que:

$$S'_e = 0.5 S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 (156[\text{Kpsi}])$$

$$S'_e = 78[\text{Kpsi}]$$

## 2. $K_a$ : Factor de modificación de la condición superficial

La superficie de una muestra de viga rotativa está muy pulida y además se le da una terminación final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión. A fin de determinar expresiones cuantitativas para acabados comunes de parte de máquinas (esmerilada, maquinada o estirada en frío, laminada en caliente y forjada), las coordenadas de los puntos de datos se recopilaron nuevamente de una gráfica del límite de resistencia a la fatiga contra la resistencia última a la tensión. Los datos pueden representarse mediante:

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



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Donde:

$S_{ut}$ : Es la resistencia mínima a la tensión

Los valores de a y b se encuentran en la tabla:

**Tabla 6-2**

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

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{ut}$ , kpsi	$S_{ut}$ , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

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

$$k_a = 2,70 (156[\text{Kpsi}])^{-0,265}$$

$$k_a = 0,71$$

### 3. Factor de tamaño $k_b$

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos.<sup>15</sup> Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como:

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

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual:

$$k_b = 1$$

Se considera que  $k_b = 0,9$ . Posteriormente deberá verificarse este valor, cuando se conozca el valor  $d$  del diámetro.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

#### **4. Factor de modificación de la carga $k_c$**

Cando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con  $S_{ut}$ . Aquí, se especificarán valores medios del factor de carga como:

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

Se utiliza  $k_c = 0.59$  sólo para la carga por fatiga torsional. Cuando la torsión está combinada con otros esfuerzos, como la flexión,  $k_c = 1$  y la carga combinada se maneja usando el esfuerzo de von Mises efectivo.

$$k_c = 1$$

#### **5. Factor de modificación debido a la temperatura $k_d$**

Cuando las temperaturas de operación son menores que la temperatura ambiente, la fractura frágil es una posibilidad fuerte, por lo que se necesita investigar primero. Cuando las temperaturas de operación son mayores que la temperatura ambiente, primero se debe investigar la fluencia porque la resistencia a ésta disminuye con rapidez con la temperatura. Cualquier esfuerzo inducirá flujo plástico en un material que opera a temperaturas elevadas, por lo que también se sugiere considerar este factor. Por último, puede ser cierto que no existe límite a la fatiga en el caso de materiales que operan a temperaturas elevadas.

**Tabla 6-4**

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

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

$$k_d = 1$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

## 6. Factor de confiabilidad $k_e$

Tabla 6-5

	Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_e$
Factores de confiabilidad $k_e$ correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga	50 90 95 99 99.9 99.99 99.999	0 1.288 1.645 2.326 3.091 3.719 4.265 4.753	1.000 0.897 0.868 0.814 0.753 0.702 0.659 0.620

$$k_e = 1$$

Una vez determinados los factores involucrados en la expresión, se determina el valor de  $S_e$ :

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

$$S_e = (0,71)(0,9)(78[Kpsi])$$

$$S_e = 49,84[Kpsi]$$

Para la primera estimación del diámetro pequeño en el hombro en el punto C, se usa el criterio *ED-Goodman*. Este criterio es bueno para el diseño inicial, puesto que es simple y conservador. Adoptando un coeficiente de seguridad  $n = 1,5$ , con  $M_m = T_a = 0$ , la ecuación se reduce a:

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

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

$$d = \left\{ \frac{16 (1,5)}{\pi} \left( \frac{2 (1,7) 3522,61[lb in]}{49840[psi]} + \frac{[3 ((1,5)(3830,966[lb in]))^2]^{1/2}}{156 000[psi]} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = 1,32 [in]$$

Se adopta  $d = 1,5[in]$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Una relación típica para  $D/d$  para el soporte en un hombro es  $D/d = 1,2$ . Por lo tanto:

$$D = 1,2 d$$

$$D = 1,2 (1,5[\text{in}])$$

$$D = 1,584[\text{in}]$$

$$D = 1,8 [\text{in}]$$

Se verificará si estas estimaciones de  $k_f$  y  $k_{fs}$  son aceptables:

$$\frac{D}{d} = \frac{1,8}{1,5} = 1,2$$

Se supone un radio de filete  $r = d/10$

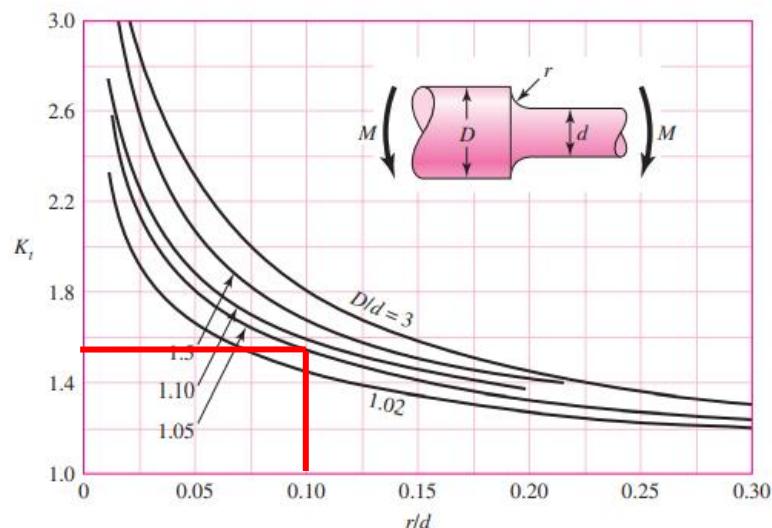
$$r = \frac{1,5[\text{in}]}{10} = 0,15[\text{in}]$$

$$\frac{r}{d} = 0,1$$

De la figura se determina que:

**Figura A-15-9**

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



$$k_t = 1,6$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

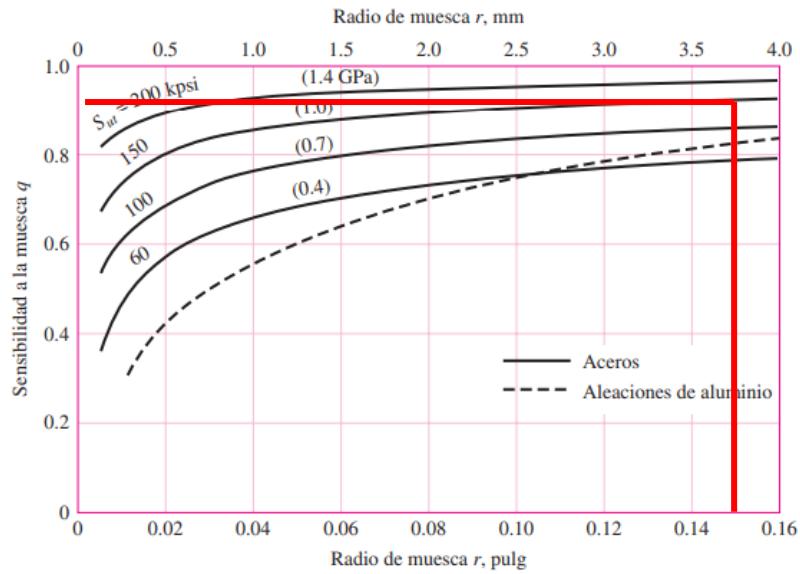
Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Figura 6-20**

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de  $q$  correspondientes a la ordenada  $r = .16$  pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



$$q = 0,9$$

De la ecuación se determina que:

$$K_f = 1 + q (k_t - 1)$$

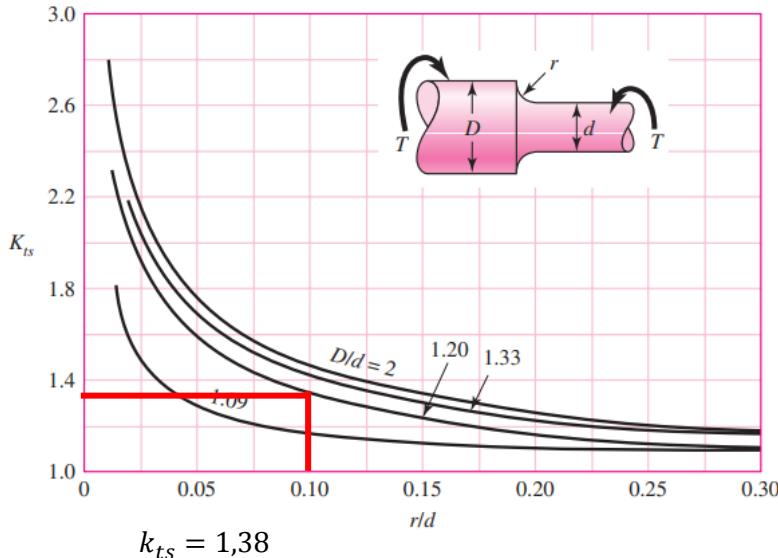
$$K_f = 1 + 0,9(1,6 - 1)$$

$$K_f = 1,54$$

De la tabla, se obtiene:

**Figura A-15-8**

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





Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

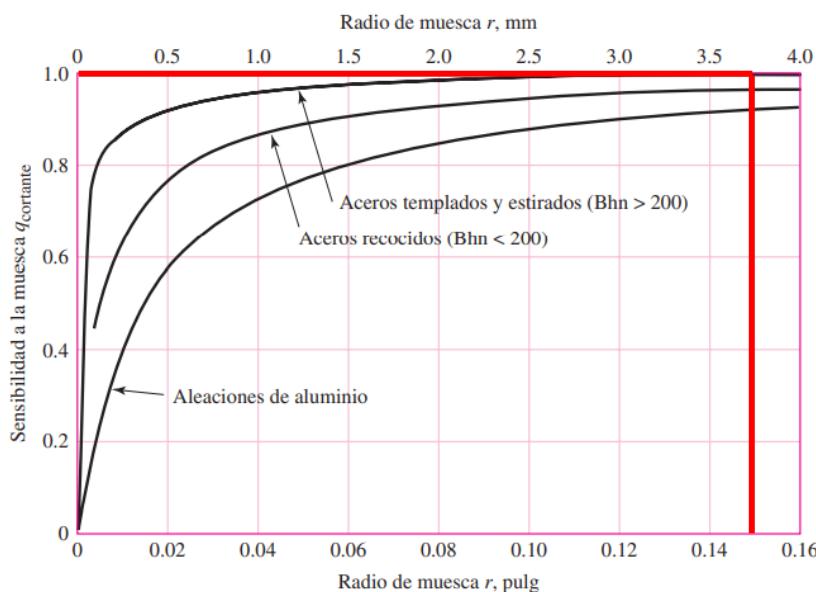
Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Figura 6-21**

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



$$q_s = 1$$

Por lo tanto, se concluye que:

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 1(1,38 - 1)$$

$$k_{fs} = 1,38$$

$k_a$  Se mantiene constante:

$$k_a = 0,71$$

Se verifica el valor de  $k_b$  adoptado previamente:

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = 1,24d^{(-0,107)} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

$$k_b = \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,107} = \left(\frac{1,5}{0,3}\right)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,841$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Se recalcula  $S_e$ :

$$S_e = (0,71)(0,841)(78[Kpsi])$$

$$S_e = 46,57[Kpsi]$$

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, considerando que  $T_a = 0$  y  $M_m = 0$  están dados por:

$$\sigma_a' = \left[ \left( \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_a' = \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a' = \frac{32 (1,54) (3522,61[lb in])}{\pi (1,5)^3}$$

$$\sigma_a' = 16\ 372,37[psi]$$

$$\sigma_m' = \left[ \left( \frac{32 K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 (1,38) (3830,966[lb in])}{\pi (1,5[in])^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = 13\ 817,97[psi]$$

Utilizando el criterio de Goodman:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{16\ 372,37[psi]}{46570[psi]} + \frac{13\ 817,97[psi]}{156\ 000[psi]}$$

$$\frac{1}{n_f} = 0,44$$

$$n_f = 2,27$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Verificando la fluencia:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_{máx}} > \frac{S_y}{\sigma_a' + \sigma_m'} = \frac{238\,000}{16\,372,37[\text{psi}] + 13\,817,97[\text{psi}]}$$

$$n_y = 7,88$$

También se verificará este diámetro en el extremo del cuñero, justo a la derecha del punto *I*, en el punto *J* y en la ranura del punto *K*. A partir del diagrama de momento, se estima *M* en el extremo del cuñero como:

$$M_{f_{xy}} = 0,67[\text{KN}] x - 0,25[\text{KNm}]$$

$$M_{f_{xy}} = 0,67[\text{KN}] 0,0729[m] - 0,25[\text{KNm}]$$

$$M_{f_{xy}} = -0,20[\text{KNm}]$$

$$M_{f_{xz}} = 2,715[\text{KN}] x - 0,594[\text{KNm}]$$

$$M_{f_{xz}} = 2,715[\text{KN}] 0,0729[m] - 0,594[\text{KNm}]$$

$$M_{f_{xz}} = -0,39[\text{KNm}]$$

$$M_{f_J} = \sqrt{M_{f_{xy}}^2 + M_{f_{xz}}^2}$$

$$M_{f_J} = \sqrt{(-0,20[\text{KNm}])^2 + (-0,39[\text{KNm}])^2}$$

$$M_{f_J} = 0,438[\text{KNm}]$$

$$M_{f_J} = 438[\text{Nm}] \frac{100[\text{cm}]}{1[\text{m}]} \frac{1[\text{in}]}{2,54[\text{cm}]} \frac{1[\text{lb}]}{4,4482[\text{N}]}$$

$$M_{f_J} = 3876,64[\text{lb in}]$$

Se supone que el radio en la parte baja del cuñero será estándar e igual a:

$$\frac{r}{d} = 0,02$$

$$r = 0,02 d$$

$$r = 0,02 (1,5[\text{in}])$$

$$r = 0,03[\text{in}]$$

A partir de las siguientes tablas para esfuerzos de flexión, se concluye que:



*Fecha de asignación: 19 -10*

*Fecha de entrega: 24-11*

*Elementos de Máquina*

*Nombre: GRUPO 18*

*Legajo: -*

*Carrera: Ingeniería Mecánica*

*Comisión: 4S1*

*Proyecto Final*

*Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD*

*Hojas:*

### Tabla 7-1

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo  $K_t$ .

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

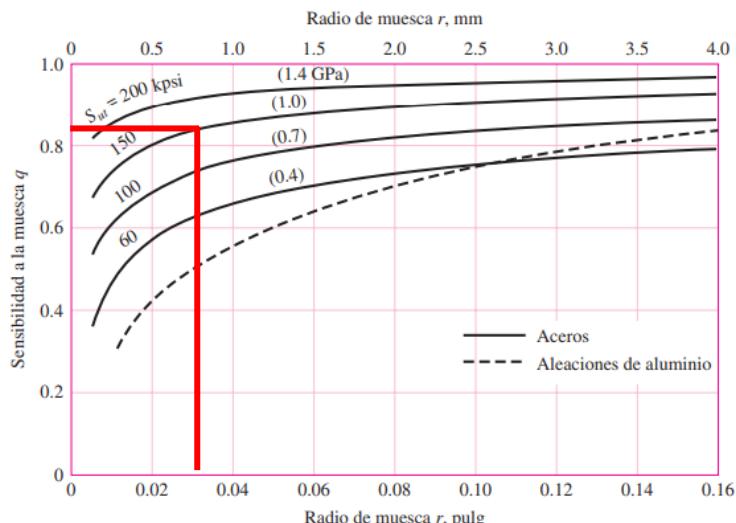
	<b>Flexión</b>	<b>Torsión</b>	<b>Axial</b>
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
<b>Cuñero fresado (<math>r/d = 0.02</math>)</b>	<b>2.2</b>	<b>3.0</b>	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0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

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

$$K_t = 2.2$$

### Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de  $q$  correspondientes a la ordenada  $r = .16$  pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waismann (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



$$q = 0.85$$

A partir de estos datos se determina el valor de  $k_f$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = 1 + 0.85(2.2 - 1)$$

$$k_f = 2$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Mediante las siguientes tablas deducidas para un esfuerzo de torsión, se concluye:

**Tabla 7-1**

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo  $K_t$ .

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

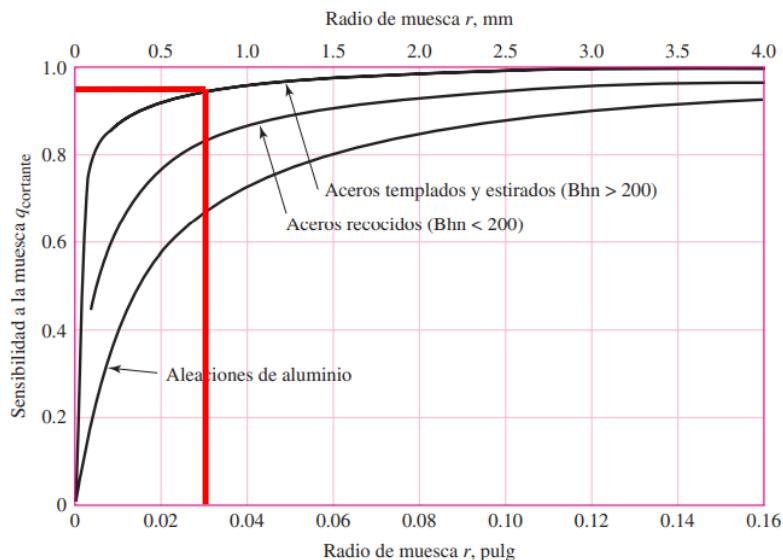
	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ( $r/d = 0.02$ )	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

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

$$k_{ts} = 3,0$$

**Figura 6-21**

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



$$q_s = 0,95$$

A partir de estos datos se determina el valor de  $k_{fs}$

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 0,95 (3 - 1)$$

$$k_{fs} = 2,9$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, considerando que  $T_a = 0$  y  $M_m = 0$  están dados por:

$$\sigma_a' = \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a' = \frac{32 (2) (3876,64[\text{lb in}])}{\pi (1,5)^3}$$

$$\sigma_a' = 23\,400[\text{psi}]$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 (2,9) (3830,966[\text{lb in}])}{\pi (1,5[\text{in}])^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = 29\,037,76[\text{psi}]$$

Utilizando el criterio de Goodman:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{23\,400[\text{psi}]}{46\,570 [\text{psi}]} + \frac{29\,037,76[\text{psi}]}{156\,000[\text{psi}]}$$

$$\frac{1}{n_f} = 0,686$$

$$n_f = 1,46 \cong 1,5$$

Se concluye entonces que el cuñero resulta ser más crítico que el hombro.

Se verifica además la ranura en  $K$ , puesto que a menudo  $K_t$  es muy alto para las ranuras con fondo plano. En el diagrama de par de torsión, observe que no hay par de torsión presente en la ranura. A partir de diagrama de momento,  $M_a = 1920[\text{lb in}]$ ,  $M_m = T_a = T_m = 0$ . Para verificar con rapidez si esta ubicación es potencialmente crítica, sólo use  $K_f = K_t = 5.0$  como una estimación, de la tabla 7-1.



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Tabla 7-1

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

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

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

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

$$M_{f_{xy}} = 3,71[KN] x$$

$$M_{f_{xy}} = 3,71[KN] 0,0253[m]$$

$$M_{f_{xy}} = 0,094[KNm]$$

$$M_{f_{xz}} = 7,75[KN] x$$

$$M_{f_{xz}} = 7,75[KN] 0,0253[m]$$

$$M_{f_{xz}} = 0,196[KNm]$$

$$M_{f_K} = \sqrt{M_{f_{Kxy}}^2 + M_{f_{Kxz}}^2}$$

$$M_{f_K} = \sqrt{(0,094[KNm])^2 + (0,196[KNm])^2}$$

$$M_{f_K} = 0,217[KNm]$$

$$M_{f_K} = 217[Nm] \frac{100[cm]}{1[m]} \frac{1[in]}{2,54[cm]} \frac{1[lb]}{4,4482[N]}$$

$$M_{f_K} = 1920,62[lb in]$$

$$\sigma_a = \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 (5) (1920,62[lb in])}{\pi (1,5[in])^3} = 28\ 982,63[psi]$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{46570[psi]}{28\ 982,63} = 1,6$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Se verifica si el punto  $M$ , donde tiene lugar el cambio de sección para el montaje del rodamiento. Sólo está presente la flexión, y el momento es pequeño, pero el diámetro también es pequeño y la concentración del esfuerzo es alta para el filete agudo que se requiere para un cojinete.

A partir del diagrama de momento,  $M_a = 1540$  [lb in]. Se considera que  $M_m = T_m = T_a = 0$ .

$$M_{f_{xy}} = 3,71[KN] x$$

$$M_{xy} = 3,71[KN] 0,0203[m]$$

$$M_{f_{xy}} = 0,075[KNm]$$

$$M_{f_{xz}} = 7,75[KN] x$$

$$M_{f_{xz}} = 7,75[KN] 0,0203[m]$$

$$M_{f_{xz}} = 0,157[KNm]$$

$$M_f M = \sqrt{M_{f_{xy}}^2 + M_{f_{xz}}^2}$$

$$M_f M = \sqrt{(0,075[KNm])^2 + (0,157[KNm])^2}$$

$$M_f M = 0,174[KNm]$$

$$M_f M = 174[Nm] \frac{100[cm]}{1[m]} \frac{1[in]}{2,54[cm]} \frac{1[lb]}{4,4482[N]}$$

$$M_f M = 1540[lb in]$$

Estime  $K_t = 2,7$  de la tabla 7-1,  $d = 1,0$  [in], y el radio del filete  $r$  para que se ajuste a un cojinete típico.

Tabla 7-1

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo  $K_t$ .

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

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

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



*Fecha de asignación: 19 -10*

*Fecha de entrega: 24-11*

*Elementos de Máquina*

*Nombre: GRUPO 18*

*Legajo: -*

*Carrera: Ingeniería Mecánica*

*Comisión: 4S1*

*Proyecto Final*

*Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD*

*Hojas:*

$$\frac{r}{d} = 0,02$$

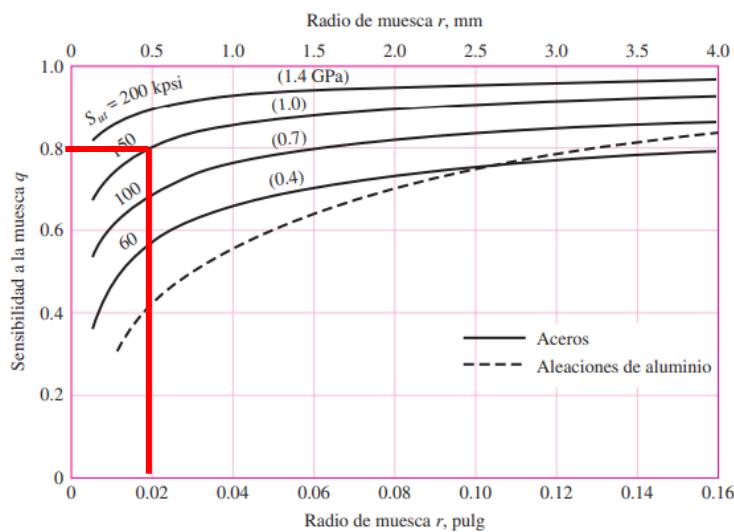
$$r = 0,02 d$$

$$r = 0,02 (1,2[in])$$

$$r = 0,024$$

**Figura 6-20**

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de  $q$  correspondientes a la ordenada  $r = .16$  pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



$$q = 0,8$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = 1 + (0,8)(2,7 - 1) = 2,36$$

$$\sigma_a = \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 (2,36) (1540[lb in])}{\pi (1,2[in])^3} = 21\,423,43[psi]$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{46570[psi]}{21\,423,43[psi]} = 2,17$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

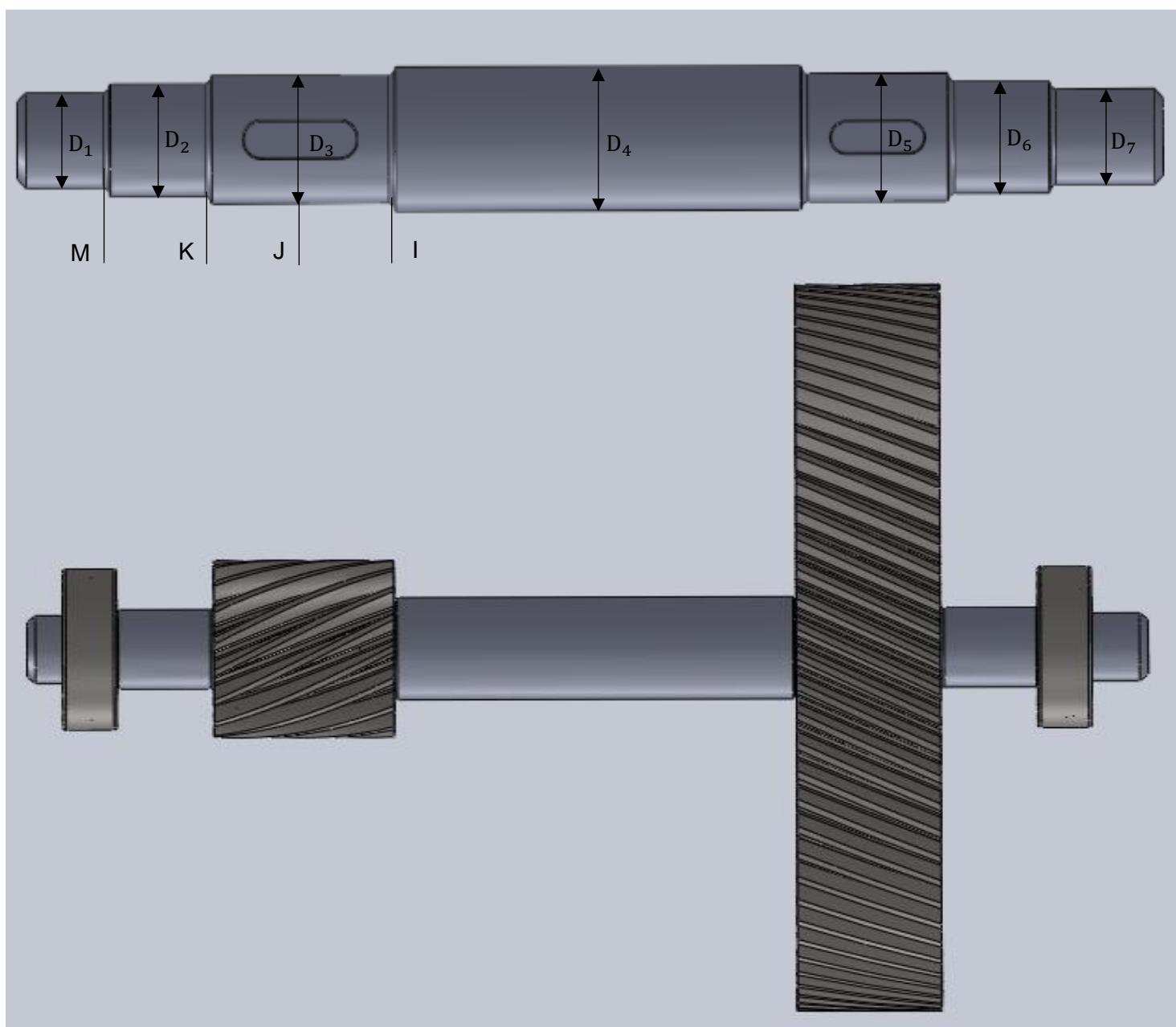
Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:



Finalmente los diámetros adoptados para el engranaje:

$$D_1 = D_7 = 30[\text{mm}]$$

$$D_2 = D_6 = 36 [\text{mm}]$$

$$D_3 = D_5 = 41[\text{mm}]$$

$$D_4 = 46 [\text{mm}]$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

### Selección de Rodamientos:

Se continúa con la selección de los cojinetes apropiados para el eje intermedio, con una confiabilidad de 90%. El problema especifica una vida de diseño de 12 000 horas. La velocidad del eje intermedio es de 330,93 [RPM]. El tamaño de diámetro interior estimado es de 1,2 [in], y la anchura estimada del cojinete es de 1 pulgada.

$$R_{by} = 3,71[KN]$$

$$R_{bx} = 7,7[KN]$$

$$R_b = \sqrt{R_{by}^2 + R_{bx}^2}$$

$$R_b = \sqrt{(3,71[KN])^2 + (7,7[KN])^2}$$

$$R_b = 8,55[KN]$$

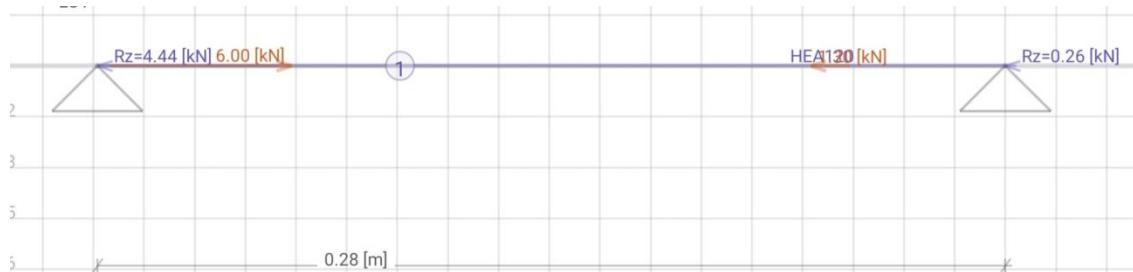
$$R_{ay} = 1,67kn$$

$$R_{ax} = 0,305$$

$$R_a = \sqrt{R_{ay}^2 + R_{ax}^2}$$

$$R_a = \sqrt{(1,67[KN])^2 + (0,305[KN])^2}$$

$$R_a = 1,70[KN]$$



$$F_{axial_a} = 0,26[KN]$$

$$F_{axial_b} = 4,44[KN]$$



Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina		
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica		Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:	

Utilizando catalogo SKF para rodamientos

#### Rodamientos de bolas de contacto angular:

Los rodamientos de bolas de contacto angular tienen los caminos de rodadura de sus aros interior y exterior desplazados entre sí en el sentido del eje del rodamiento. Esto quiere decir que estos rodamientos han sido diseñados para soportar cargas combinadas, es decir, cargas radiales y axiales simultáneas.

#### Se calcula para B:

Rodamientos individuales y pares de rodamientos dispuestos en tandem:

Carga equivalente del rodamiento

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = X \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{4,44[KN]}{8,55[KN]} = 0,52$$

Tabla 10

Factores de cálculo para rodamientos de una o de dos filas de bolas de contacto angular

Tipos de rodamientos	Factor de cálculo e	X	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>0</sub>
<b>Rodamientos de una hilera</b>					
Rodamientos individuales o pares de rodamientos dispuestos en tandem					
Sufijo B	1,14	0,35	-	0,57	0,26
<b>Sufijo AC</b>	<b>0,68</b>	<b>0,41</b>	<b>-</b>	<b>0,87</b>	<b>0,38</b>
<b>Pares de rodamientos dispuestos espalda con espalda o cara a cara</b>					
Sufijo B	1,14	0,57	0,55	0,93	0,52
Sufijo AC	0,68	0,67	0,92	1,41	0,76
<b>Rodamientos de dos filas</b>					
Series 32 A, 33 A	0,8	0,63	0,78	1,24	0,66
Serie 33 D	1,34	0,54	0,47	0,81	0,44
Serie 33 DNRCBM	1,14	0,57	0,55	0,93	0,52



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Como:

$$0,52 < 0,68 \rightarrow \frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$$

$$P = 8,55[KN]$$

$$L_D = 12000[h] 60 \left[ \frac{\text{min}}{h} \right] 330,93[RPM]$$

$$L_D = 238 \times 10^6 [\text{rev}]$$

$$\frac{C_{\text{dinamico}}}{P} = (L)^{\frac{1}{p}}$$

$p = 3$  para rodamientos de bolas

$$C_{\text{dinamico}} = (L)^{\frac{1}{p}} \cdot P$$

$$C_{\text{dinamico}} = (238)^{\frac{1}{3}} \cdot 8,55[KN]$$

$$C_{\text{dinamico}} = 52,98[KN] \text{ (para ambos rodamientos)}$$

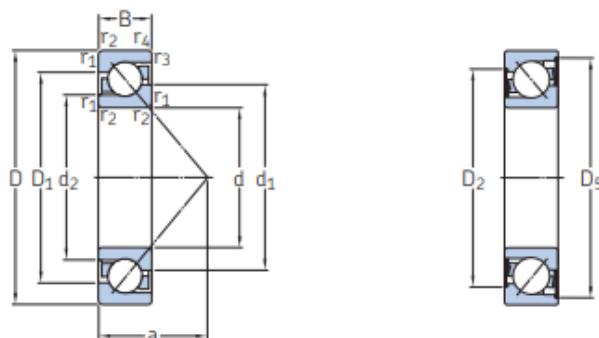
$$C_{\text{dinamico}} = 1,6 \cdot C_{\text{dinamico cada rodamiento}}$$

$$C_{\text{dinamico cada rodamiento}} = \frac{52,98[KN]}{1,6}$$

$$C_{\text{dinamico cada rodamiento}} = 33,11[KN]$$

### 3.1 Rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular

d 25 – 30 mm





Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica dinámica estática $C$ $C_0$		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales Velocidad de referencia	Velocidad límite	Masa	Designaciones Rodamientos de emparejamiento universal	Rodamiento de diseño básico/ sellado
d	D	B	mm	kN	kN	r. p. m.	kg	-		
25	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	12 000	0,13	-	► 7205 BE-2RZP
	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	15 000	0,13	-	► 7205 BEP
	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	15 000	0,13	-	► 7205 BEY
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	17 000	0,13	► 7205 BECBP	-
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	17 000	0,13	► 7205 BECBY	-
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	20 000	0,13	► 7205 BECBM	-
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	17 000	0,13	7205 BECBPH	-
	52	15	18	11,4	0,49	17 000	26 000	0,13	7205 ACCBM	-
	62	17	24,2	14	0,6	14 000	11 000	0,23	-	► 7305 BE-2RZP
	62	17	24,2	14	0,6	14 000	14 000	0,23	-	► 7305 BEP
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	15 000	0,23	► 7305 BECBP	-
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	15 000	0,23	7305 BECBPH	-
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	15 000	0,23	► 7305 BECBY	-
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	19 000	0,23	► 7305 BECBM	-
	62	17	29	17	0,72	15 000	22 000	0,23	► 7305 ACCBM	-
30	62	16	22,5	14,3	0,61	13 000	10 000	0,26	-	► 7206 BE-2RZP
	62	16	22,5	14,3	0,61	13 000	13 000	0,2	-	► 7206 BEP
	62	16	24	15,6	0,655	13 000	14 000	0,2	► 7206 BECBP	-
	62	16	24	15,6	0,655	13 000	14 000	0,2	7206 BECBPH	-
	62	16	24	15,6	0,655	13 000	18 000	0,2	► 7206 BECBM	-
	62	16	25,5	17	0,71	13 000	14 000	0,2	► 7206 BECBY	-
	62	16	27,5	17,3	0,735	15 000	20 000	0,2	7206 ACCBM	-
	72	19	32,5	19,3	0,815	12 000	9 500	0,35	-	► 7306 BE-2RZP
	72	19	32,5	19,3	0,815	12 000	12 000	0,34	-	► 7306 BEP
	72	19	35,5	21,2	0,9	12 000	13 000	0,34	► 7306 BECBP	-
	72	19	35,5	21,2	0,9	12 000	13 000	0,34	7306 BEGAPH	-
	72	19	35,5	21,2	0,9	12 000	16 000	0,34	► 7306 BECBM	-
	72	19	37,5	22,2	0,98	12 000	13 000	0,34	► 7306 BECBY	-
	72	19	39	23,6	1	13 000	19 000	0,34	► 7306 ACCBM	-

Se seleccionó 2 conjuntos de rodamientos 7306ACCBM dispuestos en tandem para el punto B.

**Características de cada rodamiento:**

$$C_{dinamica} = 39 [KN]$$

$$d_{interior} = 30 [mm] = 1,18 [in]$$

$$B_{ancho} = 19 [mm] = 0,748 [in]$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Se calcula para A:**

Rodamientos individuales y pares de rodamientos dispuestos en tandem:

Carga equivalente del rodamiento

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = X \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0,26[KN]}{1,70KN} = 0,15$$

**Tabla 10**

Factores de cálculo para rodamientos de una o de dos hileras de bolas de contacto angular

Tipos de rodamientos	Factor de cálculo	e	X	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>0</sub>
<b>Rodamientos de una hilera</b>						
Rodamientos individuales o pares de rodamientos dispuestos en tandem						
Sufijo B	1,4		0,35	-	0,57	0,26
<b>Sufijo AC</b>	<b>0,68</b>	<b>0,41</b>	<b>-</b>	<b>0,87</b>	<b>0,38</b>	
<b>Pares de rodamientos dispuestos espalda con espalda o cara a cara</b>						
Sufijo B	1,14	0,57	0,55	0,93	0,52	
<b>Sufijo AC</b>	<b>0,68</b>	<b>0,67</b>	<b>0,92</b>	<b>1,41</b>	<b>0,76</b>	
<b>Rodamientos de dos hileras</b>						
Serie 32 A, 33 A	0,8	0,63	0,78	1,24	0,66	
Serie 33 D	1,34	0,54	0,47	0,81	0,44	
Serie 33 DNRCBM	1,14	0,57	0,55	0,93	0,52	

**SKF**



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Como:

$$0,15 > 0,68 \rightarrow \frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$$

$$P = 1,36[KN]$$

$$L_D = 12000[h] 60 \left[ \frac{min}{h} \right] 330,93[RPM]$$

$$L_D = 238 \times 10^6 [rev]$$

$$\frac{C_{dinamico}}{P} = (L)^{\frac{1}{p}}$$

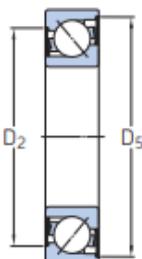
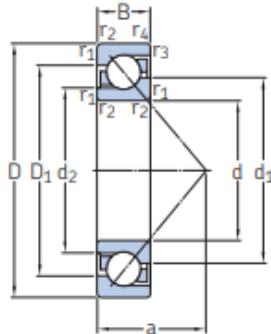
$p = 3$  para rodamientos de bolas

$$C_{dinamico} = (L)^{\frac{1}{p}} \cdot P$$

$$C_{dinamico} = (238)^{\frac{1}{3}} \cdot 1,36[KN]$$

$$C_{dinamico} = 8,43[KN]$$

### 3.1 Rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular d 25 – 30 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica dinámica estática C	Carga límite de fatiga P <sub>u</sub>	Velocidades nominales	Masa	Designaciones Rodamientos de emparejamiento universal	Rodamiento de diseño básico/ sellado	
d	D	B	C <sub>0</sub>	kN	r. p. m.	kg	–	–	
25	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	12 000	0,13	–
	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	15 000	0,13	► 7205 BE-2RZP
	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	15 000	0,13	► 7205 BEP
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	17 000	0,13	► 7205 BECBP
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	17 000	0,13	► 7205 BECBY
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	20 000	0,13	► 7205 BECBM
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	17 000	0,13	7205 BECBPH
	52	15	18	11,4	0,49	17 000	26 000	0,13	7205 ACCBM
	62	17	24,2	14	0,6	14 000	11 000	0,23	–
	62	17	24,2	14	0,6	14 000	14 000	0,23	► 7305 BE-2RZP
	62	17	24,2	14	0,6	14 000	14 000	0,23	7305 BEP
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	15 000	0,23	7305 BECBP
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	15 000	0,23	7305 BECBPH
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	15 000	0,23	7305 BECBY
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	19 000	0,23	7305 BECBM
	62	17	29	17	0,72	15 000	22 000	0,23	7305 ACCBM
30	62	16	22,5	14,3	0,61	13 000	10 000	0,26	–
	62	16	22,5	14,3	0,61	13 000	13 000	0,2	► 7206 BE-2RZP
	62	16	24	15,6	0,655	13 000	14 000	0,2	7206 BEP
	62	16	24	15,6	0,655	13 000	14 000	0,2	7206 BECBP
	62	16	24	15,6	0,655	13 000	18 000	0,2	7206 BECBM
	62	16	25,5	17	0,71	13 000	14 000	0,2	7206 BECBY
	62	16	27,5	17,3	0,735	15 000	20 000	0,2	7206 ACCBM
	72	19	32,5	19,3	0,815	12 000	9 500	0,35	–
	72	19	32,5	19,3	0,815	12 000	12 000	0,34	► 7306 BE-2RZP
	72	19	35,5	21,2	0,9	12 000	13 000	0,34	7306 BECPB
	72	19	35,5	21,2	0,9	12 000	13 000	0,34	7306 BEGAPH
	72	19	35,5	21,2	0,9	12 000	16 000	0,34	7306 BECBM
	72	19	37,5	23,2	0,98	12 000	13 000	0,34	7306 BECBY
	72	19	39	23,6	1	13 000	19 000	0,34	7306 ACCBM



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

Se seleccionó un de rodamiento 7206 ACCBM para el punto A.

### Características del rodamiento:

$$C_{dinamica} = 27,5[KN]$$

$$d_{interior} = 30[mm] = 1,18[in]$$

$$B_{ancho} = 16[mm] = 0,629[in]$$

### Soluciones de sellado

Todos los sistemas de rodamientos incluyen un eje, rodamientos, soporte(s), lubricante, componentes relacionados y sellos. Los sellos son fundamentales para garantizar la limpieza del lubricante y la vida útil de los rodamientos. En lo que respecta a los sellos para rodamientos de rodillos, se hace una distinción entre los que se integran en el rodamiento y los que se colocan fuera de este. Los rodamientos que están protegidos con sellos o placas de protección, por lo general, se usan en sistemas de rodamientos donde la disposición eficaz de los sellos externos no es una opción práctica por cuestiones de costos o de espacio, o bien donde resulta adecuado usar sellos o placas de protección en función de las condiciones de funcionamiento.

Tipos de sellos El objetivo de los sellos es evitar la pérdida de lubricante y la entrada de contaminantes en un entorno controlado. Para ser eficaz, un sello debe presentar las siguientes características principales:

1. Ser lo suficientemente flexible como para compensar cualquier irregularidad en la superficie;
2. Ser lo suficientemente fuerte como para soportar las presiones durante el funcionamiento;
3. Ser capaz de soportar un amplio rango de temperaturas de funcionamiento;
4. Ser resistente a los productos químicos comunes;
5. Operar con los mínimos valores posibles de fricción, calor por fricción y desgaste.

Los sellos que están en contacto con superficies fijas se denominan sellos estáticos. Su eficacia depende de la deformación radial o axial de su sección transversal una vez instalados. Existen diversos tipos de sellos básicos:

1. Sellos estáticos
2. Sellos dinámicos
3. Sellos no rozantes
4. Fuelles y membranas Los sellos que están en contacto con superficies fijas se denominan sellos estáticos. Su eficacia depende de la deformación radial o axial de su sección transversal una vez instalados.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

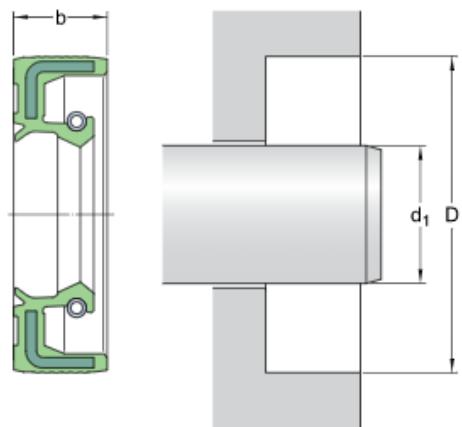
Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Soluciones de Sellado: 30x50x10 HMSA10 RG****DIMENSIONES**

$d_1$	30 mm
$D$	50 mm
$b$	10 mm

**APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO**

Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves	max. 120 °C
Velocidad del eje	max. 3660 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 5.77 m/s



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

## Selección de Chavetas:

## Eje de Intermedio

$$D_4 = 1,6[\text{in}] = 40,64[\text{mm}]$$

806

## ÓRGANOS DE MÁQUINAS

d) Chavetas redondas (clavijas), figura 22. La aplicación de éstas se limita a las superficies frontales cuando no es preciso volverlas a sacar, por ejemplo, para las manivelas; se emplean muy raramente.



FIG. 22

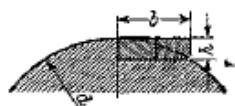


FIG. 23

e) Para fijación de grandes masas de volante en el caso de momentos de rotación pulsatorios se usan las chavetas tangenciales (fig. 23), DIN 271, véase tabla numérica. Cada uno de los pares A ó B transmite la fuerza al cubo en el sentido de rotación 1 ó en el 2, respectivamente. La disposición de la repartición de las chavetas está

## Secciones y medidas de la ranura (chavetero) para chavetas y lengüetas

Extracto de DIN 6885 (lengüetas ajustadas), DIN 6886 (chavetas encajadas y chavetas de arrastre), DIN 6887 (chavetas con talón). Medidas en milímetros

Diám. árbol { mayor que hasta	10	12	17	22	30	38	44	50
	12	17	22	30	38	44	50	56
Chavetas 6885, 6887								
Anchura b	4	5	6	8	10	12	14	16
Altura h	4	5	6	7	8	8	9	10
Prof. chav. árbol t <sub>1</sub>	2,4	2,9	3,5	4,1	4,7	4,9	5,5	6,2
Prof. chav. cubo t <sub>2</sub>	1,4	1,9	2,3	2,5	2,9	2,7	3,3	3,4
Lengüetas 6885, hoja 1								
Anchura (1) b	4	5	6	8	10	12	14	16
Altura h	4	3,5	4,6	5,7	6,8	6,16	6,9	7,10
Prof. chav. árbol t <sub>3</sub>	2,4	1,9,2,9	2,5,3,5	3,1,4,1	3,7,4,7	3,9,4,9	4,0,5,5	4,7,6,2
Prof. chav. cubo (2) t <sub>4</sub>	1,6	1,1,2,1	1,5,2,5	1,9,2,9	2,3,3,3	2,1,3,1	2,0,3,5	2,3,3,3
Lengüetas márgenes-hermien-tes 6885, h. 2								
Anchura b	4	5	6	8	10	12	14	16
Altura h	4	5	6	7	8	8	9	10
Prof. chav. árbol t <sub>3</sub>	3	3,8	4,4	5,4	6	6	6,5	7,5
Prof. chav. cubo t <sub>4</sub>	1	1,2	1,6	1,6	2	2	2,5	2,5

Diám. árbol { mayor que hasta	55	65	75	85	95	110	130	150
	65	75	85	95	110	130	150	170
Chavetas 6886, 6887								
Anchura b	18	20	22	25	28	32	36	40
Altura h	11	12	14	14	16	18	20	22
Prof. chav. árbol t <sub>1</sub>	6,8	7,4	8,5	8,7	9,9	11,1	12,3	13,5
Prof. chav. cubo t <sub>2</sub>	3,7	4,1	5,0	4,8	5,6	6,3	7,1	7,9
Lengüetas 6886, hoja 1								
Anchura (1) b	18	20	22	25	28	32	36	40
Altura h	7,11	8,12	9,14	9,14	10,16	11,18	12,20	14,22
Prof. chav. árbol t <sub>3</sub>	4,8,6,8	5,4,7,4	6,0,8,5	6,2,8,7	6,9,9,9	7,6,11,1	8,3,12,3	9,5,18,3
Prof. chav. cubo (2) t <sub>4</sub>	2,2,4,3	2,6,4,6	3,0,5,5	2,8,5,3	3,1,6,1	3,4,6,9	3,7,7,7	4,5,8,5
Lengüetas márgenes-hermien-tes 6885, h. 2								
Anchura b	18	20	22	25	28	32	36	40
Altura h	11	12	14	14	16	18	20	22
Prof. chav. árbol t <sub>3</sub>	8	8	10	10	11	13	13,7	14
Prof. chav. cubo t <sub>4</sub>	3	4	4	4	5	5	6,3	8

(\*) Se distingue entre: anchura chavetero árbol con ajuste fuerte P<sub>0</sub> y con ajuste ligero N<sub>0</sub>, y lo mismo para el cubo, P<sub>0</sub> y J<sub>0</sub>.

(\*\*) Con «juego en el dorso»; en el caso de «sobremedida» (o «exceso») t<sub>4</sub> es menor que en la tabla.

Dos lengüetas DIN 6885 para árbol desde 38 a 44 [mm]

Anchura b = 12[mm]

Altura h = 6[mm]

Prof. chav. árbol = 3,9[mm]

Prof. chav. cubo = 2,1[mm]



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

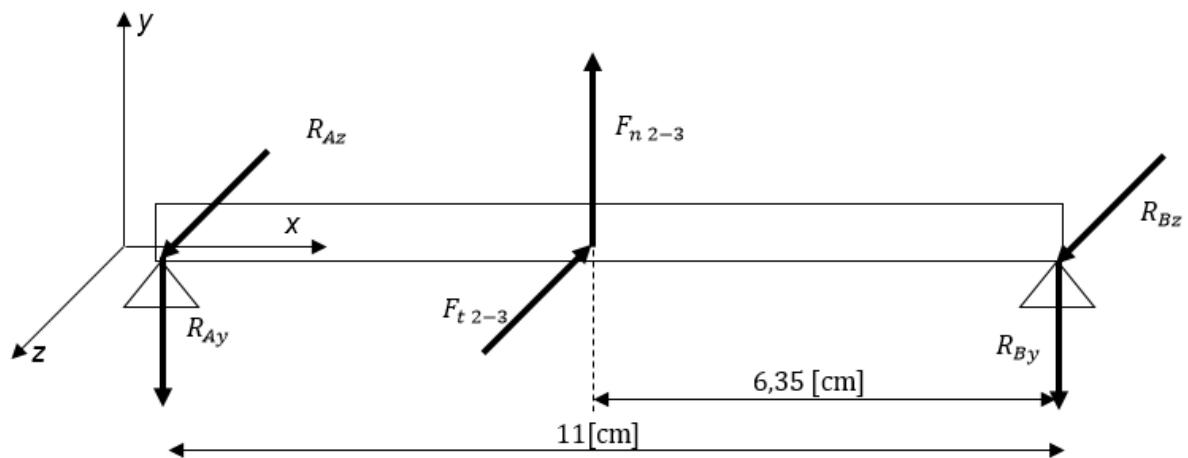
Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

### Cálculo Eje de Entrada:



$$F_{n\ 2-3} = 1 [KN]$$

$$F_{t\ 2-3} = 2,6 [KN]$$

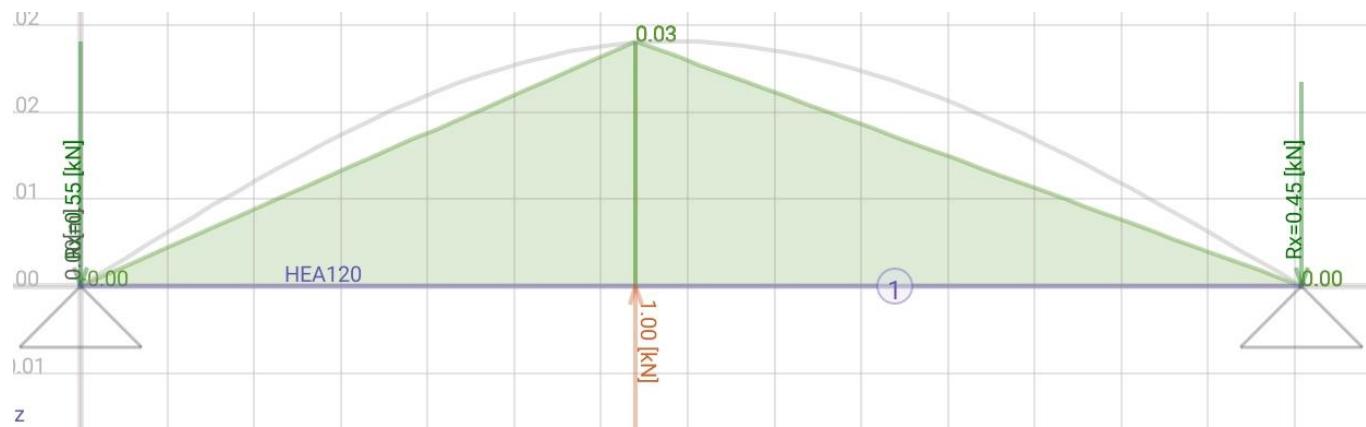
$$R_{Ay} = 0,45 [KN]$$

$$R_{By} = 0,55 [KN]$$

$$R_{Az} = 1,42 [KN]$$

$$R_{Bz} = 1,18 [KN]$$

Plano xy:





UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

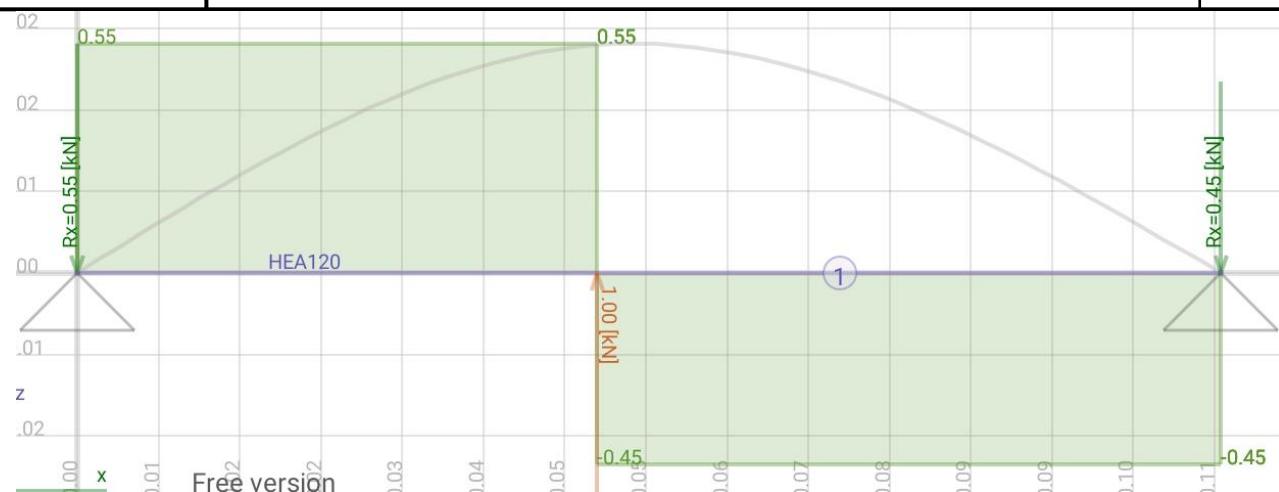
Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

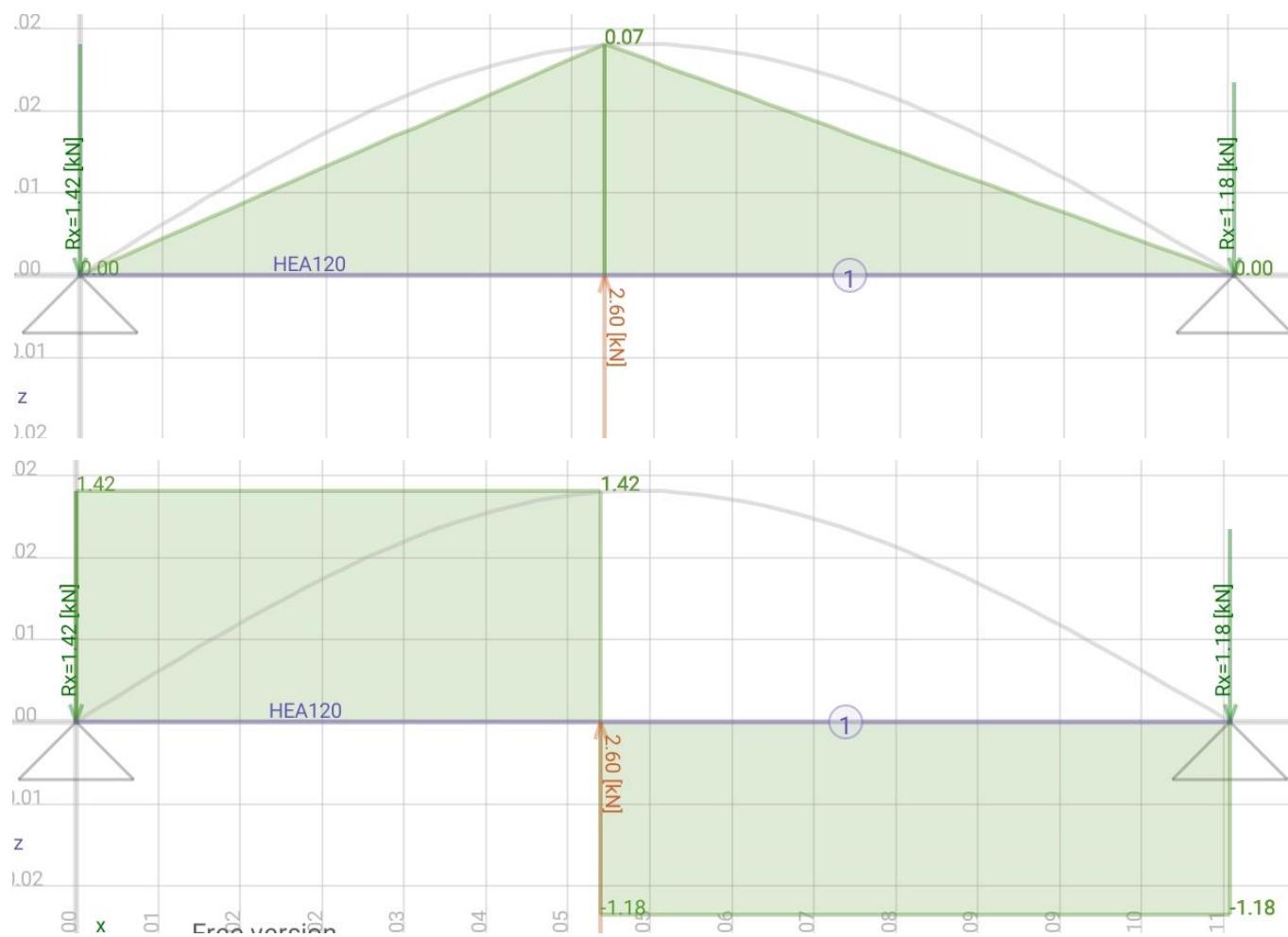
Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:



Plano xz:





Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

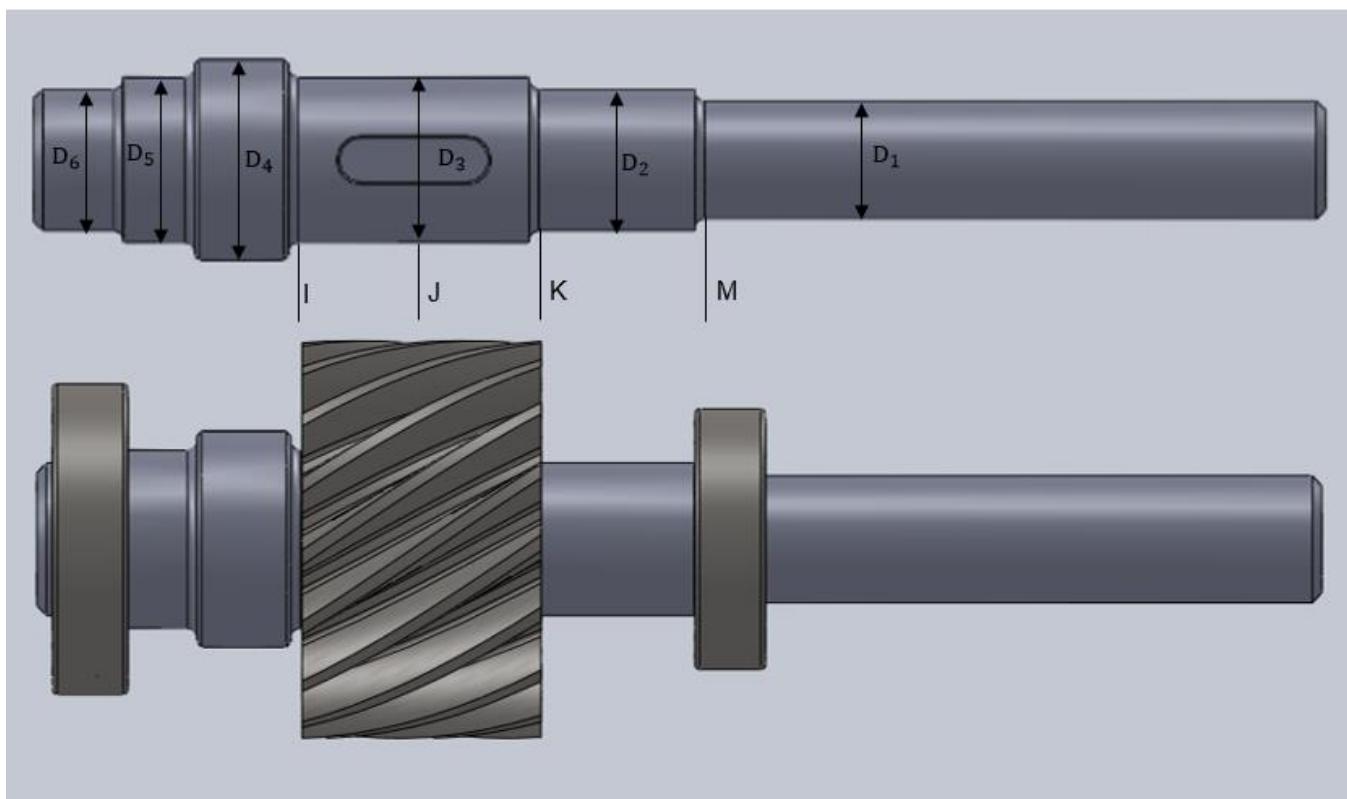
Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:



Se inicia con el punto *I* donde el momento flexionante es alto, pues existe una concentración del esfuerzo en el hombro y existe un par de torsión presente:

$$M_{f_{xy}} = 0,45[KN] x - 0,0635[KNm]$$

$$M_{f_{xy}} = 0,45[KN] 0,0889[m] - 0,0635[KNm]$$

$$M_{f_{xy}} = -0,023[KNm]$$

$$M_{f_{xz}} = -1,42[KN] x + 0,0949[KNm]$$

$$M_{f_{xz}} = -1,42[KN] 0,0889[m] + 0,0949[KNm]$$

$$M_{f_{xz}} = -0,031[KNm]$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

$$M_{aI} = \sqrt{M_{fIxy}^2 + M_{fIxz}^2}$$

$$M_{aI} = \sqrt{(-0,023[KNm])^2 + (-0,031[KNm])^2}$$

$$M_{aI} = 0,038[KNm]$$

$$M_{aI} = 38[Nm] \frac{100[cm]}{1[m]} \frac{1[in]}{2,54[cm]} \frac{1[lb]}{4,4482[N]}$$

$$M_{aI} = 336,33[lb in]$$

$$T_{mI} = 98,10[Nm] \frac{100[cm]}{1[m]} \frac{1[in]}{2,54[cm]} \frac{1[lb]}{4,4482[N]}$$

$$T_{mI} = 868,26[lb in]$$

Se suponen radios de filete generosos para el engrane en  $I$ .

A partir de la siguiente tabla, se estima que  $K_t = 1,7$  y que  $K_{ts} = 1,5$ . Bajo un aspecto conservador se estima que  $K_f = K_t$ ,  $K_{fs} = K_{ts}$

Tabla 7-1

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

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

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

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

Se selecciona como material para el eje un acero SAE 1050, con  $S_{ut} = 68[Kpsi]$ . Para determinar  $S_e$ , se emplea la ecuación:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S' e$$

$k_a$ : Factor de modificación de la condición superficial

$k_b$ : Factor de modificación del tamaño

$k_c$ : Factor de modificación de la carga

$k_d$ : Factor de modificación de la temperatura



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

*Elementos de Máquina*

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

$k_e$ : Factor de confiabilidad

$k_f$ : Factor de modificación de efectos varios

$S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

A continuación se determinarán los factores involucrados en la determinación de  $S_e$ :

### 1. $S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 [\text{kpsi}] \quad (1400 [\text{MPa}]) \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 [\text{kpsi}] \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Para este caso en particular se seleccionó como material para el eje un acero de tipo SAE 1050, por lo que se deduce que:

$$S'_e = 0.5 S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 (68[\text{Kpsi}])$$

$$S'_e = 34[\text{Kpsi}]$$

### 2. $k_a$ : Factor de modificación de la condición superficial

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

Donde:

$S_{ut}$ : Es la resistencia mínima a la tensión

Los valores de a y b se encuentran en la tabla:

**Tabla 6-2**

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

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{ut}$ , kpsi	$S_{ut}$ , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

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

$$k_a = 2.70 (68[\text{Kpsi}])^{-0.265}$$

$$k_a = 0.88$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

### 3. Factor de tamaño $k_b$

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

Se considera que  $k_b = 0.9$ . Posteriormente deberá verificarse este valor, cuando se conozca el valor  $d$  del diámetro.

### 4. Factor de modificación de la carga $k_c$

Cando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con  $S_{ut}$ . Aquí, se especificarán valores medios del factor de carga como:

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

Se utiliza  $k_c = 0.59$  sólo para la carga por fatiga torsional. Cuando la torsión está combinada con otros esfuerzos, como la flexión,  $k_c = 1$  y la carga combinada se maneja usando el esfuerzo de von Mises efectivo.

$$k_c = 1$$

### 5. Factor de modificación debido a la temperatura $k_d$

$$k_d = 1$$

### 6. Factor de confiabilidad $k_e$

Tabla 6-5

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

$$k_e = 1$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Una vez determinados los factores involucrados en la expresión, se determina el valor de  $S_e$ :

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = (0,88)(0,9)(34[Kpsi])$$

$$S_e = 27[Kpsi]$$

Para la primera estimación del diámetro pequeño en el hombro en el punto *I*, se usa el criterio *ED-Goodman*. Este criterio es bueno para el diseño inicial, puesto que es simple y conservador. Adoptando un coeficiente de seguridad  $n = 1,5$ , con  $Mm = Ta = 0$ , la ecuación se reduce a:

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

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

$$d = \left\{ \frac{16 (1,5)}{\pi} \left( \frac{2(1,7)336,33[lb in])}{27\,000[psi]} + \frac{\left[ 3((1,5)(868,26[lb in]))^2 \right]^{1/2}}{68\,000[psi]} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,85 [in]$$

Se adopta  $d = 1,4[in]$

Una relación típica para  $D/d$  para el soporte en un hombro es  $D/d = 1,2$ . Por lo tanto:

$$D = 1,2 d$$

$$D = 1,2 (1,4[in])$$

$$D = 1,7[in]$$

Se verificará si estas estimaciones de  $k_f$  y  $k_{fs}$  son aceptables:

$$\frac{D}{d} = \frac{1,7}{1,4} = 1,2$$

Se supone un radio de filete  $r = d/10$

$$r = \frac{1,4[in]}{10} = 0,14[in]$$

$$\frac{r}{d} = 0,1$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

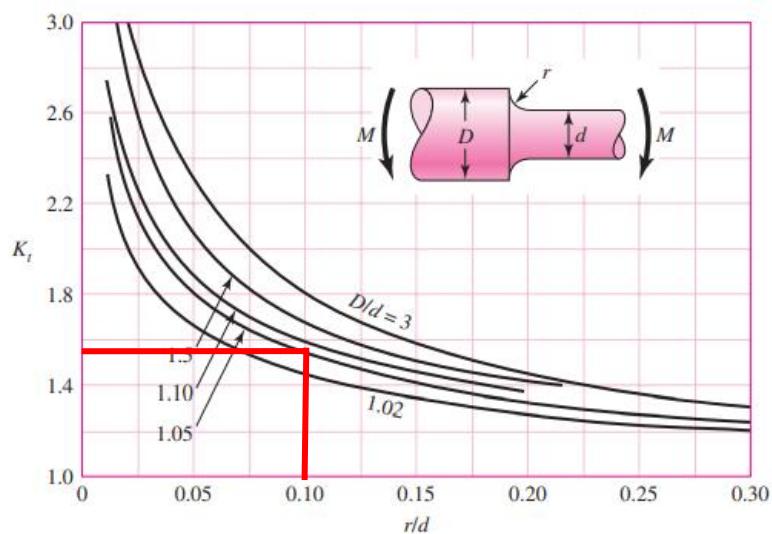
Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

De la figura se determina que:

**Figura A-15-9**

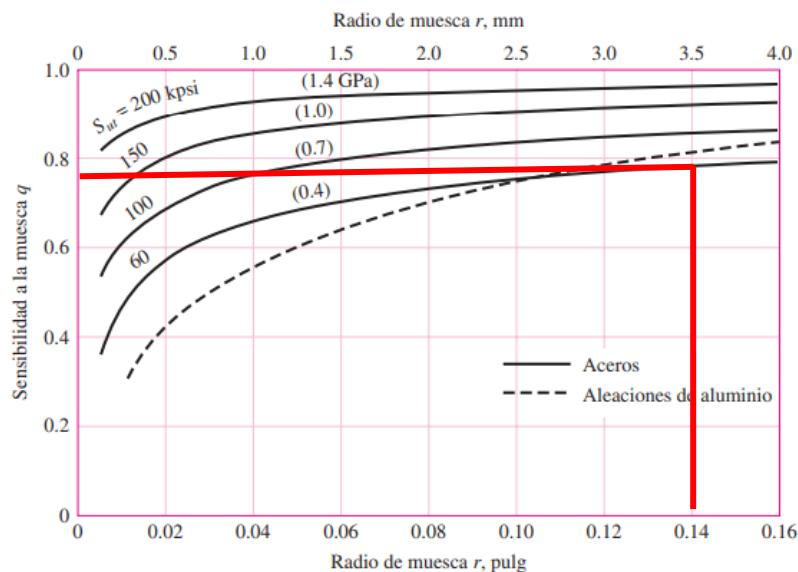
Eje redondo con filete en el hombro en flexión.  $\sigma_0 = Mc/l$ , donde  $c = d/2$  y  $l = \pi d^4/64$ .



$$k_t = 1,6$$

**Figura 6-20**

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de  $q$  correspondientes a la ordenada  $r = .16$  pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



$$q = 0,78$$

De la ecuación se determina que:

$$K_f = 1 + q (k_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0,78(1,6 - 1)$$

$$K_f = 1,47$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

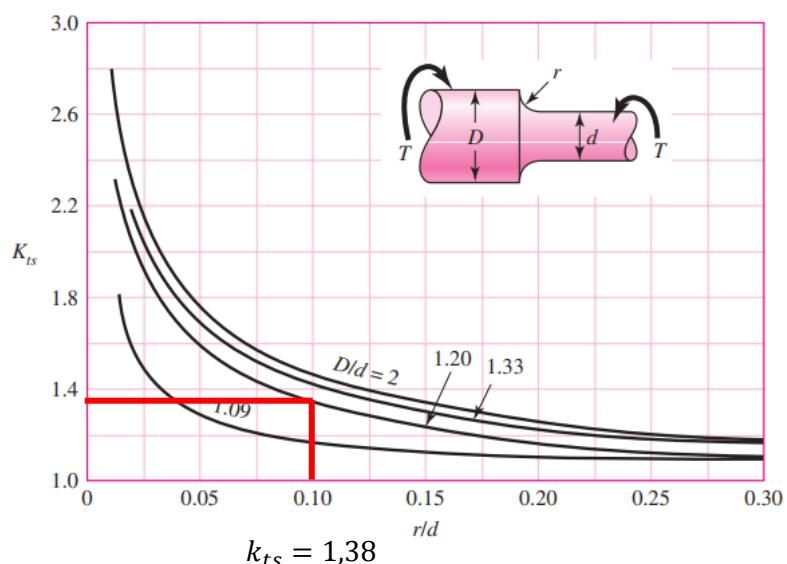
Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

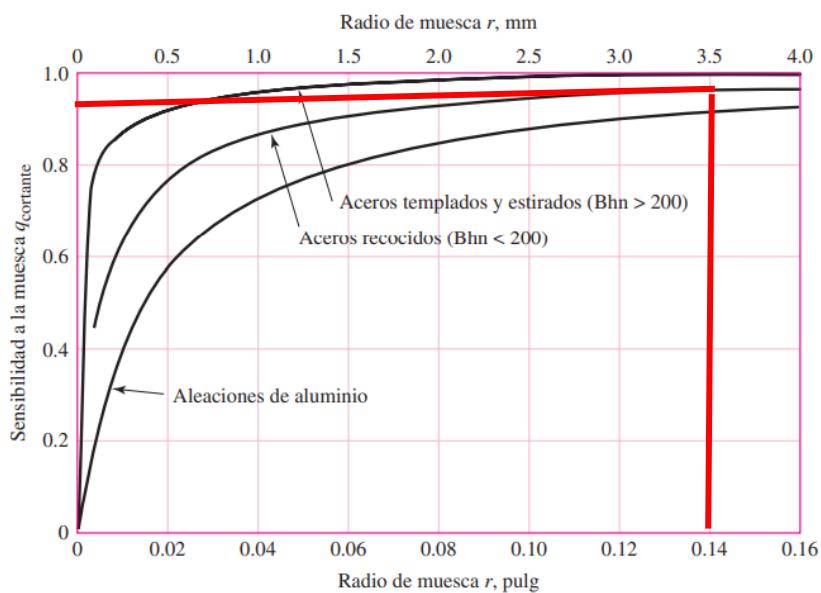
De la tabla, se obtiene:

**Figura A-15-8**

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

**Figura 6-21**

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



$$q_s = 0.88$$

Por lo tanto, se concluye que:

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 0.88(1.38 - 1)$$

$$k_{fs} = 1.33$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

 $k_a$  Se mantiene constante:

$$k_a = 0,88$$

Se verifica el valor de  $k_b$  adoptado previamente:

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

$$k_b = \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,107} = \left(\frac{1,4}{0,3}\right)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,84$$

Se recalcula  $S_e$ :

$$S_e = (0,84)(0,88)(34[\text{Kpsi}])$$

$$S_e = 25,13[\text{Kpsi}]$$

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, considerando que  $T_a = 0$  y  $M_m = 0$  están dados por:

$$\sigma_a' = \left[ \left( \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_a' = \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a' = \frac{32 (1,47) (336,33[\text{lb in}])}{\pi (1,4)^3}$$

$$\sigma_a' = 1835,26[\text{psi}]$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

$$\sigma_m' = \left[ \left( \frac{32 K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 (1,33) (868,26[\text{lb in}])}{\pi (1[\text{in}])^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = 10\ 186,67[\text{psi}]$$

Utilizando el criterio de Goodman:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{1835,26[\text{psi}]}{26\ 330[\text{psi}]} + \frac{10\ 186,67[\text{psi}]}{68\ 000[\text{psi}]}$$

$$\frac{1}{n_f} = 0,21$$

$$n_f = 4,55$$

Verificando la fluencia:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_{máx}} > \frac{S_y}{\sigma_a' + \sigma_m} = \frac{57\ 000[\text{psi}]}{1835,26[\text{psi}] + 10\ 186,67[\text{psi}]}$$

$$n_y = 4,74$$

También se verificará este diámetro en el extremo del cuñero, justo a la derecha del punto *I*, en el punto *J* y en la ranura del punto *K*. A partir del diagrama de momento, se estima *M* en el extremo del cuñero como:

$$M_{fJ} = \sqrt{M_{fJxy}^2 + M_{fJxz}^2}$$

$$M_{fJ} = \sqrt{(-0,03[\text{KNm}])^2 + (-0,07[\text{KNm}])^2}$$

$$M_{fJ} = 0,076[\text{KNm}]$$

$$M_{fJ} = 76[\text{Nm}] \frac{100[\text{cm}]}{1[m]} \frac{1[\text{in}]}{2,54[\text{cm}]} \frac{1[\text{lb}]}{4,4482[\text{N}]}$$

$$M_{fJ} = 672,66[\text{lb in}]$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Se supone que el radio en la parte baja del cuñero será estándar e igual a:

$$\frac{r}{d} = 0,02$$

$$r = 0,02 d$$

$$r = 0,02 (1,4[in])$$

$$r = 0,028[in]$$

A partir de las siguientes tablas para esfuerzos de flexión, se concluye que:

**Tabla 7-1**

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo  $K_t$ .

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

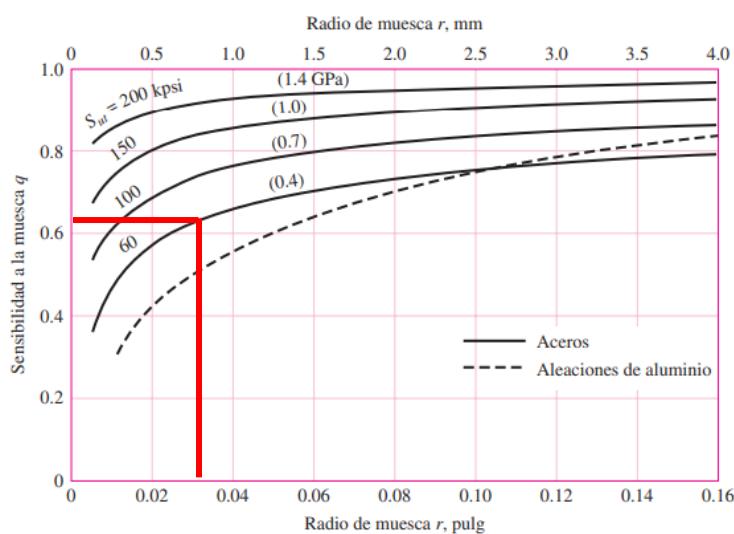
	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
<b>Cuñero fresado (<math>r/d = 0.02</math>)</b>	<b>2.2</b>	<b>3.0</b>	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

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

$$K_t = 2,2$$

**Figura 6-20**

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de  $q$  correspondientes a la ordenada  $r = .16$  pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waismann (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill, Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



$$q = 0,65$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

A partir de estos datos se determina el valor de  $k_f$ 

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = 1 + 0,65 (2,2 - 1)$$

$$k_f = 1,78$$

Mediante las siguientes tablas deducidas para un esfuerzo de torsión, se concluye:

Tabla 7-1

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo  $K_t$ .

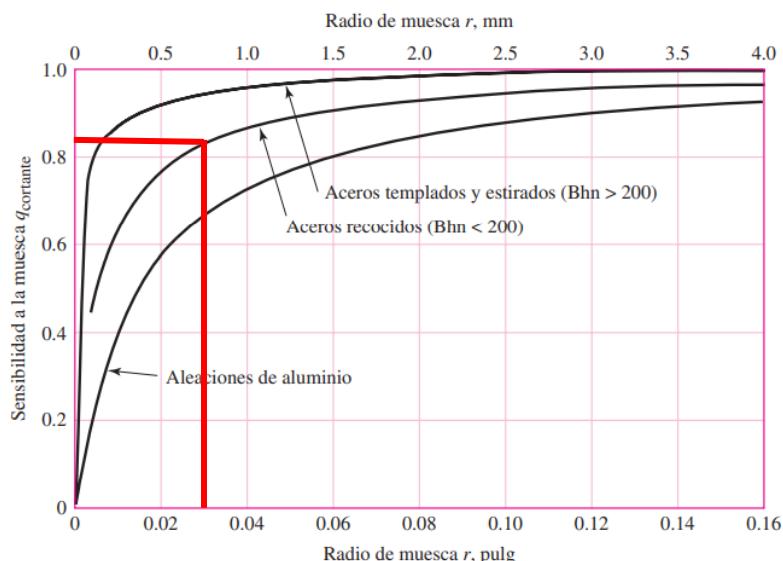
Advertencia: Estos factores sólo son estimaciones que pueden usarse cuando las dimensiones reales aún no se determinan. No utilice estos valores cuando ya se cuente con las dimensiones reales.

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

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

Figura 6-21

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



$$q_s = 0,85$$

A partir de estos datos se determina el valor de  $k_{fs}$ 

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 0,85 (3 - 1)$$

$$k_{fs} = 2,7$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, considerando que  $T_a = 0$  y  $M_m = 0$  están dados por:

$$\sigma_a' = \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a' = \frac{32 (1,78) (672,66[\text{lb in}])}{\pi (1,4)^3}$$

$$\sigma_a' = 4\,444,58[\text{psi}]$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 (2,7) (868,26[\text{lb in}])}{\pi (1,4[\text{in}])^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = 7536,33[\text{psi}]$$

Utilizando el criterio de Goodman:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{4\,444,58[\text{psi}]}{26\,330 [\text{psi}]} + \frac{7\,536,33[\text{psi}]}{68\,000[\text{psi}]}$$

$$\frac{1}{n_f} = 0,27$$

$$n_f = 3,57$$

Se concluye entonces que el cuñero resulta ser más crítico que el hombro.

Se verifica además la ranura en  $K$ , puesto que a menudo  $K_t$  es muy alto para las ranuras con fondo plano. En el diagrama de par de torsión, observe que no hay par de torsión presente en la ranura. A partir de diagrama de momento,  $M_a = 1920[\text{lb in}]$ ,  $M_m = T_a = T_m = 0$ . Para verificar con rapidez si esta ubicación es potencialmente crítica, sólo use  $K_f = K_t = 5.0$  como una estimación, de la tabla 7-1.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Tabla 7-1**

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

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

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

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

$$M_{f_{xy}} = -0,45[KN] x$$

$$M_{f_{xy}} = -0,45[KN] 0,038[m]$$

$$M_{f_{xy}} = -0,0171[KNm]$$

$$M_{f_{xz}} = 1,18[KN] x$$

$$M_{f_{xz}} = 1,18[KN] 0,038[m]$$

$$M_{f_{xz}} = 0,045[KNm]$$

$$M_{f_K} = \sqrt{M_{f_{Kxy}}^2 + M_{f_{Kxz}}^2}$$

$$M_{f_K} = \sqrt{(-0,0171[KNm])^2 + (0,045[KNm])^2}$$

$$M_{f_K} = 0,048[KNm]$$

$$M_{f_K} = 48[Nm] \frac{100[cm]}{1[m]} \frac{1[in]}{2,54[cm]} \frac{1[lb]}{4,4482[N]}$$

$$M_{f_K} = 424,74[lb in]$$

$$\sigma_a = \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 (5) (424,74[lb in])}{\pi (1,4[in])^3} = 7 883,48[psi]$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{27 330[psi]}{7883,43} = 3,46$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Se verifica si el punto  $M$ , donde tiene lugar el cambio de sección para el montaje del rodamiento. Sólo está presente la flexión, y el momento es pequeño, pero el diámetro también es pequeño y la concentración del esfuerzo es alta para el filete agudo que se requiere para un cojinete.

A partir del diagrama de momento,  $M_a = 380,58 \text{ [lb in]}$ . Se considera que  $M_m = T_m = T_a = 0$ .

$$M_{f_{xy}} = -0,45 \text{ [KN]} x$$

$$M_{f_{xy}} = -0,45 \text{ [KN]} 0,0127 \text{ [m]}$$

$$M_{f_{xz}} = -0,00571 \text{ [KNm]}$$

$$M_{f_{xz}} = 1,18 \text{ [KN]} x$$

$$M_{f_{xz}} = 1,18 \text{ [KN]} 0,0127 \text{ [m]}$$

$$M_{f_{xz}} = 0,015 \text{ [KNm]}$$

$$M_f M = \sqrt{M_{f_{xy}}^2 + M_{f_{xz}}^2}$$

$$M_f M = \sqrt{(0,015 \text{ [KNm]})^2 + (-0,0057 \text{ [KNm]})^2}$$

$$M_f M = 0,016 \text{ [KNm]}$$

$$M_f M = 16 \text{ [Nm]} \frac{100 \text{ [cm]}}{1 \text{ [m]}} \frac{1 \text{ [in]}}{2,54 \text{ [cm]}} \frac{1 \text{ [lb]}}{4,4482 \text{ [N]}}$$

$$M_f M = 141,61 \text{ [lb in]}$$

Estime  $K_t = 2,7$  de la tabla 7-1,  $d = 1 \text{ [in]}$ , y el radio del filete  $r$  para que se ajuste a un cojinete típico.

Tabla 7-1

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo  $K_r$ .

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

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

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



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

$$\frac{r}{d} = 0,02$$

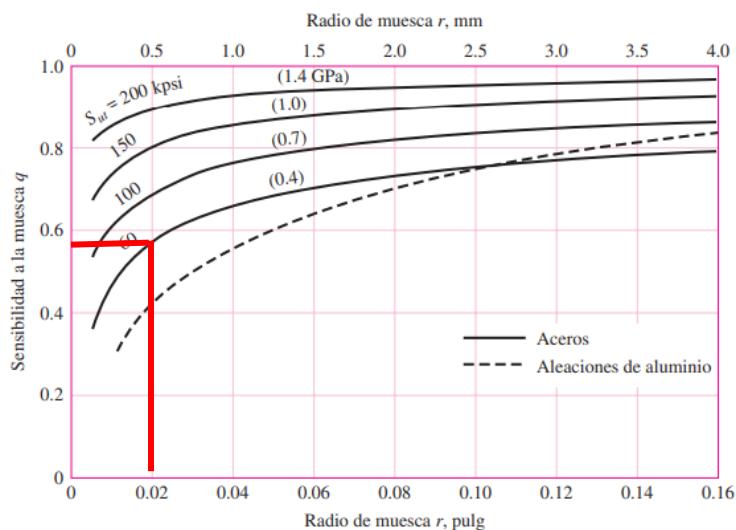
$$r = 0,02 d$$

$$r = 0,02 (1[in])$$

$$r = 0,02$$

**Figura 6-20**

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de  $q$  correspondientes a la ordenada  $r = .16$  pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



$$q = 0,55$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = 1 + (0,55)(2,7 - 1) = 1,94$$

$$\sigma_a = \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 (1,94) (141,16[lb in])}{\pi (1[in])^3} = 2782,23[psi]$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{26\,330[psi]}{2782,23[psi]} = 9,5$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

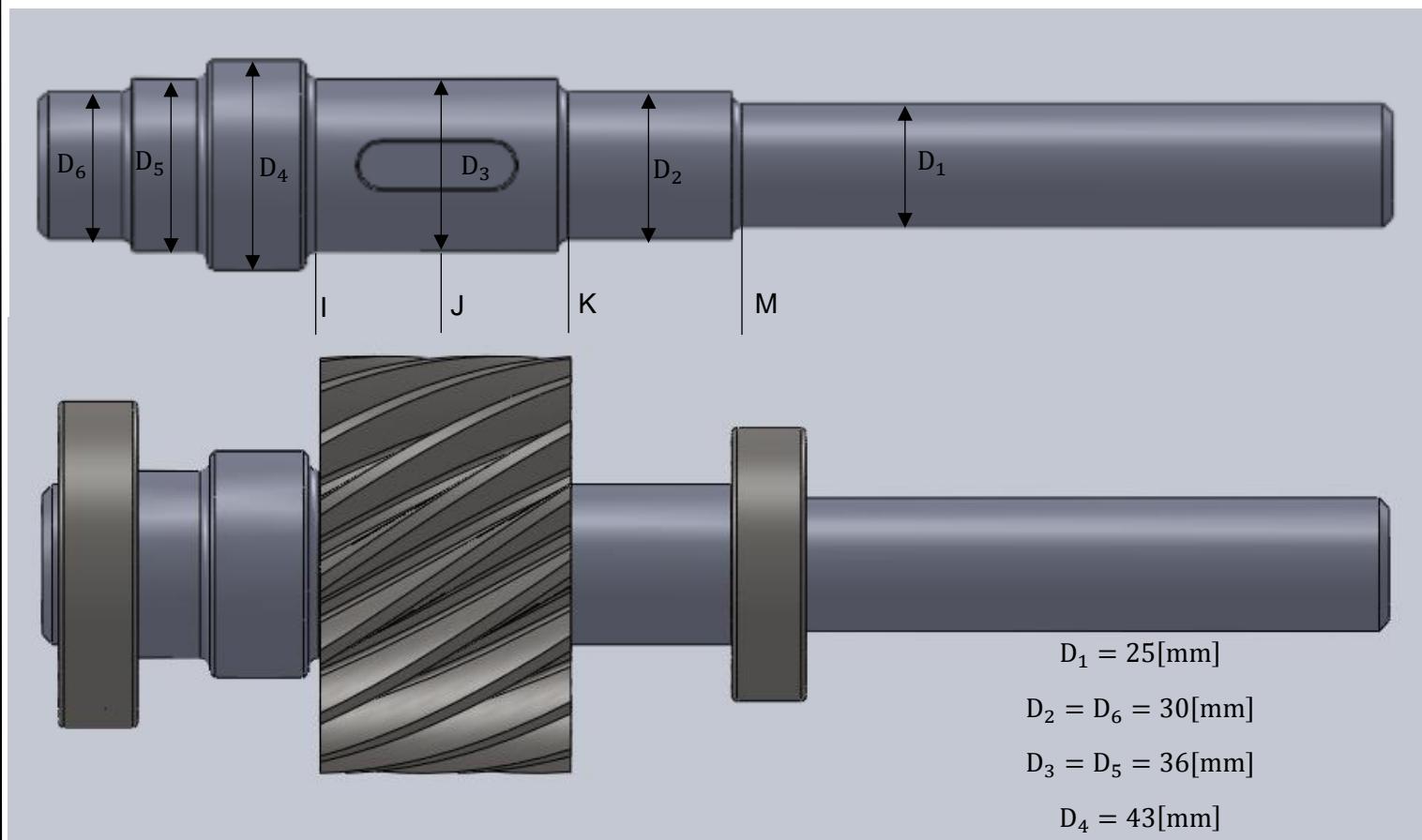
Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:





Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

**Selección de cojinetes para el eje de entrada:**

Se continúa con la selección de los cojinetes apropiados para el eje de salida con una confiabilidad de 90%. El problema especifica una vida de diseño de 12 000 horas. La velocidad del eje intermedio es de 1460 [RPM]. El tamaño de diámetro interior estimado es de 1 [in] para B y 1,2 [in] para A, y la anchura estimada del cojinete es de 1 pulgada.

$$R_{by} = 0,55[KN]$$

$$R_{bz} = 1,18[KN]$$

$$R_b = \sqrt{R_{by}^2 + R_{bx}^2}$$

$$R_b = \sqrt{(0,55[KN])^2 + (1,18[KN])^2}$$

$$R_b = 1,30[KN]$$

$$R_{ay} = 0,45[KN]$$

$$R_{az} = 1,42[KN]$$

$$R_a = \sqrt{R_{ay}^2 + R_{az}^2}$$

$$R_a = \sqrt{(0,45[KN])^2 + (1,42[KN])^2}$$

$$R_a = 1,50[KN]$$

$$F_{axial_a} = 0,8[KN]$$

$$F_{axial_b} = 0,5[KN]$$

**Se calcula para B**

Utilizando catalogo SKF para rodamientos

**Rodamientos de bolas de contacto angular:**

Los rodamientos de bolas de contacto angular tienen los caminos de rodadura de sus aros interior y exterior desplazados entre sí en el sentido del eje del rodamiento. Esto quiere decir que estos rodamientos han sido diseñados para soportar cargas combinadas, es decir, cargas radiales y axiales simultáneas.

Rodamientos individuales y pares de rodamientos dispuestos en tandem:

Carga equivalente del rodamiento

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = X \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a$$

$$e = \frac{F_{\text{axial}, A}}{R_B}$$

$$e = \frac{0,5[\text{KN}]}{1,30[\text{KN}]}$$

$$e = 0,38$$

Como:

$$0,38 < 0,68 \rightarrow \frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$$

$$P = 1,30[\text{KN}]$$

$$L_D = 12000[\text{h}] 60 \left[ \frac{\text{min}}{\text{h}} \right] 1460[\text{RPM}]$$

$$L_D = 1050 \times 10^6 [\text{rev}]$$

$$\frac{C_{\text{dinamico}}}{P} = (L)^{\frac{1}{p}}$$

p = 3 para rodamientos de bolas

$$C_{\text{dinamico}} = (L)^{\frac{1}{p}} \cdot P$$

$$C_{\text{dinamico}} = (1050)^{\frac{1}{3}} \cdot 1,30[\text{KN}]$$

$$C_{\text{dinamico}} = 13,21[\text{KN}]$$

Tabla 10						
Factores de cálculo para rodamientos de una o de dos filas de bolas de contacto angular						
Tipos de rodamientos	Factor de cálculo	e	X	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>0</sub>
Rodamientos de una fila						
Rodamientos individuales o pares de rodamientos dispuestos en tandem						
Sufijo B	1,4		0,35	-	0,57	0,26
Sufijo AC	0,68		0,41	-	0,87	0,38
Pares de rodamientos dispuestos espalda con espalda o cara a cara						
Sufijo B	1,14		0,57	0,55	0,93	0,52
Sufijo AC	0,68		0,67	0,92	1,41	0,76
Rodamientos de dos filas						
Series 32 A, 33 A	0,8		0,63	0,78	1,24	0,66
Serie 33 D	1,34		0,54	0,47	0,81	0,44
Serie 33 DNRCBM	1,14		0,57	0,55	0,93	0,52

**SKF**



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

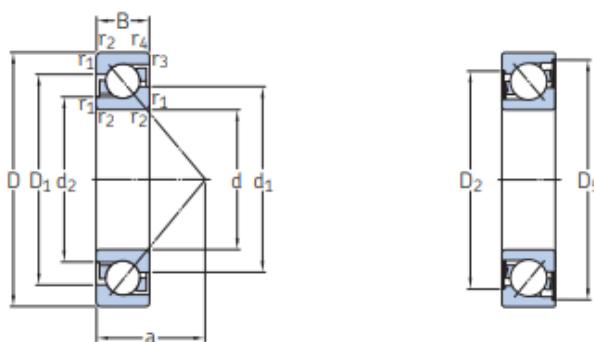
Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

## 3.1 Rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular

d 25 – 30 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga dinámica C	Capacidad de carga estática C <sub>0</sub>	Carga límite de fatiga P <sub>u</sub>	Velocidades nominales	Masa	Designaciones Rodamientos de emparejamiento universal	Rodamiento de diseño básico/ sellado
d	D	B	kN	kN	kN	r. p. m.	kg	-	-
25	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	12 000	0,13	-
	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	15 000	0,13	► 7205 BEP
	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	15 000	0,13	► 7205 BEY
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	17 000	0,13	► 7205 BECBP
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	17 000	0,13	► 7205 BECBY
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	20 000	0,13	► 7205 BECBM
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	17 000	0,13	► 7205 BECBPH
	52	15	18	11,4	0,49	17 000	26 000	0,13	► 7205 ACCBM
	62	17	24,2	14	0,6	14 000	11 000	0,23	-
	62	17	24,2	14	0,6	14 000	14 000	0,23	► 7305 BEP
	62	17	24,2	14	0,6	14 000	14 000	0,23	► 7305 BEY
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	15 000	0,23	► 7305 BECBP
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	15 000	0,23	► 7305 BECBPH
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	15 000	0,23	► 7305 BECBY
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	19 000	0,23	► 7305 BECBM
	62	17	29	17	0,72	15 000	22 000	0,23	► 7305 ACCBM
30	62	16	22,5	14,3	0,61	13 000	10 000	0,26	-
	62	16	22,5	14,3	0,61	13 000	13 000	0,2	► 7206 BEP
	62	16	24	15,6	0,655	13 000	14 000	0,2	► 7206 BECBP
	62	16	24	15,6	0,655	13 000	14 000	0,2	► 7206 BECBPH
	62	16	24	15,6	0,655	13 000	18 000	0,2	► 7206 BECBM
	62	16	24	15,6	0,655	13 000	18 000	0,2	► 7206 BECBY
	62	16	25,5	17	0,71	13 000	14 000	0,2	-
	62	16	27,5	17,3	0,735	15 000	20 000	0,2	► 7206 ACCBM
	72	19	32,5	19,3	0,815	12 000	9 500	0,35	-
	72	19	32,5	19,3	0,815	12 000	12 000	0,34	► 7306 BEP
	72	19	35,5	21,2	0,9	12 000	13 000	0,34	► 7306 BECBP
	72	19	35,5	21,2	0,9	12 000	13 000	0,34	► 7306 BEGAPH
	72	19	35,5	21,2	0,9	12 000	16 000	0,34	► 7306 BECBM
	72	19	37,5	23,2	0,98	12 000	13 000	0,34	► 7306 BECBY
	72	19	39	23,6	1	13 000	19 000	0,34	► 7306 ACCBM



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Se seleccionó dos rodamientos 7205 ACCBM para B.

Características del rodamiento:

$$C_{dinamica} = 18[KN]$$

$$d_{interior} = 25[mm] = 0,98[in]$$

$$B_{ancho} = 15[mm] = 0,59[in]$$

**Se calcula para A**

Carga equivalente del rodamiento

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = X \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a$$

$$e = \frac{F_{axial A}}{R_A}$$

$$e = \frac{0,8[KN]}{1,50[KN]}$$

$$e = 0,53$$

Tabla 10						
Factores de cálculo para rodamientos de una o de dos filas de bolas de contacto angular						
Tipos de rodamientos	Factor de cálculo	e	X	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>0</sub>
<b>Rodamientos de una hilera</b>						
Rodamientos individuales o pares de rodamientos dispuestos en tandem						
Sufijo B	1,4	0,35	-	0,57	0,26	
Sufijo AC	0,68	0,41	-	0,87	0,38	
<b>Pares de rodamientos dispuestos espalda con espalda o cara a cara</b>						
Sufijo B	1,14	0,57	0,55	0,93	0,52	
Sufijo AC	0,68	0,67	0,92	1,41	0,76	
<b>Rodamientos de dos filas</b>						
Series 32 A, 33 A	0,8	0,63	0,78	1,24	0,66	
Serie 33 D	1,34	0,54	0,47	0,81	0,44	
Serie 33 DNRCBM	1,14	0,57	0,55	0,93	0,52	

**SKF**

Como:

$$0,53 < 0,68 \rightarrow \frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$$

$$P = 1,50[KN]$$

$$L_D = 12000[h] 60 \left[ \frac{min}{h} \right] 1460[RPM]$$

$$L_D = 1050 \times 10^6 [rev]$$

$$\frac{C_{dinamico}}{P} = (L)^{\frac{1}{p}}$$

p = 3 para rodamientos de bolas

$$C_{dinamico} = (L)^{\frac{1}{p}} \cdot P$$

$$C_{dinamico} = (1050)^{\frac{1}{3}} \cdot 1,50[KN]$$

$$C_{dinamico} = 15,24[KN]$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

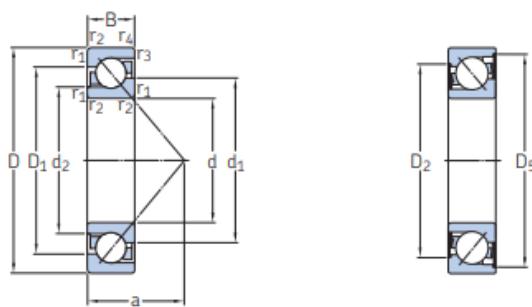
Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**3.1 Rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular**  
 $d = 25 - 30 \text{ mm}$



Dimensiones principales			Capacidad de carga dinámica $C$	Capacidad de carga estática $C_0$	Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales	Masa	Designaciones Rodamientos de emparejamiento universal	Rodamiento de diseño básico/ sellado
$d$	$D$	$B$	kN	kN	kN	r. p. m.	kg	–	–
25	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	0,13	–	► 7205 BE-2RZP
	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	0,13	–	► 7205 BEP
	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	0,13	–	► 7205 BEY
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	0,13	► 7205 BECBP	–
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	0,13	► 7205 BECBY	–
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	0,13	► 7205 BECBM	–
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	0,13	7205 BECBPH	–
	52	15	18	11,4	0,49	17 000	0,13	7205 ACCBM	–
	62	17	24,2	14	0,6	14 000	0,23	–	► 7305 BE-2RZP
	62	17	24,2	14	0,6	14 000	0,23	–	7305 BEP
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	0,23	► 7305 BECBP	–
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	0,23	7305 BECBPH	–
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	0,23	► 7305 BECBY	–
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	0,23	► 7305 BECBM	–
	62	17	29	17	0,72	15 000	0,23	► 7305 ACCBM	–
30	62	16	22,5	14,3	0,61	13 000	0,26	–	► 7206 BE-2RZP
	62	16	22,5	14,3	0,61	13 000	0,2	–	► 7206 BEP
	62	16	24	15,6	0,655	13 000	0,2	► 7206 BECBP	–
	62	16	24	15,6	0,655	13 000	0,2	7206 BECBPH	–
	62	16	24	15,6	0,655	13 000	0,2	► 7206 BECBM	–
	62	16	25,5	17	0,71	13 000	0,2	► 7206 BECBY	–
	62	16	27,5	17,3	0,735	15 000	0,2	7206 ACCBM	–
	72	19	32,5	19,5	0,815	12 000	0,35	–	► 7306 BE-2RZP
	72	19	32,5	19,3	0,815	12 000	0,34	–	► 7306 BEP
	72	19	35,5	21,2	0,9	12 000	0,34	► 7306 BECBP	–
	72	19	35,5	21,2	0,9	12 000	0,34	7306 BEGAPH	–
	72	19	35,5	21,2	0,9	12 000	0,34	► 7306 BECBM	–
	72	19	37,5	23,2	0,98	12 000	0,34	► 7306 BECBY	–
	72	19	39	23,6	1	13 000	0,34	► 7306 ACCBM	–

Se seleccionó dos rodamientos 7206 ACCBM para A.

Características del rodamiento:

$$C_{\text{dinamica}} = 37,5[\text{kN}]$$

$$d_{\text{interior}} = 30[\text{mm}] = 1,18[\text{in}]$$

$$B_{\text{ancho}} = 16[\text{mm}] = 0,629[\text{in}]$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

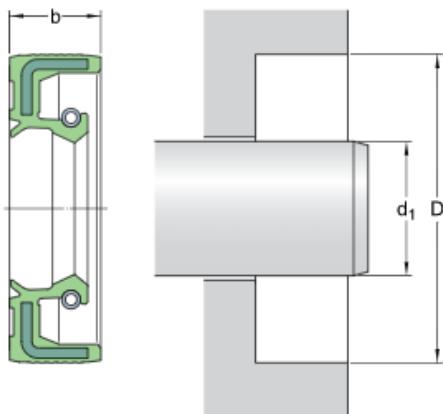
Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Soluciones de Sellado: 25x46x7 HMSA10 RG****DIMENSIONES**

$d_1$	25 mm
$D$	46 mm
$b$	7 mm

**APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO**

Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves	max. 120 °C
Velocidad del eje	max. 3840 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 5.03 m/s



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

### Selección de Chavetas:

Eje de Entrada

$$D_4 = 1,4[\text{in}] = 35,56[\text{mm}]$$

806

### ÓRGANOS DE MÁQUINAS

d) Chavetas redondas (clavijas), figura 22. La aplicación de éstas se limita a las superficies frontales cuando no es preciso volverlas a sacar, por ejemplo, para las manivelas; se emplean muy raramente.



FIG. 22

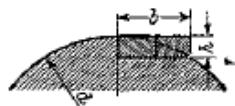


FIG. 23

e) Para fijación de grandes masas

de volante en el caso de momentos de rotación pulsatorios se usan las chavetas tangenciales (fig. 23), DIN 271, véase tabla numérica. Cada uno de

los pares A ó B transmite la fuerza al cubo en el sentido de rotación 1 ó en el 2, respectivamente. La disposición de la repartición de las chavetas está

#### Secciones y medidas de la ranura (chavetero) para chavetas y lengüetas

Extracto de DIN 6885 (lengüetas ajustadas), DIN 6886 (chavetas encajadas y chavetas de arrastre), DIN 6887 (chavetas con talón). Medidas en milímetros

Diám. árbol { mayor que hasta	10	12	17	22	30	38	44	50
	12	17	22	30	38	44	50	56
Chavetas 6886, 6887	Anchura b	4	5	6	8	10	12	14
	Altura h	4	5	6	7	8	9	10
	Prof. chav. árbol t <sub>1</sub>	2,4	2,9	3,5	4,1	4,7	4,9	5,5
	Prof. chav. cubo t <sub>2</sub>	1,4	1,9	2,2	2,5	2,9	2,7	3,4
Lengüetas 6885, hoja 1	Anchura (1) b	4	5	6	8	10	12	14
	Altura h	4	3,5	4,6	5,7	6,8	6,6	6,9
	Prof. chav. árbol t <sub>3</sub>	2,4	1,9	2,9	2,5	3,1	4,1	3,7
	Prof. chav. cubo (2) t <sub>4</sub>	1,6	1,1	2,1	1,5	2,5	2,3	3,3
Lengüetas márgenes herramientas 6885, h. 2	Anchura b	4	5	6	8	10	12	14
	Altura h	4	5	6	7	8	9	10
	Prof. chav. árbol t <sub>3</sub>	3	3,8	4,4	5,4	6	6	6,5
	Prof. chav. cubo t <sub>4</sub>	1	1,2	1,6	1,6	2	2	2,5

Lengüeta DIN 6885 para árbol desde 30 a 38 [mm]

Anchura b = 10[mm]

Altura h = 6[mm]

Prof. chav. árbol = 3,7[mm]

Prof. chav. cubo = 2,3[mm]

Diám. árbol { mayor que hasta	55	65	75	85	95	110	130	150
	65	75	85	95	110	130	150	170
Chavetas 6886, 6887	Anchura b	18	20	22	25	28	32	36
	Altura h	11	12	14	14	16	18	20
	Prof. chav. árbol t <sub>1</sub>	6,8	7,4	8,5	8,7	9,9	11,1	12,3
	Prof. chav. cubo t <sub>2</sub>	3,7	4,1	5,0	4,8	5,6	6,3	7,1
Lengüetas 6885, hoja 1	Anchura (1) b	18	20	22	25	28	32	36
	Altura h	7,11	8,12	9,14	9,14	10,16	11,18	12,20
	Prof. chav. árbol t <sub>3</sub>	4,8	6,8	5,4	7,4	6,9	9,0	7,6
	Prof. chav. cubo (2) t <sub>4</sub>	2,2	4,3	2,6	4,6	3,0	5,5	3,1
Lengüetas márgenes herramientas 6885, h. 2	Anchura b	18	20	22	25	28	32	36
	Altura h	11	12	14	14	16	18	20
	Prof. chav. árbol t <sub>3</sub>	8	8	10	10	11	13	14
	Prof. chav. cubo t <sub>4</sub>	3	4	4	4	5	5	6,3

(\*) Se distingue entre: anchura chavetero árbol con ajuste fuerte P<sub>0</sub> y con ajuste ligero N<sub>0</sub>, y lo mismo para el cubo, P<sub>0</sub> y J<sub>0</sub>.

(\*\*) Con «juego en el dorso»; en el caso de «sobremedida» (o «exceso») t<sub>4</sub> es menor que en la tabla.



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

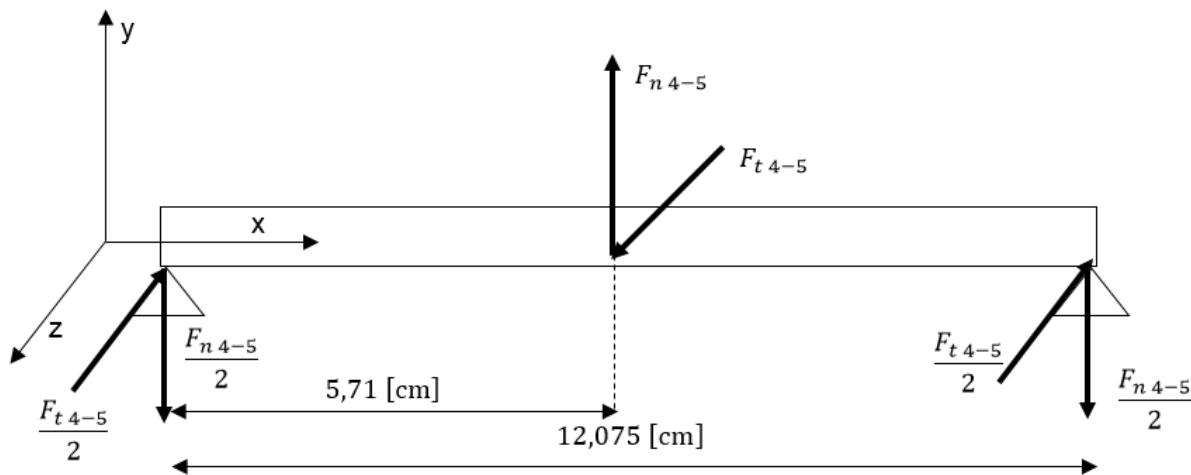
Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Cálculo Eje de Salida**

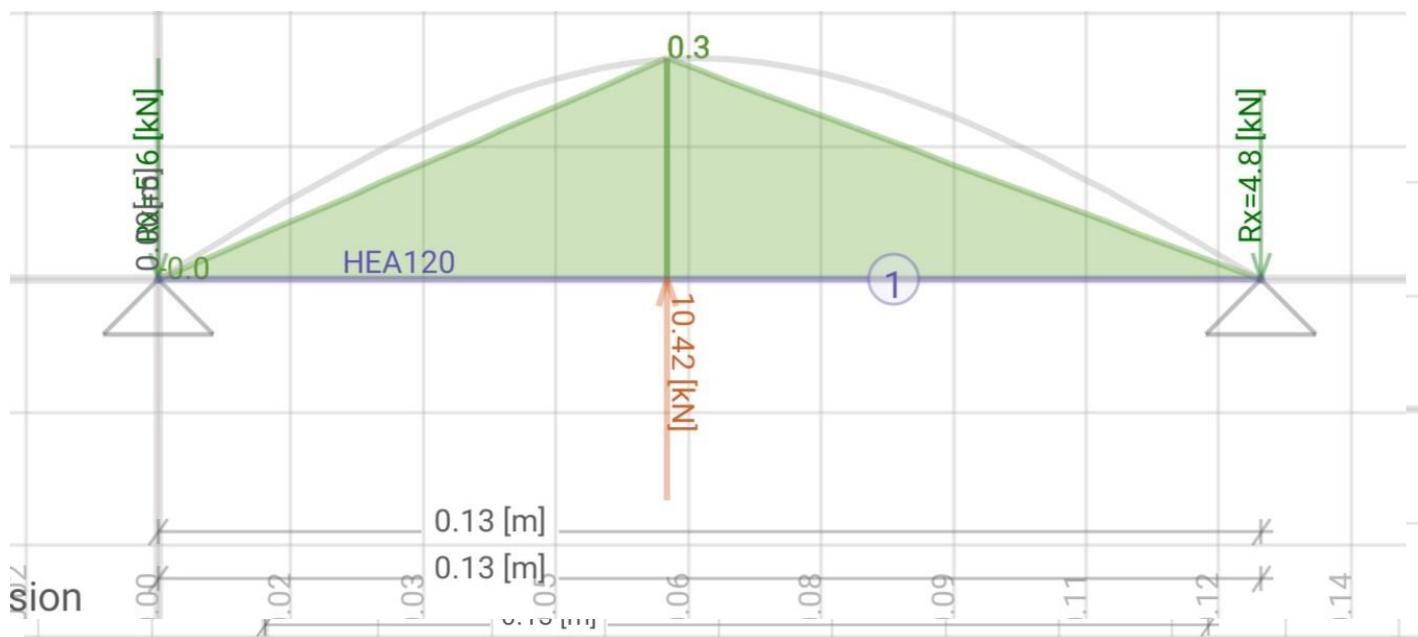
$$F_{n\ 2-3} = 4,38[KN]$$

$$F_{t\ 2-3} = 10,415[KN]$$

$$R_{Ay} = R_{By} = 2,19[KN]$$

$$R_{Az} = R_{Bz} = 5,20[KN]$$

Plano xz:





UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

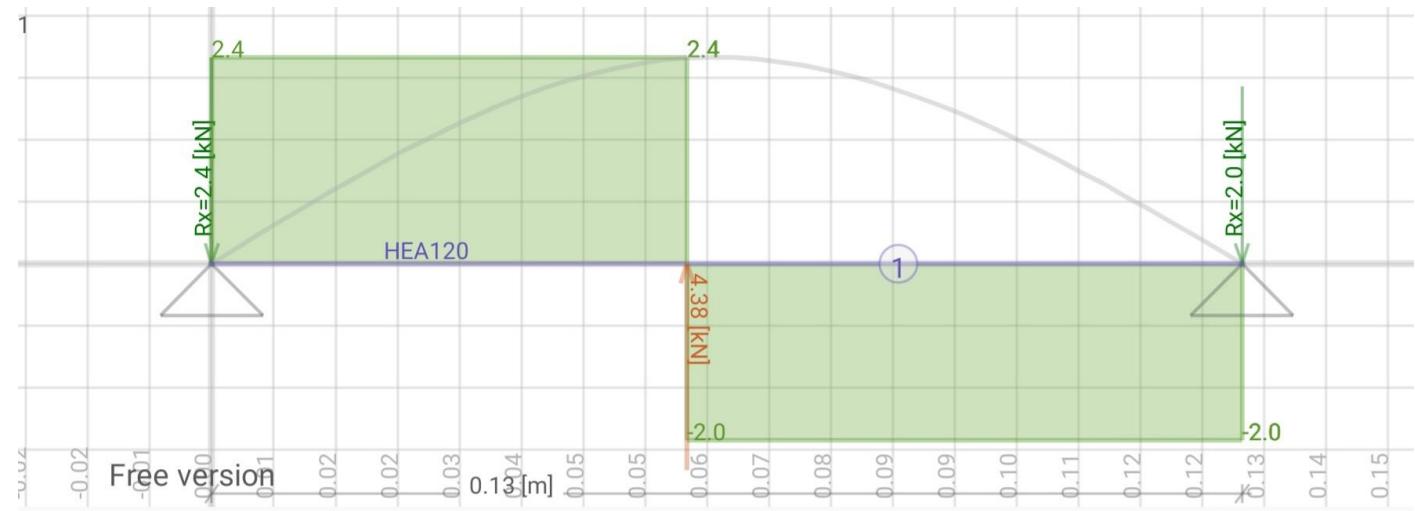
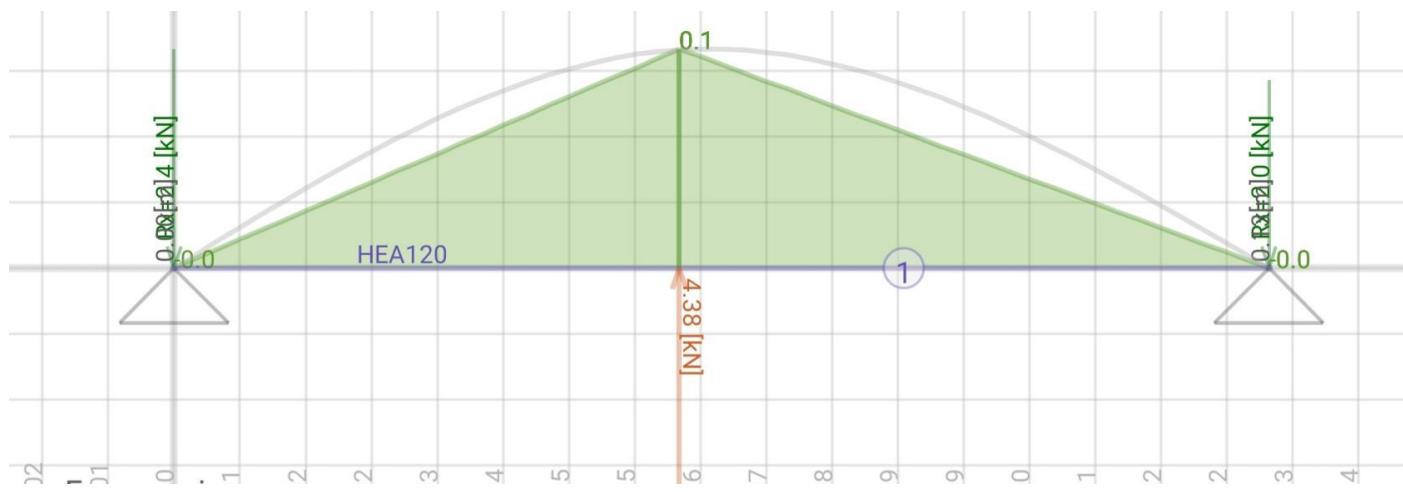
Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Plano xy:





*Fecha de asignación: 19 -10*

*Fecha de entrega: 24-11*

**Elementos de Máquina**

*Nombre: GRUPO 18*

*Legajo: -*

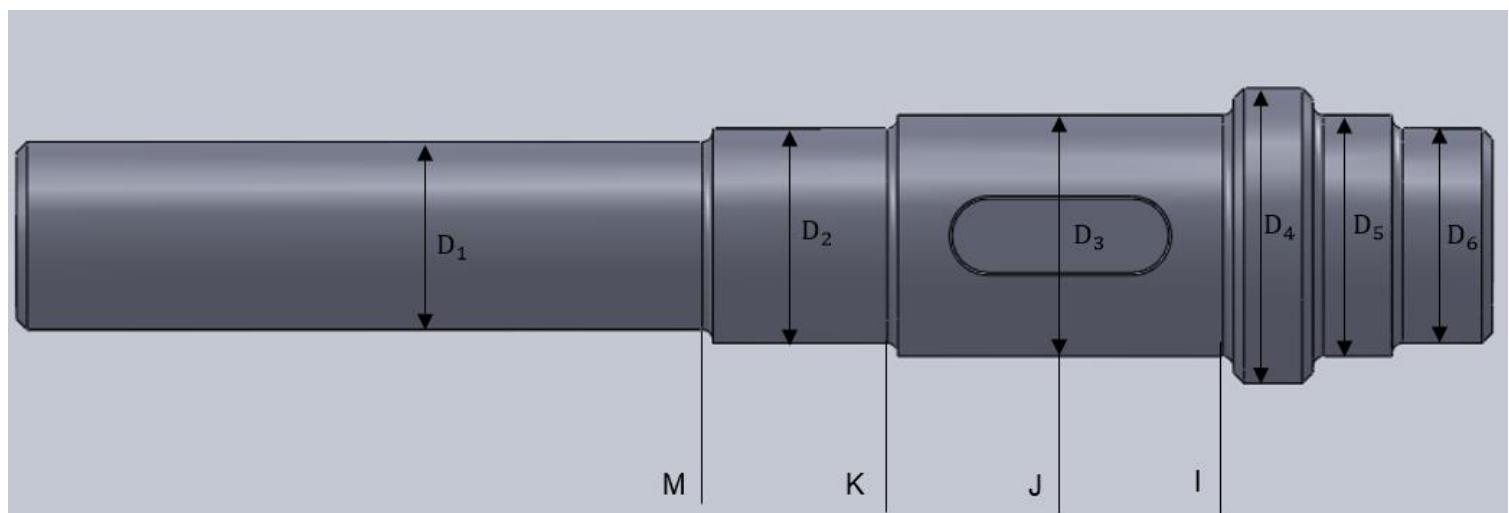
*Carrera: Ingeniería Mecánica*

*Comisión: 4S1*

*Proyecto Final*

*Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD*

*Hojas:*



Se inicia con el punto *I* donde el momento flexionante es alto, pues existe una concentración del esfuerzo en el hombro y existe un par de torsión presente:

$$M_{f_{xy}} = 2,19[KN] x - 0,2628[KNm]$$

$$M_{f_{xy}} = 2,19[KN] 0,0921 - 0,2628[KNm]$$

$$M_{f_{xy}} = -0,0611[KNm]$$

$$M_{f_{xz}} = -5,215[KN] x + 0,6249[KNm]$$

$$M_{f_{xz}} = -5,215[KN] 0,0921[m] + 0,6249[KNm]$$

$$M_{f_{xz}} = 0,146[KNm]$$

$$M_{aI} = \sqrt{M_{fI_{xy}}^2 + M_{fI_{xz}}^2}$$

$$M_{aI} = \sqrt{(-0,0611[KNm])^2 + (0,146[KNm])^2}$$

$$M_{aI} = 0,158[KNm]$$

$$M_{aI} = 158[Nm] \frac{100[cm]}{1[m]} \frac{1[in]}{2,54[cm]} \frac{1[lb]}{4,4482[N]}$$

$$M_{aI} = 1398,42[lb in]$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

$$T_{mI} = 1909,85[Nm] \frac{100[cm]}{1[m]} \frac{1[in]}{2,54[cm]} \frac{1[lb]}{4,4482[N]}$$

$$T_{mI} = 16903,68[lb\ in]$$

Se suponen radios de filete generosos para el engrane en  $I$ .

A partir de la siguiente tabla, se estima que  $K_t = 1,7$  y que  $K_{ts} = 1,5$ . Bajo un aspecto conservador se estima que  $K_f = K_t$ ,  $K_{fs} = K_{ts}$

**Tabla 7-1**

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

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

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

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

Se selecciona como material para el eje un acero SAE 4140, con  $S_{ut} = 156[Kpsi]$ . Para determinar  $S_e$ , se emplea la ecuación:

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$k_a$ : Factor de modificación de la condición superficial

$k_b$ : Factor de modificación del tamaño

$k_c$ : Factor de modificación de la carga

$k_d$ : Factor de modificación de la temperatura

$k_e$ : Factor de confiabilidad

$k_f$ : Factor de modificación de efectos varios

$S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

A continuación se determinarán los factores involucrados en la determinación de  $S_e$ :



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

### 1. $S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ [kpsi]} \quad (1400 \text{ [MPa]}) \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ [kpsi]} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Para este caso en particular se seleccionó como material para el eje un acero de tipo SAE 4140, por lo que se deduce que:

$$S'_e = 0,5 \cdot 156 \text{ [Kpsi]}$$

$$S_e' = 78$$

### 2. $k_a$ : Factor de modificación de la condición superficial

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

Donde:

$S_{ut}$ : Es la resistencia mínima a la tensión

Los valores de a y b se encuentran en la tabla:

Tabla 6-2

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

Acabado superficial	Factor a $S_{ut}$ , kpsi	Exponente b $S_{ut}$ , MPa
Esmerilado	1.34	1.58
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51
Laminado en caliente	14.4	57.7
Como sale de la forja	39.9	272.

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

$$k_a = 2,70 \cdot (156 \text{ [Kpsi]})^{-0,265}$$

$$k_a = 0,71$$

### 3. Factor de tamaño $k_b$

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



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Se considera que  $k_b = 0,9$ . Posteriormente deberá verificarse este valor, cuando se conozca el valor  $d$  del diámetro.

#### 4. Factor de modificación de la carga $k_c$

Cando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con  $S_{ut}$ . Aquí, se especificarán valores medios del factor de carga como:

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

Se utiliza  $k_c = 0,59$  sólo para la carga por fatiga torsional. Cuando la torsión está combinada con otros esfuerzos, como la flexión,  $k_c = 1$  y la carga combinada se maneja usando el esfuerzo de von Mises efectivo.

$$k_c = 1$$

#### 5. Factor de modificación debido a la temperatura $k_d$

$$k_d = 1$$

#### 6. Factor de confiabilidad $k_e$

**Tabla 6-5**

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

$$k_e = 1$$

Una vez determinados los factores involucrados en la expresión, se determina el valor de  $S_e$ :

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = (0,71)(0,9)(78[Kpsi])$$

$$S_e = 49,84[Kpsi]$$

Para la primera estimación del diámetro pequeño en el hombro en el punto  $I$ , se usa el criterio *ED-Goodman*. Este criterio es bueno para el diseño inicial, puesto que es simple y conservador. Adoptando un coeficiente de seguridad  $n = 1,5$ , con  $Mm = Ta = 0$ , la ecuación se reduce a:



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

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

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

$$d = \left\{ \frac{16 (1,5)}{\pi} \left( \frac{2 (1,7) 1398,42 [lb in]}{49 840 [psi]} + \frac{[3 ((1,5)(16903,68 [lb in]))^2]^{1/2}}{156 000 [psi]} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = 1,42 [in]$$

Se adopta  $d = 2[in]$

Una relación típica para  $D/d$  para el soporte en un hombro es  $D/d = 1,2$ . Por lo tanto:

$$D = 1,2 d$$

$$D = 1,2 (2[in])$$

$$D = 2,4[in]$$

Se verificará si estas estimaciones de  $k_f$  y  $k_{fs}$  son aceptables:

$$\frac{D}{d} = \frac{2,4}{2} = 1,2$$

Se supone un radio de filete  $r = d/10$

$$r = \frac{2[in]}{10} = 0,2[in]$$

$$\frac{r}{d} = 0,1$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

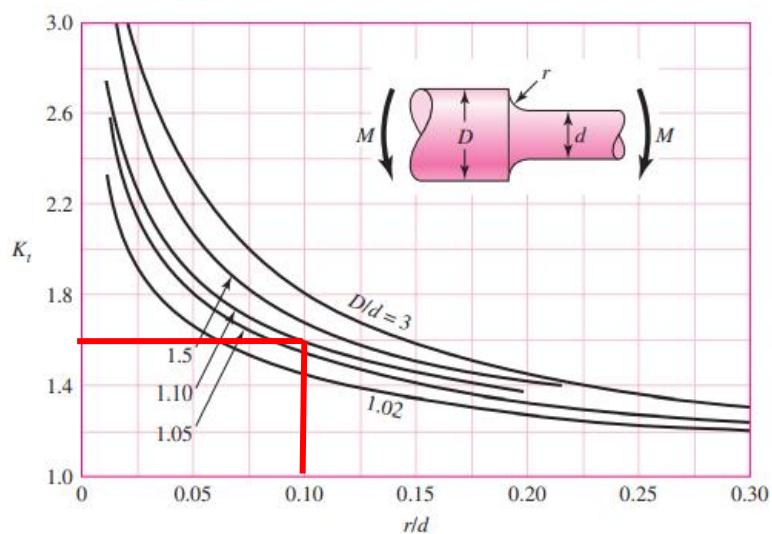
Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

De la figura se determina que:

**Figura A-15-9**

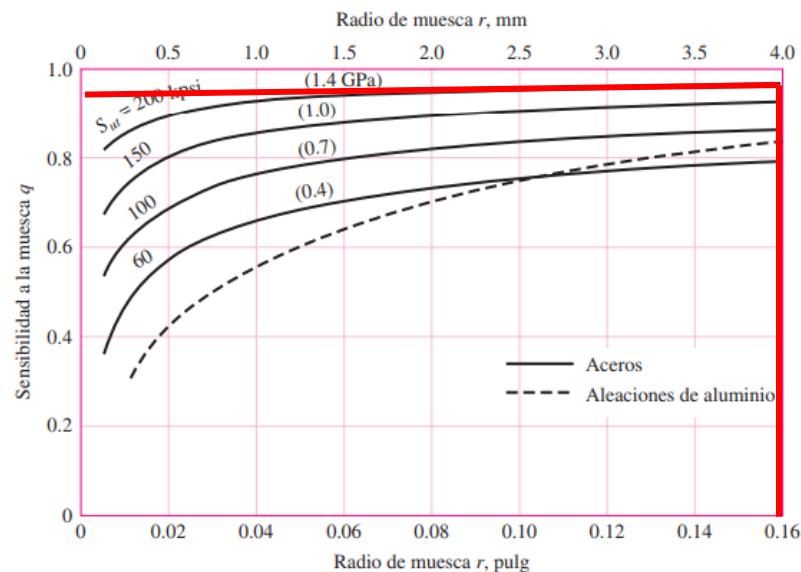
Eje redondo con filete en el hombro en flexión.  $\sigma_0 = Mc/I$ , donde  $c = d/2$  y  $I = \pi d^4/64$ .



$$k_t = 1,6$$

**Figura 6-20**

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de  $q$  correspondientes a la ordenada  $r = .16$  pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



$$q = 0,9$$

De la ecuación se determina que:

$$K_f = 1 + q (k_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0,9(1,6 - 1) = 1,54$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

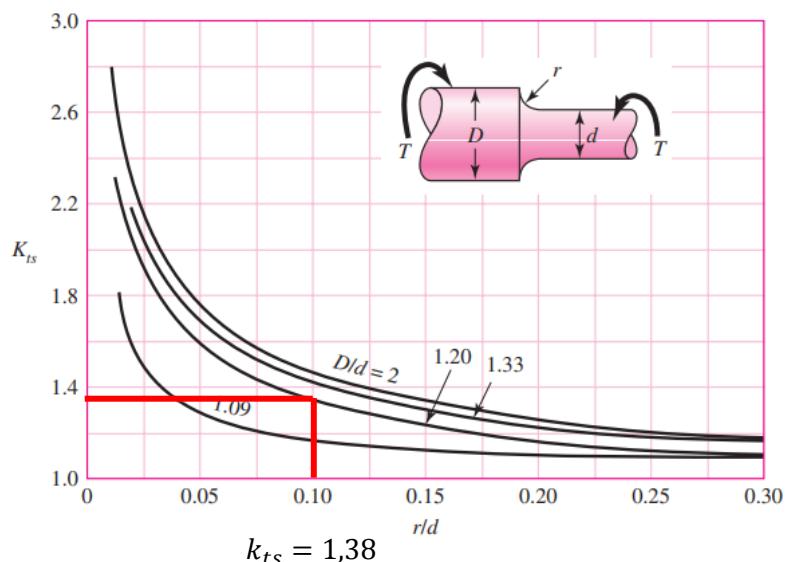
Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

De la tabla, se obtiene:

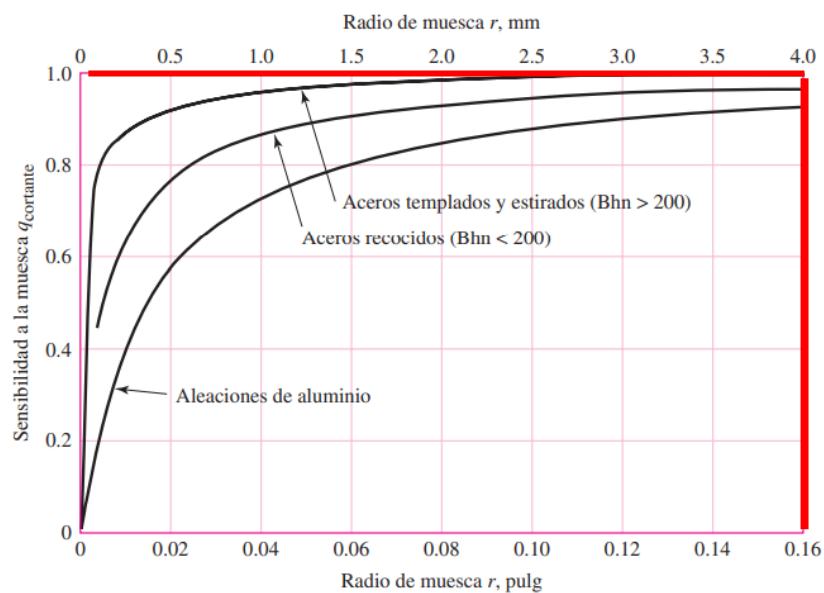
**Figura A-15-8**

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



**Figura 6-21**

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



$$q_s = 1$$

Por lo tanto, se concluye que:

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 1(1,38 - 1)$$

$$k_{fs} = 1,38$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

 $k_a$  Se mantiene constante:

$$k_a = 0,71$$

Se verifica el valor de  $k_b$  adoptado previamente:

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

$$k_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = \left(\frac{2}{0.3}\right)^{-0.107}$$

$$k_b = 0,81$$

Se recalcula  $S_e$ :

$$S_e = (0,71)(0,81)(78[\text{Kpsi}])$$

$$S_e = 44,857[\text{Kpsi}]$$

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, considerando que  $T_a = 0$  y  $M_m = 0$  están dados por:

$$\sigma_a' = \left[ \left( \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_a' = \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a' = \frac{32 (1,54) (1398,42[\text{lb in}])}{\pi (2)^3}$$

$$\sigma_a' = 2742[\text{psi}]$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

$$\sigma_m' = \left[ \left( \frac{32 K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 (1,38) (16903,68[\text{lb in}])}{\pi (2[\text{in}])^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = 25\,721,78[\text{psi}]$$

Utilizando el criterio de Goodman:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{2\,742[\text{psi}]}{44\,857[\text{psi}]} + \frac{25\,721,78[\text{psi}]}{156\,000[\text{psi}]}$$

$$\frac{1}{n_f} = 0,23$$

$$n_f = 4,35$$

Verificando la fluencia:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_{máx}} > \frac{S_y}{\sigma_a' + \sigma_m'} = \frac{238\,000[\text{psi}]}{2742[\text{psi}] + 25\,721,78[\text{psi}]}$$

$$n_y = 8,36$$

También se verificará este diámetro en el extremo del cuñero, justo a la izquierda del punto *I*, en el punto *J* y en la ranura del punto *K*. A partir del diagrama de momento, se estima *M* en el extremo del cuñero como:

$$M_{fJ} = \sqrt{M_{fJ_{xy}}^2 + M_{fJ_{xz}}^2}$$

$$M_{fJ} = \sqrt{(-0,3[\text{KNm}])^2 + (-0,1[\text{KNm}])^2}$$

$$M_{fJ} = 0,316[\text{KNm}]$$

$$M_{fJ} = 316[\text{Nm}] \frac{100[\text{cm}]}{1[\text{m}]} \frac{1[\text{in}]}{2,54[\text{cm}]} \frac{1[\text{lb}]}{4,4482[\text{N}]}$$

$$M_{fJ} = 2796,85[\text{lb in}]$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Se supone que el radio en la parte baja del cuñero será estándar e igual a:

$$\frac{r}{d} = 0,02$$

$$r = 0,02 d$$

$$r = 0,02 (2[in])$$

$$r = 0,04[in]$$

A partir de las siguientes tablas para esfuerzos de flexión, se concluye que:

**Tabla 7-1**

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo  $K_t$ .

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

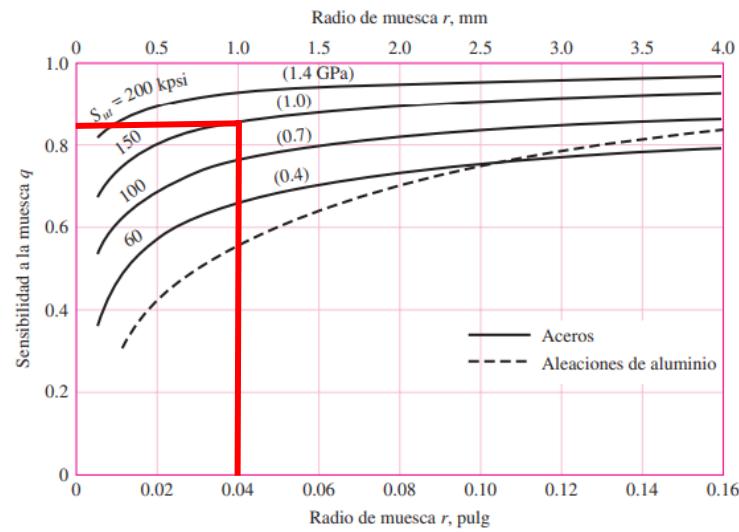
	<b>Flexión</b>	<b>Torsión</b>	<b>Axial</b>
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
<b>Cuñero fresado (<math>r/d = 0.02</math>)</b>	<b>2.2</b>	<b>3.0</b>	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0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

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

$$K_t = 2,2$$

**Figura 6-20**

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de  $q$  correspondientes a la ordenada  $r = .16$  pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill, Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



$$q = 0,85$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

**Elementos de Máquina**

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

A partir de estos datos se determina el valor de  $k_f$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = 1 + 0,85 (2,2 - 1)$$

$$k_f = 2,02$$

Mediante las siguientes tablas deducidas para un esfuerzo de torsión, se concluye:

**Tabla 7-1**

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo  $K_t$ .

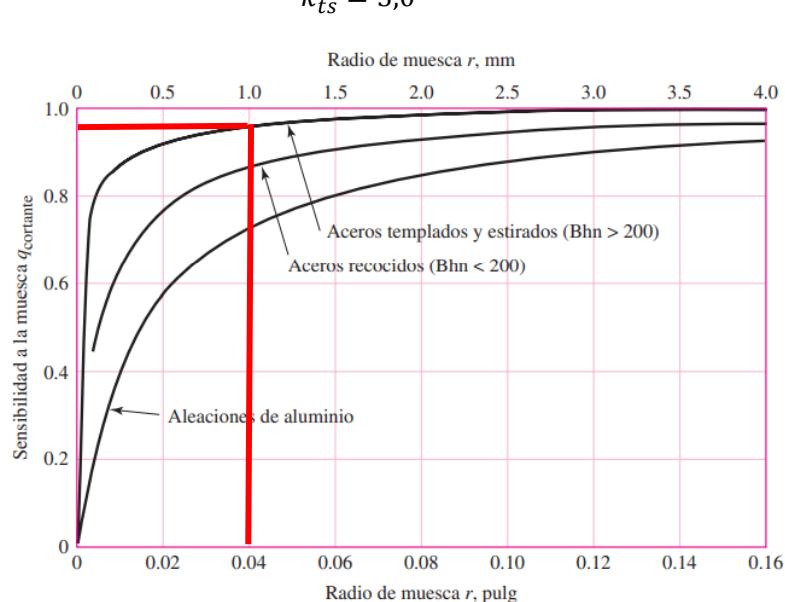
Advertencia: Estos factores sólo son estimaciones que pueden usarse cuando las dimensiones reales aún no se determinan. No utilice estos valores cuando ya se cuente con las dimensiones reales.

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

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

**Figura 6-21**

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



$$q_s = 0,95$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

A partir de estos datos se determina el valor de  $k_{fs}$

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 0,95 (3 - 1)$$

$$k_{fs} = 2,9$$

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, considerando que  $T_a = 0$  y  $M_m = 0$  están dados por:

$$\sigma_a' = \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a' = \frac{32 (2,02) (1398,42[\text{lb in}])}{\pi (2)^3}$$

$$\sigma_a' = 3596,6[\text{psi}]$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = \left[ 3 \left( \frac{16 (2,9) (16903,68[\text{lb in}])}{\pi (2[\text{in}])^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_m' = 54\ 053,025[\text{psi}]$$

Utilizando el criterio de Goodman:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{3596,6[\text{psi}]}{44\ 857 [\text{psi}]} + \frac{54\ 053,025[\text{psi}]}{156\ 000[\text{psi}]}$$

$$\frac{1}{n_f} = 0,42$$

$$n_f = 2,4$$

Se concluye entonces que el cuñero resulta ser más crítico que el hombro.

Se verifica además la ranura en  $K$ , puesto que a menudo  $K_t$  es muy alto para las ranuras con fondo plano. En el diagrama de par de torsión, observe que no hay par de torsión presente en la ranura. A partir de diagrama de momento,  $M_a = 1920[\text{lb in}]$ ,  $M_m = T_a = T_m = 0$ . Para verificar con rapidez si esta ubicación es potencialmente crítica, sólo use  $K_f = K_t = 5.0$  como una estimación, de la tabla 7-1.



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Tabla 7-1**

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

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

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

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

$$M_{f_{xy}} = -2,19 [KN] x$$

$$M_{f_{xy}} = -2,19 [KN] 0,031[m]$$

$$M_{f_{xy}} = -0,067 [KNm]$$

$$M_{f_{xz}} = 5,2 [KN] x$$

$$M_{f_{xz}} = 5,2 [KN] 0,031[m]$$

$$M_{f_{xz}} = 0,16 [KNm]$$

$$M_{f_K} = \sqrt{M_{f_{Kxy}}^2 + M_{f_{Kxz}}^2}$$

$$M_{f_K} = \sqrt{(-0,067 [KNm])^2 + (0,16 [KNm])^2}$$

$$M_{f_M} = 0,17 [KNm]$$

$$M_{f_K} = 170 [Nm] \frac{100 [cm]}{1 [m]} \frac{1 [in]}{2,54 [cm]} \frac{1 [lb]}{4,4482 [N]}$$

$$M_{f_K} = 1504,63 [lb in]$$

$$\sigma_a = \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 (5) (1398,42 [lb in])}{\pi (1,8 [in])^3} = 12 212,1 [psi]$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{44 857 [psi]}{12 212,1 [psi]} = 3,67$$



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Se verifica si el punto  $M$ , donde tiene lugar el cambio de sección para el montaje del rodamiento. Sólo está presente la flexión, y el momento es pequeño, pero el diámetro también es pequeño y la concentración del esfuerzo es alta para el filete agudo que se requiere para un cojinete.

A partir del diagrama de momento,  $M_a = 1398,42 \text{ [lb in]}$ . Se considera que  $M_m = T_m = T_a = 0$ .

$$M_{f_{xy}} = -2,19 \text{ [KN]} x$$

$$M_{f_{xy}} = -2,19 \text{ [KN]} 0,0127[m]$$

$$M_{f_{xy}} = -0,0278 \text{ [KNm]}$$

$$M_{f_{xz}} = 5,20 \text{ [KN]} x$$

$$M_{f_{xz}} = 5,20 \text{ [KN]} 0,0127[m]$$

$$M_{f_{xz}} = 0,0661 \text{ [KNm]}$$

$$M_{f_M} = \sqrt{M_{f_{xy}}^2 + M_{f_{xz}}^2}$$

$$M_{f_M} = \sqrt{(-0,0278 \text{ [KNm]})^2 + (0,0661 \text{ [KNm]})^2}$$

$$M_{f_M} = 0,0717 \text{ [KNm]}$$

$$M_{f_M} = 71,7 \text{ [Nm]} \frac{100 \text{ [cm]}}{1 \text{ [m]}} \frac{1 \text{ [in]}}{2,54 \text{ [cm]}} \frac{1 \text{ [lb]}}{4,4482 \text{ [N]}}$$

$$M_{f_M} = 634,6 \text{ [lb in]}$$

Estime  $K_t = 2,7$  de la tabla 7-1,  $d = 1,4 \text{ [in]}$ , y el radio del filete  $r$  para que se ajuste a un cojinete típico.

Tabla 7-1

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

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

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

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



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

*Elementos de Máquina*

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

$$\frac{r}{d} = 0,02$$

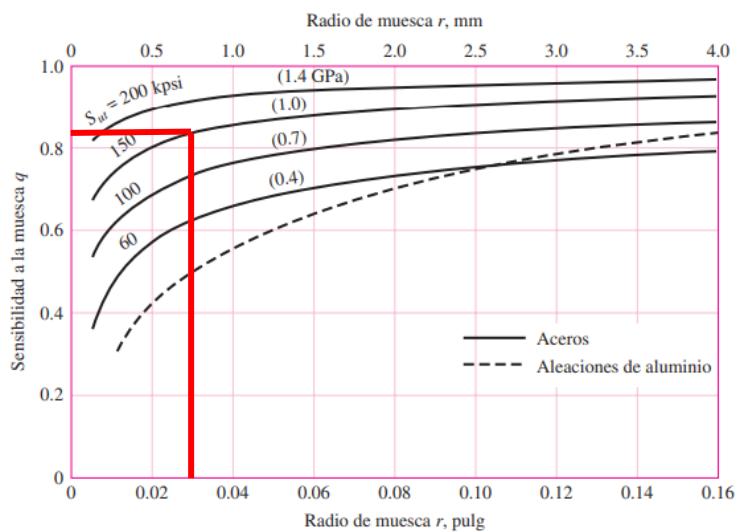
$$r = 0,02 d$$

$$r = 0,02 (1,4[in])$$

$$r = 0,028$$

**Figura 6-20**

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de  $q$  correspondientes a la ordenada  $r = .16$  pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



$$q = 0,85$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_f = 1 + (0,85)(2,7 - 1) = 2,44$$

$$\sigma_a = \frac{32 k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 (2,44) (1398,42[lb in])}{\pi (1,4[in])^3} = 12\ 666,12[psi]$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{44\ 857[psi]}{12\ 666,12[psi]} = 3,54$$



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

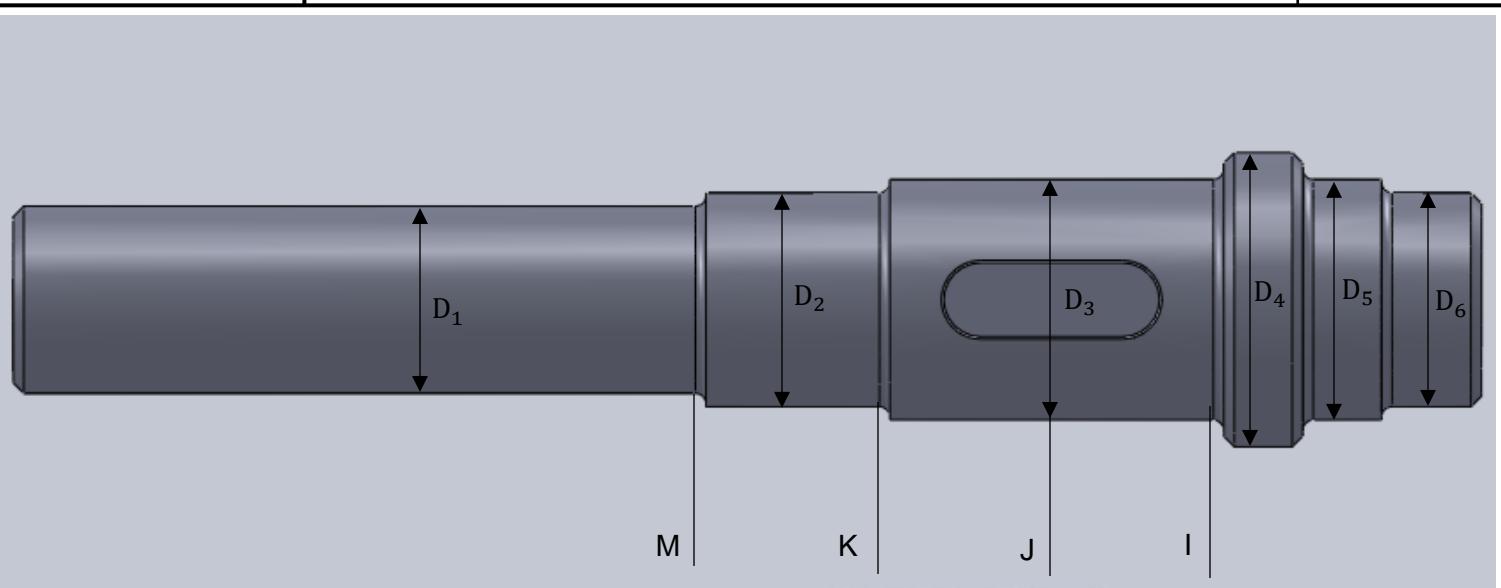
Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

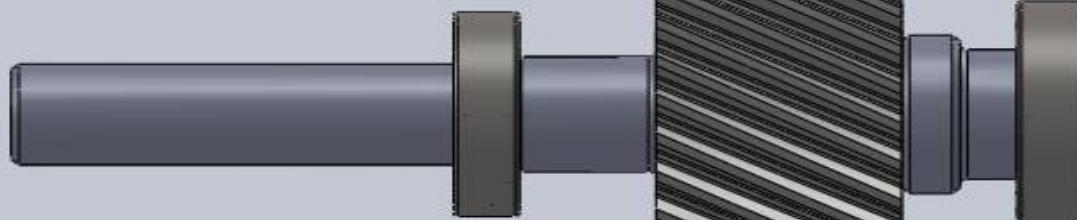


$$D_1 = 35[\text{mm}]$$

$$D_2 = D_6 = 40[\text{mm}]$$

$$D_3 = D_5 = 46[\text{mm}]$$

$$D_4 = 56[\text{mm}]$$





Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Selección de cojinetes para el eje de salida:**

Se continúa con la selección de los cojinetes apropiados para el eje de salida con una confiabilidad de 90%. El problema especifica una vida de diseño de 12 000 horas. La velocidad del eje intermedio es de 75 [RPM]. El tamaño de diámetro interior estimado es de 1,6 [in] para B y 1,4 [in] para A, y la anchura estimada del cojinete es de 1 pulgada.

$$R_{by} = 2,19[KN]$$

$$R_{bx} = 5,20[KN]$$

$$R_b = \sqrt{R_{by}^2 + R_{bx}^2}$$

$$R_b = \sqrt{(2,19[KN])^2 + (5,20[KN])^2}$$

$$R_b = 5,64[KN]$$

$$R_{ay} = 2,19[KN]$$

$$R_{ax} = 5,20[KN]$$

$$R_a = \sqrt{R_{ay}^2 + R_{ax}^2}$$

$$R_a = \sqrt{(2,19[KN])^2 + (5,20[KN])^2}$$

$$R_a = 5,64[KN]$$

$$F_{axial_a} = 3[KN]$$

$$F_{axial_b} = 3[KN]$$

**Como A y B presentan las mismas reacciones, la carga dinámica será la misma. Varían en diámetro:**

Utilizando catálogo SKF para rodamientos

**Rodamientos de bolas de contacto angular:**

Los rodamientos de bolas de contacto angular tienen los caminos de rodadura de sus aros interior y exterior desplazados entre sí en el sentido del eje del rodamiento. Esto quiere decir que estos rodamientos han sido diseñados para soportar cargas combinadas, es decir, cargas radiales y axiales simultáneas.

Rodamientos individuales y pares de rodamientos dispuestos en tandem:



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Carga equivalente del rodamiento

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = X \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a$$

$$e = \frac{F_{axial A}}{R_A}$$

$$e = \frac{3[KN]}{5,64[KN]}$$

$$e = 0,53$$

Como:

$$0,53 < 0,68 \rightarrow \frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$$

$$P = 5,64[KN]$$

$$L_D = 12000[h] 60 \left[ \frac{min}{h} \right] 75[RPM]$$

$$L_D = 54 \times 10^6 [rev]$$

Factores de cálculo para rodamientos de una o de dos filas de bolas de contacto angular						Tabla 10
Tipos de rodamientos	Factor de cálculo e	X	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>0</sub>	
<b>Rodamientos de una hilera</b>						
Rodamientos individuales o pares de rodamientos dispuestos en tandem						
Sufijo B	1,4	0,35	-	0,57	0,26	
Sufijo AC	0,68	0,41	-	0,87	0,38	
<b>Pares de rodamientos dispuestos espalda con espalda o cara a cara</b>						
Sufijo B	1,14	0,57	0,55	0,93	0,52	
Sufijo AC	0,68	0,67	0,92	1,41	0,76	
<b>Rodamientos de dos filas</b>						
Series 32 A, 33 A	0,8	0,63	0,78	1,24	0,66	
Serie 33 D	1,34	0,54	0,47	0,81	0,44	
Serie 33 DNRCBM	1,14	0,57	0,55	0,93	0,52	

$$\frac{C_{dinamico}}{P} = (L)^{\frac{1}{p}}$$

p = 3 para rodamientos de bolas

$$C_{dinamico} = (L)^{\frac{1}{p}} \cdot P$$

$$C_{dinamico} = (54)^{\frac{1}{3}} \cdot 5,64[KN]$$

$$C_{dinamico} = 21,31[KN]$$



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

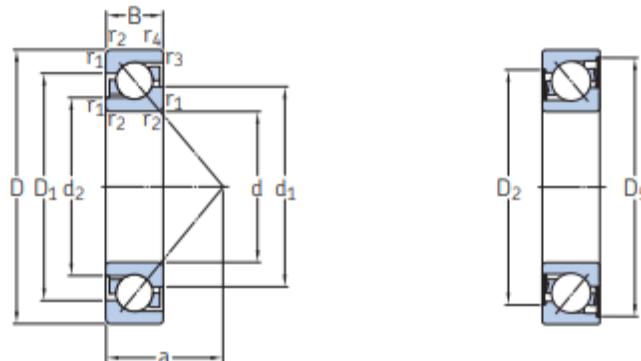
Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**3.1 Rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular**  
d 25 – 30 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga dinámica C	Capacidad de carga estática $C_0$	Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales	Masa	Designaciones Rodamientos de emparejamiento universal	Rodamiento de diseño básico/ sellado
d	D	B	mm	kN	kN	r. p. m.	kg	-	-
35	72	17	29,1	19	0,815	11 000	9 000	0,35	-
	72	17	29,1	19	0,815	11 000	11 000	0,28	-
	72	17	31	20,8	0,88	11 000	12 000	0,28	► 7207 BECBP
	72	17	31	20,8	0,88	11 000	15 000	0,28	► 7207 BECBM
	72	17	32,5	22,4	0,95	11 000	12 000	0,28	► 7207 BECRY
	72	17	35,5	23,2	0,98	12 000	18 000	0,28	7207 ACCBM
	80	21	39	24,5	1,04	11 000	8 500	0,45	-
	80	21	39	24,5	1,04	11 000	10 000	0,45	-
	80	21	41,5	26,5	1,14	11 000	11 000	0,45	► 7307 BECBP
	80	21	41,5	26,5	1,14	11 000	11 000	0,45	► 7307 BECBY
	80	21	41,5	26,5	1,14	11 000	11 000	0,45	7307 BEGAPH
	80	21	41,5	26,5	1,14	11 000	14 000	0,45	► 7307 BECBM
	80	21	46,5	30	1,27	11 000	17 000	0,45	► 7307 ACCBM
40	80	18	34,5	24	1,02	10 000	8 000	0,42	-
	80	18	34,5	24	1,02	10 000	10 000	0,37	-
	80	18	36,5	26	1,1	10 000	11 000	0,37	► 7208 BECBP
	80	18	36,5	26	1,1	10 000	11 000	0,37	7208 BECBPH
	80	18	36,5	26	1,1	10 000	13 000	0,37	► 7208 BECBM
	80	18	39	28	1,2	10 000	11 000	0,37	► 7208 BECBY
	80	18	41,5	29	1,25	11 000	16 000	0,37	7208 ACCBM
	90	23	46,2	30,5	1,29	9 500	7 500	0,62	-
	90	23	46,2	30,5	1,29	9 500	9 000	0,62	-
	90	23	50	32,5	1,37	9 500	10 000	0,62	► 7308 BECBP
	90	23	50	32,5	1,37	9 500	10 000	0,62	7308 BEGAPH
	90	23	50	32,5	1,37	9 500	12 000	0,68	► 7308 BECBM
	90	23	53	35,5	1,5	9 500	10 000	0,64	► 7308 BECBY
	90	23	56	36	1,53	10 000	15 000	0,68	► 7308 ACCBM



*Fecha de asignación: 19 -10*

*Fecha de entrega: 24-11*

**Elementos de Máquina**

*Nombre: GRUPO 18*

*Legajo: -*

*Carrera: Ingeniería Mecánica*

*Comisión: 4S1*

*Proyecto Final*

*Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD*

*Hojas:*

Se seleccionó un rodamiento 7208 ACCBM para B.

Características del rodamiento:

$$C_{dynamica} = 41,4[KN]$$

$$d_{interior} = 40[mm] = 1,57[in]$$

$$B_{ancho} = 17[mm] = 0,669[in]$$

Se seleccionó un rodamiento 7207 ACCBM para A.

Características del rodamiento:

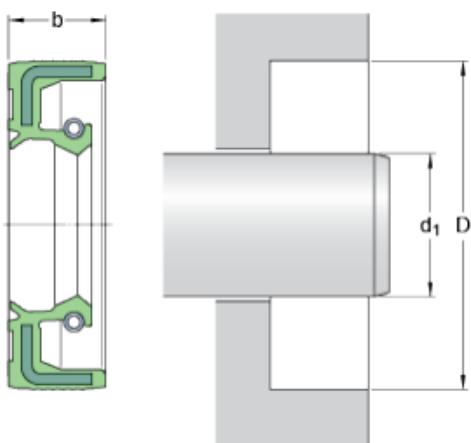
$$C_{dynamica} = 35,5[KN]$$

$$d_{interior} = 35[mm] = 1,377[in]$$

$$B_{ancho} = 18[mm] = 0,708[in]$$

### Soluciones de Sellado: 35x80x12 HMSA10 RG

#### Dimensiones



$d_1$	35	mm
D	80	mm
b	12	mm

#### Aplicación y condiciones de funcionamiento

Diferencial de presión	max.	0.03	MPa
Temperatura de funcionamiento	min.	-40	°C
Temperatura de funcionamiento	max.	100	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max.	120	°C
Velocidad de giro	max.	7639	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max.	14	m/s



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

### Selección de Chavetas:

Eje de Salida

$$D_4 = 1,8[\text{in}] = 45,72\text{mm}$$

806

#### ÓRGANOS DE MÁQUINAS

d) Chavetas redondas (clavijas), figura 22. La aplicación de éstas se limita a las superficies frontales cuando no es preciso volverlas a sacar, por ejemplo, para las manivelas; se emplean muy raramente.

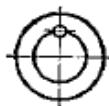


FIG. 22

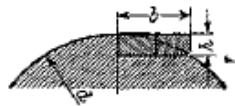


FIG. 23

e) Para fijación de grandes masas

de volante en el caso de momentos de rotación pulsatorios se usan las chavetas tangenciales (fig. 23), DIN 271, véase tabla numérica. Cada uno de

los pares A ó B transmite la fuerza al cubo en el sentido de rotación 1 ó en el 2, respectivamente. La disposición de la repartición de las chavetas está

#### Secciones y medidas de la ranura (chavetero) para chavetas y lengüetas

Extracto de DIN 6885 (lengüetas ajustadas), DIN 6886 (chavetas encajadas y chavetas de arrastre), DIN 6887 (chavetas con talón). Medidas en milímetros

Diám. árbol { mayor que hasta	10	12	17	22	30	38	44	50
	12	17	22	30	38	44	50	56
Chavetas 6885, 6887								
Anchura b	4	5	6	8	10	12	14	16
Altura h	4	5	6	7	8	8	9	10
Prof. chav. árbol t <sub>1</sub>	2,4	2,9	3,5	4,1	4,7	4,9	5,5	6,2
Prof. chav. cubo t <sub>2</sub>	1,4	1,9	2,3	2,5	2,9	2,7	3,3	3,4

Lengüetas 6885, hoja 1	Anchura (1) b	4	5	6	8	10	12	14	16
		4	3,5	4,6	5,7	6,8	6,16	6,9	7,10
Prof. chav. árbol t <sub>3</sub>	2,4	1,9,2,9	2,5,3,5	3,1,4,1	3,7,4,7	3,9,4,9	4,0,5,5	4,7,6,8	
Prof. chav. cubo t <sub>4</sub>	1,6	1,1,2,1	1,5,2,5	1,9,2,9	2,3,3,3	2,1,3,1	2,0,3,5	2,3,3,8	

Lengüetas márgenes, h. 2	Anchura b	4	5	6	8	10	12	14	16
		4	5	6	7	8	8	9	10
Prof. chav. árbol t <sub>3</sub>	3	3,8	4,4	5,4	6	6	6	6,5	7,5
Prof. chav. cubo t <sub>4</sub>	1	1,2	1,6	1,6	2	2	2,5	2,5	

Diám. árbol { mayor que hasta	58	65	75	85	95	110	130	150
	65	75	85	95	110	130	150	170
Chavetas 6885, 6887								
Anchura b	18	20	22	25	28	32	36	40
Altura h	11	12	14	14	16	18	20	22
Prof. chav. árbol t <sub>1</sub>	6,8	7,4	8,5	8,7	9,9	11,1	12,3	13,5
Prof. chav. cubo t <sub>2</sub>	3,7	4,1	5,0	4,8	5,6	6,3	7,1	7,9

Lengüetas 6885, hoja 1	Anchura (1) b	18	20	22	25	28	32	36	40
		7	11	8	12	9	14	9	14
Prof. chav. árbol t <sub>3</sub>	4,8	6,8	5,4	7,4	6,9	8,5	6,9	9,9	7,6
Prof. chav. cubo t <sub>4</sub>	2,2	4,3	2,6	4,6	3,0	5,5	3,1	6,1	3,4

Lengüetas márgenes, h. 2	Anchura b	18	20	22	25	28	32	36	40
		11	12	14	14	16	18	20	22
Prof. chav. árbol t <sub>3</sub>	8	8	10	10	11	13	13,7	14	
Prof. chav. cubo t <sub>4</sub>	3	4	4	4	5	5	6,3	8	

Lengüeta DIN 6885 para árbol desde 45 a 50 [mm]

Anchura b = 14[mm]

Altura h = 6[mm]

Prof. chav. árbol = 4[mm]

Prof. chav. cubo = 2[mm]

(\*) Se distingue entre: anchura chavetero árbol con ajuste fuerte P<sub>0</sub> y con ajuste ligero N<sub>0</sub>, y lo mismo para el cubo, P<sub>0</sub> y J<sub>0</sub>.

(\*\*) Con «juego en el dorso»; en el caso de «sobremedida» (o «exceso») t<sub>4</sub> es menor que en la tabla.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

**Selección de Acoplamientos:****Acoplamientos Periflex:**

Gummi desenvolvió nuevas y exclusivas tecnologías para aplicaciones de baja rotación y alto torque.

- Alta capacidad de transmisión de potencia
- Diseño compacto: en un mismo tamaño de centro elástico, pero con un valor de 5 veces el torque nominal.
- Alta Velocidad





Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

ACOPLAMIENTO PARA EL EJE DE SALIDA**Datos necesarios:**

- Potencia en HP, CV o Kw.
- Velocidad de giro en R.P.M.
- Diámetros de los ejes.
- Factor de servicio (conforme a tabla II).

**Selección rápida:**

Multiplicar la potencia por el factor de servicio

$$\text{HP} \times f_s, \text{CV} \times 1.014 \times f_s \text{ ó } \text{Kw} \times 1.34 \times f_s$$

El valor obtenido, igual o superior, se compara en la Tabla I, en la columna de velocidades (R.P.M.) correspondiente; la parte superior de la columna indica el tamaño de acople a utilizar. Verificar en la Tabla III el diámetro de cada uno de los ejes en función del máximo y del mínimo.

Tabla I - Temp. máx. en el acople 80°C

MODELO	A 20	A 25	A 30	A 35	A 45	A 50	A 60	A 70	A 80	A 90	A 95	A 105	A 120	A 140	A 155	A 165	A 170	A 200	A 240	A 300	A 350	A 400
RPM	0.5	0.8	1.1	1.6	2.9	6.0	8.9	16.3	22.5	30.0	33.8	43.8	70.0	120.0	136	170	207.5	356.3	610.0	1220.0	1681.3	2390.0
100	1.0	1.6	2.3	3.1	5.6	12.0	17.5	33.8	43.8	60.0	67.5	88.8	140.0	241.3	272	340	413.8	713.8	1220.0	2438.8	3363.8	4778.8
200	1.6	2.4	3.5	4.8	8.5	17.5	26.3	50.0	66.3	90.0	101.3	132.5	210.0	361.3	408	511	621.3	1070.0	1830.0	3658.8	5045.0	7168.8
300	2.1	3.1	4.6	6.4	11.3	23.8	35.0	66.3	87.5	120.0	135.0	177.5	280.0	481.3	545	682	828.8	1426.3	2438.8	4878.8	6726.3	9558.8
400	2.6	4.0	5.8	8.0	13.8	30.0	43.8	83.8	110.0	150.0	168.8	221.3	350.0	601.3	680	852	1035.0	1783.8	3048.8	6097.5	8407.5	11948.8
500	3.1	4.8	6.9	9.5	17.5	36.3	52.5	100.0	131.3	180.0	201.3	265.0	420.0	722.5	817	1022	1242.5	2140.0	3656.8	7317.5	10090.0	14337.5
600	3.8	5.6	8.0	11.1	20.0	42.5	62.5	116.3	153.8	211.3	235.0	310.0	490.0	842.5	953	1192	1450.0	2496.3	4268.8	8537.5	11771.3	16727.5
700	4.3	6.4	9.3	12.5	22.5	48.8	71.3	132.5	175.0	241.3	268.8	353.8	558.8	962.5	1090	1363	1656.3	2853.8	4878.8	9756.3	13452.5	19117.5
800	4.5	6.8	9.8	13.8	23.8	51.3	75.0	141.3	186.3	256.3	286.3	376.3	593.8	1022.5	1158	1448	1760.0	3031.3	5183.8	10366.3	14293.8	20312.5
900	4.8	7.1	10.4	13.8	25.0	53.8	80.0	150.0	197.5	271.3	302.5	398.8	628.8	1083.8	1225	1533	1863.8	3210.0	5488.8	10976.3	15135.0	21506.3
1000	5.3	8.0	11.5	16.3	28.8	60.0	88.8	166.3	220.0	301.3	336.3	442.5	698.8	1203.8	1361	1703	2071.3	3566.3	6097.5			
1100	5.9	8.8	12.5	17.5	31.3	66.3	97.5	182.5	241.3	331.3	370.0	486.3	768.8	1323.8	1497	1874	2278.8	3923.8	6707.5			
1150	6.1	9.1	13.8	18.8	32.5	68.8	101.3	191.3	252.5	346.3	386.3	508.8	803.8	1383.8	1565	1959	2381.3	4101.3				
1200	6.4	9.5	13.8	18.8	33.8	72.5	106.3	200.0	263.8	361.3	403.8	531.3	838.8	1445.0	1633	2044	2485.0	4280.0				
1300	6.9	10.4	15.0	21.3	36.3	78.8	115.0	216.3	285.0	391.3	437.5	575.0	908.8	1565.0	1770	2214	2692.5	4636.3				
1400	7.4	11.1	16.3	22.5	40.0	83.8	123.8	232.5	307.5	421.3	471.3	620.0	978.8	1685.0	1900	2385	2900.0	4993.8				
1500	8.0	12.0	17.5	23.8	42.5	90.0	132.5	250.0	328.8	451.3	505.0	663.8	1048.8	1805.0	2045	2555						
1600	8.5	12.5	18.8	25.0	45.0	96.3	141.3	266.3	351.3	481.3	537.5	707.5	1118.8	1926.3								
1700	9.0	13.8	20.0	27.5	48.8	102.5	150.0	282.5	373.8	511.3	571.3	752.5	1188.8	2046.3								
1750	9.3	13.8	20.0	27.5	50.0	105.0	155.0	291.3	383.8	526.3	588.8	775.0										
1800	9.5	13.8	21.3	28.8	51.3	108.8	158.8	300.0	395.0	541.3	605.0	796.3										
2000	10.6	16.3	22.5	31.3	56.3	120.0	177.5	332.5	438.8	601.3	672.5	885.0										
2250	12.0	17.5	26.3	36.3	63.8	135.0	198.8	375.0	493.8	677.5	756.3	996.3										
2500	13.8	20.0	28.8	40.0	71.3	150.0	221.3	416.3	548.8	752.5	841.3	1106.3										
2750	15.0	22.5	31.3	43.8	77.5	165.0	243.8	457.5	603.8	827.5	925.0	1216.3										
3000	16.3	23.8	35.0	47.5	85.0	180.0	265.0	498.8	658.8	902.5	1212.5											
3250	17.5	26.3	37.5	51.3	92.5	195.0	287.5	541.3														
3500	18.8	27.5	40.0	56.3	98.8	211.3	310.0	582.5														
3600	18.8	28.8	41.3	57.5	102.5	216.3																
3750	20.0	30.0	43.8	60.0	106.3	226.3																
4000	21.3	31.3	46.3	63.8																		
4500	23.8	36.3	51.3	71.3																		
5000	26.2	40.0	57.5	80.0																		

**H.P. Nominales**

Para todos los valores en color por debajo de la línea, los cubos serán encastrados (CE)

Para rpm menores a 100 ver catálogo B.R.

Las dimensiones son exclusivamente como referencia y quedan sujetas a cambios sin previo aviso.



*Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA*

*Fecha de asignación: 19 -10*

*Fecha de entrega: 24-11*

**Elementos de Máquina**

*Nombre: GRUPO 18*

*Legajo: -*

*Carrera: Ingeniería Mecánica*

*Comisión: 4S1*

*Proyecto Final*

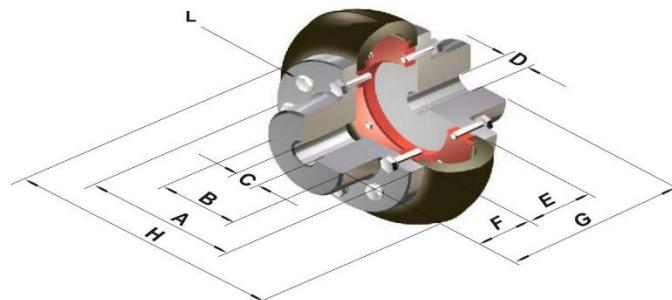
*Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD*

*Hojas:*



## Modelo convencional

*Con 2 cubos normales (fig. 1)*



- A - Ø Brida Cubo
- B - Ø Cuello Cubo
- C - Ø Máx. aleasaje
- D - Ø Agujero piloto
- E - Ancho centro
- F - Ancho cubo
- G - Long. total
- H - Ø Centro
- L - Tipo tornillo

**Tabla III**

ACOPLE CON CUBO NORMAL												BULONES		
MODELO	Torq. Nom. Nm	Angulo Torsión (°)	(1) Peso (Kg.)	Gd2 (Kg m2)	A	B	C Máx	D Min	E	F	G	H	Nr.	L- Cab. hex.
A-20	38	2°	1.05	0.0017	74	36	20	10	30	25	80	95	12	1/4 x 3/4
A-25	56	5°	1.09	0.0018	74	36	23	10	30	25	80	95	12	1/4 x 3/4
A-30	82	2°	2.40	0.0094	96	49	30	10	40	35	110	127	16	5/16 x 7/8
A-35	113	4°	2.65	0.0098	96	49	32	10	40	35	110	127	16	5/16 x 7/8
A-45	250	3°	5.00	0.0382	127	70	40	15	50	45	140	167	20	5/16 x 1
A-50	420	6°	5.32	0.0402	127	70	46	15	50	45	140	167	20	5/16 x 1
A-60	620	5°	12.50	0.1065	169	100	55	25	65	60	185	224	24	3/8 x 1 1/4
A-70	1170	9°	13.30	0.1593	169	100	65	25	65	60	185	224	24	3/8 x 1 1/4
A-80	1550	5°	24.90	0.594	218	116	75	30	90	80	250	302	20	1/2 x 1 3/4
A-90	2170	6°	26.00	0.639	218	116	85	30	90	80	250	302	20	1/2 x 1 3/4
A-95	2380	4°	34.90	0.912	235	138	90	40	90	80	250	330	24	1/2 x 1 3/4
A-105	3130	8°	44.00	0.982	235	138	100	40	90	80	250	330	24	1/2 x 1 3/4
A-120/120	4940	5°	86.00	3.80	297	195	120	45	120	130	380	403	20	5/8 x 2 1/4
A-140/140	8500	9°	94.00	3.82	297	195	140	45	120	130	380	403	20	5/8 x 2 1/4
A-155/155	9750	6°	126.00	5.76	350	220	155	50	140	150	440	470	14	5/8 x 2 1/4
A-165/165	12200	10°	135.00	5.85	350	220	165	50	140	150	440	470	14	5/8 x 2 1/4
A-170/70			170.20	12.22		150	70	30		80	345			
A-170/130	14630	7°	211.80	13.75	436	236	130	70	185	130	445	550	24	3/4 x 2 3/4
A-170/170			242.80	17.65		276	170	120		180	545			
A-200/90			192.60	13.30		186	90	40		100	385			
A-200/140	25190	11°	202.40	13.75	436	200	140	70	185	130	445	550	24	3/4 x 2 3/4
A-200/200			276.80	19.20		276	200	120		180	545			
A-240/150			364.70	51.50		225	150	100		160	556			
A-240/200	43060	4°	447.40	55.35	535	290	200	100	236	180	596	740	60	3/4 x 3 1/2
A-240/240			633.60	84.50		390	240	100		275	786			
A-300/150			370.00	50.70		225	150	110		160	556			
A-300/200			450.00	54.50		290	200	100		200	636			
A-300/250	86120	10°	640.00	69.40	535	350	250	100	236	275	786	740	60	3/4 x 3 1/2
A-300/300			695.00	83.70		390	300	100		275	786			
A-350/200			1049.00	453.20		290	200	120		200	735			
A-350/250	118750	6°	1211.00	466.40	820	350	250	120	335	275	885	1130		
A-350/350			2237.00	691.00		600	350	120		375	1085			
A-400/250	168750	10°	1219.00	459.20	820	350	250	120	335	275	885	1130		
A-400/400			2245.00	697.00		600	400	120		375	1085			

Las dimensiones son exclusivamente como referencia y quedan sujetas a cambios sin previo aviso.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

ACOPLAMIENTO PARA EL EJE DE ENTRADA

## Método de selección

## Datos necesarios:

- Potencia en HP, CV o Kw.
- Velocidad de giro en R.P.M.
- Diámetros de los ejes.
- Factor de servicio (conforme a tabla II).

## Selección rápida:

Multiplicar la potencia por el factor de servicio

$$\text{HP} \times f_s, \text{CV} \times 1.014 \times f_s \text{ ó } \text{Kw} \times 1.34 \times f_s$$

El valor obtenido, igual o superior, se compara en la Tabla I, en la columna de velocidades (R.P.M.) correspondiente; la parte superior de la columna indica el tamaño de acople a utilizar. Verificar en la Tabla III el diámetro de cada uno de los ejes en función del máximo y del mínimo.

Tabla I - Temp. máx. en el acople 80°C

MODELO	A 20	A 25	A 30	A 35	A 45	A 50	A 60	A 70	A 80	A 90	A 95	A 105	A 120	A 140	A 155	A 165	A 170	A 200	A 240	A 300	A 350	A 400
RPM	0.5	0.8	1.1	1.6	2.9	6.0	8.9	16.3	22.5	30.0	33.8	43.8	70.0	120.0	136	170	207.5	356.3	610.0	1220.0	1681.3	2390.0
100	1.0	1.6	2.3	3.1	5.6	12.0	17.5	33.8	43.8	60.0	67.5	88.8	140.0	241.3	272	340	413.8	713.8	1220.0	2438.8	3363.8	4778.8
200	1.6	2.4	3.5	4.8	8.5	17.5	26.3	50.0	66.3	90.0	101.3	132.5	210.0	361.3	408	511	621.3	1070.0	1830.0	3658.8	5045.0	7168.8
300	2.1	3.1	4.6	6.4	11.3	23.8	35.0	66.3	87.5	120.0	135.0	177.5	280.0	481.3	545	682	828.8	1426.3	2438.8	4878.8	6726.3	9558.8
400	2.6	4.0	5.8	8.0	13.8	30.0	43.8	83.8	110.0	150.0	168.8	221.3	350.0	601.3	680	852	1783.8	3048.8	6097.5	8407.5	11948.8	
500	3.1	4.8	6.9	9.5	17.5	36.3	52.5	100.0	131.3	180.0	201.3	265.0	420.0	722.5	817	1022	1242.5	2140.0	3656.8	7317.5	10090.0	14337.5
600	3.8	5.6	8.0	11.1	20.0	42.5	62.5	116.3	153.8	211.3	235.0	310.0	490.0	842.5	953	1192	1450.0	2496.3	4268.8	8537.5	11771.3	16727.5
700	4.3	6.4	9.3	11.5	20.0	43.8	63.8	120.0	157.5	216.3	242.5	318.8	503.8	866.3	980	1226	1491.3	2567.5	4390.0	8781.3	12107.5	17205.0
720	4.5	6.8	9.8	12.5	22.5	48.8	71.3	132.5	175.0	241.3	268.8	353.8	558.8	962.5	1090	1363	1656.3	2853.8	4878.8	9756.3	13452.5	19117.5
800	4.8	7.1	10.4	13.8	23.8	51.3	75.0	141.3	186.3	256.3	286.3	376.3	593.8	1022.5	1158	1448	1760.0	3031.3	5183.8	10366.3	14293.8	20312.5
850	5.3	8.0	11.5	16.3	25.0	53.8	80.0	150.0	197.5	271.3	302.5	398.8	628.8	1083.8	1225	1533	1863.8	3210.0	5488.8	10976.3	15135.0	21506.3
900	5.9	8.8	12.5	17.5	31.3	66.3	97.5	182.5	241.3	331.3	370.0	486.3	768.8	1323.8	1497	1874	2278.8	3923.8	6707.5			
1000	6.1	9.1	13.8	18.8	32.5	68.8	101.3	191.3	252.5	346.3	386.3	508.8	803.8	1383.8	1565	1959	2381.3	4101.3				
1100	6.4	9.5	13.8	18.8	33.8	72.5	106.3	200.0	263.8	361.3	403.8	531.3	838.8	1445.0	1633	2044	2485.0	4280.0				
1200	6.9	10.4	15.0	21.3	36.3	78.8	115.0	216.3	285.0	391.3	437.5	575.0	908.8	1565.0	1770	2214	2692.5	4636.3				
1300	7.4	11.1	16.3	22.5	40.0	83.8	123.8	232.5	307.5	421.3	471.3	620.0	978.8	1685.0	1906	2385	2900.0	4993.8				
1400	8.0	12.0	17.5	23.8	42.5	90.0	132.5	250.0	328.8	451.3	505.0	663.8	1048.8	1805.0	2045	2555						
1500	8.5	12.5	18.8	25.0	45.0	96.3	141.3	266.3	351.3	481.3	537.5	707.5	1118.8	1926.3								
1600	9.0	13.8	20.0	27.5	48.8	102.5	150.0	282.5	373.8	511.3	571.3	752.5	1188.8	2046.3								
1700	9.3	13.8	20.0	27.5	50.0	105.0	155.0	291.3	383.8	526.3	588.8	775.0										
1800	9.5	13.8	21.3	28.8	51.3	108.8	158.8	300.0	395.0	541.3	605.0	796.3										
2000	10.6	16.3	22.5	31.3	56.3	120.0	177.5	332.5	438.8	601.3	672.5	885.0										
2250	12.0	17.5	26.3	36.3	63.8	135.0	198.8	375.0	493.8	677.5	756.3	996.3										
2500	13.8	20.0	28.8	40.0	71.3	150.0	221.3	416.3	548.8	752.5	841.3	1106.3										
2750	15.0	22.5	31.3	43.8	77.5	165.0	243.8	457.5	603.8	827.5	925.0	1216.3										
3000	16.3	23.8	35.0	47.5	85.0	180.0	265.0	498.8	658.8	902.5	1212.5											
3250	17.5	26.3	37.5	51.3	92.5	195.0	287.5	541.3														
3500	18.8	27.5	40.0	56.3	98.8	211.3	310.0	582.5														
3600	18.8	28.8	41.3	57.5	102.5	216.3																
3750	20.0	30.0	43.8	60.0	106.3	226.3																
4000	21.3	31.3	46.3	63.8																		
4500	23.8	36.3	51.3	71.3																		
5000	26.2	40.0	57.5	80.0																		

Para rpm menores a 100 ver catálogo BR.

## H.P. Nominales

Para todos los valores en color por debajo de la línea, los cubos serán encastrados (CE)

Las dimensiones son exclusivamente como referencia y quedan sujetas a cambios sin previo aviso.



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

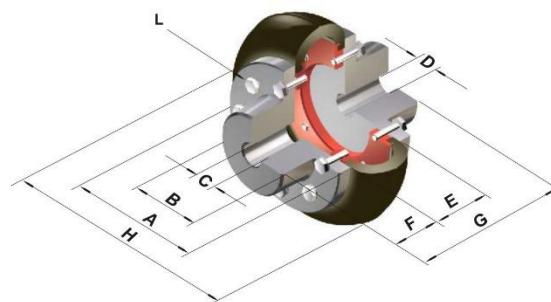
Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

## Modelo convencional



Con 2 cubos normales (fig. 1)



- A - Ø Brida Cubo
- B - Ø Cuello Cubo
- C - Ø Máx. aleasaje
- D - Ø Agujero piloto
- E - Ancho centro
- F - Ancho cubo
- G - Long. total
- H - Ø Centro
- L - Tipo tornillo

Tabla III

ACOPLE CON CUBO NORMAL												BULONES		
MODELO	Torq. Nom. Nm	Angulo Torsión (°)	Peso (Kg.) (1)	Gd2 (Kg m2)	A	B	C Máx	D Min	E	F	G	H	Nr.	L- Cab. hex.
A-20	38	2°	1.05	0.0017	74	36	20	10	30	25	80	95	12	1/4 x 3/4
A-25	56	5°	1.09	0.0018	74	36	23	10	30	25	80	95	12	1/4 x 3/4
A-30	82	2°	2.40	0.0094	96	49	30	10	40	35	110	127	16	5/16 x 7/8
<b>A-35</b>	<b>113</b>	<b>4°</b>	<b>2.65</b>	<b>0.0098</b>	<b>96</b>	<b>49</b>	<b>32</b>	<b>10</b>	<b>40</b>	<b>35</b>	<b>110</b>	<b>127</b>	<b>16</b>	<b>5/16 x 7/8</b>
A-45	250	3°	5.00	0.0382	127	70	40	15	50	45	140	167	20	5/16 x 1
A-50	420	6°	5.32	0.0402	127	70	46	15	50	45	140	167	20	5/16 x 1
A-60	620	5°	12.50	0.1065	169	100	55	25	65	60	185	224	24	3/8 x 1 1/4
A-70	1170	9°	13.30	0.1593	169	100	65	25	65	60	185	224	24	3/8 x 1 1/4
A-80	1550	5°	24.90	0.594	218	116	75	30	90	80	250	302	20	1/2 x 1 3/4
A-90	2170	6°	26.00	0.639	218	116	85	30	90	80	250	302	20	1/2 x 1 3/4
A-95	2380	4°	34.90	0.912	235	138	90	40	90	80	250	330	24	1/2 x 1 3/4
A-105	3130	8°	44.00	0.982	235	138	100	40	90	80	250	330	24	1/2 x 1 3/4
A-120/120	4940	5°	86.00	3.80	297	195	120	45	120	130	380	403	20	5/8 x 2 1/4
A-140/140	8500	9°	94.00	3.82	297	195	140	45	120	130	380	403	20	5/8 x 2 1/4
A-155/155	9750	6°	126.00	5.76	350	220	155	50	140	150	440	470	14	5/8 x 2 1/4
A-165/165	12200	10°	135.00	5.85	350	220	165	50	140	150	440	470	14	5/8 x 2 1/4
A-170/70			170.20	12.22		150	70	30		80	345			
A-170/130	14630	7°	211.80	13.75	436	236	130	70	185	130	445	550	24	3/4 x 2 3/4
A-170/170			242.80	17.65		276	170	120		180	545			
A-200/90			192.60	13.30		186	90	40		100	385			
A-200/140	25190	11°	202.40	13.75	436	200	140	70	185	130	445	550	24	3/4 x 2 3/4
A-200/200			276.80	19.20		276	200	120		180	545			
A-240/150			364.70	51.50		225	150	100		160	556			
A-240/200	43060	4°	447.40	55.35	535	290	200	100	236	180	596	740	60	3/4 x 3 1/2
A-240/240			633.60	84.50		390	240	100		275	786			
A-300/150			370.00	50.70		225	150	110		160	556			
A-300/200			450.00	54.50		290	200	100		200	636			
A-300/250	86120	10°	640.00	69.40	535	350	250	100	236	275	786	740	60	3/4 x 3 1/2
A-300/300			695.00	83.70		390	300	100		275	786			
A-350/200			1049.00	453.20		290	200	120		200	735			
A-350/250	118750	6°	1211.00	466.40	820	350	250	120	335	275	885	1130		
A-350/350			2237.00	691.00		600	350	120		375	1085			
A-400/250	168750	10°	1219.00	459.20	820	350	250	120	335	275	885	1130		
A-400/400			2245.00	697.00		600	400	120		375	1085			

Las dimensiones son exclusivamente como referencia y quedan sujetas a cambios sin previo aviso.



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL TUCUMÁN

DEPARTAMENTO MECÁNICA

Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

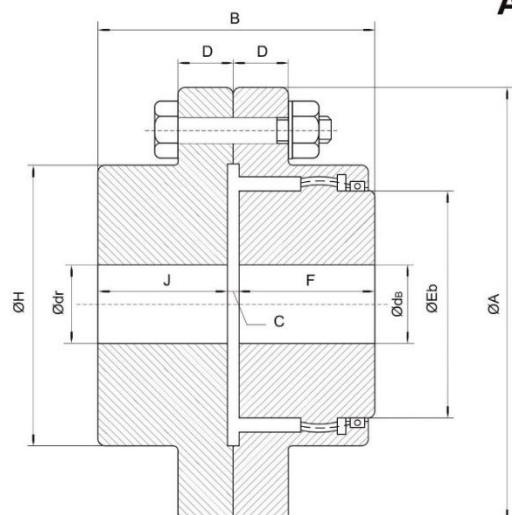
## ACOPLAMIENTO PARA EL EJE DE SALIDA

Opción 2:

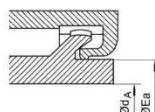
Gummi: Acople metálico de engranajes Línea AD

**GUMMI**

Simple compensador  
Single engagement  
Simples engrenamiento

**ADS-A****ADS-L**

Cierre laberíntico  
Labyrinth Seal  
Vedação por câmara redentora



### Fabricados en:

- Aço SAE 1045 tratados termicamente a uma dureza de 240-260 Brinell.
- Aço SAE 4140 bonificados y nitrurados a 45-50 Rc.

### Manufactured in:

- Aço SAE 1045 steel, heat treated with a hardness Brinell 240-260.
- SAE 4140 steel, boron treated and nitrided to 45-50 Rc.

### Fabricados em:

- Aço SAE 1045 tratados termicamente a uma dureza de 240-260 Brinell.
- Aço SAE 4140 beneficiados e nitretados a uma dureza de 45-50 Rc.

**ADS-A  
ADS-L**

Los acoplamientos Gummi  
pueden ser suministrados con  
bulones expuestos o bulones  
embutidos.

Couplings may be furnished with  
exposed bolts or shrouded bolts.

**ADSE-A  
ADSE-L**

Os acoplamientos Gummi podem  
ser fornecidos com parafusos  
expostos ou embutidos.

Tamaño Size Tamanho	Torque Nm	HP 100 rpm	rpm max	Ø dB max	Ø dA max	Ø dr max	A	B	D	F	J	H	Eb	Ea	C min	C* max	Peso Weight Kg
10	1140	16	8000	41	37	54	115.9	72.0	14.0	41	34.5	76.0	58	48	3.0	3.0	4.2
12 ½	1756	25	7250	46	43	59	130.0	83.0	16.0	43	40.0	83.0	64	55	3.0	8.0	5.2
15	2348	34	6500	56	54	70	152.4	95.0	19.0	49	45.5	98.0	79	69	3.5	11.5	8.8
20	4269	61	5600	71	71	89	177.8	120.0	19.0	62	58.0	124.5	100	92	3.5	15.5	14.4
25	7470	107	5000	87	84	106	212.8	148.0	22.0	77	71.0	149.0	122	109	5.5	25.5	25.5
30	12094	172	4400	102	95	124	239.7	178.0	22.0	91	86.0	174.0	140	123	5.5	29.0	39.5
35	18496	264	3900	117	105	143	279.4	206.0	27.0	106	100.0	200.0	162	140	6.0	38.5	61.0
40	30590	436	3600	137	120	167	217.5	234.0	27.0	120	114.0	234.0	192	168	6.0	43.0	91.0
45	41971	598	3200	153	135	188	246.1	262.0	27.0	135	127.0	263.0	214	182	8.0	53.0	123.0
50	56560	806	2900	171	160	209	388.9	298.0	38.0	153	145.0	293.0	239	210	8.0	66.0	182.0
55	73985	1054	2650	210	175	232	425.5	316.0	38.0	168	153.0	325.0	279	235	8.0	64.0	260.0
60	90345	1287	2450	216	190	255	457.2	338.0	25.0	188	164.0	356.0	295	250	8.0	62.0	320.0
70	135160	1926	2150	276	----	304	527.0	450.9	28.5	221	187.5	425.0	355	----	12.8	81.0	502.0



Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

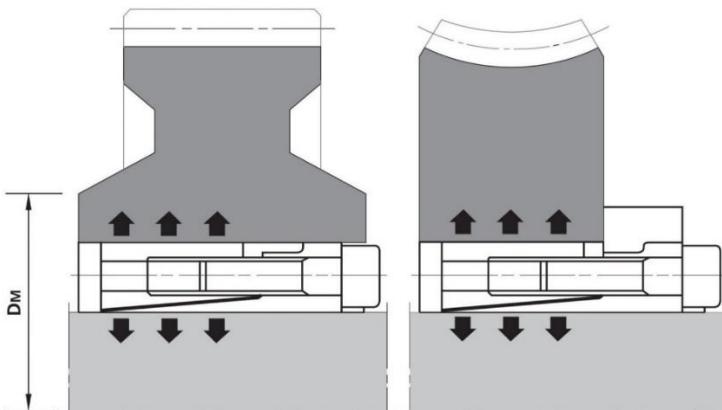
Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:

Opción 3: Blokear: Acoplamientos de Bloqueo y Autocentrante

### TIPO BLK 130 + BLK 131 autocentrante



<b>Características</b>	Elevado momento de torque. Mínimo tiempo de montaje. Muy baja presión superficial. Aplicación económicamente ventajosa. Excelente perpendicularidad eje maza
<b>Montaje</b>	Limpiar cuidadosamente la superficie de contacto de eje y de la maza. Posicionar la unidad de bloqueo autocentrante <b>BLOKEAR®</b> en el diámetro interior de la maza. A continuación posicionar el eje en el alojamiento comenzando a <u>ajustar los tornillos en forma cruzada</u> hasta alcanzar la tensión o cupla de apriete. Ms indicada en la tabla. (Ver <i>montaje y desmontaje pag. 9</i> )
<b>Desmontaje</b>	Desenroscar los tornillos de apriete. Insertar los tornillos en los agujeros roscados para extracción e irlos girando de modo gradual y uniforme y en forma cruzada hasta que el cono posterior haya sido desbloqueado.
<b>Tolerancia, rugosidad</b>	Tolerancia máxima admisible: Eje: h8 - Maza: H8 Una buena terminación de torno o un material trafileado es suficiente. Rugosidad Máxima Admisible: Rt máx 16 µm
<b>Centrado</b>	El tipo <b>BLK 130 / 131 es autocentrante</b> . Sin ninguna guía de centrado entre eje y maza el error de concentricidad varía de 0.02 mm a 0.04 mm.
<b>Desplazamiento Axial</b>	<b>BLK 130:</b> Durante el apriete de los tornillos se verifica un ligero desplazamiento axial de la maza con respecto al eje. <b>BLK 131:</b> Durante el apriete de los tornillos <u>no se verifica</u> ningún desplazamiento axial de la maza con respecto al eje.
<b>Cálculo del DM</b>	La presión pn ejercida sobre la maza puede ser comparada a la presión interna ejercida sobre un cilindro hueco de pared gruesa. Para el cálculo de DM ver cuadro 1 comparada a la presión interna ejercida sobre un cilindro hueco de pared gruesa. Para el cálculo de DM (Ver pag. 22 y 23).



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10

Fecha de entrega: 24-11

Elementos de Máquina

Nombre: GRUPO 18

Legajo: -

Carrera: Ingeniería Mecánica

Comisión: 4S1

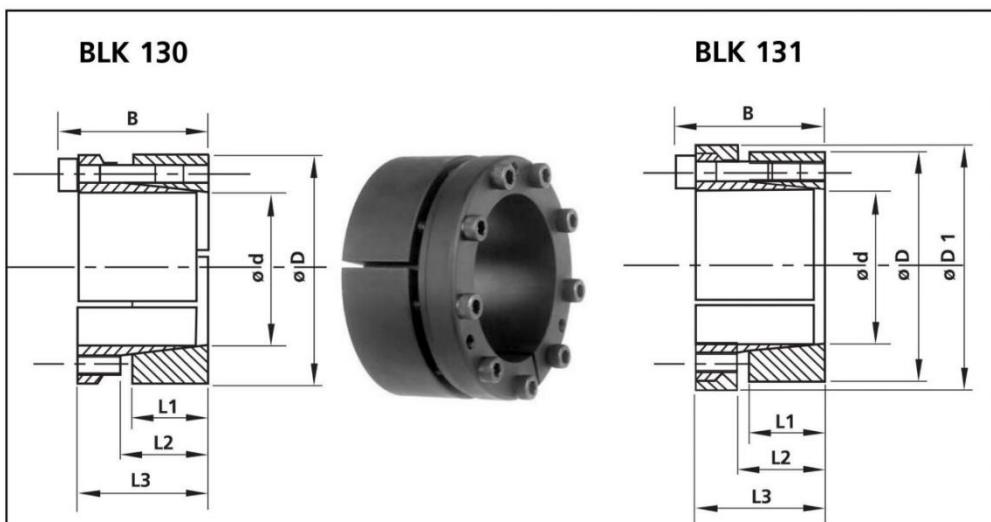
Proyecto Final

Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Hojas:



## TIPO BLK 130 + 131 autocentrante



dxD	L1	L2	L3	B	Solo BLK 131	D1	Tornillos de ajuste DIN 912 12.9	Cupula de ajuste Ms	BLK 130		BLK 131	
									Momento torsor Mt	Fuerza axial Fass. Nm	Presión superficial Eje pw KN	Presión superficial Maza pn N/mm²
20 X 47	26	29	42	48	53	53	6 X M6	17	540	54	250	105
22 X 47	26	29	42	48	53	53	6 X M6	17	600	54	230	105
24 X 50	26	29	42	48	56	56	6 X M6	17	650	54	210	100
25 X 50	26	29	42	48	56	56	6 X M6	17	680	54	200	100
28 X 55	26	29	42	48	61	61	6 X M6	17	760	54	180	95
30 X 55	26	29	42	48	61	61	6 X M6	17	820	54	170	95
32 X 60	26	29	42	48	66	66	9 X M6	17	1310	82	235	125
35 X 60	26	29	42	48	66	66	9 X M6	17	1440	82	215	125
38 X 65	26	29	42	48	71	71	9 X M6	17	1560	82	200	115
40 X 65	26	29	42	48	71	71	9 X M6	17	1640	82	190	115
42 X 75	30	34.4	51	59	81	81	6 X M8	41	2130	101	215	120
45 X 75	30	34.4	51	59	81	81	6 X M8	41	2280	101	200	120
48 X 80	30	34.4	51	59	86	86	6 X M8	41	2430	101	190	115
50 X 80	30	34.4	51	59	86	86	6 X M8	41	2530	101	180	115
55 X 85	30	34.4	51	59	91	91	9 X M8	41	4180	152	245	160
60 X 90	30	34.4	51	59	96	96	9 X M8	41	4560	152	225	150
65 X 95	30	34.4	51	59	102	102	9 X M8	41	4940	152	210	145
70 X 110	40	45	56	66	117	117	7 X M10	83	6500	186	175	110
75 X 115	40	45	56	66	122	122	7 X M10	83	7000	186	165	110
80 X 120	40	45	56	66	127	127	7 X M10	83	7400	186	155	100
85 X 125	40	45	56	66	132	132	8 X M10	83	9000	213	170	115
90 X 130	40	45	56	66	137	137	8 X M10	83	9600	213	160	110
95 X 135	40	45	56	66	142	142	10 X M10	83	12600	267	185	130
100 X 145	46	52	65	77	153	153	7 X M12	145	13300	270	160	105
110 X 155	46	52	65	77	163	163	7 X M12	145	14700	270	140	100
120 X 165	46	52	65	77	173	173	8 X M12	145	18400	309	150	110
130 X 180	46	52	65	77	188	188	10 X M12	145	25100	388	175	125
140 X 190	51	58.5	73.5	87.5	199	199	11 X M14	230	40150	586	220	160
150 X 200	51	58.5	73.5	87.5	209	209	12 X M14	230	47000	639	225	165
160 X 210	51	58.5	73.5	87.5	219	219	13 X M14	230	54300	692	225	170
170 X 225	51	58.5	73.5	87.5	234	234	14 X M14	230	63000	746	230	175
180 X 235	51	58.5	73.5	87.5	244	244	14 X M14	230	66000	746	215	170
									41500	466	145	110
									41500	466	135	105



Jefe de Trabajos Prácticos: ING. MARIANO SILVA

Fecha de asignación: 19 -10	Fecha de entrega: 24-11	Elementos de Máquina	
Nombre: GRUPO 18	Legajo: -	Carrera: Ingeniería Mecánica	Comisión: 4S1
Proyecto Final	Tema: DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		Hojas:

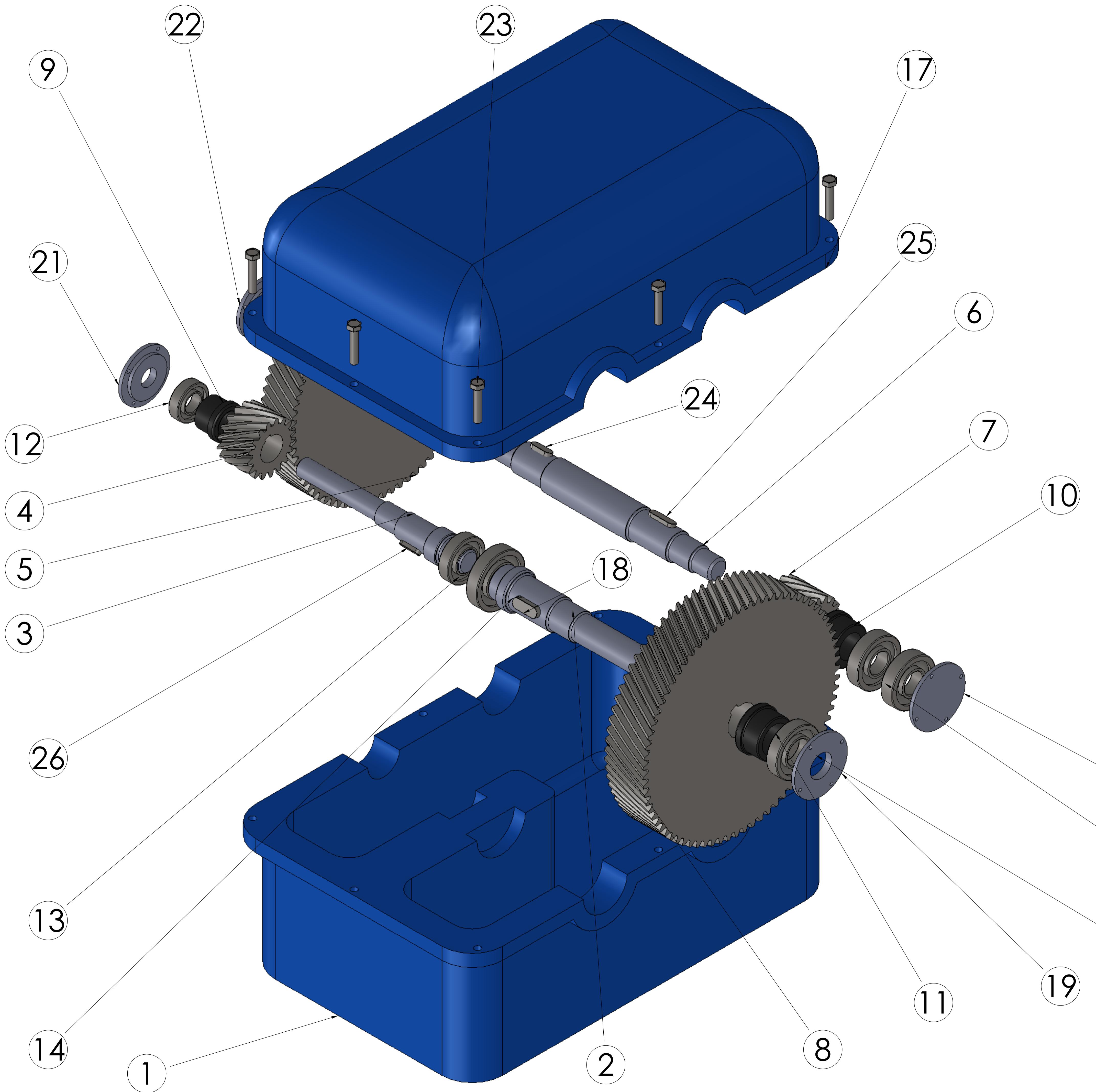
**Análisis final y conclusiones:**

Durante el desarrollo del proyecto, se presentaron diversas situaciones dentro de las cuales fue necesario definir algunas variables de entrada o bien seleccionar una opción en particular, como ser el caso de dimensiones o elementos de máquina, en muchas ocasiones existía más de una solución viable. Para el caso de los ejes, en primera medida se optó por emplear anillos de retención, para la fijación axial de los componentes, siendo esta una opción viable, pero quizás no la más conveniente, finalmente se decidió por colocar separadores axiales que aseguren el posicionamiento de los engranajes y el contacto directo con los rodamientos para la absorción de las fuerzas axiales transmitidas por dichos engranajes helicoidales durante su funcionamiento, evitando además la necesidad del mecanizado de ranuras en el eje, que incrementen la concentración de esfuerzos y la posibilidad de que se desarrollen fallas por fatiga, simplificando además el montaje y el desmontaje de los elementos.

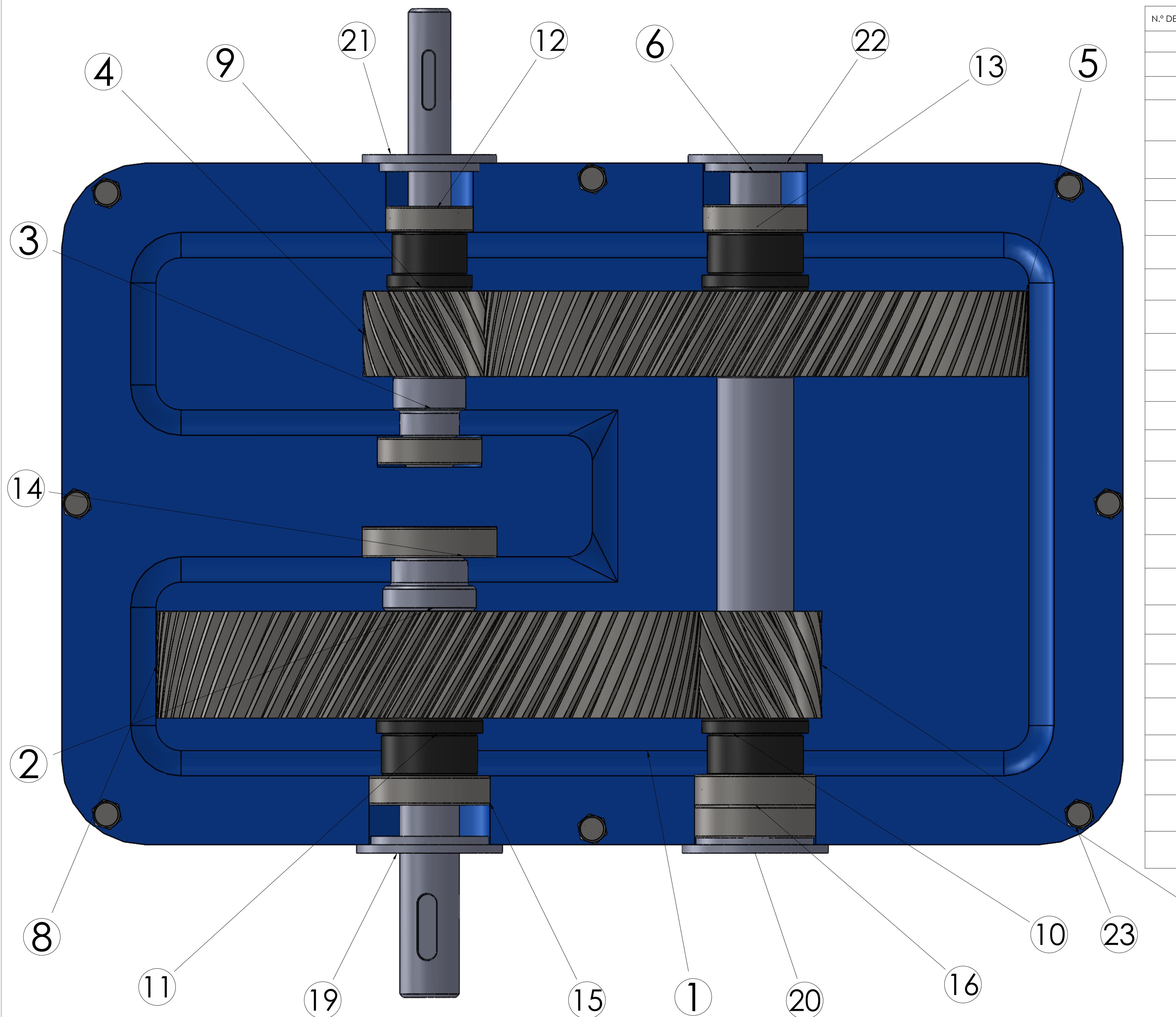
En muchas ocasiones existe la tendencia de realizar un eje-piñón integrado con el objetivo de reducir la cantidad de componentes implicados en el reductor, evitándose además la necesidad de colocar elementos de sujeción para asegurar la posición axial.

Fue necesario además considerar la implementación de sellos axiales y de tapas laterales unidas a la caja del reductor para evitar las fugas de lubricante.

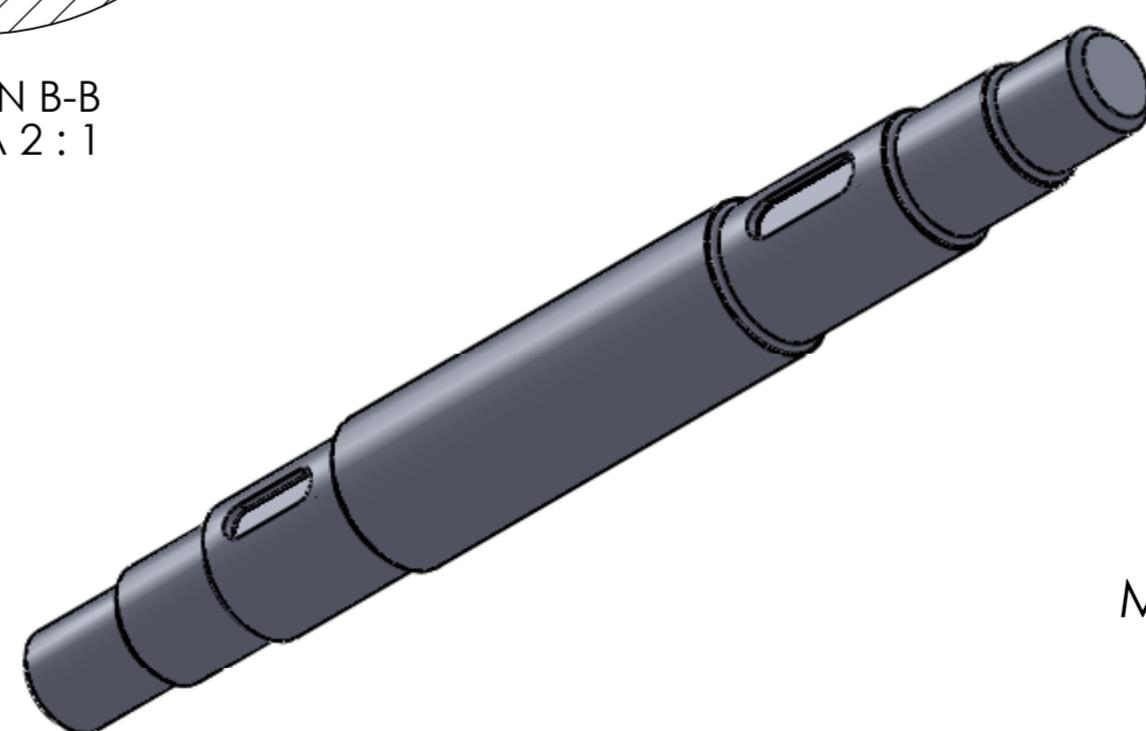
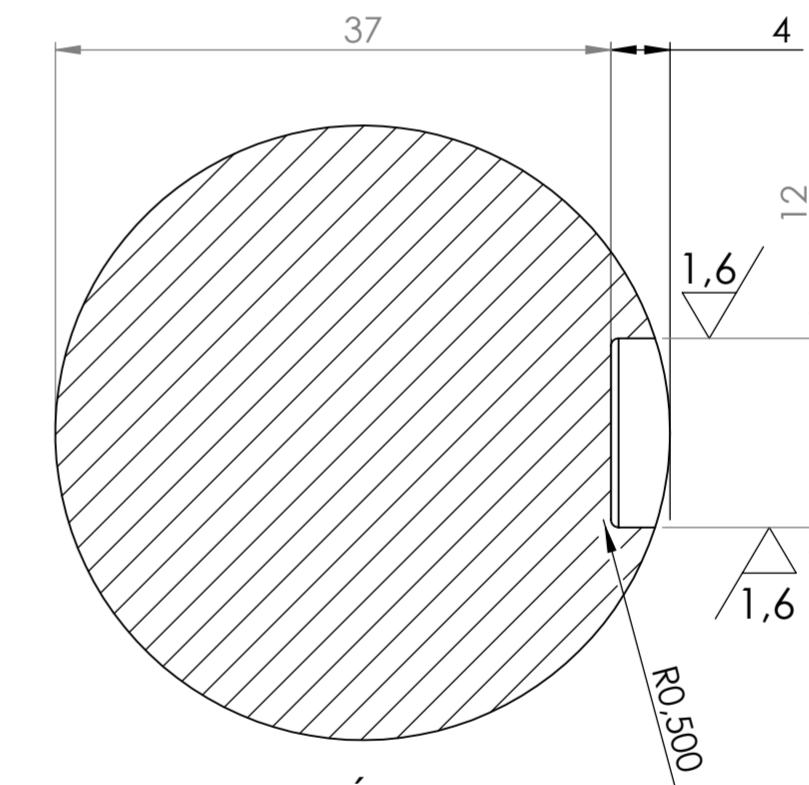
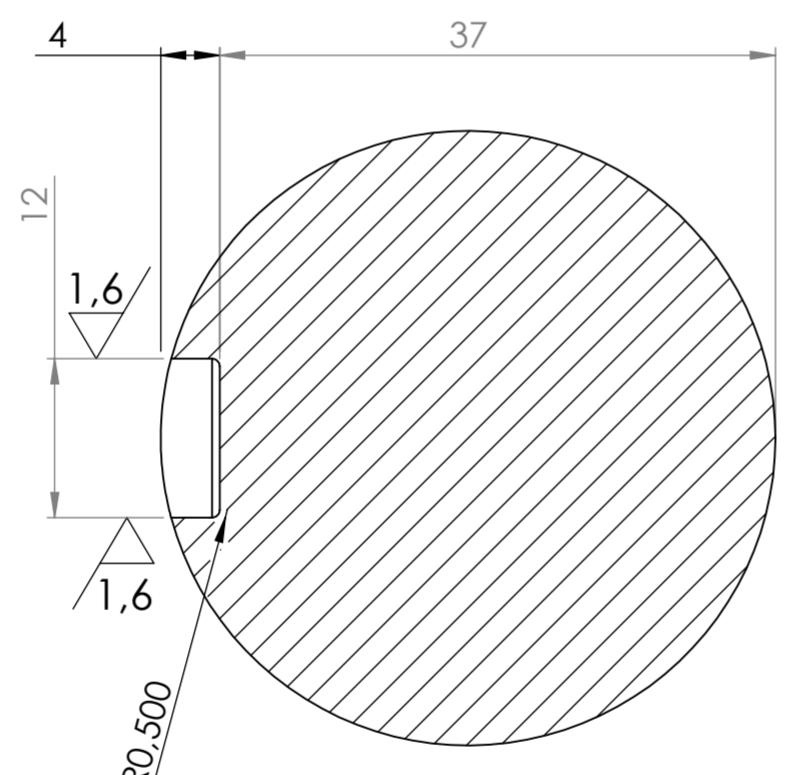
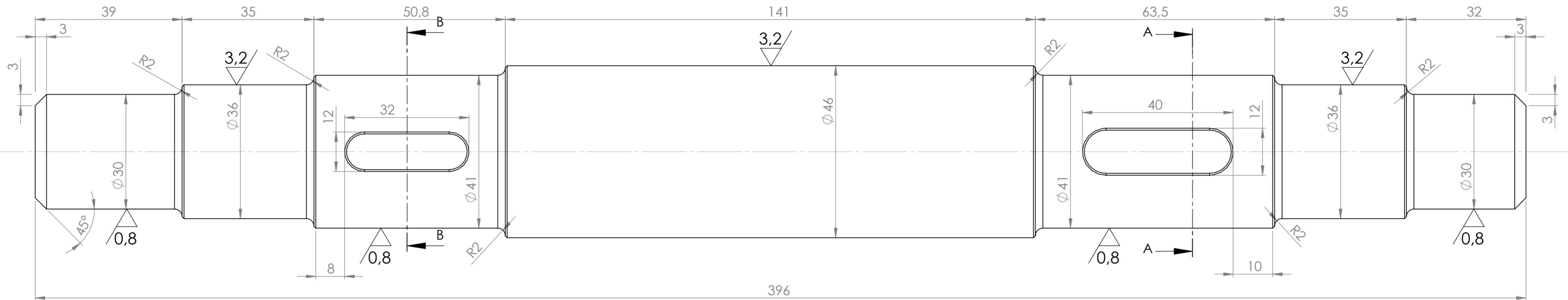
Se propusieron diferentes opciones para los acoplamientos, todos cumplen con los requisitos de momento torsor a transmitir y velocidad del eje, pero sus dimensiones son diferentes de acuerdo al diseño de cada uno en particular, queda a criterio del diseñador, seleccionar cuál de ellos es el más adecuado, en función al espacio disponible y precio. Es necesario tener en cuenta que de ser un acoplamiento de dimensiones considerables, deberá realizarse un cálculo de los esfuerzos que el mismo transmite al eje, lo cual no es la principal finalidad de los mismos.



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Caja de Reductor	1
2	Eje de Salida	1
3	Eje de Entrada	1
4	Piñón Helicoidal de Entrada (Primera Reducción)	1
5	Conducta Helicoidal (Primera Reducción)	1
6	Eje Intermedio.	1
7	Piñón Helicoidal (Segunda Reducción)	1
8	Conducta Helicoidal (Segunda Reducción)	1
9	Soporte Axial Eje Entrada	1
10	Soporte Axial Eje Intermedio	2
11	Soporte Axial Eje de Salida	1
12	Rodamiento SKF - 7205 BE -	1
13	Rodamiento SKF - 7206 BE -	2
14	Rodamiento SKF - 7208 BE	1
15	Rodamiento SKF - 7207 BE	1
16	Rodamiento SKF - 7306 BE	2
17	Caja Reductor-Tapa superior	1
18	Chaveta Eje Salida A14 x 9 x 40 DIN 6885	1
19	Tapa Lateral-Eje de Salida	1
20	Tapa Lateral Derecha-Eje Intermedio	1
21	Tapa Lateral-Eje de Entrada	1
22	Tapa Lateral Izquierda Eje Intermedio	1
23	Tornillo de Fijación M10 x 1.5 x 50 --26WN	8
24	Chaveta Izquierda Eje Intermedio A12 x 8 x 32 DIN 6885	1
25	Chaveta Derecha Eje Intermedio A12 x 8 x 32 DIN 6885	1
26	Chaveta Eje Entrada A10 x 8 x 32 DIN 6885	1



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Caja de Reductor	1
2	Eje de Salida	1
3	Eje de Entrada	1
4	Piñon Helicoidal de Entrada (Primera Reducción)	1
5	Conducta Helicoidal (Primera Reducción)	1
6	Eje Intermedio	1
7	Piñon Helicoidal (Segunda Reducción)	1
8	Conducta Helicoidal (Segunda Reducción)	1
9	Soporte Axial Eje de Entrada	1
10	Soporte Axial Eje Intermedio	2
11	Soporte axial Eje de Salida	1
12	Rodamiento SKF - 7205 BE	1
13	Rodamiento SKF - 7206 BE -	2
14	Rodamiento SKF - 7208 BE -	1
15	Rodamiento SKF - 7207 BE -	1
16	Rodamiento SKF - 7306 BE -	2
17	Caja Reductor-Tapa superior	1
18	Chaveta Eje de Salida A14 x 9 x 40 DIN 6885	1
19	Tapa Lateral-Eje de Salida	1
20	Tapa Lateral Derecha-Eje Intermedio	1
21	Tapa Lateral-Eje de entrada	1
22	Tapa Lateral Izquierda Eje Intermedio	1
23	Tornillos de Fijación M10 x 1.5 x 50-26WN	8
24	Chaveta Izquierda Eje Intermedio A12 x 8 x 32 DIN 6885	1
25	Chaveta Derecha Eje Intermedio A12 x 8 x 40 DIN 6885	1
26	Chaveta Eje de Entrada A10 x 8 x 32 DIN 6885	1



Material: Acero SAE 4140 Bonificado (Templado y Revenido)

	NOMBRE	FECHA
DIBUJ.		
VERIF.		
Norma		

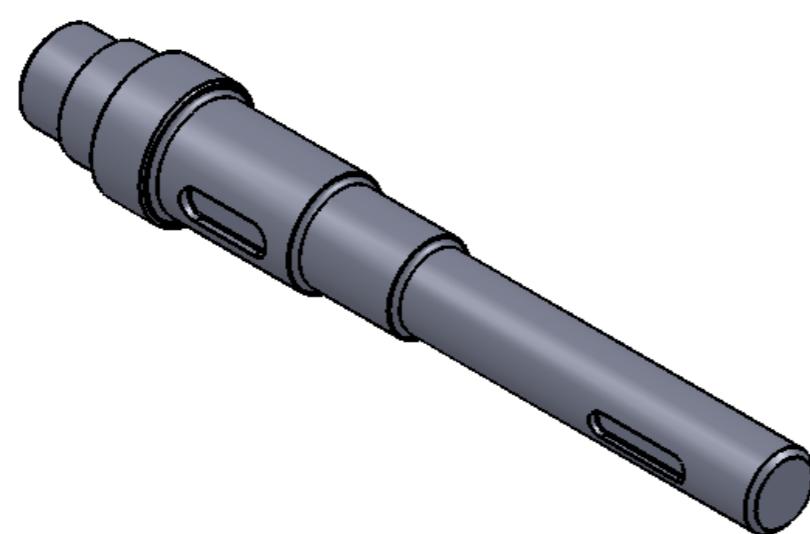
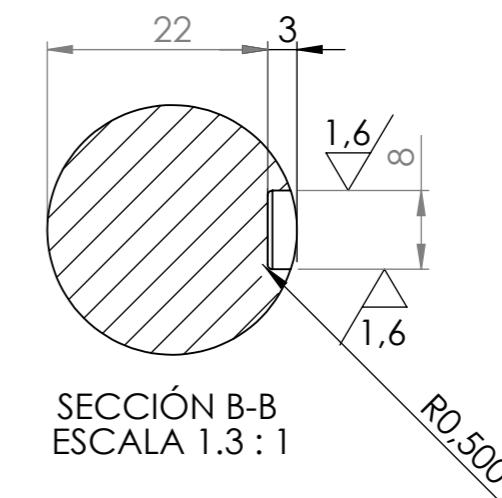
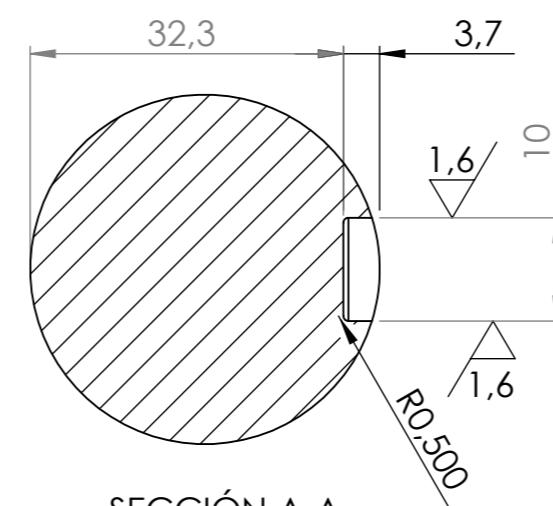
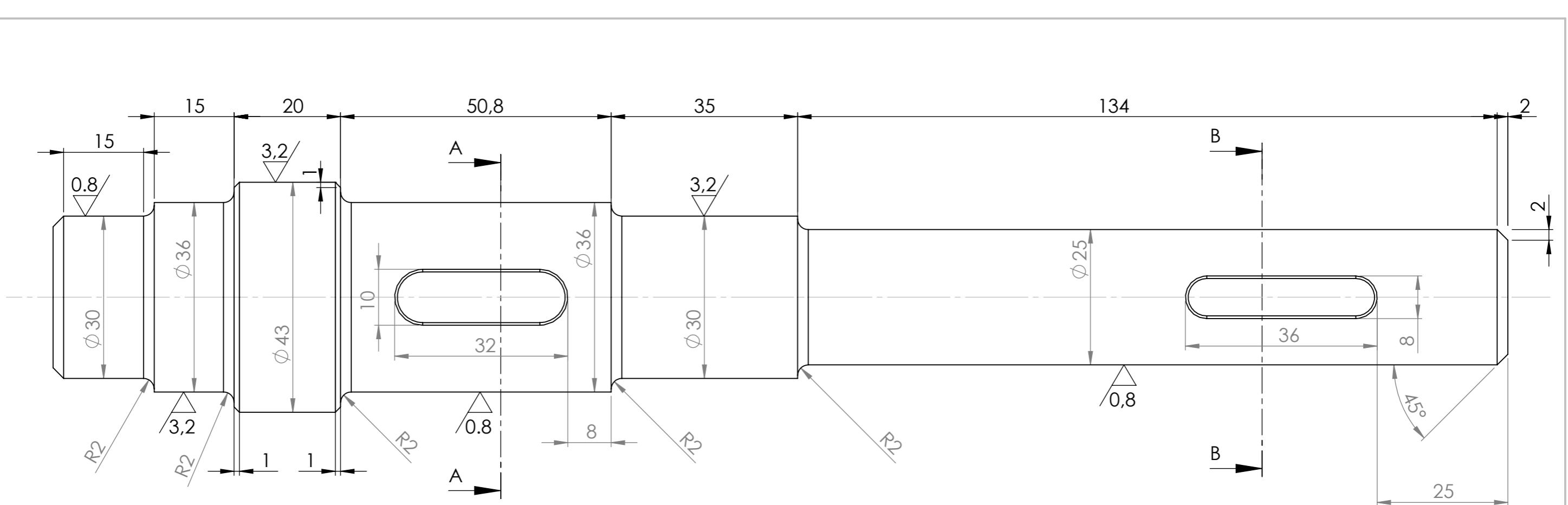
Eje Intermedio

Universidad Tecnológica Nacional  
Facultad Regional Tucumán

ESCALA 1:2

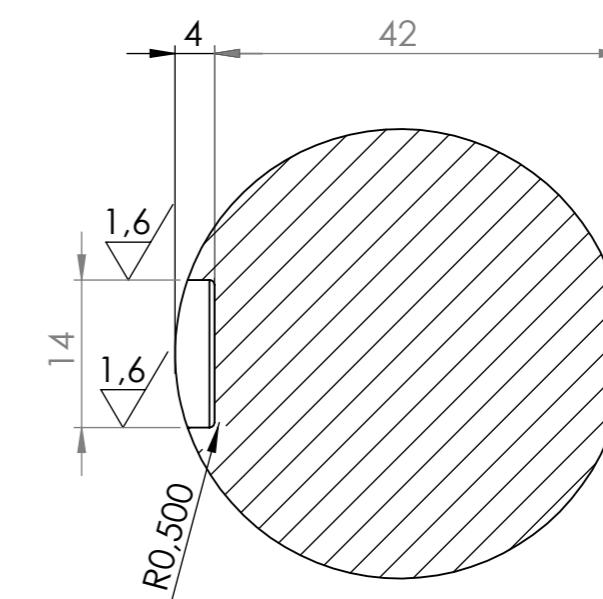
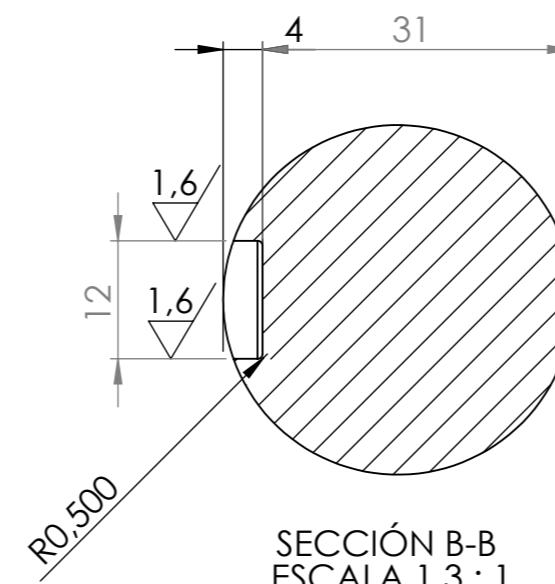
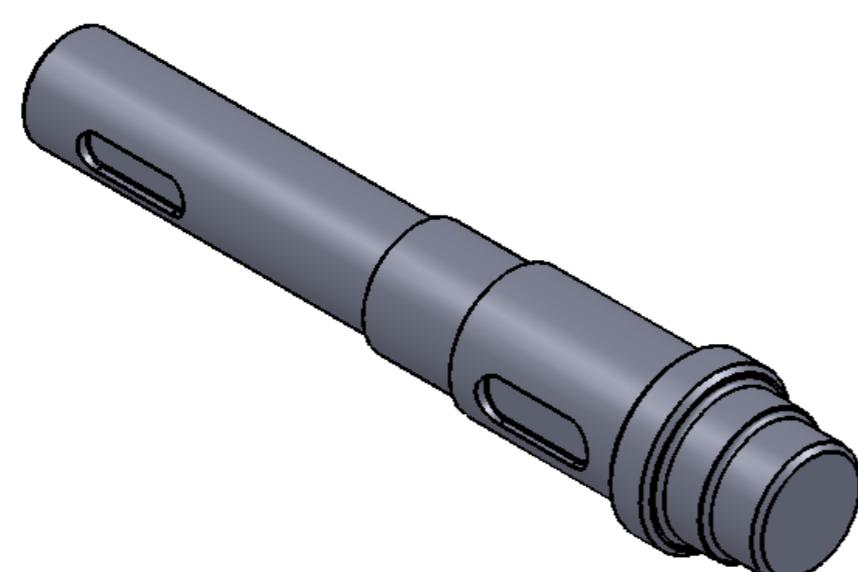
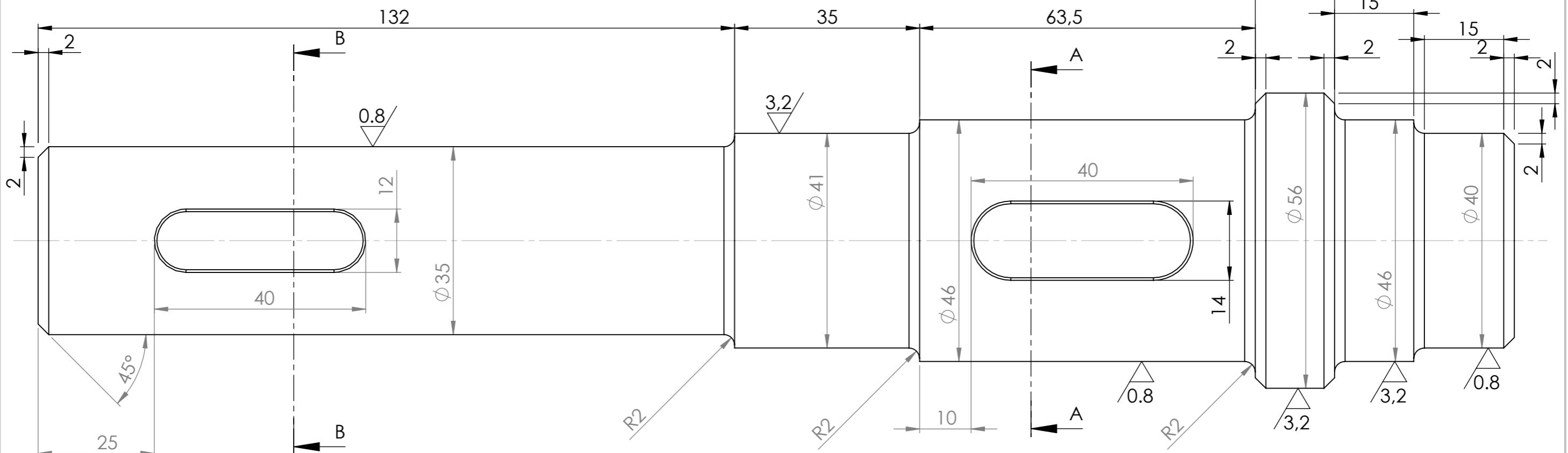
A2

HOJA 1 DE 1



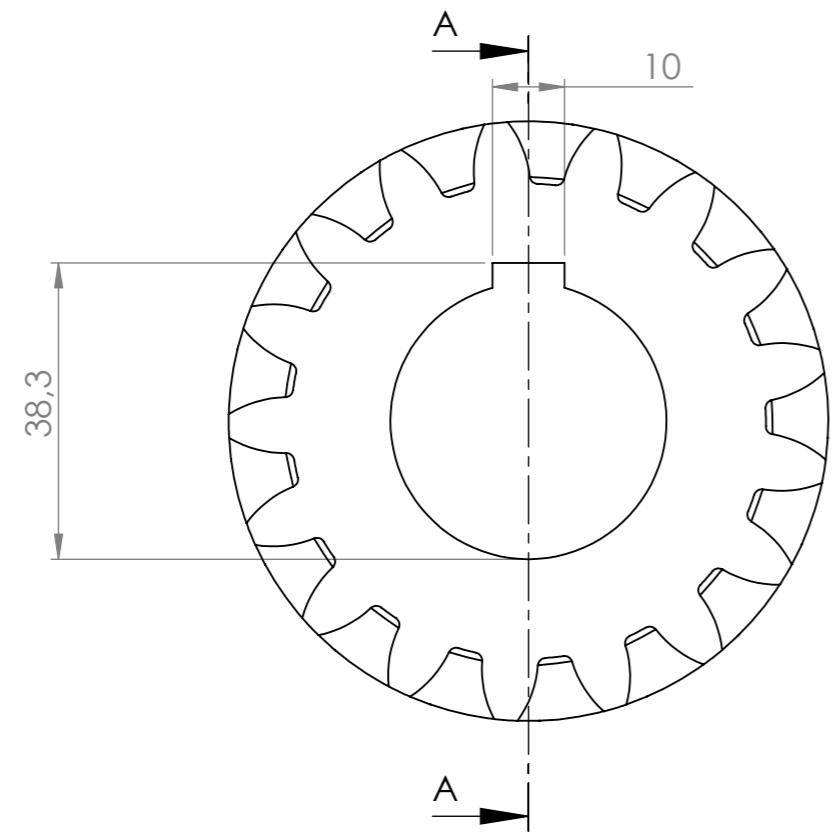
Material: Acero SAE 1050

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:
DIBUJ.				Eje de Entrada
VERIF.				
Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Tucumán				A3
ESCALA 1:1				HOJA 1 DE 1



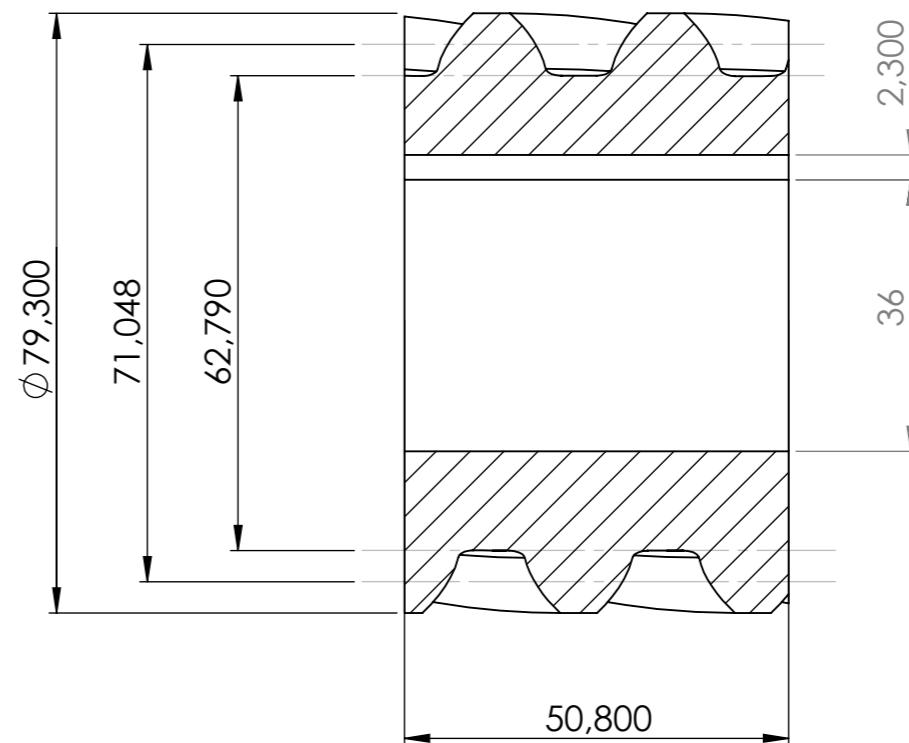
Material: Acero SAE 4140 Bonificado (Templado Y Revenido)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:
DIBUJ.				
VERIF.				
Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Tucumán				A3
ESCALA:1:1				HOJA 1 DE 1

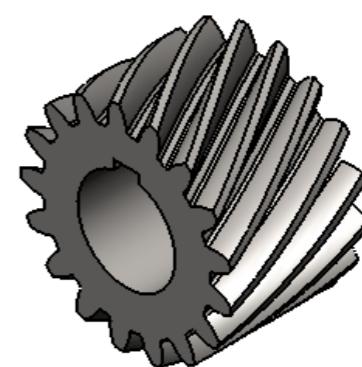


### Piñon Reducción 1

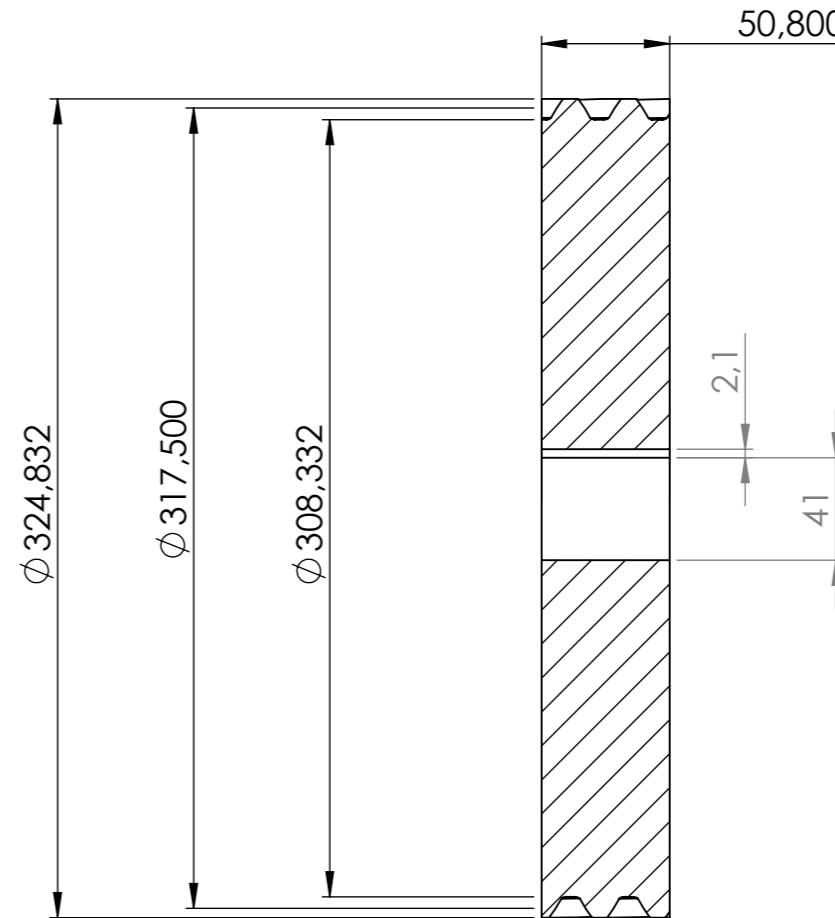
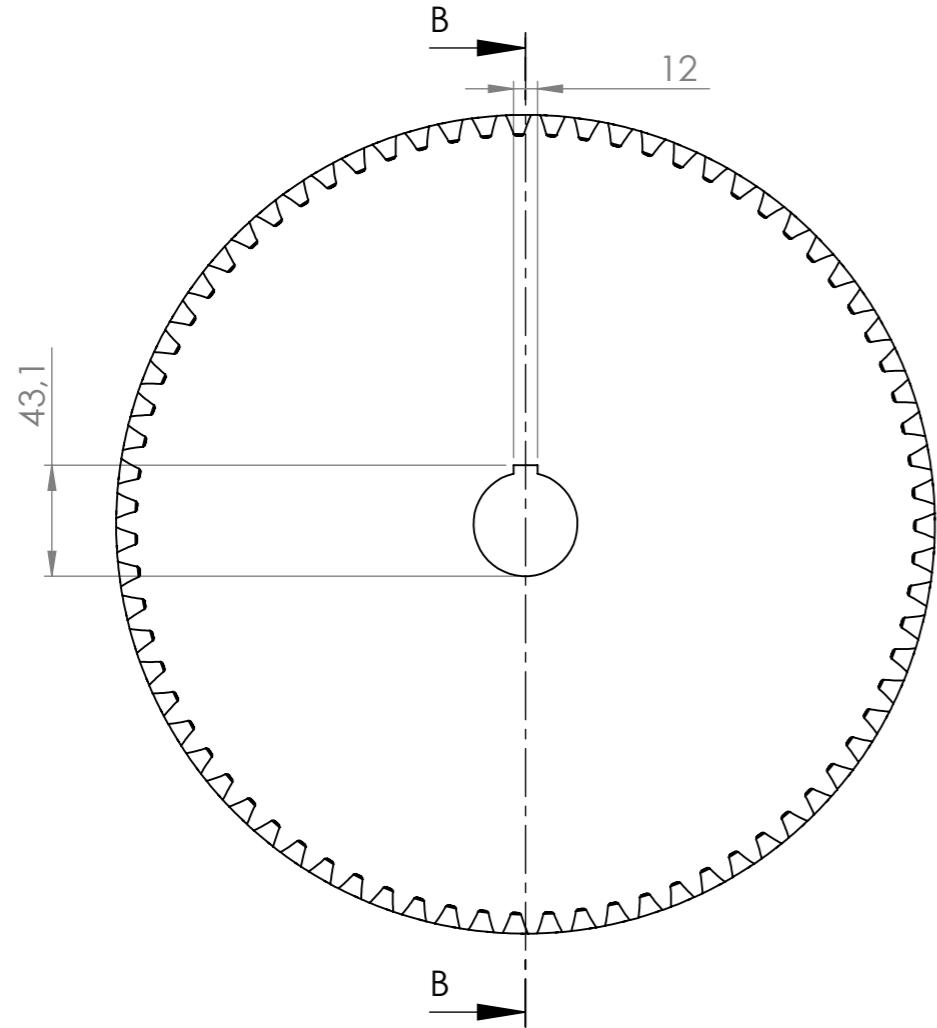
Paso Diametral	6 [Dientes / in]	$m = 5$
Numero de Dientes	17	
Ancho de Cara	50,80 [mm]	
Diametro Primitivo	71,048 [mm]	
Angulo de Presion	$20^\circ$	
Angulo de Helice	$30^\circ$	
Diametro Exterior	79,30	
Altura del Diente	16,5	
Sentido de la Helice	Izquierdo	



SECCIÓN A-A



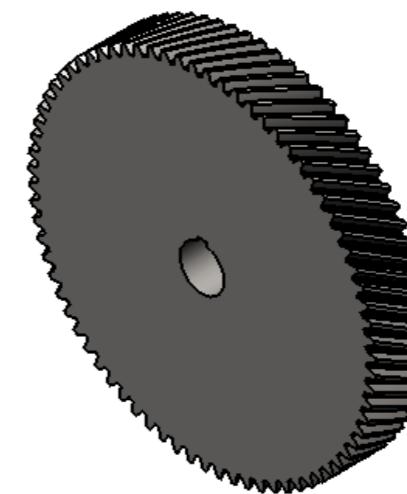
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:
VERIF.				Piñon Reducción 1
Universidad Tecnologica Nacional Facultad Regional Tucuman				
ESCALA:1:1				A3
HOJA 1 DE 1				



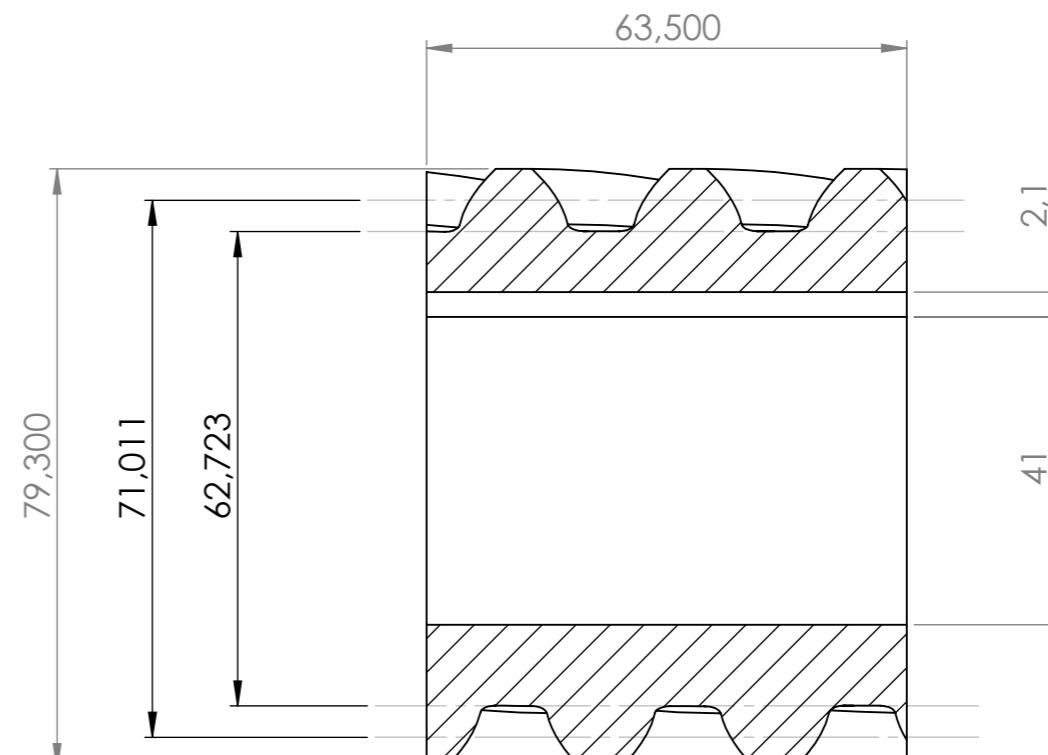
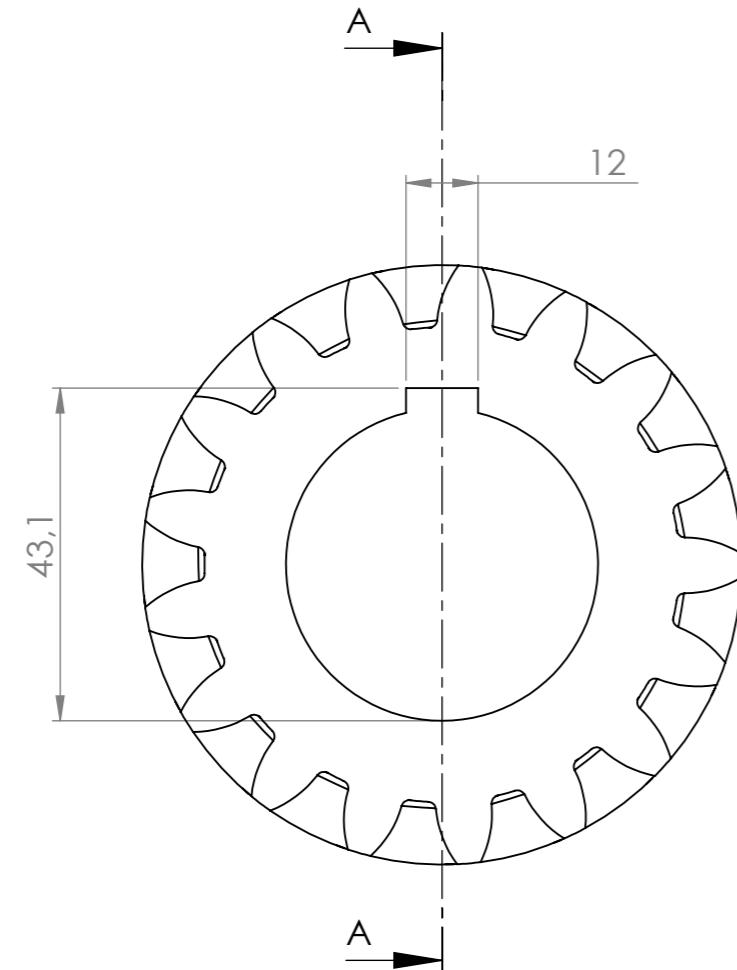
SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 3

### Engranaje Conducido Reducción 1

Paso Diametral	6 [Dientes/in]	$m = 5$
Numero de Dientes	75	
Ancho de Cara	50,8 [mm]	
Diametro Primitivo	137,50 [mm]	
Angulo de Presion	$20^\circ$	
Angulo de Helice	$30^\circ$	
Diametro Exterior	324,832 [mm]	
Altura del Diente	16,5	
Sentido de la Helice	Derecho	



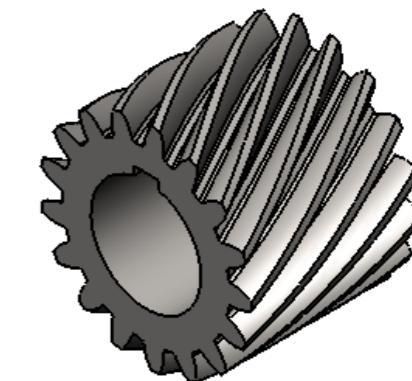
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:
VERIF.				Engranaje Conducido Reducción 1
Universidad Tecnologica Nacional Facultad Regional Tucuman				A3
ESCALA:1:3				HOJA 1 DE 1



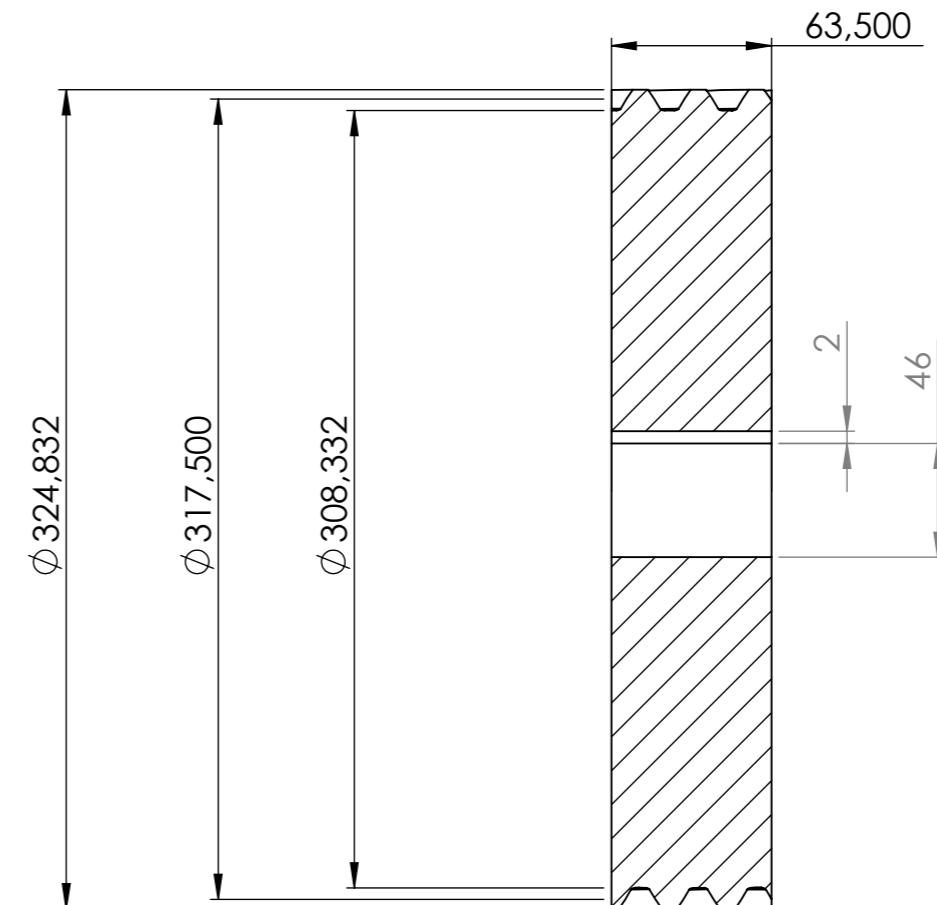
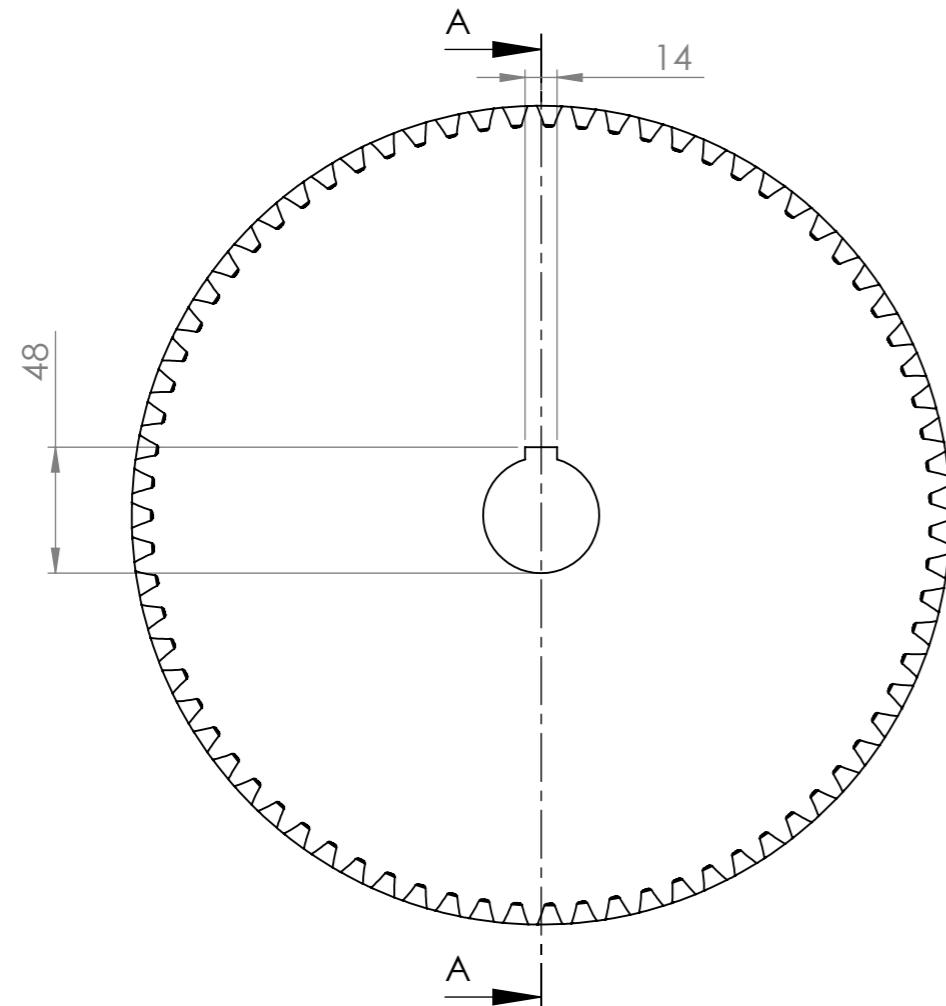
SECCIÓN A-A

**Piñon de Reducción 2**

Paso Diametral (Pd)	6[Dientes/in]	m= 5
Numero de Dientes	17	
Ancho de Cara	63,50 [mm]	
Diametro Primitivo	70 [mm]	
Angulo de Presion	20°	
Angulo de Helice	30°	
Diametro Exterior	70,30 [mm]	
Altura del Diente	16,5 [mm]	
Sentido de la Helice	Izquierdo	



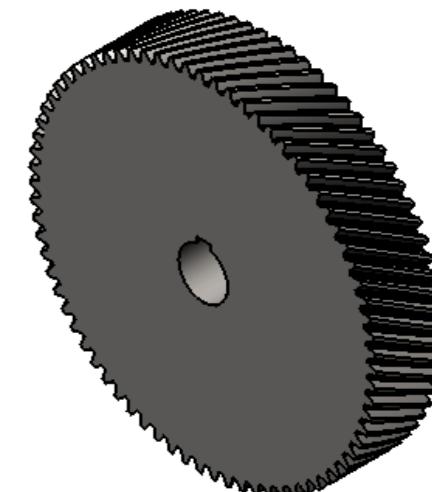
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:
VERIF.				
				Piñon de Reducción 2
				Universidad Tecnologica Nacional Facultad Regional Tucuman
				ESCALA:1:1
				HOJA 1 DE 1



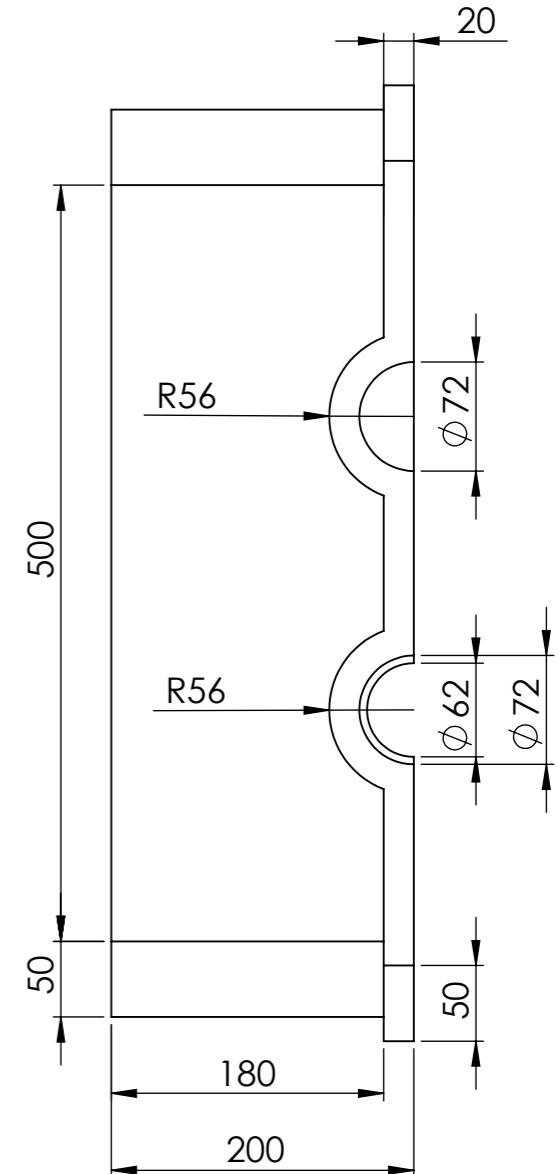
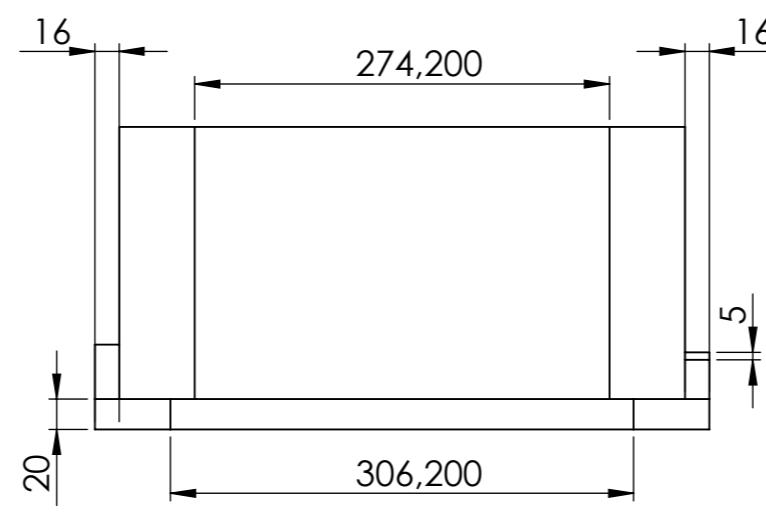
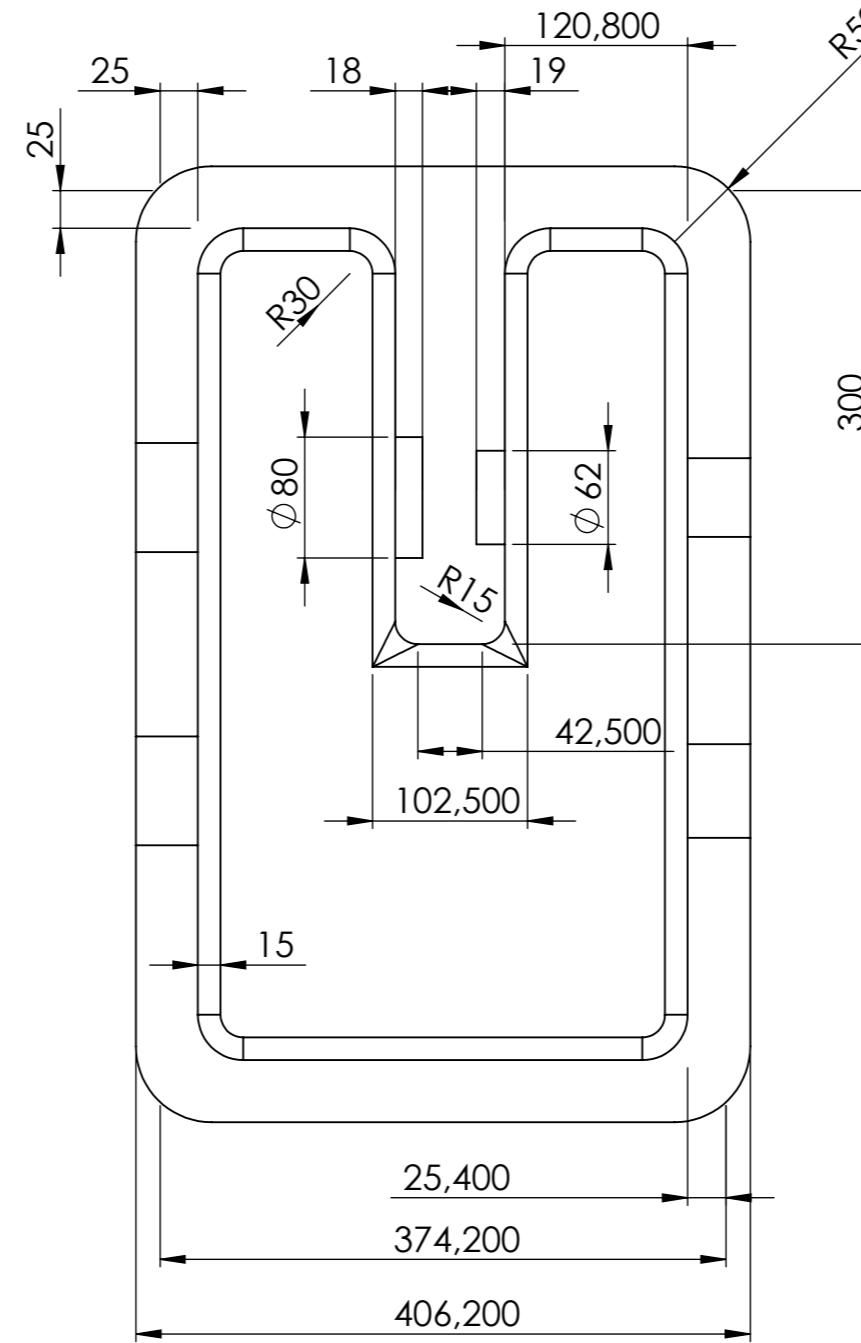
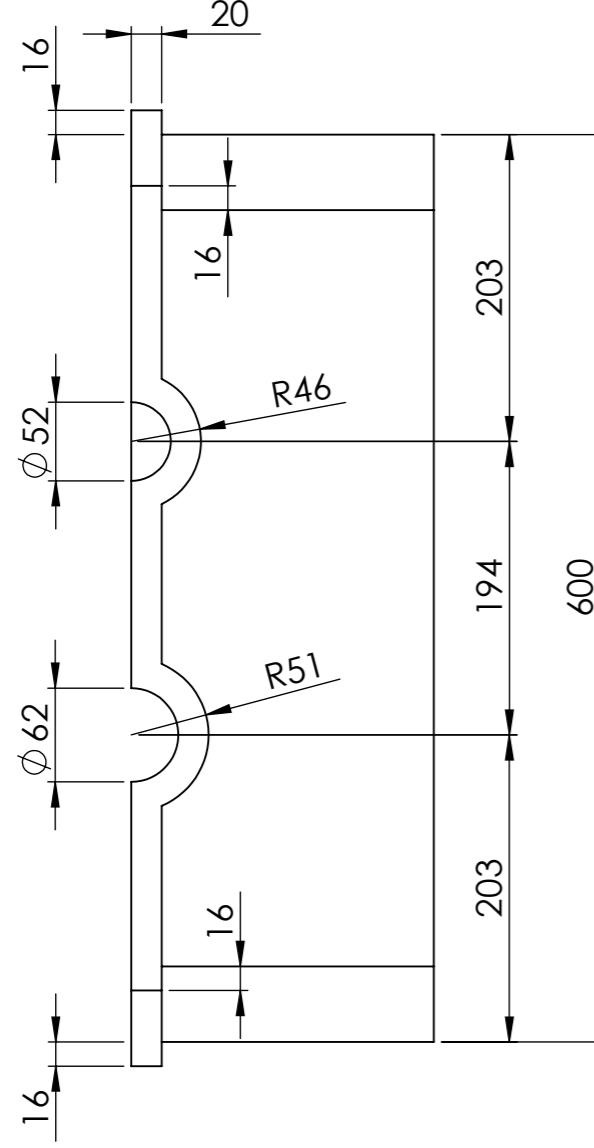
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 3

### Engranaje Conducido Reducción 2

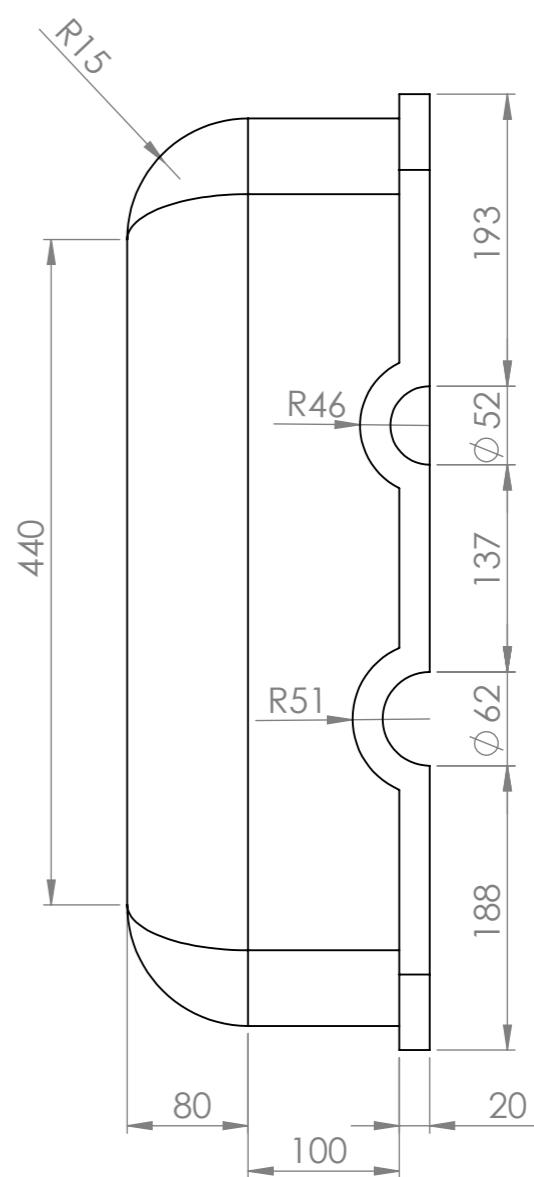
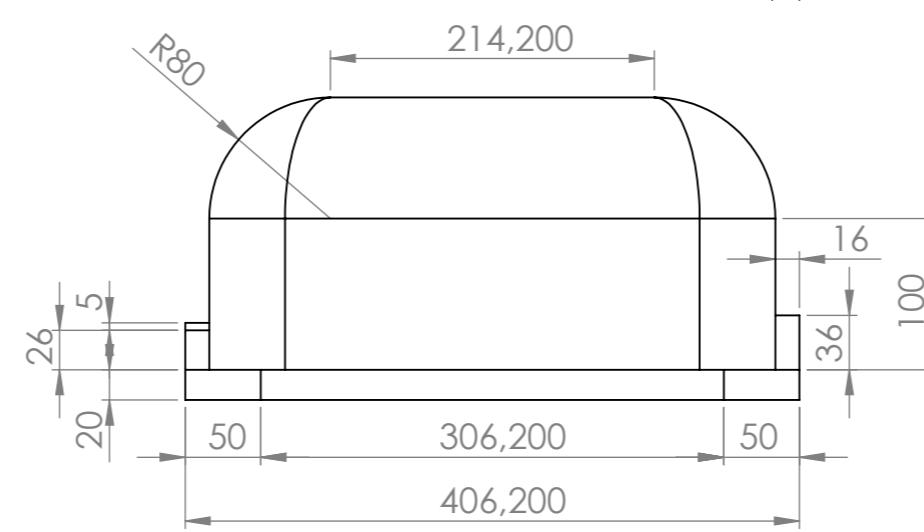
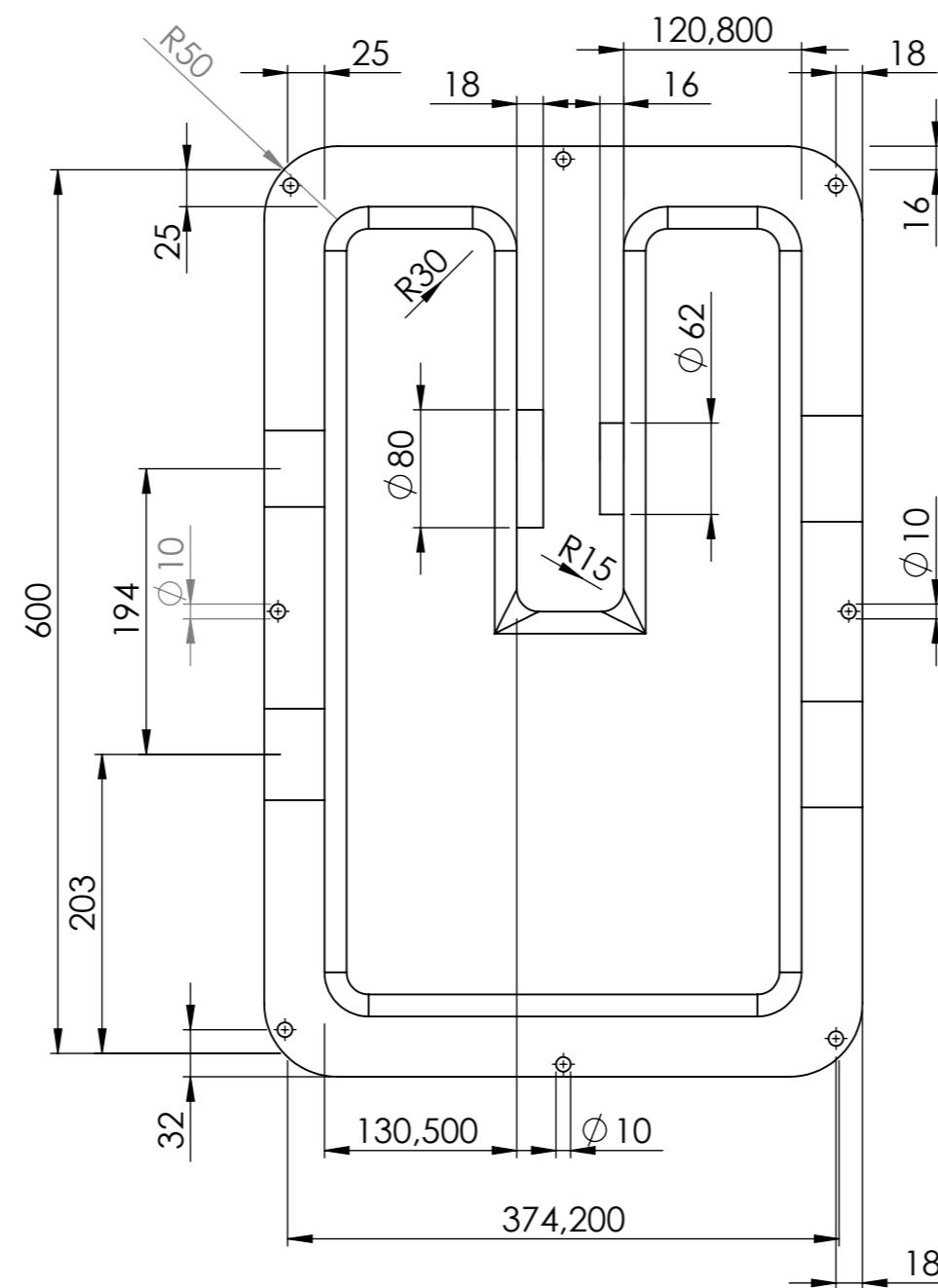
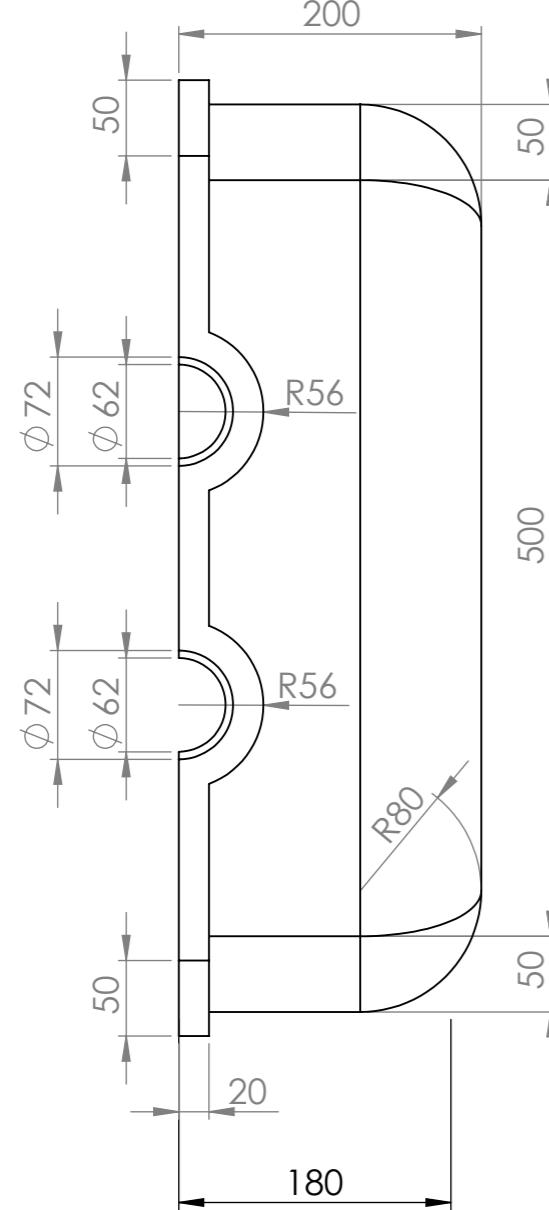
Paso Diametral	6 [Dientes/in]	$m = 5$
Numero de Dientes	75	
Ancho de Cara	63,50 [mm]	
Diametro Primitivo	308,332 [mm]	
Angulo de Presion	20°	
Angulo de Helice	30°	
Diametro Exterior	324,832 [mm]	
Altura del Diente	16,5 [mm]	
Sentido de la Helice	Derecho	



DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:
VERIF.				Engranaje Conducido Reducción 2
				Universidad Tecnologica Nacional
				Facultad Regional Tucuman
				A3
				ESCALA:1:3
				HOJA 1 DE 1



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:
DIBUJ.				Caja de Reductor 2
VERIF.				
Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Tucumán				A3
ESCALA: 1:5				HOJA 1 DE 1



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:
DIBUJ.				
VERIF.				
Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Tucumán				A3
ESCALA: 1:10				HOJA 1 DE 1

Tapa superior