

REDISEÑO DE TRANSMISIÓN DE MÁQUINA ROLADORA PARA ALUMINIO

Jair Yecid Camargo Castaño

Alexis González Rodríguez

INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO

FACULTAD DE INGENIERÍA

INGENIERÍA MECÁNICA INDUSTRIAL

MEDELLÍN

2015

REDISEÑO DE TRANSMISIÓN DE MÁQUINA ROLADORA PARA ALUMINIO

Jair Yecid Camargo Castaño

Alexis González Rodríguez

Tesis para optar al título de Ingeniero Mecánico

ASESOR

Karen Cagua Madero

INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO

FACULTAD DE INGENIERÍA

INGENIERÍA MECÁNICA INDUSTRIAL

MEDELLÍN

2015

Nota de Aceptación:

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Medellín, 08 de Abril 2015

DEDICATORIA

Este trabajo de grado cierra un capítulo en nuestras vidas pero es el comienzo de otras etapas, por esto y mucho más, dedicamos primordialmente esta tesis a Dios por que con la sabiduría y la persistencia que nos ha brindado hemos sabido afrontar las circunstancias adversas que nos presenta la vida, y dejamos en sus manos el rumbo de esta.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a Dios por protegernos durante todos nuestros caminos y darnos fuerzas para superar obstáculos y dificultades a lo largo de todas nuestras vidas.

Sin duda alguna nuestras familias han sido el pilar para que cada uno de los integrantes de este grupo de hasta el último aliento por su felicidad. No nos alcanzan las palabras ni los gestos de agradecimiento por brindarnos su apoyo, amor y fortaleza en el transcurso de nuestras vidas.

De antemano, agradecemos a nuestros docentes, compañeros, amigos y especialmente a nuestra asesora de proyecto que gracias a sus aportes, correcciones y sugerencias nos permiten concluir de manera satisfactoria esta tesis.

A la INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO por toda la educación brindada, por la ayuda y acompañamiento incondicional en el desarrollo de nuestras actividades académicas.

CONTENIDO

	Pág.
DEDICATORIA	4
INTRODUCCIÓN	13
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	14
2. JUSTIFICACIÓN	15
3. OBJETIVOS	16
3.1 General	16
3.2 Específicos	16
4. MARCO TEÓRICO	17
4.1 Diseño mecánico.....	17
4.2 Parámetros para un diseño	18
4.3 Proceso de diseño mecánico	20
4.2.1 El piñón	20
4.2.2 El rodamiento	22
4.3 Materiales de construcción.....	24
4.3.1 Selección del material	24
4.3.2 Material a curvar aluminio	25
4.3.5 Propiedades del aluminio	25
4.3.6 Propiedades mecánicas del aluminio.....	26
4.3.7 Aleaciones de aluminio.....	27
4.3.8 Aplicaciones de las aleaciones de aluminio	28
4.4 Deformación	29
4.4.1 Fractura por fatiga.....	30

4.4.2	Fatiga superficial.....	30
4.4.3	Fractura por fatiga flexión	30
4.5	Principios de curvado	31
4.5.1	Análisis de las cargas en el curvado.....	31
4.5.2	Cálculo de la fuerza de curvado	32
4.5.3	Tecnologías de curvado	32
5.	METODOLOGÍA.....	33
5.1	Cálculos para el diseño de transmisión de potencia.....	37
5.1.1	Cálculo del Piñón 1	37
5.1.2	Cálculos de la Corona 2	45
5.1.3	Cálculos del Piñón 3.....	51
5.1.4	Diseño del eje.....	53
5.1.5	Chaveta para el engrane 2.....	54
5.1.6	Elección del rodamiento	55
5.1.7	Cálculos de la corona 4.....	57
5.1.8	Cálculo del piñón 5	58
5.1.9	Eje del piñón 5.....	59
5.1.10	Rodamiento	61
5.1.11	Engranajes 6 y 7	63
5.1.12	Eje piñón 6 y 7	63
5.1.13	Rodamientos	64
6.	RESULTADOS Y DISCUSIONES.....	68
	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	¡Error! Marcador no definido.
	CONCLUSIONES	88
	BIBLIOGRAFÍA.....	89
	ANEXOS	91

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1</i> Partes de un piñón	22
<i>Figura 2</i> Carga radial.....	22
<i>Figura 3</i> Carga axial	23
<i>Figura 4</i> Carga combinada.....	23
<i>Figura 5</i> Recuperación elástica	29
<i>Figura 6</i> Análisis de cargas en el curvado.....	31
<i>Figura 7</i> Máquina roladora de perfiles de aluminio.....	34
<i>Figura 8</i> Sistema de transmisión de potencia.....	35
<i>Figura 9</i> Categorías Cálculos diseño de transmisión de potencia.....	37
<i>Figura 10</i> Análisis de fuerzas	41
<i>Figura 11</i> Características del rodamiento 6307 C3	66
<i>Figura 12</i> Ejes y apoyos del rodamiento	67

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1 <i>Propiedades mecánicas del aluminio</i>	26
Tabla 2 <i>Propiedades mecánicas de aleaciones de aluminio</i>	27
Tabla 3 Comparativa de aceros con respecto al AISI 1045.....	42
Tabla 4 <i>Propiedades mecánicas del acero 1045</i>	44
Tabla 5 <i>Propiedades mecánicas acero AISI 1020</i>	49
Tabla 6 <i>Valores del factor de Lewis</i>	52
Tabla 7 <i>Factor de seguridad</i>	53
Tabla 8 Resistencia del acero AISI 4140.....	55
Tabla 9 Rodamiento 6305LC.....	56
Tabla 10 <i>Ficha técnica de rodamiento 6312 C3</i>	62
Tabla 11 <i>Características del rodamiento 6307 C3</i>	65
Tabla 12 <i>Definición de ejes y apoyos</i>	67

GLOSARIO

AGMA: Abreviación de la “American Gear Manufacturers Associations”, (Asociación de fabricantes de Engranés de los Estados Unidos).

BAUXITA: Mineral blando de color blanquecino, grisáceo o rojizo, formado por óxido hidratado de aluminio.

CÁRTER: Envoltura protectora de algunos engranajes y piezas del motor que a veces sirve como depósito de lubricante.

CHAVETA: Clavija que, puesta en el agujero de una barra, impide que se salgan las piezas que la barra sujeta.

DUCTIBILIDAD: Cualidad de dúctil. La capacidad para conducir el calor o la electricidad, la dureza, la maleabilidad o la ductilidad son cualidades específicas de ciertos materiales.

ELONGACIÓN: Alargamiento

ENGRANAJE: Conjunto de los dientes de una máquina.

MALEABILIDAD: Propiedad de algunos materiales de poder ser descompuestos en láminas o extendidos

RESUMEN

En este trabajo se realizó un nuevo diseño de la transmisión de potencia de una máquina roladora de perfiles de aluminio, con el fin de mejorar su productividad.

El sistema de transmisión diseñado es por engranajes y se realizó de tal forma que fuera económico, sencillo y de fácil mantenimiento. Este diseño de ser implementado, permitiría mejorar el funcionamiento de máquinas roladoras ya instaladas en empresas.

ABSTRACT

This paper presents a new design of the transmission power of a rolling machine aluminum profiles, in order to improve their productivity was performed.

The transmission system is designed and conducted gear so it was cheap, simple and easy to maintain. This design to be implemented, would improve the operation of rolling machines already installed in businesses.

INTRODUCCIÓN

La industria metalmecánica ha focalizado sus esfuerzos en introducir nuevos y óptimos procesos de calidad con tecnologías que nos permiten innovar y modificar ciertas deficiencias de una máquina dándole una mayor eficacia a los procesos.

De ahí que en la industria metalmecánica colombiana, el proceso de moldeo de láminas y perfiles de aluminio en los últimos años se ha optimizado en relación con la disminución del consumo de energía, lo cual ha llevado a la mejora en los procesos de manufactura y mecanizado, pero descuidando algunos elementos y componentes de la maquinaria.

Frente a estas dificultades y específicamente, en la poca agilidad del proceso de curvado de perfiles y la falta de garantías que ofrecen los materiales de los componentes de transmisión de potencia de la máquinas roladoras tradicionales, se pretende mostrar un rediseño de la transmisión de estas, con el fin de obtener alta calidad en el producto curvado, elementos con los más altos estándares de calidad en su material, y por ende, menos esfuerzos del operario, que conlleven al incremento de la producción y rentabilidad.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente existen roladoras de perfiles que cuentan con elementos obsoletos o con desperfectos, los cuales no han sido cambiados, ni renovados y solo se les ha suministrado mantenimientos básicos, situaciones que se unen a una cultura de resistencia al cambio.

Hoy en día, la disponibilidad de la maquinaria en las compañías es fundamental para llevar a cabo con eficiencia las actividades diarias; una máquina roladora de perfiles de aluminio requiere trabajar con perfilería de pequeños espesores y sacar pequeños radios de curvado, sin embargo la calidad de los materiales producidos puede ser deficiente, y presentar quiebres en su estructura.

Es por esto que surge la necesidad de cambiar componentes de las máquinas roladoras debido su poca fiabilidad y unida a los desperfectos que presentan los elementos de la transmisión de potencia. Se busca de esta manera invertir en elementos con estándares de calidad altos, regidos bajo las normas actuales, beneficiando a los operarios que realizan un gran desgaste físico originado por el esfuerzo hecho.

2. JUSTIFICACIÓN

El proyecto consiste en el diseño conceptual de una transmisión mecánica con un tren de engranajes que consta de piñones, ejes y rodamientos. Este trabajo surgió de la necesidad que tienen muchas de las pequeñas empresas colombianas metalmecánicas de contar con máquinas roladoras eficientes en cuanto a su transmisión de potencia, buscando una serie de beneficios, como el aumento de la producción de perfiles, la disminución del agotamiento físico en los operarios y lograr estándares de calidad en sus elementos mecánicos según las normas actuales.

Las modificaciones que se llevaron a cabo en el diseño de la transmisión, permiten a las empresas cumplir con la demanda que exige el medio y la calidad que este reclama. Mejorando así la eficiencia, que produce el aumento de la productividad y que contribuye con la seguridad en el trabajo del operario, ofreciéndole condiciones ergonómicas más seguras y sencillas en su labor.

3. OBJETIVOS

3.1 General

Contribuir al mejoramiento de la calidad de los perfiles de aluminio resultantes del proceso de rolado, mediante el rediseño de la transmisión para una máquina roladora de perfiles.

3.2 Específicos

- Identificar los elementos del sistema de transmisión de la máquina roladora de perfiles.
- Realizar el diseño del nuevo sistema de transmisión.
- Evaluar las ventajas del nuevo diseño en cuanto a la operación de la máquina.

4. MARCO TEÓRICO

El marco teórico se divide en los siguientes categorías: diseño mecánico, proceso de diseño mecánico, materiales de construcción, principios de curvado y transmisión de potencia.

Los ingenieros mecánicos están relacionados con la producción y el procesamiento de energía y con el suministro de los medios de producción, las herramientas de transporte y las técnicas de automatización. Las bases de su capacidad y conocimiento son extensas. Entre las bases disciplinarias se encuentran la mecánica de sólidos, de fluidos, la transferencia de masa y momento, los procesos de manufactura y la teoría eléctrica y de la información. El diseño en la ingeniería mecánica involucra todas las áreas que componen esta disciplina. (Budynas, 2008)

4.1 Diseño mecánico

La gestión según la norma ISO 9001/2008 se define como “el conjunto de actividades coordinadas para dirigir y controlar una organización”. Por diseño se entiende “la concepción original de un objeto u obra destinados a la producción en serie”. De esto surge, en un sentido amplio, el diseño industrial, mecánico, gráfico, de modas, etc. Por tanto, podemos definir el diseño mecánico como “el conjunto de actividades coordinadas para dirigir y controlar una organización en lo relativo al diseño mecánico”. La gestión del diseño mecánico es dinámica porque los nuevos productos exigen una rápida adaptación a los requisitos cambiantes del mercado, de forma que el denominado “time to market” condiciona la estrategia empresarial. A ello se suma el progresivo incremento de la fiabilidad (disminución de averías durante vida útil, es decir mayor disponibilidad), la modularidad y accesibilidad integradas en la fase de diseño para facilitar la mantenibilidad, la exigencia de tiempos de mantenimiento correctivo cada vez más cortos, etc. (Fernández, 2013)

El proceso de diseño consta de varias fases que van desde la definición de los requisitos del producto, la generación de soluciones y alternativas, el desarrollo de la propuesta o alternativa seleccionada, la construcción o industrialización y la definición del soporte publicitario, como marca, catálogo de características, etc.. Es necesario destacar que una fase clave de este proceso es el estudio de viabilidad, en el que se consideran el conjunto de factores que influyen en el diseño, como el presupuesto requerido, los plazos, calidades, requisitos de fabricación, número de unidades, entre otros. (Fernández, 2013)

En las etapas de desarrollo la gestión del diseño mecánico puede requerir tomar decisiones sobre compromisos contrapuestos.

En un grado mayor de detalle, aparecen las especificaciones relativas a la potencia, consumo, seguridad, ruido/vibraciones, costes de adquisición, de consumo, de mantenimiento, estándares de calidad, materiales a emplear, proceso de fabricación, precio. El diseño es un proceso iterativo con muchas fases interactivas. (Fernández, 2013)

4.2 Parámetros para un diseño

En el libro de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley se expresa que:

No existe una secuencia precisa de pasos para algún proceso de diseño. Por naturaleza, el diseño es un proceso iterativo en el que es necesario realizar algunas selecciones tentativas y construir un previo esquema para determinar las partes críticas del mismo. Sin embargo, puede ahorrarse mucho tiempo si se comprenden las dependencias entre las piezas del problema, pues ello le permite al diseñador conocer las partes que serán afectadas por cualquier cambio. Parámetros a tener en cuenta para el diseño. (Budynas, 2008)

- **Requisitos de potencia**

Las consideraciones sobre potencia deben de abordarse ya que esto determinará las necesidades globales de dimensionamiento de todo el sistema.

- **Especificaciones de los engranajes**

En este punto todavía no es necesario realizar un análisis completo de fuerzas a los ejes, solo a medida que se requieren las cargas transmitidas.

- **Diseño en general del eje**

Se debe especificar el diseño en general del eje, lo cual incluye la ubicación axial de los engranes y es necesario tomar las decisiones sobre cómo transmitir el par de torsión desde los engranes hasta el eje (cuñas, lengüetas, etc.)

- **Análisis de fuerzas**

Una vez que se conocen los diámetros de engrane / polea, así como las ubicaciones axiales de engranes, pueden elaborarse los diagramas de cuerpo libre y diagramas de momentos.

- **Selección del material del eje**

El diseño de fatiga depende de manera tan importante de la elección del material, por lo regular es más por fácil efectuar primero una selección razonable del material, para después verificar si los resultados son satisfactorios.

4.3 Proceso de diseño mecánico

El diseño mecánico tiene como objetivo obtener un producto útil que satisfaga las necesidades de un cliente, y además sea seguro, eficiente, confiable, económico y de manufactura práctica.

El proceso de diseño mecánico debe de tener unos pasos específicos como: un trazado, dibujo técnico y diseño asistido por computador, así mismo debe contar con las propiedades, procesamiento de materiales y los procesos de manufactura. Es importante tener en cuenta las aplicaciones de la química para proteger contra la corrosión, galvanoplastia y pintura. La Estática y dinámica, resistencia de materiales, cinemática y mecanismos son fundamentales en el proceso de diseño, de igual manera que lo es la mecánica de fluidos, la termodinámica y transferencia de calor. Entre estos paso ya descritos es fundamental resaltar que durante el proceso de diseño se debe destacar la creatividad, la capacidad de solucionar problemas y gerencia de proyectos, así como un análisis de esfuerzos. (Mott, 2006)

4.2.1 El piñón

Rojas, C. (2008) define el piñón como:

Una rueda o cilindro dentado que engrana en otra mayor formando un mecanismo para la transmisión del movimiento a un eje. Se presenta de variadas formas y materiales, contruidos a través de diferentes procesos de moldeo, tratamiento y mecanizado. La combinación de dos o más piñones se llama engranaje y el conjunto de dos o más engranajes, se llama tren de engranajes. Estos sistemas se utilizan sobre todo para transmitir movimiento giratorio, pero usando piñones apropiados y piezas dentadas planas, puede transformar movimiento alternativo adelante y atrás en giratorio y viceversa. Un engranaje básico está formado por dos ruedas dentadas: la mayor denominada corona, y la menor, piñón.

Los componentes principales del piñón son:

- **Diámetro exterior:** Este es el diámetro de la circunferencia que limita la parte exterior del engranaje.
- **Diámetro interior:** Es el diámetro de la circunferencia que limita el pie del diente.
- **Pie del diente:** Es también conocido con el nombre de dedendum. Es la parte del diente comprendida entre la circunferencia interior y la circunferencia primitiva.
- **Número de dientes:** Es el número de dientes que tiene el engranaje. Se simboliza como (Z). Es fundamental para calcular la relación de transmisión. El número de dientes de un engranaje no debe estar por debajo de 18 dientes cuando el ángulo de presión es 20° ni por debajo de 12 dientes cuando el ángulo de presión es de 25° .
- **Paso circular:** es la longitud de la circunferencia primitiva correspondiente a un diente y un vano consecutivos.
- **Espesor del diente:** es el grosor del diente en la zona de contacto, o sea, del diámetro primitivo.
- **Ángulo de presión:** el que forma la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso, ϕ (20° o 25° son los ángulos normalizados)
- **Cabeza del diente:** también se conoce con el nombre de adendum. Es la parte del diente comprendida entre el diámetro exterior y el diámetro primitivo.
- **Altura del diente:** es la suma de la altura de la cabeza (adendum) más la altura del pie (dedendum).

En Figura 1 se pueden observar las partes del piñón descritas anteriormente.

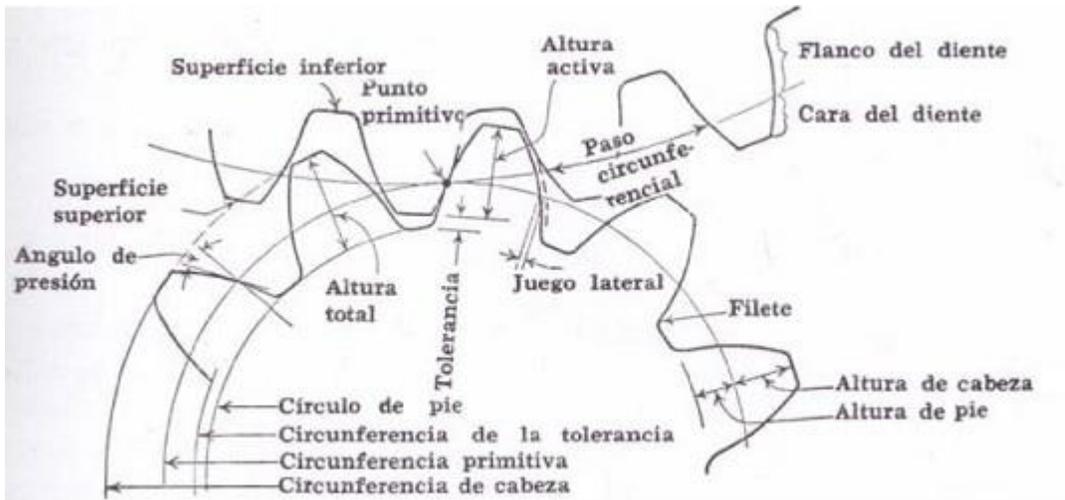


Figura 1 Partes de un piñón

Fuente: www.incoelectronica.com

4.2.2 El rodamiento

En la página web de (NTN-SRN, 2004) definen una carga como “una fuerza aplicada al rodamiento. Según su aplicación, y por consecuencia la carga que recibe el rodamiento, se utiliza un tipo de rodamiento u otro, cuyas cualidades son diferentes” Es importante resaltar que se distinguen dos tipos de cargas:

- **Carga radial:** Que es una carga perpendicular al eje. *Ejemplo:* aparejo de puente grúa de corredera .En la Figura 2 se puede observar una carga radial en rodamiento

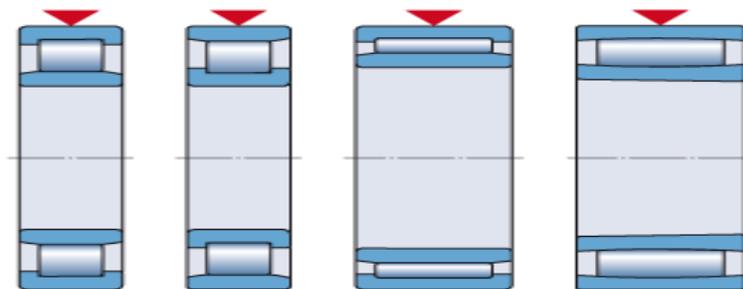


Figura 2 Carga radial

Fuente: www.skf.com

- **Carga axial:** Es una carga paralela el eje. Véase *Figura 3* Ejemplo: taladradora

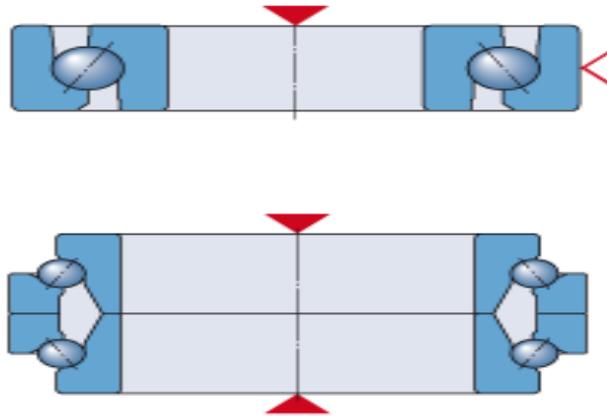


Figura 3 Carga axial

Fuente: www.skf.com

Así mismo hay casos se combinan dos cargas y se denominan **cargas combinadas**, son una carga radial más una carga axial (ver *Figura 4*). Ejemplo: ruedas de automóviles.

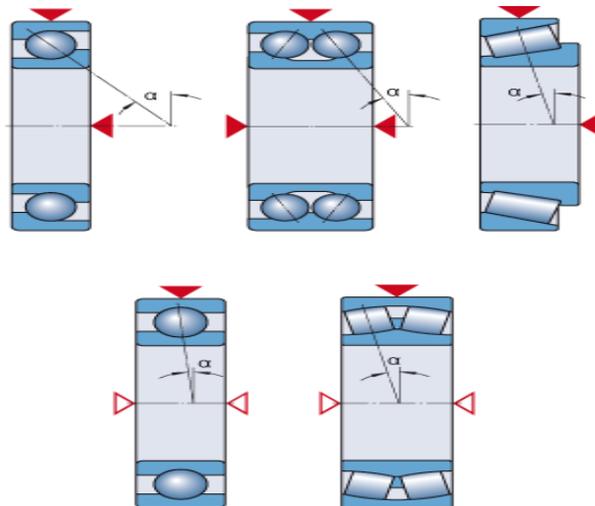


Figura 4 Carga combinada

Fuente: www.skf.com

4.3 Materiales de construcción

La selección de un material para construir una parte de máquina es uno de los pasos fundamentales para el diseñador. Este paso se debe tomar, por lo general antes de establecer las dimensiones de la parte. Luego de seleccionar el proceso para crear la geometría deseada y el material a utilizar, con el fin de evitar pérdidas en la funcionalidad.

Aunque el esfuerzo y la deflexión son importantes en el proceso de diseño de partes mecánicas, la selección de un material no siempre se basa en estos factores. Muchas partes no soportan carga alguna en ningún momento. Las partes pueden diseñarse sólo para llenar espacios o por cuestiones estéticas. Con frecuencia, los elementos deben diseñarse también para resistir la corrosión. Algunas veces, los efectos de la temperatura son más importantes en el diseño que el esfuerzo y la deformación. Existen muchos otros factores además del esfuerzo y la deformación que pueden condicionar el diseño de partes, por lo que el diseñador debe tener la versatilidad que se adquiere sólo con una amplia experiencia en materiales y procesos. (Budynas, 2008)

4.3.1 Selección del material

La selección de un material como se expresó anteriormente es uno de los pasos más importantes en el momento de diseñar, existen diversas maneras de escoger los materiales:

Una técnica básica consiste en enlistar todas las propiedades importantes de los materiales asociadas con el diseño por ejemplo resistencia rigidez y costo. Esto puede priorizarse usando una medida de ponderación que dependerá de cuales propiedades son más importantes que otras. Enseguida, de cada propiedad se hace una lista de todos los materiales disponibles y se ordenan de acuerdo con cuál de ellos es el mejor material. Después de haber formado la lista, se

selecciona una cantidad manejable de materiales de la parte alta de la lista. De cada lista reducida se escogen los materiales que figuran en todas listas para someterlos a una revisión más profunda. A los materiales incluidos en las listas reducidas pueden asignárseles grados y después ponderarlos de acuerdo con la importancia de cada propiedad (Budynas, 2008).

4.3.2 Material a curvar

Dentro de los distintos materiales utilizados en la fabricación de los perfiles se debe escoger aquel que posea las mejores propiedades mecánicas ya que la fuerza que se deberá aplicar debe ser superior a las aplicadas con menores propiedades mecánicas.

El aluminio es uno de los principales componentes de la corteza terrestre conocida, de la que forma parte en una proporción del 8,13%, superior a la del hierro, que se supone es de un 5%, y solamente superada entre los metales por el silicio (26,5%). El aluminio no se encuentra puro en la naturaleza, sino formando parte de los minerales, de los cuales los más importantes son las bauxitas, que están formadas por un 62-65% de alúmina (Al_2O_3), hasta un 28% de óxido de hierro (Fe_2O_3), 12-30% de agua de hidratación (H_2O) y hasta un 8% de sílice (SiO_2) (Pajares Luque, 2010).

4.3.5 Propiedades del aluminio

Este metal posee una combinación de propiedades que lo hacen muy útil en ingeniería mecánica, tales como su baja densidad (2.700kg/m^3) y su alta resistencia a la corrosión. Mediante aleaciones adecuadas se puede aumentar sensiblemente su resistencia mecánica (hasta los 690 Mpa). Es buen conductor de electricidad y de calor, se mecaniza con facilidad y es relativamente barato. Por

todo ello es desde mediados del siglo XX, el metal que más se utiliza después del acero (Cádiz, 2007).

4.3.6 Propiedades mecánicas del aluminio

Para la empresa (Ingemecánica, 2009), las propiedades mecánicas del aluminio son su resistencia mecánica débil, y su gran ductilidad y maleabilidad, las cuales permiten forjarlo, trefilarlo en hilos delgadísimos y laminarlo en láminas o panes tan finos como los del oro, hasta de un espesor de 0,0004 mm (0,4 micras). A la temperatura de 500°C se vuelve frágil y se puede pulverizar fácilmente. En la Tabla 1 se observan las propiedades mecánicas del aluminio

Tabla 1 Propiedades mecánicas del aluminio

Fuente: jmirez.wordpress.com

Propiedad	Cobre	Aluminio	Dirigir
Densidad (kg/m ³)	8890	2703	11370
Resistencia ($\mu\Omega\cdot m$)	0.01724	0.02826	0.214
Coeficiente de temperatura (°C)	0.0039	0.0040	0.0040
Coeficiente de expansión termal (°C)	17×10^{-6}	23×10^{-6}	29×10^{-6}
Punto de fusión (°C)	1083	659	327
Conductividad termal (W/m-K)	380	240	34
Resistencia a la tracción			
Temple suave (MN/m ²)	225	70-90	
Modulo elástico (GN/m ²)	260	140	
Dureza			
Suave (DPHN)	50	20-25	5
Limite a la resistencia por fatiga	± 65	± 40	± 2.8

--	--	--	--

4.3.7 Aleaciones de aluminio

En las aleaciones del aluminio se utiliza principalmente los siguientes metales: Cobre, silicio, cinc, magnesio y manganeso, y se consideran como metales secundarios el níquel, titanio, hierro, cromo y cobalto.

Dentro de las aleaciones del aluminio puro también conocido como ALPUR. Aluminio Puro. Presenta una elevada resistencia a los agentes atmosféricos, una gran conductividad térmica y eléctrica y una excelente actitud a las deformaciones. Sus características mecánicas son relativamente bajas. Su utilización está muy extendida: industria eléctrica, química, petroquímica, edificación, decoración (Cantabria, 2012).

En la Tabla 2 se pueden apreciar las propiedades mecánicas de aleaciones del aluminio.

Tabla 2 Propiedades mecánicas de aleaciones de aluminio

Fuente: ingemecanica.com

Número UNS y revenido	TENSIÓN			Resistencia de fluencia a la compresión kpsi	Módulo de ruptura al corte kpsi	Resistencia a la fatiga kpsi	Dureza Brinell H _B
	Resistencia de fluencia kpsi	Resistencia última kpsi	Elongación en 2 pulg. %				
A03190*	18	27	2.0	19	22	10	70

A03190-T6*	24	36	2.0	25	29	10	80
A03330+	19	34	2.0	19	27	14.5	90
A03330-T5+	25	34	1.0	25	27	12	100
A03330-T6+	30	42	1.5	30	33	15	105
A03330-T62+	40	45	1.5	40	36	10	105
A03550-T6*	25	35	3.0	26	28	9	85
A03550-T7*	36	38	0.5	38	28	9	85
A03550-T71*	29	35	1.5	30	26	10	75
A03560-T51*	20	25	2.0	21	20	7.5	60
A03560-T6*	24	33	3.5	25	26	8.5	70
A03560-T7*	30	34	2.0	31	24	9	75

4.3.8 Aplicaciones de las aleaciones de aluminio

Las aleaciones de aluminio día a día tienen una mayor aplicación en el mercado, ya que se utilizan generalmente en la fabricación de piezas que deben ser resistentes y al mismo tiempo ligero para las construcciones como en el campo aeronáutico, en los vagones de ferrocarriles de trenes articulados modernos, etc.

La revista Mensual Hispanoamericana expresa que:

También se emplean para la fabricación de culatas, cárteres, y émbolos de motores de explosión. En la edificación se emplean las aleaciones de aluminio para la construcción de puertas y ventanas, molduras, etc. En las construcciones navales se emplean ampliamente determinadas aleaciones de aluminio por su resistencia a la corrosión marina (Larra, 1925).

4.4 Deformación

La deformación plástica se produce tras sobrepasar la tensión de fluencia propia de cada material (obtenida mediante ensayos de tracción). Como la deformación elástica es reversible, el material recupera parte de su forma inicial tras el curvado. La suma de ambos procesos genera una serie de fenómenos colaterales, como la reducción del ángulo de curvado, elongación del tubo, ovalización de la sección, pérdidas de espesor, etc. Debido al carácter elástico del material, la pieza curvada recupera parcialmente su forma inicial disminuyendo ligeramente su ángulo de curvado final (de a_1 a a_2) (Curva-man, 2004).

La Figura 5 se muestra el proceso de recuperación de curvado

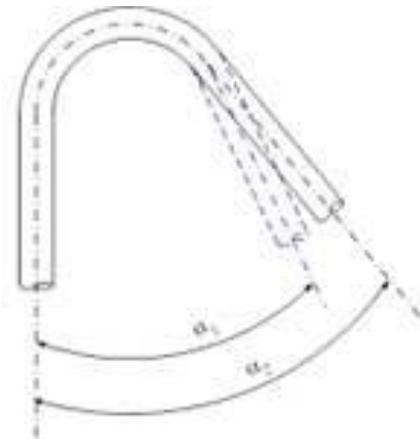


Figura 5 Recuperación elástica

Fuente: www.curva-man.com

Si se representa el ángulo recuperado de cada la pieza ($fr = a_2 - a_1$) frente a su ángulo de curvado, se muestra una evolución lineal a partir de un cierto valor. La mayoría de las máquinas curvadoras con control numérico corrigen automáticamente este error tras un calibrado previo.

4.4.1 Fractura por fatiga

Una fractura por fatiga se puede reconocer por la presencia de curvas semi-elípticas con marcas perpendiculares en la superficie de la fractura que irradian desde el foco o núcleo de la fractura. Son el resultado de cargas periódicas suficientemente elevadas para agrandar una grieta pero no tanto como para que una sola de ellas sea capaz de provocar individualmente la fractura del diente (Pintor, 2008).

4.4.2 Fatiga superficial

Una fatiga superficial es una falla que ocurre debido a esfuerzos repetidos en la superficie del engranaje, lo cual forma una grieta en la superficie o cerca de ella. Esta grieta aumenta hasta que se rompe un pequeño pedazo del engranaje y deja una picadura en la superficie. Las fallas por fatiga resultan evidentes después de prolongados usos de la máquina en contraste al desgaste que esta presenta. En casos avanzados, estas fallas se producen daños por escoriación. Los lugares más propensos a estos daños son los piñones helicoidales y la rueda (Castillo, 2013).

4.4.3 Fractura por fatiga flexión

Estas fracturas generalmente resultan de una fisura originada en la raíz del diente debido a entalladuras. Los elementos del diente deben diseñarse de modo que la carga transmitida resulte dentro del límite de endurecimiento del material o escoger un material con mayor resistencia o aumentar el área de raíz del diente (mayor radio de acordonado) y mejorar su acabado. Con esto se puede evitar la fatiga (Dudley, 1983).

4.5 Principios de curvado

Curva-man (2004) dice que “La norma DIN 8582 define el curvado, como el proceso de deformación plástica o permanente que sufre un material tras aplicar sobre el mismo un determinado esfuerzo flector. El curvado se efectúa en frío, ya que sólo los espesores muy gruesos requieren un calentamiento previo.”

4.5.1 Análisis de las cargas en el curvado

La disposición de los rodillos al momento de curvar es esencial, de modo que esto le permitirá deformar el perfil de la manera requerida. Fitzgerald (1992) Muestra por medio de la siguiente figura la disposición inicial de los rodillos y el proceso finalizado. “Una vez que los rodillos comienzan a girar y posteriormente los inferiores empiecen a subir, se comenzará a ejercer una fuerza en el perfil, la cual permitirá deformarlo plásticamente en el proceso de curvado.” En la Figura 6 se observa el análisis de cargas en el proceso de rolado.

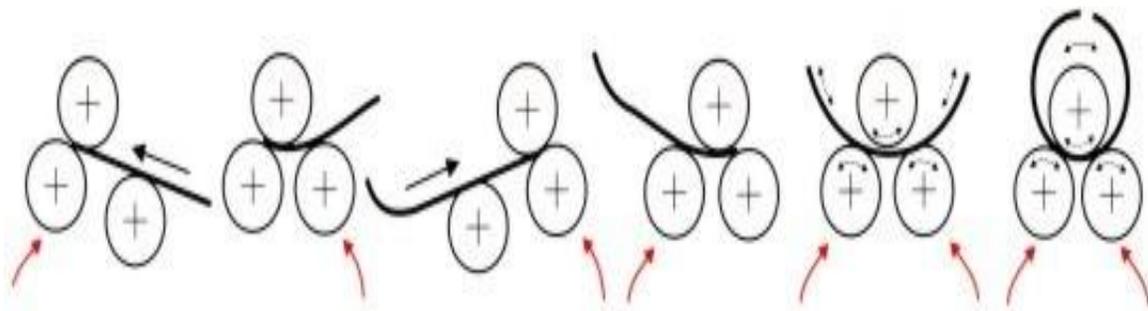


Figura 6 Análisis de cargas en el curvado

Fuente: www.inevid.com

Así mismo Fitzgerald (1992) agrega que “una de las consideraciones más importantes a tomar en cuenta en el instante de calcular la fuerza en el curvado es el esfuerzo normal por flexión, que se produce en la viga debido al momento flector que actúa en el punto de aplicación de la fuerza.”

4.5.2 Cálculo de la fuerza de curvado

Con la expresión de la fuerza aplicada obtenida anteriormente, se puede realizar los cálculos necesarios para conocerla. No obstante, se deberá conocer el material y las secciones transversales mayores de los perfiles a curvar. De este modo se podrán calcular las distintas fuerzas a aplicar en el curvado y poder diseñar la máquina curvadora con la mayor fuerza de aplicación necesaria (Figueroa, 2009).

4.5.3 Tecnologías de curvado

Existen diferentes técnicas de curvado, entre las cuales pueden destacarse las siguientes:

- Curvado por compresión
- Curvado por presión
- Curvado por rodillos
- Curvado con brazo giratorio
- Curvado de radio fijo
- Curvado de radio variable
- Especificaciones del estudio del caso transmisión de potencia
- Transmisión de potencia

5. METODOLOGÍA

Para dar cumplimiento a los objetivos propuestos en este trabajo se parte de una visita guiada a una empresa que cuenta con una máquina roladora, se inició con la identificación de los elementos de transmisión de la misma, luego se consultaron los manuales sobre su funcionamiento y posteriormente se realizó una descripción de sus principales componentes.

El diseño se realizó por fases, las cuales se describen a continuación:

Fase de Planeación y diseño

En esta fase se tomaron las decisiones acerca de los métodos y estrategias para resolver el diseño y dar respuesta a la pregunta establecida, así mismo se planeó la recolección de los datos necesarios. Cabe resaltar que este trabajo corresponde a un estudio de caso debido a que nos permitió conocer de forma amplia y detallada las características básicas, la situación actual y la interacción con el medio de la máquina roladora. Igualmente se realizó una selección de las herramientas, entre las que se utilizaron entrevistas estructuradas la cual fue pieza clave en el trabajo de grado porque en este se recibió una asesoría para conocer más a fondo el comportamiento de la máquina seleccionada y la observación no participante nos permitió observar el funcionamiento de la máquina roladora, con el fin de obtener los datos necesarios para llevar a cabo el rediseño de la transmisión de potencia de esta.

A continuación se puede observar la máquina roladora de perfiles de aluminio Figura 7 la cual dispone de tres rodillos de trabajo con superficie lisa, las posiciones de los rodillos inferiores pueden ajustarse a lo largo del arco, mientras que el rodillo superior permanece estático. La máquina puede procesar diferentes perfiles como cuadrados, redondos, rectangulares, en ángulo, en H, entre otros. La máquina logra ser operada en posición vertical u horizontal. En la Figura 8 se

puede observar el sistema de transmisión de potencia el cual presenta desperfectos y salpicaduras, las cuales no permiten un contacto óptimo de los engranajes.



Figura 7 Máquina roladora de perfiles de aluminio

Fuente: Tomada en Indisa S.A, Mayo 27 de 2015



Figura 8 Sistema de transmisión de potencia

Fuente: Tomada en Indisa S.A, Mayo 27 de 2015

Para evaluar las ventajas se comparó el nuevo diseño con el diseño anterior de la máquina, teniendo como criterio los siguientes parámetros: potencia del motor, número de dientes en los engranajes y material de los engranajes.

Fase diseño y análisis

En esta fase se realizó el cálculo de los piñones, coronas y ejes del sistema de transmisión, siguiendo las normas AGMA (American Gear Manufacturers Association). Esta asociación que tiene como misión establecer una normalización sobre el diseño, fabricación y explotación de los engranes de los Estados Unidos de América y gran parte del mundo. Para la elección del material en los engranajes se tuvo como base la ecuación de Lewis Wilfred y Teoría de Sines para el diseño de los ejes. Se seleccionaron los rodamientos adecuados según las cargas en los ejes.

Posteriormente fueron analizados los datos, puesto que estos por si solos no proporcionan la respuesta a la viabilidad del proyecto.

Fase de interpretación y difusión de resultados

En esta última etapa de diseño de la máquina roladora de perfiles de aluminio, se analizaron los datos con el fin de explicar las observaciones y cumplir con los

MÁQUINA ROLADORA

DISEÑO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Dimensiones de los
piñones y coronas

Ejes

Selección de
rodamientos

objetivos del proyecto y viabilidad del proyecto.

En la Figura 9 se puede apreciar un cuadro sinóptico que resume la metodología empleada para efectuar los cálculos en los elementos del sistema de transmisión de potencia de la máquina roladora.

Selección del material

Figura 9 Categorías Cálculos diseño de transmisión de potencia

Fuente: Elaboración propia.

5.1 Cálculos para el diseño de transmisión de potencia

Para el nuevo diseño del sistema de transmisión se escogió la metodología teniendo en cuenta las siguientes ecuaciones en las dimensiones de los engranajes, ejes, chavetas con su respectivo material y elección de los rodamientos.

5.1.1 Cálculo del Piñón 1

- Análisis de Fuerzas
- Selección de material
- Chavetas

Conectado al motor de 2.4 Hp, Siemens a 1800 rpm. Se utilizaron los cálculos y ecuaciones para hallar las dimensiones de los piñones, se seleccionó 15 dientes en toda su circunferencia, posteriormente se utilizó el método de Lewis para determinar las fuerzas que actúan sobre este.

Velocidad: 1800

- Número de dientes: 15
- Paso diametral: 8

Las ecuaciones para dicho diseño fueron las siguientes.

La ecuación utilizada para hallar el diámetro primitivo es:

➤ **D: Diámetro primitivo**

$$D = \frac{N}{P} \quad (1) \quad \text{Dónde:}$$

N: Numero de dientes

P: Paso diametral

La siguiente ecuación es utilizada para hallar la cabeza del piñón:

➤ **A: Cabeza**

$$A = \frac{0.8}{P} \quad (2) \quad \text{Dónde:}$$

P: Paso diametral

La raíz del piñón se halla por medio de la siguiente fórmula

➤ **B: Raíz**

$$B = \frac{1}{P} \quad (3) \quad \text{Dónde:}$$

P: Paso diametral

La siguiente ecuación es empleada para hallar la profundidad total del piñón:

➤ **Wd: Profundidad Total**

$$Wd = \frac{1.8}{p} \quad (4) \quad \text{Dónde:}$$

P: Paso diametral

La ecuación para hallar el espacio libre es:

➤ **C: Espacio Libre**

$$C = \frac{0.2}{p} \quad (5) \text{ Dónde:}$$

P: Paso diametral

La siguiente ecuación es utilizada para hallar el diámetro exterior del piñón:

➤ **De: Diámetro exterior**

$$De = D + 2A \quad (6) \text{ Dónde:}$$

D: Diámetro primitivo

El diámetro de la raíz se obtiene de:

➤ **Dr: Diámetro de Raíz**

$$Dr = D - 2B \quad (7) \text{ Dónde:}$$

D: Diámetro primitivo

B: Raíz

La ecuación para hallar el espesor del diente es:

➤ **T: Espesor del diente**

$$T = \pi \left(\frac{D}{2N} \right) \quad (8) \text{ Dónde:}$$

D: Diámetro primitivo

N: Número de dientes

La ecuación utilizada para hallar el paso circunferencial del piñón:

➤ **P: Paso circunferencial**

$$P_c = \frac{\pi}{p} \quad (9) \quad \text{Dónde:}$$

P: Paso diametral

La fórmula establecida para hallar el ancho del diente es:

➤ **F: Ancho del diente ó ancho de cara**

$$F = 2.5 * p \quad (10) \quad \text{Dónde:}$$

P: Paso diametral

Análisis de fuerzas

En el análisis de fuerzas Figura 10 se puede observar el diagrama de cuerpo libre del piñón 1 y engranaje 2, las fuerzas y momentos que actúan sobre ellos. En la figura se puede observar un tren de engranajes sencillo, en el cual el piñón 1 a 1800 rpm que se encuentra sobre el eje del motor hace mover la corona o rueda 2. En la figura el piñón aparece separado del engrane 2 y del eje y sus efectos se han sustituido por la fuerza F_{a2} . Las reacciones entre dientes conectados ocurren a lo largo de la línea de presión.

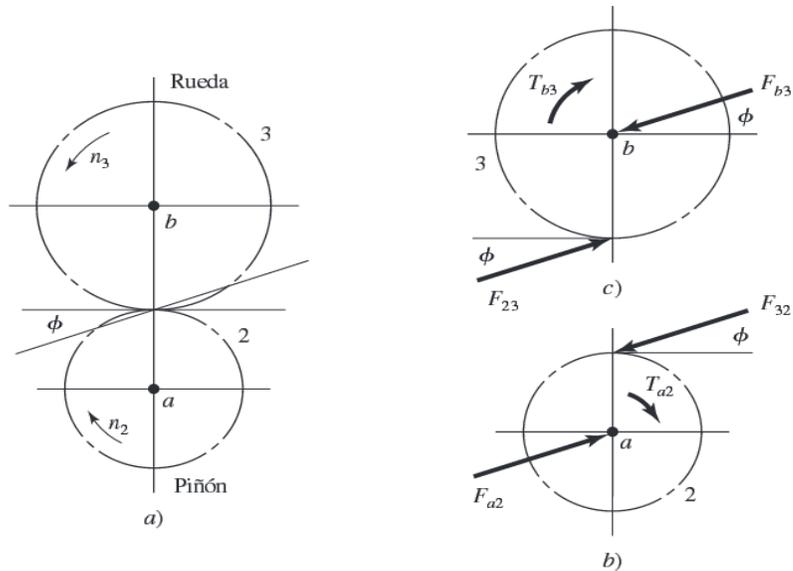


Figura 11 Análisis de fuerzas

Fuente: Ingemecánica.com

Para hallar la carga transmitida en entre los engranes 1 y 2, se utiliza la ecuación 11, donde se desconoce la velocidad del piñón, la cual se encuentra por medio de la ecuación 12.

$$Wt = 33000 \left(\frac{Hp}{V} \right) \quad (11)$$

Wt: carga transmitida

$$V = \pi(D) \left(\frac{N}{12} \right) \quad (12)$$

V: velocidad del Piñón

D: Diámetro primitivo del piñón

N: Numero de revoluciones por minuto

Material del Piñón 1

En cuanto al material del piñón 1, se escogió el acero comercial AISI/SAE 1045 al que se le ha dado un tratamiento térmico, destinado a llevar muchas muestras bajo consideración en la misma condición y es conocido por una resistencia

bastante buena y por sus propiedades de impacto. Es un acero el cual es enfriado en agua o aceite y su endurecimiento se realizara por Temple.

En la Tabla 3 Comparativa de aceros con respecto al AISI 1045, se puede observar un paralelo las características y aplicaciones de los aceros y el acero seleccionado.

Tabla 3 Comparativa de aceros con respecto al AISI 1045

FUENTE Brower Ingeniería

Color	Acero	Tipo templado	Tipo enfriamiento	Tipo revenido	Características y Aplicaciones	
	1018	845	Cementar	925	500-600	Acero no aleado de cementación para uso en partes de maquinaria, acero generalmente estirado en frio, piñones, tornillos sin fin, pernos de dirección, pernos de cadena, catarinas, etc.
	1045	820-860	Aceite/Agua	300-650		Acero no aleado empleado en flechas y partes de maquinaria, adecuado para temple superficial, flechas, piñones, engranes, pernos, tornillos, semiejes, ejes, cigüeñas, etc.
	1060	815-850	Aceite/Agua	450-650		Acero para uso en construcción de maquinaria, con adecuada respuesta al temple, resistente al desgaste, discos de embrague, ejes de transmisión, portaherramientas, implementos agrícolas etc.

	12L14				Acero con adiciones de plomo con excelente maquinabilidad, empleado en tornos automáticos para alta producción (estirado en frío), bujes, coples, conexiones de mangueras hidráulicas, tornillería, etc.
	4140R	830-850	Aceite	500-650	Piezas que requieren elevada resistencia de tracción y alta tenacidad, cigüeñales, engranes de transmisión, ejes, bielas, porta insertos, partes para bombas, espárragos, etc.
	4140T				Acero templado y revenido para aplicaciones directas, ya con dureza de trabajo.
	4320	870-925	Cementar 870-925	150-200	Acero al cr. Ni MO , para piezas de dimensiones medias con resistencia y tenacidad elevadas después de cementarlas y templadas, engranes coronas, piñones, uniones universales, etc.
	4340R	820-860	Aceite	425-650	Acero al cr. Ni MO , recocido de alta templabilidad adecuado para flechas y engranes de grandes secciones donde se requiere alta ductibilidad y resistencia al choque, flechas de transmisión, cuchillos, punzones, etc.
	4340T				Acero templado y revenido para aplicaciones directas, ya con dureza de trabajo.
	8620		Cementar 870-295	200	Acero para piezas que requieren de dureza superficial y núcleo tenaz

					mediante cementación y carbonitrituración, es el de mayor uso en la fabricación de engranes, piñones, satélites planetarios, etc.
	9840R	820-860	Aceite	200-500	Acero al cr. Ni MO , de fácil temple para fabricación de partes sujetas a gran esfuerzo de fatiga, engranes, sinfines, flechas, piñones, husillos, espárragos, pernos, levas, tornillos, opresores, etc.
	9840T				Acero templado y revenido para aplicaciones directas, ya con dureza de trabajo.

En la Tabla 4 Propiedades mecánicas del acero 1045 Tabla 4 se muestran las propiedades mecánicas del material seleccionado para el piñón 1 cuando se tiene un endurecimiento por temple.

Tabla 4 Propiedades mecánicas del acero 1045

Fuente Brower Ingenieria

	RESISTENCIA A LA TENSION (Kg/cm²)	PUNTO DE CENDENCIA (Kg/cm²)	ELONGACIÓN EN 50.8mm	REDUCCION DE AREA	DUREZA BRINELL
Estirado en frio	7700	5500	19	32	220
Recocido (790°C) 1"Ø	5600	3375	30	54	160
Normalizado (900°C) 1" Ø 2" Ø 4" Ø	6100 6000 5900	3815 3750 3500	28 28 27	52 52 50	190 170 170
Templado (840°C) y Revenido (180°C) 1" Ø 2" Ø 4" Ø	7670 7300 7225	5330 5210 4536	24 26 27	63 66 67	210 195 190

5.1.2 Cálculos de la Corona 2

En cuestión a la corona 2, se llevan a cabo las ecuaciones establecidas para conocer sus dimensiones, se tiene en cuenta a la hora de realizar el análisis de fuerzas ítems como momento torsor y carga radial, en cuanto a la selección del

material se considera el esfuerzo de flexión dado por la ecuación de resistencia AGMA.

Las ecuaciones para el cálculo de las dimensiones en la corona 2 son similares a las del piñón 1 y se tienen unas rpm de entrada de 450.

La fórmula establecida para hallar el diámetro primitivo es:

➤ **D: Diámetro primitivo**

$$D = \frac{N}{P} \quad (14) \quad \text{Dónde:}$$

N: Numero de dientes

P: Paso diametral

La siguiente ecuación es utilizada para hallar la cabeza del piñón:

➤ **A: Cabeza**

$$A = \frac{0.8}{P} \quad (15) \quad \text{Dónde:}$$

P: Paso diametral

La siguiente ecuación es utilizada para hallar el diámetro exterior del piñón:

➤ **De: Diámetro exterior**

$$De = N + \frac{1.6}{P} \quad (16) \quad \text{Dónde:}$$

N: Número de dientes

P: Paso diametral

La siguiente ecuación es utilizada para hallar el paso circunferencial del piñón:

➤ **Pc: Paso circunferencial**

$$P_c = \frac{\pi}{p} \quad (17) \quad \text{Dónde:}$$

P: Paso diametral

La fórmula establecida para hallar el espesor del diente es:

➤ **T: Espesor del diente**

$$T = \frac{1.57}{p} \quad (18) \quad \text{Dónde:}$$

P: Paso diametral

La fórmula establecida para hallar el ancho del diente es:

➤ **F: Ancho del diente**

$$F = 2.5 * p \quad (19) \quad \text{Dónde:}$$

P: Paso diametral

Análisis de fuerzas

Sabemos que la carga transmitida por el piñón 1 al engranaje 2 es 89.69 libras, por lo tanto para calcular el Momento Torsor se realiza la siguiente ecuación:

$$T = \frac{Dp}{2} * Wt \quad (20) \text{ Dónde:}$$

Dp: diámetro primitivo

Wt: Carga transmitida

Para hallar la carga radial transmitida del piñón 1 a la corona 2, se tiene la siguiente ecuación:

$$Wr = Wt * \tan\theta \quad (21) \text{ Dónde:}$$

Wt: Carga transmitida

Para hallar la carga resultante se utilizó la ecuación 22

$$Wr = Wt / \cos 20^\circ \quad (22) \text{ Dónde:}$$

Wt: Carga transmitida

Para hallar la velocidad de la línea primitiva, la obtenemos por medio de la ecuación 23.

$$V = \pi * Dp * \frac{n}{12} \quad (23) \text{ Dónde:}$$

Dp: Diámetro primitivo

Material de la Corona 2

El material del cual se compone la corona, es un acero comercial AISI/SAE 1020, fácil de ser soldado por los procedimientos más comunes entregando resultados de una excelente calidad, a continuación damos a conocer en la tabla (Tabla 5 Propiedades mecánicas acero AISI 1020) las propiedades mecánicas que este posee:

En la Tabla 5 se puede observar las propiedades mecánicas del acero 1020

Tabla 5 Propiedades mecánicas acero AISI 1020

Fuente: Ingeomega

RESISTENCIA A LA TRACCIÓN PSI	LÍMITE ELÁSTICO PSI	ELONGACIÓN EN 2%	REDUCCIÓN DE ÁREA %	DUREZA BRINELL
64000	54000	15	40	126

Ecuaciones de resistencia AGMA

En la metodología AGMA se manejan dos ecuaciones fundamentales, una es el esfuerzo flexionante y la otra es la durabilidad de la superficie. En la terminología AGMA, se le llama a la primera número de esfuerzo, en contraste con los esfuerzos reales aplicados.

Por medio de la siguiente ecuación se calcula la resistencia a la flexión en los dientes de los engranajes rectos con el objetivo de obtener los valores que nos permitan verificar si nuestro acero cumple con los requisitos para soportar dichas fuerzas.

Esfuerzo de flexión

$$\sigma_t = W_t \left(\frac{K_o}{K_v} \right) * \left(\frac{P_d}{F} \right) * K_s \left(\frac{K_m}{J} \right) \quad (24)$$

Dónde:

W_t= Carga tangencial transmitida en lbf.

K_o= Factor de sobrecarga, 1.0 la fuente de potencia es constante.

K_v= Factor dinámico, para 1800 rpm.

P_d= Paso diametral tangencial, 8.

F= Ancho de la cara del elemento más angosto 0.98175”= 1.

K_m= Factor de distribución de la carga, 2 por tener menos de 2” de ancho de cara.

J= Factor geométrico de resistencia a la flexión.

K_s= Para engranajes rectos 1.

Durabilidad de la superficie

Con la siguiente ecuación se halla el esfuerzo de contacto, es decir, la fuerza que soportan los dientes de la corona en su superficie, originando el desgaste de estos como picaduras, rayados.

$$\sigma_H = C_p \left[\left(W_t \left(\frac{C_o}{C_v} \right) \right) * C_s (D * F) * \left(C_m * \frac{C_f}{l} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (25)$$

Dónde: W_t: Carga transmitida

C_p: Coeficiente elástico

C_o: Factor de sobrecarga 1

C_s: Factor de tamaño 1

C_v: Factor de velocidad

F: Ancho de la cara

D: Diámetro primitivo del piñón

I: Factor de geometría

Cm: Factor de distribución de carga 1.3

Cf: Factor de condición superficial 1

$$\text{Pero a su vez } C_p = K/\pi \left[\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + 1 - \frac{\mu_2^2}{E_2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (26)$$

Donde

E: Modulo elástico del acero: 30×10^6

K: para engranajes rectos 1

μ : Coeficiente de Poisson 0.30

$$C_p = K/\pi \left[\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + 1 - \frac{\mu_2^2}{E_2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (27)$$

5.1.3 Cálculos del Piñón 3

Las ecuaciones para el cálculo de dicho piñón son similares a las del piñón 1.

Material del piñón 3

Al momento de seleccionar el material para el Piñón 3 se toma en cuenta la ecuación estipulada por Lewis Wilfred.

Lewis Wilfred introdujo una ecuación para estimar el esfuerzo de flexión en dientes de engranes en la que interviene la forma de los mismos. El esfuerzo por flexión está dado por:

$$\sigma_{adm} = \frac{W_t P}{F Y} \quad (28)$$

Dónde:

Wt: Carga transmitida del engranaje 3 sobre el engranaje 4.

F: Ancho de la cara del diente

P: Paso diametral

Y: Se obtiene de tablas, para un piñón de 13 dientes, 0.261

Los valores del factor de Lewis se presentan en la Tabla 6

Tabla 6 Valores del factor de Lewis

Fuente: Budynas, R & Nisbett, K

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

Para determinar el factor de seguridad involucrando los aspectos de seguridad y economía (Tabla 7 Factor de seguridad)

Nota: En la Tabla 7 se proporcionan los valores de para varias condiciones de control, calidad, seguridad y economía y se estima para cada condición en particular una valoración de Muy Buena (MB), Buena (B), Regular (R) o Mala (M), o se evalúa como Muy Seria (MS), Seria (S) o No Seria (NS).

Impacto económico	Peligro para el personal		
	NS	S	MS
NS	1,0	1,2	1,4
S	1,0	1,3	1,5
MS	1,2	1,4	1,6

Tabla 7 Factor de seguridad

Fuente www.mailxmail.com

Calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección	Exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o experiencias en diseños similares	Control sobre la carga aplicada			
		MB	B	R	M
MB	MB	1,1	1,3	1,5	1,7
	B	1,2	1,45	1,7	1,95
	R	1,3	1,6	1,9	2,2
	M	1,4	1,75	2,1	2,45
B	MB	1,3	1,55	1,8	2,05
	B	1,45	1,75	2,05	2,35
	R	1,6	1,95	2,3	2,65
	M	1,75	2,15	2,55	2,95
R	MB	1,5	1,8	2,1	2,4
	B	1,7	2,15	2,4	2,75
	R	1,9	2,3	2,7	3,1
	M	2,1	2,55	3,0	3,45
M	MB	1,7	2,15	2,4	2,75
	B	1,95	2,35	2,75	3,15
	R	2,2	2,65	3,1	3,55
	M	2,45	2,95	3,45	3,95

5.1.4 Diseño del eje

Existen varias Teorías o Métodos a la hora de diseñar ejes como el método de Soderberg, Teoría de Von Mises, la más utilizada es la teoría de Sines.

TEORIA DE SINES

“La resistencia a fatiga por flexión no varía por la existencia de un esfuerzo medio de torsión hasta que $T_{max}: 1.5S_{sy}$ ”

Mediante la siguiente ecuación se logran identificar las cargas o esfuerzos que experimenta el eje.

$$n = \frac{S_e}{\sigma_a} \quad (29)$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S'_e$$

Dónde:

S_e : Esfuerzo de fatiga corregida

S'_e : Esfuerzo de fatiga sin corregir

K_a : Factor de acabado, 0.73

K_b : Factor de tamaño, 0.85

K_d : Factor de temperatura, 1

K_c : Factor de confiabilidad; 0.816

K_e : Factor de efectos diversos

La expresión para el esfuerzo por flexión está dada por:

$$D = (20.37 * MN / S_e)^{\frac{1}{3}} \quad (30)$$

Dónde: M: Momento de flexión

5.1.5 Chaveta para el engrane 2

Con el dato ya obtenido del diámetro del eje que sostiene el engranaje 2 (25mm), se tiene una chaveta promedio de: $\frac{1}{4}$ "x3/16"x1", dimensiones que representan, ancho, altura, longitud.

Al utilizar un acero AISI 4140 estirado en frío, se tiene una resistencia de 63000 psi Véase Tabla 8 la columna de resistencia a la fluencia.

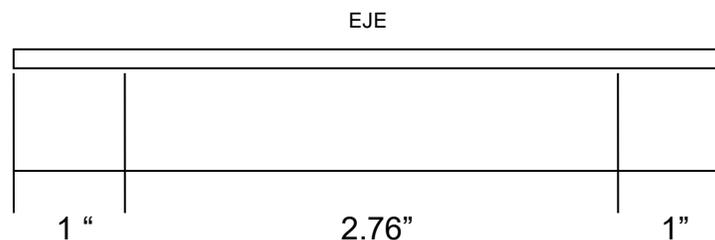
Tabla 8 Resistencia del acero AISI 4140

Fuente: Aplicación al diseño de engranajes de ejes paralelos

Tipo de acero	Resistencia a la fluencia, S_y , (kpsi)	Resistencia a la fluencia, S_y , (Pa=N/m ²)	Resistencia última, S_u , (kpsi)	Resistencia última, S_u , (Pa=N/m ²)	Dureza Brinell, HB,	Límite de fatiga superficial (Pa=N/m ²)	Límite de fatiga, S_f (Pa=N/m ²)
AISI 4140	63	440055000	90	628650000	187	452628000	314325000

5.1.6 Elección del rodamiento

Para seleccionar el rodamiento de manera adecuada, se toma en cuenta todas las cargas que actúan sobre el eje ya que estas se transmiten a los rodamientos. Se realiza el cálculo de la fuerza resultante radial en cada punto de este con el objetivo de obtener la fuerza mayor así tenerla como referencia para la elección del rodamiento.



La fuerza radial mayor es 2007.9 N y se presenta en el punto B del eje, teniendo como referencia este valor se hace el cálculo de la capacidad de carga estática y selección del rodamiento.

Capacidad de carga estática

Las cargas estáticas que tienen componentes radiales y axiales se deben convertir a una carga estática equivalente.

Para este eje que posee unas rpm de 450 y un diámetro de 25mm, se va a utilizar un rodamiento 6305LC de NTN de 62mm y capacidad de carga estática de 10900N, con las siguientes características (ver Tabla 9).

Tabla 9 Rodamiento 6305LC

Fuente: Catálogo general, www.ntn-snr.com

FICHA TÉCNICA DE RODAMIENTOS						
Rodamientos rígidos de bolas						
Numero de pieza NTN	6305LC					
Peso	N/A (lbs) / N/A (kg)					
DIMENSIONES				CARACTERISTICAS/OPCIONES		
DIMENSIÓN	IMPERIAL	METRICO		OPCIÓN	CODIGO	DESCRIPCIÓN
Agujero d	0.9843 (in)	25.000 (mm)		serie	63	Hilera. Bola
O.D.D.	2.4409 (in)	62.000 (mm)		jaula		radial Radial.
Ancho B ó W	0.6693 (in)	17.000 (mm)		Sello/Escudo	LC	Cojinete 63.
rs min	0.0433 (in)	1.100 (mm)				Acero
D1 max	2.3469 (in)	59.610 (mm)				prensado
a max	0.1291 (in)	3.280 (mm)				uno,, sello
b min	0.0748 (in)	1.900 (mm)				guardia
ro max	0.0236 (in)	0.600 (mm)				

DIMENSIONES			CARACTERISTICAS/OPCIONES		
DIMENSIÓN	IMPERIAL	METRICO	OPCIÓN	CODIGO	DESCRIPCIÓN
rns	min	0.0197 (in)	0.500 (mm)		
D2	max	2.6654 (in)	67.700 (mm)		
f	max	0.0669 (in)	1.700 (mm)		
da	min	1.2402 (in)	31.500 (mm)		
da	max	1.3780 (in)	35.000 (mm)		
Da	max	2.1850 (in)	55.500 (mm)		
ras	max	0.0394 (in)	1.000 (mm)		
Dx	min	2.6969 (in)	68.500 (mm)		
Cy	max	0.1811 (in)	4.600 (mm)		
Cz	min	0.0669 (in)	1.700 (mm)		
rnas max		0.0197 (in)	0.500 (mm)		
CAPACIDADES DE CARGA			LIMITE DE VELOCIDADES		
Estático	2,460 (LBF)	10,900 (N)		Aceite	14,000.00 (RPM)
dinámico	4,750 (LBF)	21,200 (N)		Sellos	N/A
				grasa	12,000.00 (RPM)

5.1.7 Cálculos de la corona 4

Las ecuaciones para el cálculo de las dimensiones en la corona 4 son similares a las de los piñones anteriores. En esta se tiene una entrada de 90 rpm, se calculó la resistencia a la fluencia, posteriormente la selección del material teniendo como base la ecuación de Lewis Wilfred.

Las ecuaciones para el cálculo de dicho corona son similares a las del piñón 1 y 3.

Material para la corona 4

Para determinar el material de la corona 4 se como referencia la ecuación estipulada por Lewis Wilfred con el objetivo de hallar el esfuerzo por flexión, se tiene que:

$$\sigma_{adm} = (Wt * Pd / F * Y) = Se / NG$$

Dónde: Wt: Carga transmitida

Pd: Paso diametral

F: Ancho de la cara del diente

Y: Factor de forma y en la ecuación de Lewis, 0.488 para un engrane de 65 dientes.

5.1.8 Cálculo del piñón 5

Primero se hallaron las dimensiones del piñón, seguido de la selección del material teniendo como referencia la ecuación de Lewis y posteriormente se realizaron los cálculos para el eje en el cual va acoplado el presente piñón mediante el método de Sines. Se utilizaron unas rpm de entrada de 90.

Las ecuaciones para el cálculo de dicho piñón son similares a las del piñón 1, piñón 3 y corona 4.

Material para el piñón 5

Para la selección del material del presente piñón, nos basamos en la ecuación de Lewis Wilfred con el fin de estimar el esfuerzo de flexión en dientes de engranes.

Ecuación de Lewis

$$\sigma_{adm} = (Wt * Pd) / (F * y) \quad (31)$$

σ : esfuerzo admisible

Pd: paso diametral

F: ancho de cara del diente

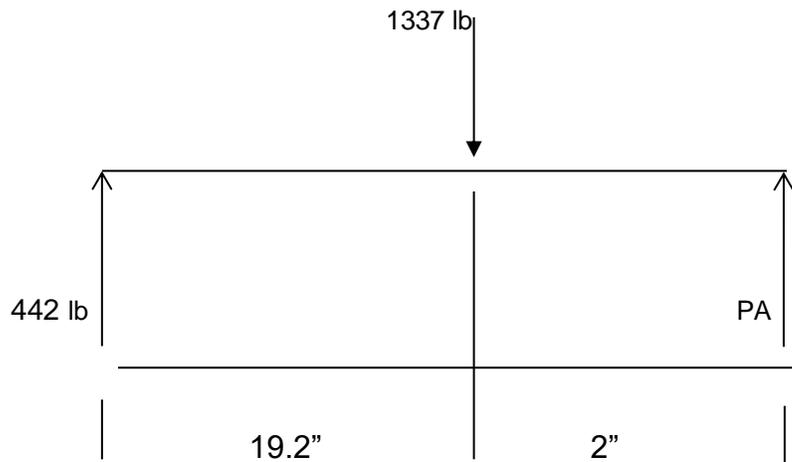
Y: Factor de forma "y" en la ecuación de Lewis según el número de dientes.

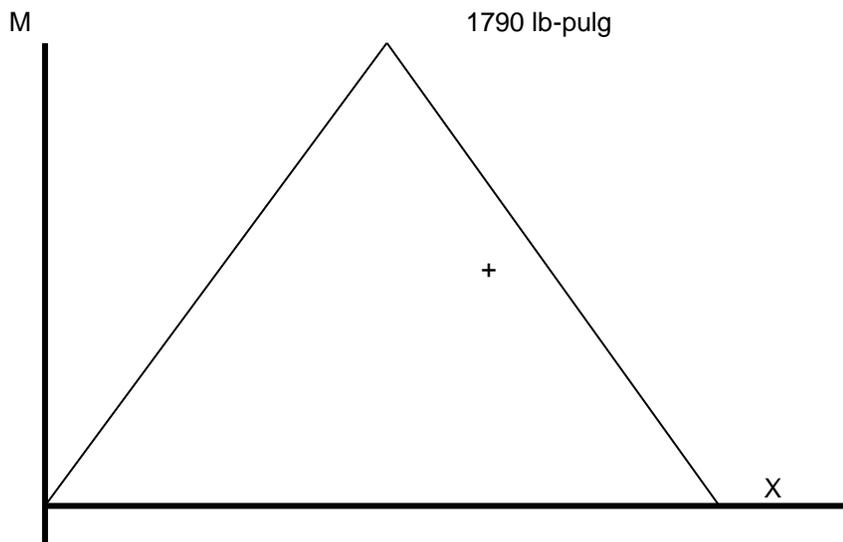
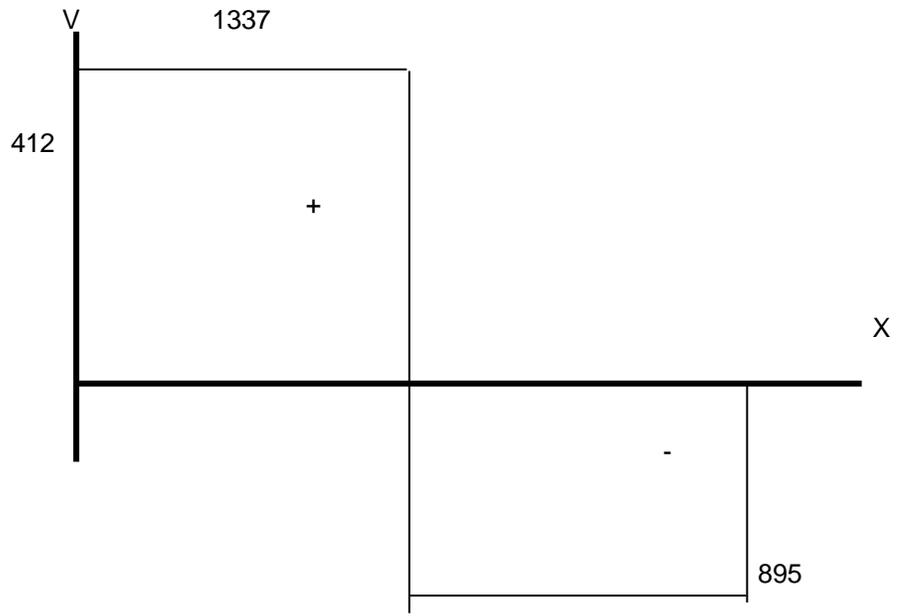
Wt = carga transmitida

5.1.9 Eje del piñón 5

Cargas resultantes

En el siguiente diagrama de cuerpo libre se pueden observar las fuerzas que actúan sobre el eje de dicho piñón.





Del diagrama anterior se puede apreciar que el momento flexionante máximo es de 1790lb*pulg. El acero AISI/SAE 4340 será el material para fabricar igual al piñón 5 con un $S_u = 111.000$ psi y $S_y = 99.000$ psi con un diámetro de 60mm que son iguales a 2,36".

La fórmula de Soderlberg (32), nos permitió conocer el diámetro del eje.

$$d = \left[\frac{32n}{\pi} \left\{ \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e z} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (32) \quad \text{Dónde:}$$

Se: Resistencia a la fatiga del engrane
N: rpm
T: Torque
M: Momento

5.1.10 Rodamiento

Para la selección del rodamiento que soporta el eje anterior, se realizó un análisis de fuerzas que actúan sobre este y se calcula la capacidad de carga del rodamiento.

Capacidad de carga del rodamiento

$$F_e = X * V * F_R \quad (33)$$

Fe: Carga radial equivalente

Fr: Carga radial aplicada

X: Factor radial = 1. Para rodamiento de contacto radial.

Y: Factor de rotación = 1. Cuando el anillo interior es rotatorio

$$F_e = F_R * F_c \text{ (34)}$$

Dónde:

F_c: Factor de carga

F_c: 1.5 para máquinas con impactos ligeros

Según el catálogo de la NTN, para una capacidad de carga de 66.624 Newton y un diámetro de 60 milímetros el rodamiento indicado es el 6312 C3 de una hilera de bolas rígido. En la Tabla 10 se pueden observar la ficha técnica del rodamiento seleccionado.

Tabla 10 Ficha técnica de rodamiento 6312 C3

FUENTE Catálogo general de rodamientos SKF

<input checked="" type="checkbox"/>	Tipo de Rodamiento de Bola	Ranura Profunda
<input checked="" type="checkbox"/>	Material de la Rejilla	Acero
<input checked="" type="checkbox"/>	Número de Filas	1
<input checked="" type="checkbox"/>	Diámetro Interno	60mm
<input checked="" type="checkbox"/>	Diámetro de Salida	130mm
<input checked="" type="checkbox"/>	Anchura del Anillo	31mm
<input checked="" type="checkbox"/>	Tipo de Extremo	Abierto
<input checked="" type="checkbox"/>	Tipo de anillo	Plano
<input checked="" type="checkbox"/>	Tipo de Calibre	Paralelo

<input checked="" type="checkbox"/>	Valor Nominal de Carga Estática	52Kn
<input checked="" type="checkbox"/>	Valor Nominal de Carga Dinámico	85.2kN
<input checked="" type="checkbox"/>	Velocidad de Referencia	11000rpm
<input checked="" type="checkbox"/>	Velocidad de Limitación	7000rpm
<input checked="" type="checkbox"/>	Máxima Velocidad - Grasa	5000rpm
<input checked="" type="checkbox"/>	Máxima Velocidad - Aceite	6000rpm

5.1.11 Engranajes 6 y 7

El engranaje 6 y 7 es un acero AISI/SAE 4340. Sus ecuaciones son similares a las del piñón 1, piñón 3 y piñón 5.

5.1.12 Eje piñón 6 y 7

En el siguiente paso, se realizó un análisis de fuerzas de las cargas que actúan sobre el eje para que soportara el engranaje 6 y 7.

Método de Sines

Este método nos permite identificar las cargas o esfuerzo que experimenta el eje que soporta el engranaje 6 y 7 teniendo como referente el esfuerzo por fatiga de flexión.

Para hallar el diámetro del eje sometido a flexión alternante y torsión continua se tiene la siguiente ecuación:

$$D = \left(\frac{32MN}{S_e}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (35)$$

5.1.13 Rodamientos

Las siguientes ecuaciones de equilibrio nos permiten establecer o identificar las cargas que actúan en el eje y de esta manera realizar la elección del rodamiento.

Mediante la siguiente ecuación se determina la capacidad de carga de los rodamientos.

$$F_e = X * V * F_r$$

F_e : carga radial equivalente

F_r : carga radial aplicada

X : Factor radial $X = 1$ V :

V : Factor de rotación = 1 para rodamientos de contacto radial y cuando el anillo interior es rotatorio.

El rodamiento 6307 c₃ de una hilera de bolas es el indicado según sus características.

En la Tabla 11 se tienen las características técnicas del rodamiento seleccionado.

Tabla 11 Características del rodamiento 6307 C3

FUENTE www.ntn.srn.com

Características técnicas	
d	35 mm
D	80 mm
B	21 mm
d1	48,7 mm
D1	68,8 mm
rs min	1,5 mm
Clase de Juego Radial	CN
Peso	0,46 kg
Marca	SNR
Prestaciones	
Capacidad de carga dinámica C	35.1 KN
Capacidad de carga estática, C0	19 KN
Carga límite de fatiga, Cu	8,7 daN
f0	13,2
Nref	9.900 r.p.m.
Nlim	14.000 r.p.m.
Temperatura mínima, Tmin	-40 °C
Temperatura máxima, Tmax	120 °C
Frecuencia propia jaula, FTF	0,38 Hz
Frecuencia propia cuerpos rodantes, BSF	4,07 Hz
Frecuencia propia anillo exterior, BPFO	3,07 Hz
Frecuencia propia anillo interior, BPFI	4,93 Hz

Ver Figura 12 con las características técnicas del rodamiento 6307 C3, descritas en la tabla anterior

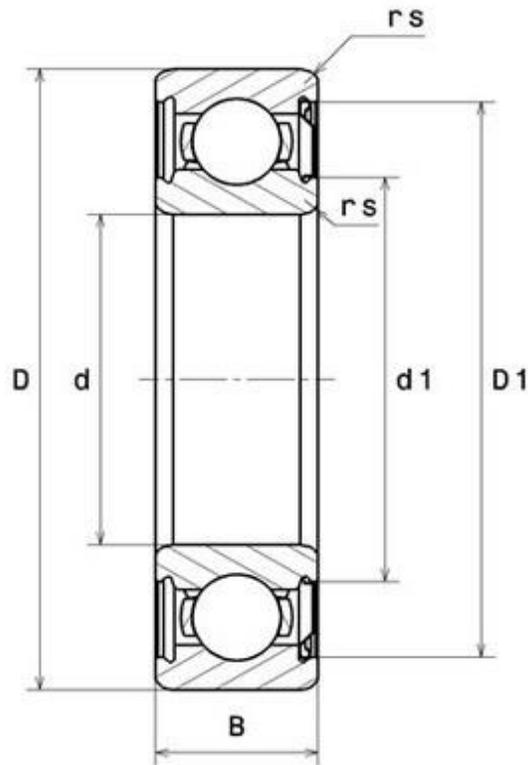


Figura 12 Características del rodamiento 6307 C3

FUENTE ntn-srn.com

En la Tabla 12 y la Figura 13 se pueden observar los ejes y los apoyos del rodamiento 6307 C3.

Tabla 12 Definición de ejes y apoyos

FUENTE www.ntn-srn.com

Definición de ejes y apoyos	
da min	43 mm
da máx.	48,7 mm
Da máx.	72 mm
ra máx.	1,5 mm

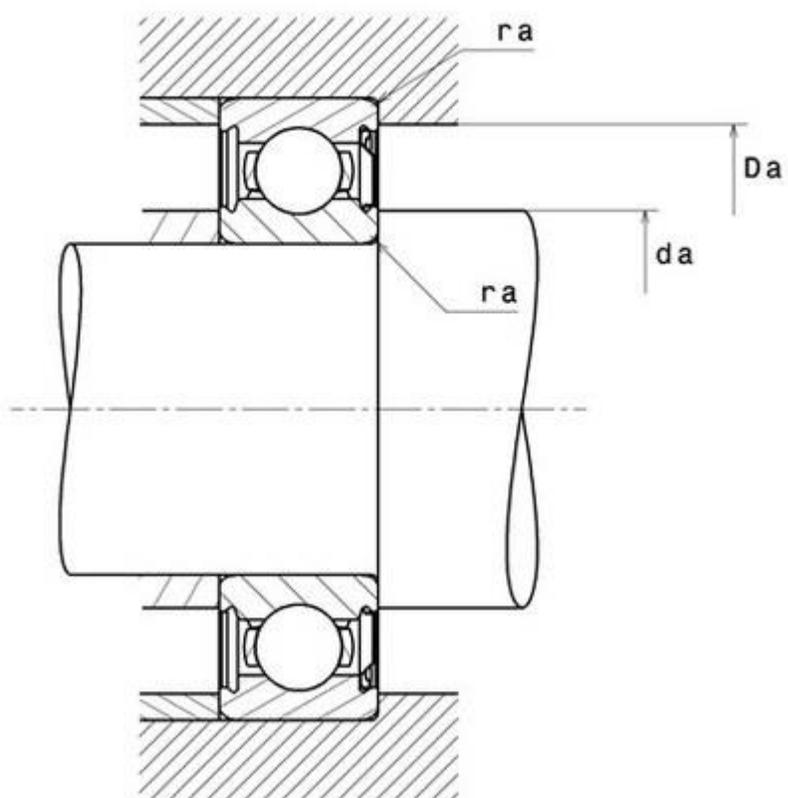


Figura 13 Ejes y apoyos del rodamiento

FUENTE www.ntn-srn.com

6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los resultados de las dimensiones obtenidas en el desarrollo de cada uno de los elementos que conforman el sistema de transmisión de potencia de la máquina roladora, se encuentran a continuación.

Los resultados de los cálculos realizados para el diseño fueron los siguientes:

CÁLCULO PIÑÓN 1

- Rpm de entrada: 1800
- Número de dientes: 15
- Paso diametral: 8

➤ **D: Diámetro primitivo**

$$D = 1.875 \text{ pulg} = 47.625 \text{ mm}$$

➤ **A: Cabeza**

$$A = 0.1 \text{ pulg} = 2.54 \text{ mm}$$

➤ **B: Raíz**

$$B = \frac{1}{8} = 0.125 \text{ pulg}$$

➤ **Wd: Profundidad Total**

$$Wd = 0.225 \text{ pulg} = 5.715 \text{ mm}$$

➤ **C: Espacio Libre**

$$C = 0.025 \text{ pulg} = 0.635 \text{ mm}$$

➤ **De: Diámetro exterior**

$$De = 52.705mm$$

➤ **Dr: Diámetro de Raíz**

$$Dr = 41.275mm$$

➤ **T: Espesor del diente**

$$T = 0.19725pulg = 5mm$$

➤ **P: Paso circunferencial**

$$P = 0.392pulg$$

➤ **F: Ancho del diente ó ancho de cara**

$$F = 0.9817pulg = 25mm$$

Análisis de fuerzas

Velocidad del piñón

$$V = 883 \frac{pies}{minuto}$$

Entonces:

Carga transmitida

$$Wt = 33000 * \frac{24}{883} = 89.7 \text{ libras}$$

Momento del par Wt y Fa

$$T = 84.6 \text{ libras/pulgada}$$

RESULTADOS PARA LA CORONA 2

- N: Numero de dientes: 60
- Paso: 8

➤ **D: Diámetro primitivo**

$$D = 7.5\text{pulgadas} = 190.5\text{mm}$$

➤ **A: Cabeza**

$$A = 0.1\text{pulg} = 2.54\text{mm}$$

➤ **De: Diámetro exterior**

$$De = 7.7" = 195.6\text{mm}$$

➤ **Pc: Paso circunferencial**

$$Pc = 0.3927" = 9.98\text{mm}$$

➤ **T: Espesor del diente**

$$Pc = 0.196" = 5\text{mm}$$

➤ **F: Ancho del diente**

$$F = 0.9817\text{pulg} = 25\text{mm}$$

Análisis de fuerzas

$$T = 336.33 \text{ libras/pulgada}$$

Carga radial transmitida del piñón 1 a la corona 2

$$Wr = 32.64\text{libras}$$

Carga resultante

$$Wr = 96.4 \text{ libras}$$

Velocidad de la línea primitiva

$$V = \pi * 7.5 * \frac{450}{12} = 883 \text{ pies/minuto}$$

Esfuerzo de flexión

$$\sigma_t = 7118.6 \text{ psi}$$

Durabilidad de la superficie

$$C_p = 2292 \text{ psi}$$

Tras haber obtenido el valor de C_p o coeficiente elástico, se halló el esfuerzo de contacto

$$\sigma_H = 76348 \text{ psi}$$

RESULTADOS DEL PIÑÓN 3

- rpm 450
- Numero de dientes: 13
- Paso: 8

✓ Diámetro primitivo

$$D = 1.625 \text{ pulg} = 41.27 \text{ mm}$$

✓ **Cabeza**

$$A = 0.1 \text{ pulg} = 2.54 \text{ mm}$$

✓ **Raíz**

$$B = 3.175 \text{ mm}$$

✓ **Diámetro exterior**

$$De = 46.335mm$$

✓ **Paso circunferencial**

$$P = 0.3927pulg = 9.98mm$$

✓ **Espesor del diente**

$$T = 0.19725pulg = 5mm$$

✓ **Ancho del diente**

$$F = 1.3744pulg = 34.93mm$$

Velocidad en la línea primitiva.

$$V = 191 \text{ pies/minuto}$$

✓ **Carga transmitida entre piñón 3 y piñón 4**

$$Wt = 414.6 \text{ libras}$$

✓ **Carga radial**

$$Wr = 151 \text{ libras}$$

✓ **El momento torsor**

$$Mt = 337 \text{ libras/pulgada}$$

Material del Piñón 3

$$\sigma_{adm} = 9247.36 \text{ psi}$$

$$Ns = 2.4$$

$\sigma_{adm}: 9247.36 \text{ psi}$ y $F_s: 2.4$

$$S_y = 22193 \text{ psi}$$

DISEÑO DEL EJE

➤ Teoría de Sines

Diámetro del eje

$$D = 1.02 \text{ pulg} = 25 \text{ mm}$$

CHAVETA PARA EJE DEL ENGRANE 2

✓ Par torsión

$$T = 336 \text{ libras/pulgada}$$

✓ Fuerza en la superficie del eje

$$F = 672 \text{ libras}$$

✓ Resistencia a la cortante

$$S_{sy} = 37505 \text{ libras/pulg}^2$$

✓ Esfuerzo cortante

$$\sigma = 2688 \text{ libras/pulgada}^2$$

ELECCIÓN DEL RODAMIENTO

Ecuación de equilibrio

$$\Sigma f_z = 0$$

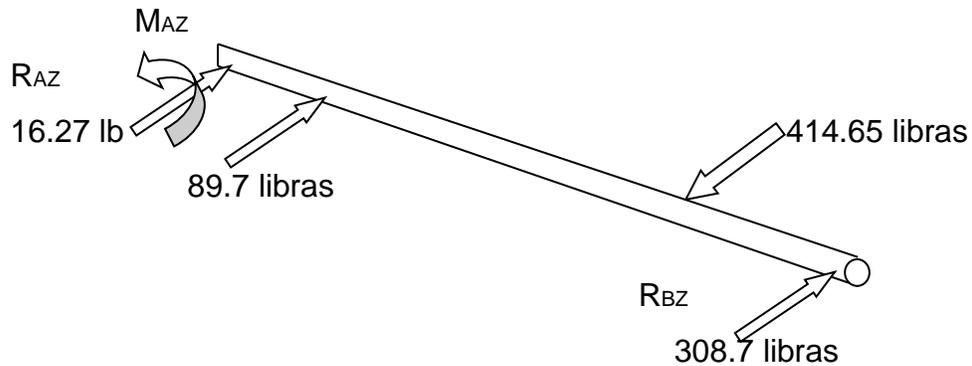
$$\Sigma M_A = 0$$

$$+ \rightarrow \Sigma f_z = 0$$

$$R_{BZ} = 308.69 \text{ libras}$$

$$R_{AZ} = 16.27 \text{ libras}$$

Fuerzas radiales que actúan en los apoyos del eje.



PUNTO A

$$F_{ra} = 10.68 \text{ kgf}$$

$$F_{ra} = 104.73 \text{ Newton}$$

PUNTO B

$$F_{ra} = 204.8 \text{ kgf}$$

$$F_{ra} = 2007.9 \text{ Newton}$$

Capacidad de carga estática

$$P_0 = 3011.8$$

CÁLCULOS DE LA CORONA 4

✓ **Diámetro primitivo**

$$D = 206.32 \text{ milímetros}$$

✓ **Cabeza**

$$A = 2.54 \text{ milímetros}$$

✓ **Raíz**

$B=3.175$ milímetros

✓ **Diámetro exterior**

$D_e=211.24$ milímetros

✓ **Paso circunferencial**

$P_c = 9.98$ milímetros

✓ **Espesor del diente**

$T=5$ milímetros

✓ **La velocidad en la línea primitiva**

$V = 191.44$ pies por min.

• **Carga transmitida**

$W_t = 1844.45$ N

• **El cálculo para el momento torsor:**

$T = 1624.51$ Libras/pulgada

• **La carga radial entre el piñón 3 y 4:**

$W_r = 671.32$ N

Material la Corona 4

$\sigma_{adm} = 4945.82$ psi (1)

NOTA: Véase Tabla 6

$S_e' = 3620$ kg/Cm²

$$Se = 26371.56 \text{ psi}$$

$$n = 3.28 \text{ (factor de seguridad)}$$

$$Sy = 16219.6 \text{ psi}$$

✓ Resistencia a la compresión piñón 3 y 4

$$r_1 = 0.27 \text{ pulgadas}$$

$$r_2 = 1.389 \text{ pulgadas}$$

$$Cp = 2291.4 \text{ psi}$$

$$Wt = 414.65 \text{ Libras}$$

$$F = 34.9 \text{ mm} = 1.3744 \text{ pulgadas}$$

$$\sigma_c = 86271 \text{ lb / Pulg}^2 \text{ (esfuerzo de la compresión en la superficie)}$$

$$Sc = 102.000 \text{ (Resistencia a la fatiga en la superficie)}$$

$$n = 0.72$$

$$Sy = 62115.12 \text{ psi (resistencia a la fluencia)}$$

El material para el piñón 3 y 4 será un acero AISI / SAE 1045 calibrado o estirado en frío.

$$Su = 92257 \text{ psi}$$

$$Sy = 76645 \text{ psi}$$

RESULTADOS DEL PIÑÓN 5

- **D: diámetro primitivo**

$$D = 67,566 \text{ mm}$$

- **A: cabeza**

$$A = 3,302 \text{ mm}$$

- **B: raíz**

$$B = 4,04 \text{ mm}$$

- **Wd: profundidad total**

$$Wd = 7,62 \text{ mm}$$

- **De: diámetro exterior**

$$De = 74,168 \text{ mm}$$

- **Pc: paso circunferencial**

$$Pc = 0,5236''$$

- **T: espesor**

$$T = 6,7 \text{ mm}$$

- **F: ancho de la cara o diente**

$$F = 53,08 \text{ mm}$$

- ✓ **La velocidad en la línea primitiva es:**

$$V = 62,66 \text{ pies/min.}$$

✓ **La carga transmitida en el piñón 5 es:**

$$W_{T5} = 1257 \text{ lbs}$$

✓ **El momento torsor en el piñón es:**

$$T = 1671 \text{ libras/pulgada}$$

✓ **La carga radial entre el piñón 5 y corona 6**

$$W_r = 457 \text{ lbs.}$$

Material para el piñón 5

$$\sigma_{adm} = 12527.91 \text{ psi}$$

$S_e = 38873 \text{ psi}$ (Resistencia a la fatiga del piñón corregida)

$$n_G = 1.25 \times 1.3 \times n$$

$$n_G = 1.625 n$$

$$n_G = = 3.1$$

$$n = 1.9 \text{ (Factor de seguridad del engrane)}$$

Factor de seguridad 1.9 y esfuerzo admisible del acero 4340

$$S_y \sigma_{adm} = 23.809 \text{ psi}$$

Acero AISI/SAE 4340 el $S_y = 99.000 \text{ psi}$, es el material adecuado.

RESULTADOS EJE DE PIÑÓN 5

Fuerzas que intervienen en el eje que sostiene el piñón 5

WT4 = 415 lb WT4 = Carga transmitida del piñón # 3 al 4.

WR4 = 151 lb WR4 = Carga radial del piñón # 3 al 4.

T4 = 1686 lb T4: Momento torsor en el piñón # 4.

WT5 = 1257 lb WT5 = Carga transmitida del piñón # 5 al 6.

WR5 = 457 lb WR5 = Carga radial del piñón # 5 al 6.

T5 = 1671 lb T5: Momento torsor en el piñón # 5.

Cargas resultantes

$W_4 = 442 \text{ Lb.}$

$W_5 = 1337 \text{ Lb.}$

Diámetro del eje

$d = 0.91 \text{ pulg.} = 24 \text{ mm}$

d: Diámetro

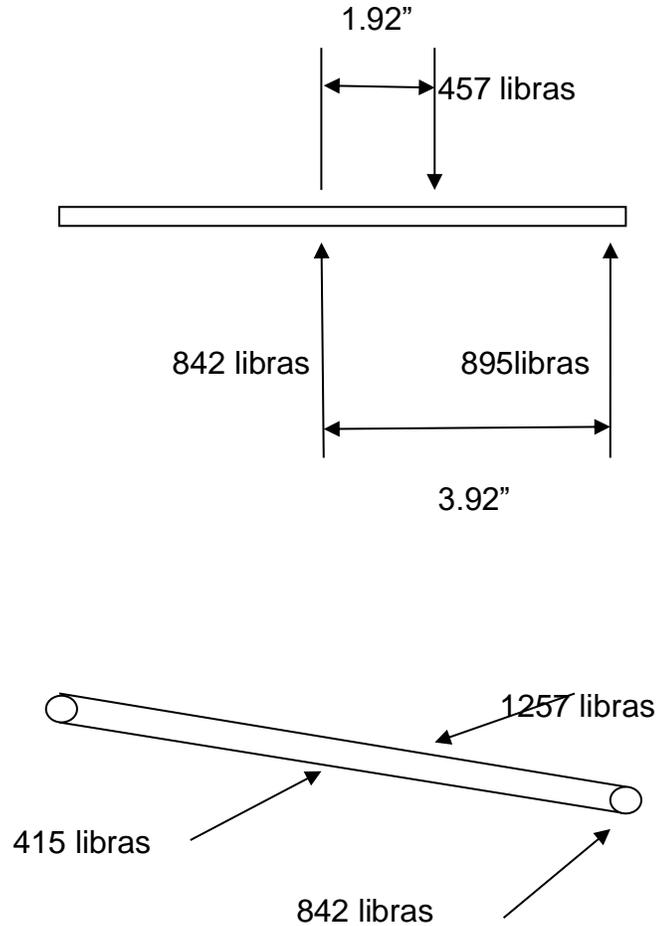
Esfuerzo alternante a la flexión

$\sigma_a = 652, 5 \text{ psi}$

Se concluye que se encuentra bien diseñado debido a que los anteriores esfuerzos son soportados por el acero 4340

RESULTADOS RODAMIENTO

A continuación se muestran las fuerzas que actúan sobre el eje



Fuerzas radiales en el apoyo del eje

$$FRA = 1229 \text{ lb}$$

Capacidad de carga del rodamiento

$$F_e = 1844 \text{ lb} = 8217 \text{ Newton}$$

$f_l = 3.0$ a 4.0 . Para engranajes (factor de esfuerzos dinámicos)

$f_n = 0.37$ (factor de velocidad).

$f_t = 1.0$ (factor de temperatura para temperaturas menores de 120°C).

$C = 66624 \text{ M}$ (*capacidad de carga*)

ENGRANAJES 6 Y 7

➤ **Diámetro exterior**

$D = 203.2 \text{ mm}$

➤ **Cabeza A**

$A = 3.302 \text{ mm}$

➤ **Raíz B**

$B = 4.04 \text{ mm}$

➤ **Profundidad total WD**

$WD = 7,62 \text{ mm}$

➤ **Diámetro exterior**

$De = 209.8 \text{ mm}$

➤ **Paso circular**

$Pc = 0.5236''$

➤ **Espesor del diente T**

$T = 6.7 \text{ mm}$

➤ **Ancho de cara F**

$F = 53.15 \text{ mm}$

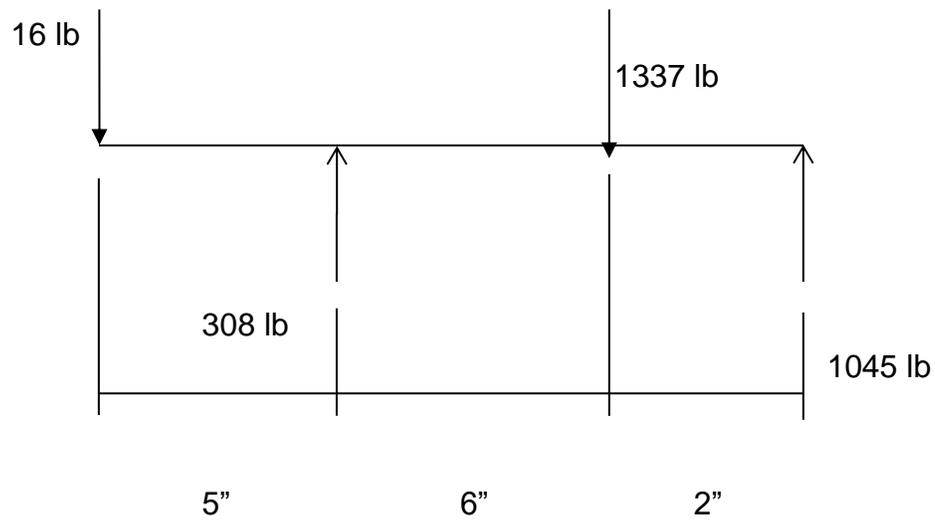
✓ **Velocidad en la línea primitiva es:**

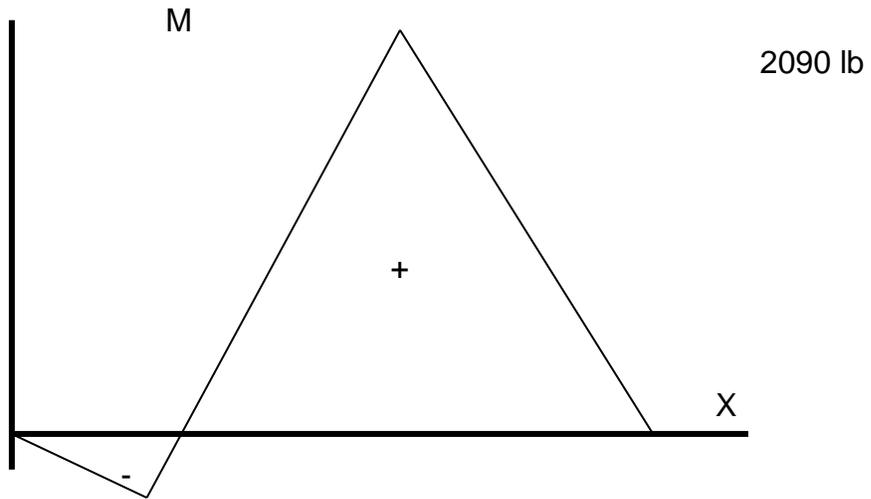
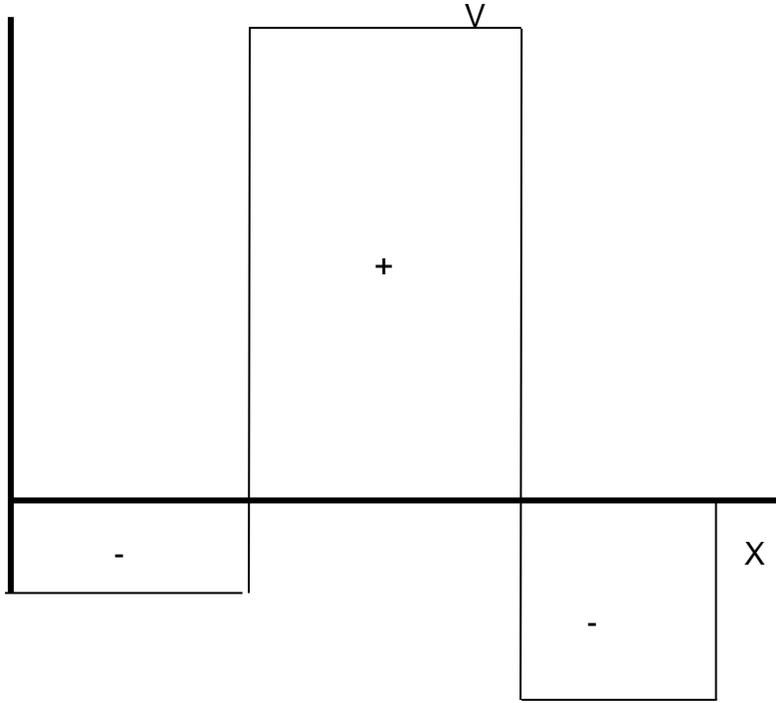
$V = 32.663 \text{ pies/milímetro}$

RESULTADOS EJE PIÑÓN 6 Y 7

RA = 308 lb

RB = 1045 lb





$M_{\text{máx}} = 2090 \text{ lb pulgadas}$, en la parte central del piñón 6.

Dimensiones del eje por el método SINES

$$S_e = 18098 \text{ psi}$$

$$V_c = 1 - 0.08 D \quad D = 2.326 \text{ para una confiabilidad del 99\%}$$

D = Derivación.

$$K_c = 0.81$$

$$KF: 1 + q (K_t - 1)$$

$$q = 0.8 \text{ para radios de } 1.5 \text{ mm}$$

$$K_e = 1.7 \text{ para eje sometido a torsión y flexión.}$$

$$KF = 1.56$$

$$K_e = 0.64$$

$$KF = 1.0 \text{ para efectos diversos}$$

$$S_e' = 55500 \text{ psi}$$

$$D = 1.33 \text{ pulg} = 34 \text{ mm (diámetro del eje)}$$

$$\sigma_a = 9050 \text{ psi (esfuerzo alternante a la flexión)}$$

$$\tau = 3618 \text{ psi (esfuerzo torsional)}$$

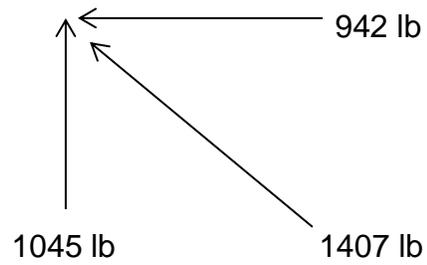
RODAMIENTOS

$$R_{AZ} = 315 \text{ lb}$$

$$R_{BZ} = 942 \text{ lb}$$

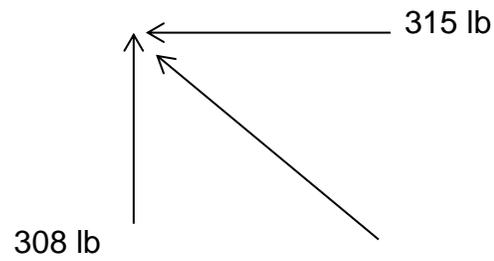
Fuerzas radiales resultantes en los apoyos del eje.

En el punto B



$$F_{RA} = 1407 \text{ lb}$$

En el punto A



$$F_{RB} = 441 \text{ lb}$$

$$F_e = 2110 \text{ lb} = 9385 \text{ Newton}$$

✓ Capacidad de carga dinámica

$$C = 25.365 \text{ N}$$

Resumen de resultados

Se identificaron los elementos de la máquina roladora, se seleccionó una metodología acorde a los parámetros de diseño, con estándares de calidad altos y regidos bajo las normas.

En la inspección visual realizada a una máquina roladora en la empresa INDISA se identificó que el sistema de transmisión de potencia tenía deficiencias que generaban falta de disponibilidad y confiabilidad. En el rediseño realizado se utilizaron materiales con mejores características y una geometría adecuada.

- Se preseleccionaron un conjunto de materiales de ingeniería que resultaron apropiados en una primera instancia, finalmente gracias a los cálculos empleados basándonos en los parámetros de las normas AGMA, teoría de Sines y ecuación de Lewis los materiales seleccionados fueron el acero AISI/SAE 1045 en los piñones 1,3 y corona 4, acero AISI/SAE 1020 en la corona 2, en el caso de los ejes, piñón 5 y engranajes 6 y 7 es un acero AISI/SAE 4340.
- Las elecciones de los rodamientos se realizaron con base a las fuerzas y cargas que actúan sobre los ejes los cuales van acoplados los piñones y coronas. En el caso del eje que soporta el piñón 3 que posee unas rpm de 450 y un diámetro de 25mm, se va a utilizar un rodamiento 6305LC de NTN de 62mm y capacidad de carga estática de 10900N.

Según el catálogo de la NTN, (Tabla 10 Ficha técnica de rodamiento 6312 C3) para una capacidad de carga de 66.624 Newton y un diámetro de 60 milímetros el rodamiento indicado es el 6312 C3 de una hilera de bolas rígido y soportara el eje del piñón 5.

El rodamiento 6307 C3, es el seleccionado para soportar el eje de los engranajes 6 y 7 con una capacidad de carga estática de 19000 Newton.

En el rediseño de la roladora de perfiles de aluminio, se determinó un factor de seguridad de 2.4 logrando un esfuerzo equivalente a la mitad del que están diseñadas, y por ende, reduciendo el desgaste por fatiga del material.

Debido al deterioro que presentaban los piñones y coronas del sistema de transmisión en la máquina roladora, se hacía notable una pérdida considerable de potencia mecánica aproximadamente del 20%, dada principalmente por la falta de contacto piñón con piñón.

Para dar cumplimiento a uno de los objetivos establecidos en el proyecto, se logró rediseñar la máquina roladora, con el fin de aumentar la elaboración de perfiles, pasando de un perfil cada 6 minutos aproximadamente a un tiempo estimado de dos perfiles cada 8 minutos.

Con respecto a las ventajas del nuevo diseño frente a la transmisión original de la máquina roladora se lograron cambios significativos en las geometrías de los elementos y su aumento de potencia. La máquina original utiliza un motor de 2.4 Hp a 1200 rpm y en el rediseño se escogió uno con el mismo caballaje a 1800 rpm, disminuyendo el tamaño del motor. Así mismo, se adicionaron 2 dientes en cada corona del sistema de transmisión proporcionándole más potencia a la máquina.

Referente a la selección de los materiales, se pudo constatar con los cálculos realizados que cumplen con los estándares de calidad óptimos para su labor, de esta forma se garantiza un diseño viable que incluye parámetros enfocados en la disponibilidad y confiabilidad en el proceso de rolado.

CONCLUSIONES

Al culminar este trabajo de tesis, se evidencia el logro de los objetivos planteados en relación con el rediseño de máquina roladora, el cual satisface las condiciones de la transmisión de potencia y la mejora en los problemas del sistema operativo que presentaba, disminuyendo de forma notable los tiempos muertos, sobre costos y agotamiento físico.

La transmisión por piñones acompañado de los elementos diseñados como los rodamientos, ejes y cuñas son capaces de transmitir altas cargas y velocidades, incrementando la eficiencia en la máquina.

BIBLIOGRAFÍA

- Budynas R & Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (Octava Edición). Ed. Mc Graw Hill.
- Budynas, R. &. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Ed. Mc Graw Hill.
- Cádiz, U. d. (2007). *Universidad de Cádiz*. Obtenido de <http://tablaperiodica.uca.es/Tabla/elementos/Aluminio/Grupo1/Prop.%20Al>
- Cantabria, U. d. (2012). *web.unican.es*. Obtenido de <http://grupos.unican.es/gidai/web/asignaturas/CI/Aluminio.pdf>
- Castillo, F. D. (2013). *Engranajes: Historia, fabricación y fallas*. Cautitlán, Mexico: Universidad Nacional Autónoma de Mexico.
- Curva-man. (2004). *Curva-man*. Obtenido de <http://www.curva-man.com/curvado.htm>
- Dudley, D. W. (1983). *Manual de engranajes. Manual de Engranajes*.
- Fernández, J. (2013). *Gestión del diseño mecánico*. España: Universidad de Oviedo.
- Figuroa, H. S. (2009). *GUÍA PRÁCTICA DE ANÁLISIS METALOGRAFICO PARA EL ALUMINIO*. Universidad de San Carlos de Guatemala.

Fitzgerald, R. (1992). *Mecánica de Materiales* (Revisada ed.). Alfaomega.

Ingemecánica. (2009). *Ingemecánica*. Obtenido de <http://ingemecanica.com/tutoriales/tutoriales.html>

Larra, G. (Octubre de 1925). Ingeniería y Construcción. *Revista Mensual Hispanoamericana*.

Mott, R. (2006). *Diseño elementos de máquina* (Cuarta ed.). (P. M. Guerrero, Trad.) Mexico: Pearson Educafinn.

NTN-SRN, G. (2004). *NTN-SRN*. Obtenido de http://www.ntn-snr.com/group/es/es-es/index.cfm?page=/group/home/technique_roulement/vocabulaire

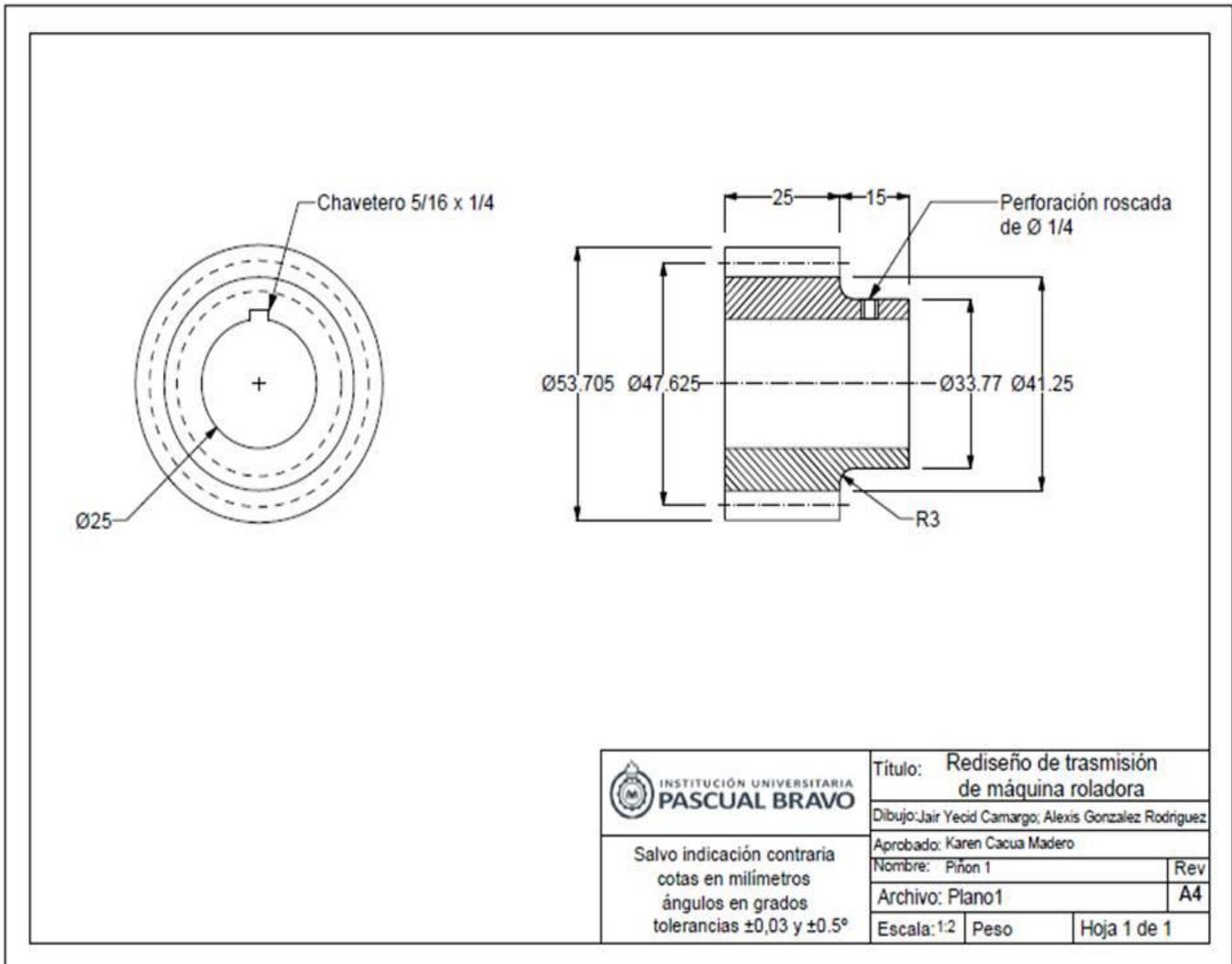
Pajares Luque, A. P. (2010). *Universidad de Cádiz*. Obtenido de <http://rodin.uca.es/xmlui/bitstream/handle/10498/9775/34755639.pdf?sequence=1>

Pintor, N. (15 de Enero de 2008). Tipos de mecanismo para la transmisión del impulso nervioso. *Enfoques Educativos*.

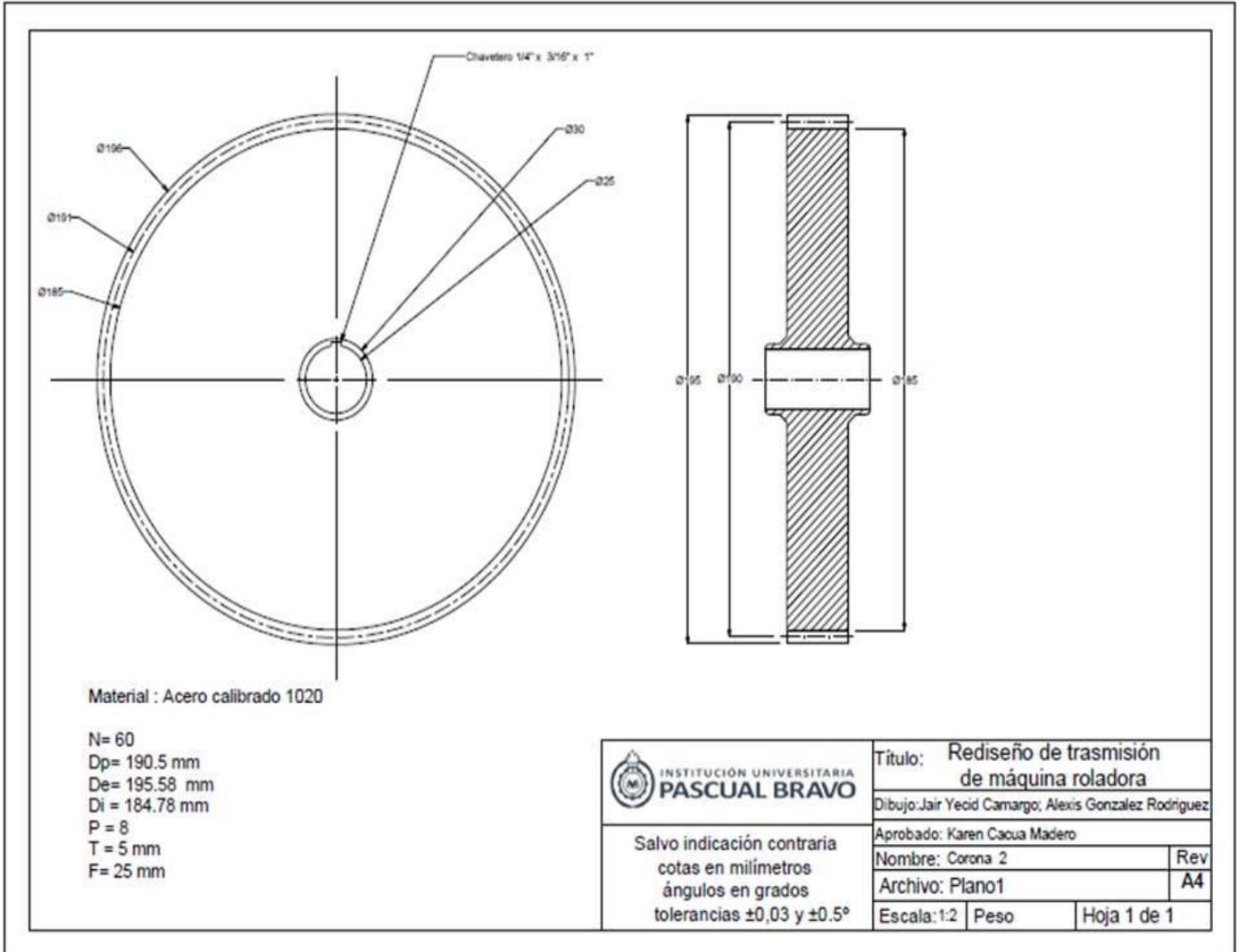
Rojas, M. C. (2008). Piñones diente por diente y vuelta por vuelta. *Metal Actual*.

ANEXOS

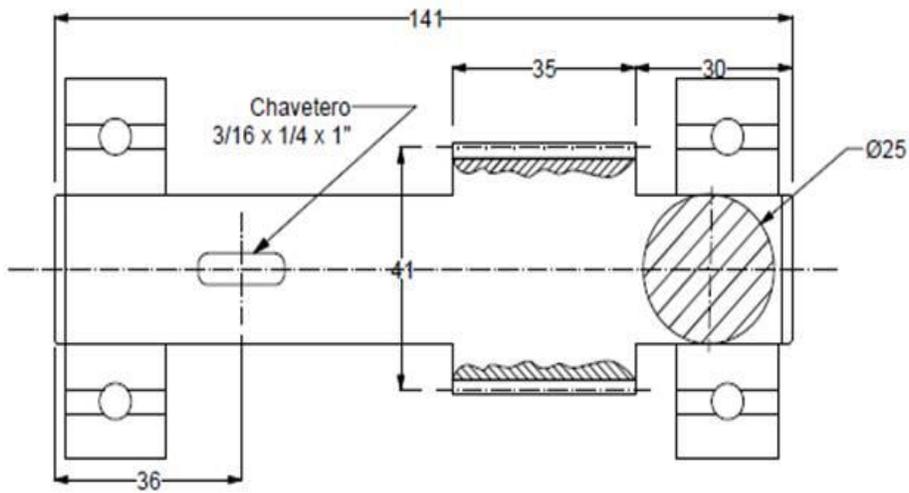
Anexo 1. Plano del piñón 1



Anexo 2. Plano de la Corona 2

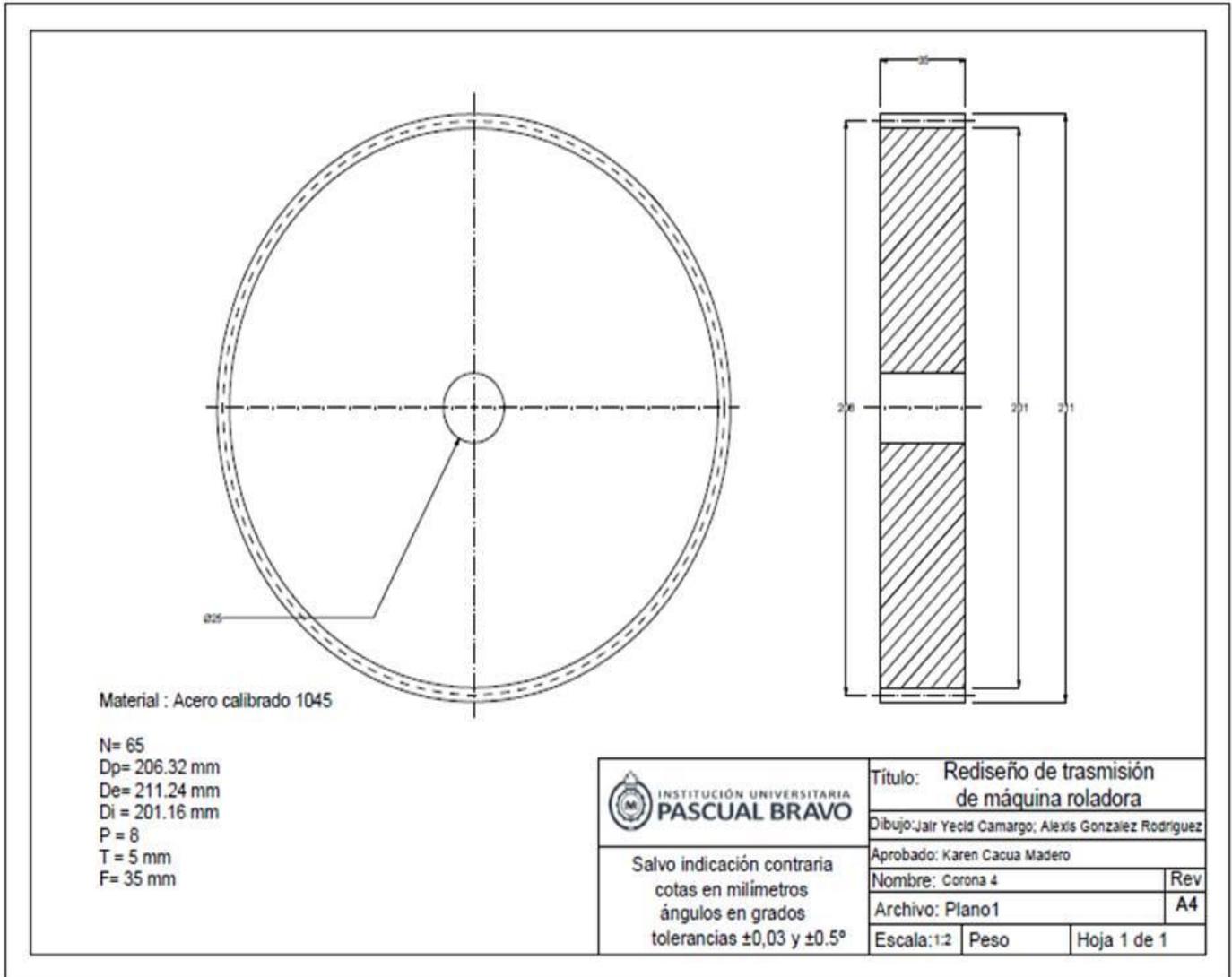


Anexo 3. Plano del eje piñón 3

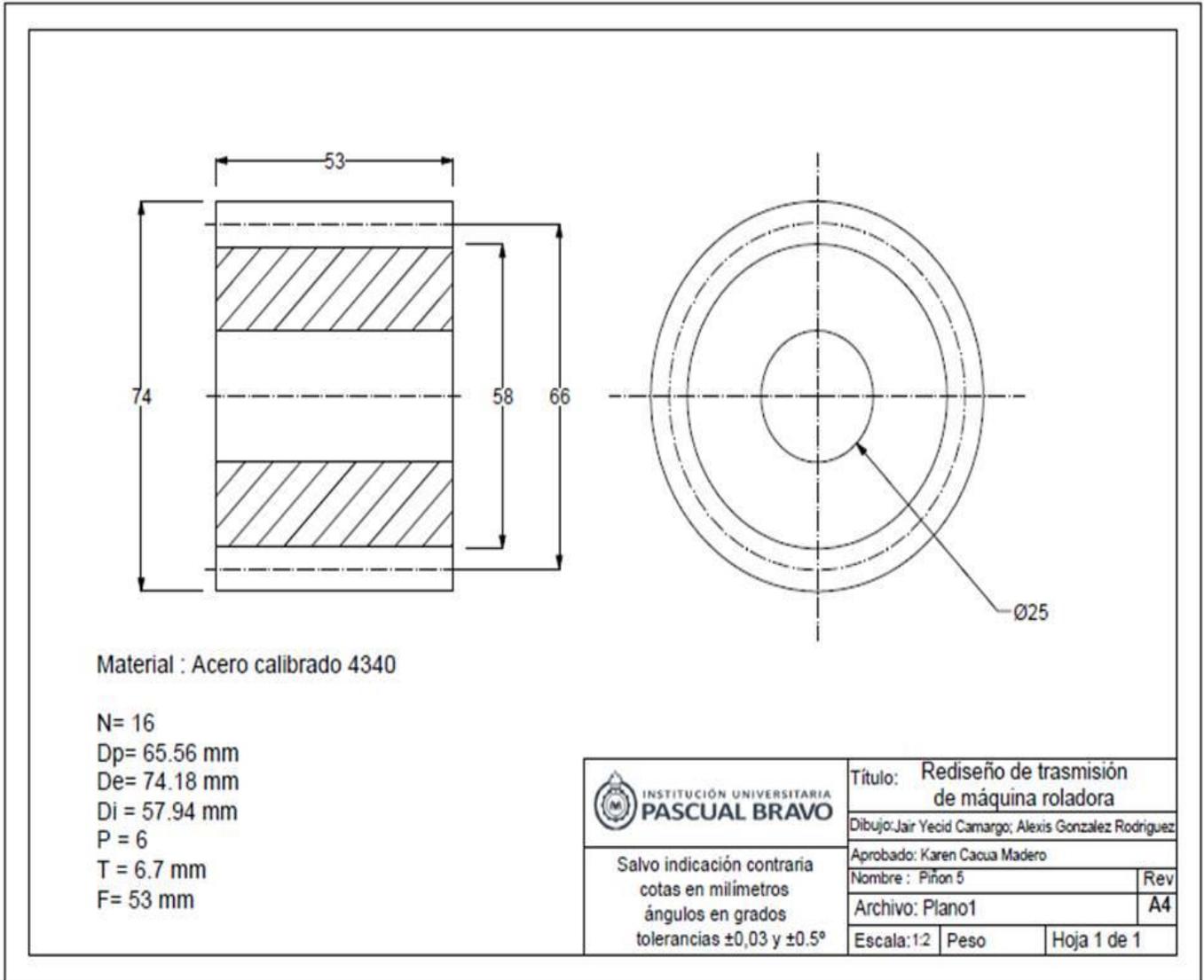


 <p>INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO</p> <p>Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,03$ y $\pm 0,5^\circ$</p>	Título: Rediseño de transmisión de máquina roladora	
	Dibujo: Jair Yecid Camargo; Alexis Gonzalez Rodriguez	
	Aprobado: Karen Cacua Madero	
	Nombre : Eje piñon 3	Rev
Archivo: Plano1		A4
Escala: 1:2	Peso	Hoja 1 de 1

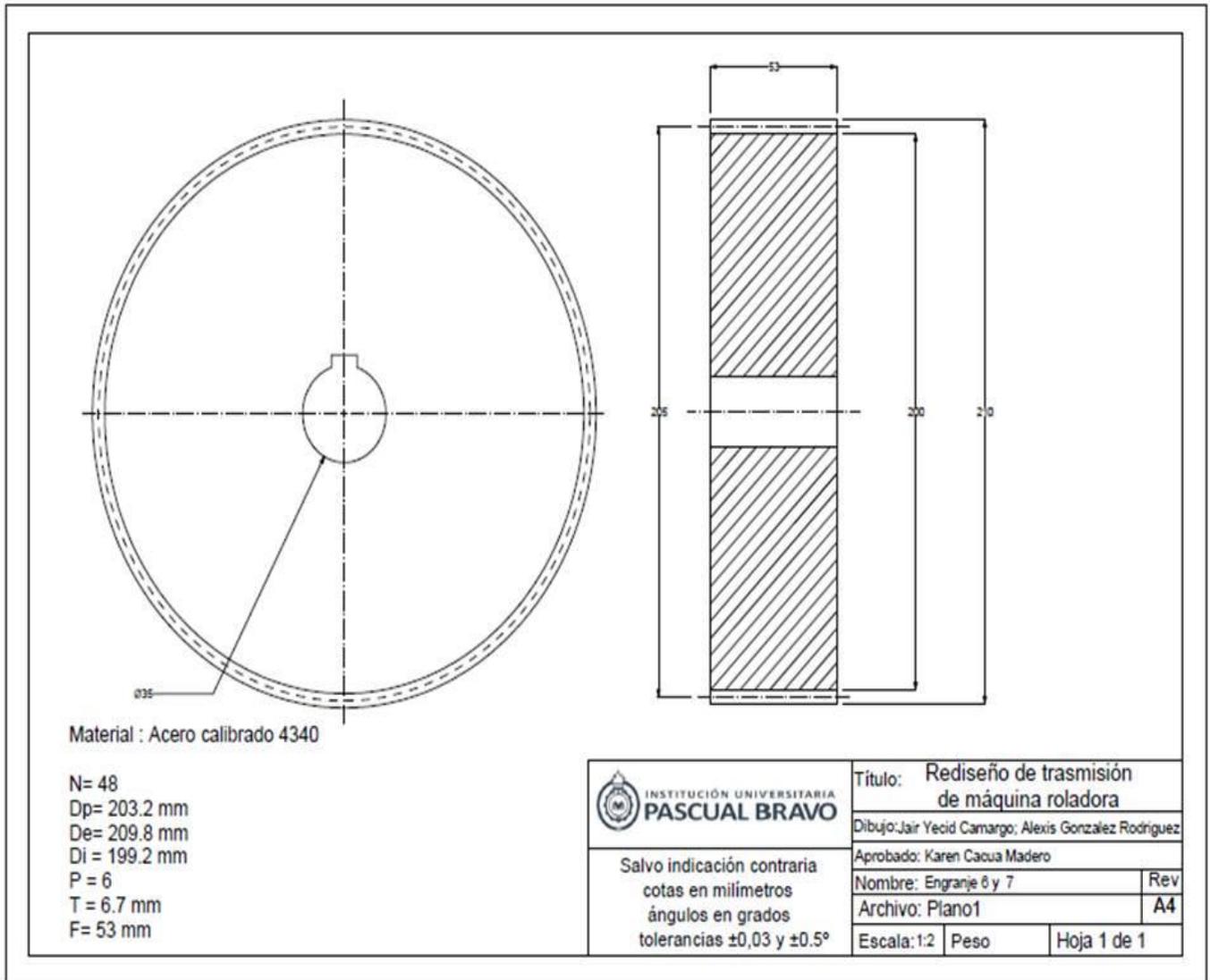
Anexo 4. Plano de la corona 4



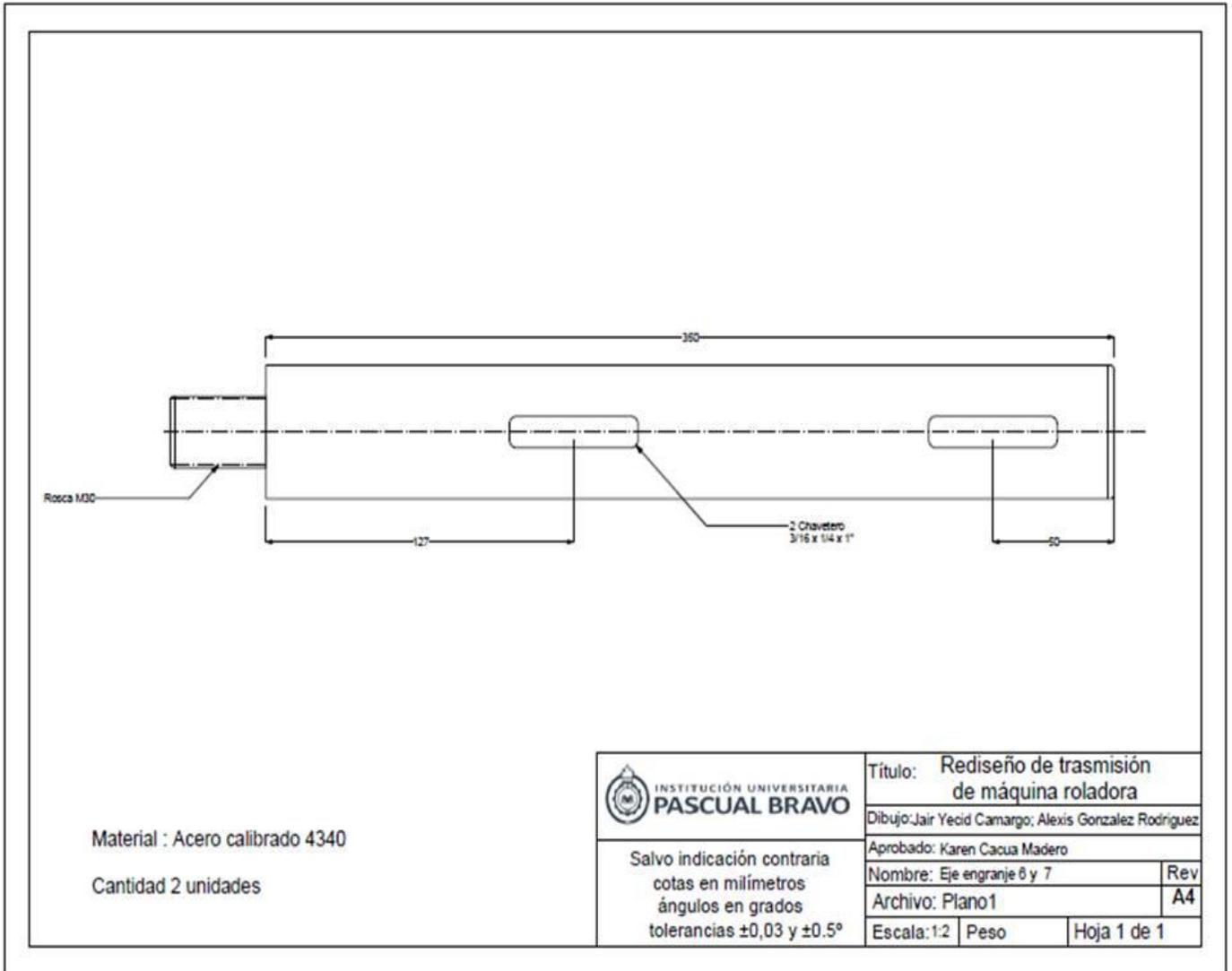
Anexo 5. Plano del piñón 5



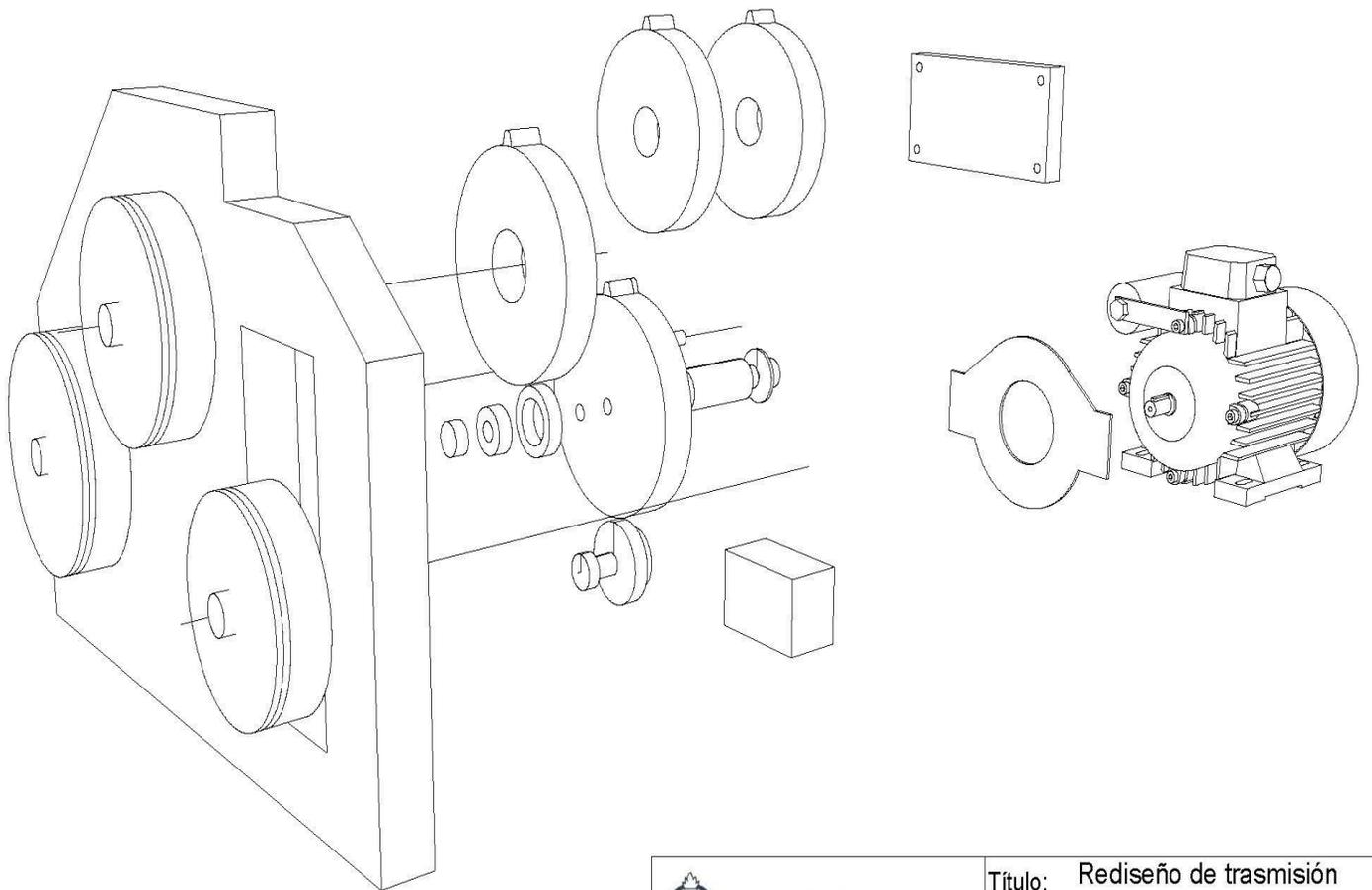
Anexo 6. Plano del engranaje 6 y 7



Anexo 7. Plano del eje engranaje 6 y 7

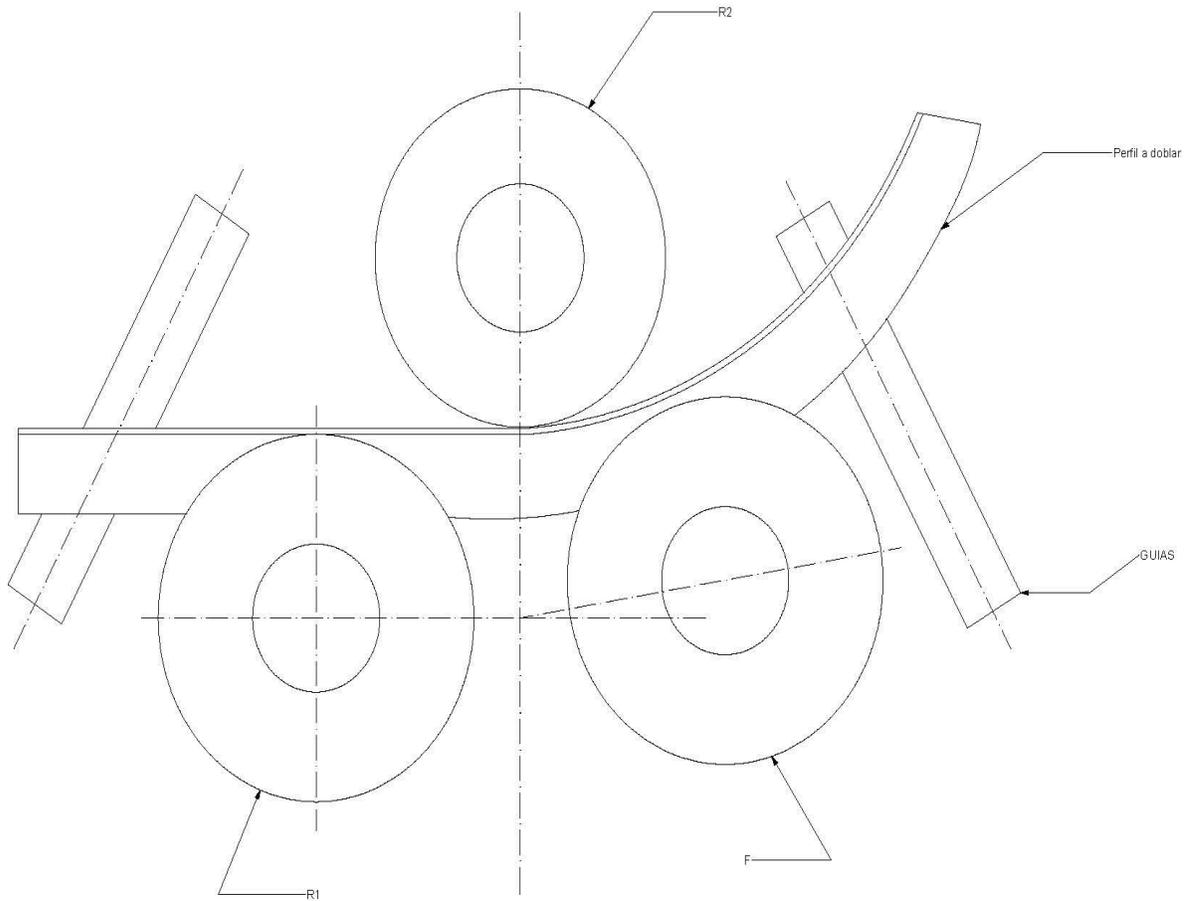


Anexo 8. Transmisión de la máquina roladora



 INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO	Título: Rediseño de transmisión de máquina roladora	
	Dibujo: Jair Yecid Camargo; Alexis Gonzalez Rodriguez	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,03$ y $\pm 0,5^\circ$	Aprobado: Karen Cacia Madero	
	Nombre: Trasmision maquina roladora	Rev
	Archivo: Plano1	A4
	Escala: 1:2	Peso

Anexo 9. Vista frontal del sistema de rodillos de doblado



 INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO	Título: Rediseño de transmisión de máquina roladora	
	Dibujo: Jair Yecid Camargo; Alexis Gonzalez Rodriguez	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,03$ y $\pm 0,5^\circ$	Aprobado: Karen Cacua Madero	
	Nombre: Vista frontal de sistema de rodillos de doblado	Rev
	Archivo: Plano1	A4
	Escala: 1:2	Peso