



# UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS  
NATURALES NO RENOVABLES



**CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

**TEMA:**

*DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE  
PERFILES*

*Tesis de grado previo a optar por  
El título de Ingeniero Electromecánico.*

**AUTOR:**

*Egdo. Yossemar Vicente Carrión Camacho*

**DIRECTOR:**

*Ing. Milton Amable León Tapia, Mg.Sc.*

**LOJA – ECUADOR**

**2014**

## CERTIFICACIÓN

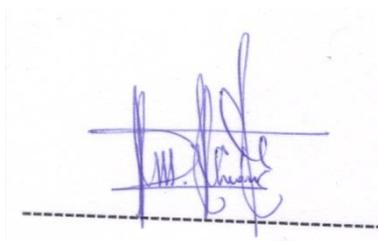
Ing. Milton Amable León Tapia, Mg.Sc.

DIRECTOR DE TESIS

### CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en “**Diseño y construcción de una maquina curvadora de perfiles**”, previa la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor egresado: Yossemar Vicente Carrión Camacho, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 18 de abril del 2014



Ing. Milton Amable León Tapia, Mg.Sc.

DIRECTOR DE TESIS

## **DECLARACIÓN DE AUTORÍA**

La investigación, análisis y conclusiones del presente trabajo de tesis, les corresponden exclusivamente a su autor y el patrimonio intelectual a la Universidad Nacional de Loja. Autorizo al Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables y por ende a la carrera de Ingeniería Electromecánica, hacer uso del presente documento en lo conveniente.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Yossemar', is centered on the page. The signature is written over a faint, light blue grid background.

Yossemar Vicente Carrión Camacho

Yo Yossemar Vicente Carrión Camacho declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional – Biblioteca Virtual.

**Autor:** Yossemar Vicente Carrión Camacho



**Firma:**

**Cédula:** 1104634892

**Fecha:** 07/07/2014

Yo Yossemar Vicente Carrión Camacho declaro ser autor de la tesis titulada: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE PERFILES”, como requisito para optar al grado de: Ingeniero Electromecánico; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de las tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los siete días del mes de julio del dos mil catorce.



**Firma:**

**Autor:** Yossemar Vicente Carrión Camacho

**Cédula:** 1104634892

**Dirección:** Miraflores Bajo

**Correo Electrónico:** [yossecarrion@gmail.com](mailto:yossecarrion@gmail.com)

**Teléfono:** 2575873

**Celular:** 0989918978

#### **DATOS COMPLEMENTARIOS**

**Director de Tesis:** Ing. Milton Amable León Tapia, Mg.Sc.

**Tribunal de Grado:** Ing. Luis Armando Salgado Valarezo, Mg.Sc.

Ing. Julio Cesar Cuenca Tinitana, Mg.Sc.

Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin, Mg.Sc.

## **PENSAMIENTO**

Mucho mejor atreverse a hacer cosas grandes, a obtener triunfos gloriosos, aun cuando matizados con fracasos, que formar en las filas de aquellos pobres de espíritu que ni gozan mucho ni sufren mucho porque viven en el crepúsculo gris que no conoce la victoria ni la derrota.

*Theodore Roosevelt*

## **DEDICATORIA**

Dedico este trabajo principalmente a Dios, por haberme dado la vida y permitirme el haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación profesional.

A mis padres, por ser el pilar más importante y por demostrarme siempre su cariño y apoyo incondicional sin importar nuestras diferencias de opiniones.

A mis hermanos, a quienes quiero mucho, por compartir momentos significativos conmigo y por siempre estar dispuestos a escucharme y ayudarme en cualquier momento.

A mi esposa e hijos, porque los amo infinitamente y son mi razón de ser.

Y al Ing. Milton León porque sin sus orientaciones, no hubiera logrado esta meta.

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios, por acompañarme todos los días. A mis padres, hermanos por ser grandes amigos para mí, que junto a sus ideas hemos pasado momentos inolvidables y por su ayuda incondicional.

Al Ing. Milton León por su paciencia en el desarrollo del presente proyecto.

## **TABLA DE CONTENIDOS**

<b>A. TÍTULO</b>	<b>15</b>
<b>B. RESUMEN</b>	<b>16</b>
<b>C. INTRODUCCIÓN</b>	<b>17</b>
<b>D. REVISIÓN DE LITERATURA</b>	<b>19</b>
<b>d.1 ENGRANAJES</b>	<b>20</b>
d.1.1 Generalidades.	20
d.1.2 Tipos de engranajes.	22
d.1.3 Engranajes rectos.	22
<b>d.2 TRANSMISIÓN DE POTENCIA MEDIANTE EJES, SELECCIÓN DE CHAVETAS Y RODAMIENTOS</b>	<b>27</b>
d.2.1 TRANSMISIÓN DE POTENCIA MEDIANTE EJES	27
d.2.1.1 Diseño de ejes.	27
d.2.1.2 Materiales para ejes y árboles.	27
d.2.1.3 Diseño de ejes de materiales dúctiles.	28
d.2.1.4 El diseño de ejes por rigidez torsional.	30
d.2.1.5 El diseño de ejes por rigidez lateral.	30
d.2.1.6 Los momentos de torsión y de flexión	31
d.2.1.7 CHAVETAS	31
d.2.1.8 Diseño de chavetas cuadradas y planas	32
d.2.1.9 RODAMIENTOS	33
d.2.1.10 Selección de rodamientos.	34
<b>E. MATERIALES Y MÉTODOS</b>	<b>36</b>
<b>e.1 MATERIALES</b>	<b>36</b>
<b>e.2 MÉTODOS</b>	<b>36</b>
<b>F. RESULTADOS</b>	<b>37</b>
<b>G. DISCUSIÓN</b>	<b>78</b>

<b>H.</b>	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>79</b>
<b>I.</b>	<b>RECOMENDACIONES</b>	<b>80</b>
<b>J.</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>81</b>
<b>K.</b>	<b>ANEXOS</b>	<b>82</b>
1.	Especificaciones técnicas de tubos estructurales, tomado de catálogos de CINTAC	82
2.	Especificaciones técnicas de perfiles L y T, tomado de catálogos de DIPAC	83
3.	Tensiones máximas de algunos materiales, tomado de wikipedia	84
4.	Motores y motoreductores serie estándar modelos 50 – 90, tomado del internet	85
5.	Factores de servicio para transmisiones por cadena, tomado de Diseño de elementos de máquinas Robert L. Mott	86
6.	Factores de potencia para transmisiones por cadena, tomado de Diseño de elementos de máquinas Robert L. Mott	86
7.	Tamaños de cadenas de rodillos, tomado de Diseño de elementos de máquinas Robert L. Mott	86
8.	Capacidad de transmisión de potencia de las cadenas, tomado de American Chain Association	87
9.	Factor de sobrecarga $K_o$ , tomado de la norma AGMA 2001-C95	88
10.	Combinaciones más comunes en los piñones y engranes, tomado de la norma AGMA 2001-C95. Coeficiente elástico $C_p$	88
11.	Números de calidad AGMA recomendados, tomado de la Norma AGMA	89
12.	Factor dinámico $K_v$ tomado de la norma AGMA 2001-C95	90
13.	Factor de geometría para engranes tomado de la norma AGMA 218.01	91
14.	Factor de geometría para piñones rectos externos tomado de la norma AGMA 218.01	92
15.	Factor de proporción del piñón $C_{pf}$ tomado de la norma AGMA 2001-C95	93
16.	Factor de alineamiento del engranado $C_{ma}$ tomado de la norma AGMA 2001-C95	94

17. Factores de tamaño sugeridos $K_s$ , tomado de diseño de elementos de máquinas Cuarta edición, Robert L. Mott	95
18. Factor de espesor del borde $KB$ tomado de la norma AGMA 2001-C95	95
19. Factor de confiabilidad $KR$ , tomado de Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, 9ª edición.	96
20. Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo $YN$ tomado de la norma AGMA 2001-C95	96
21. Factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo $ZN$ tomado de la norma AGMA 2001-C95	97
22. Propiedades del acero AISI 4140 con tratamiento térmico: Templado en aceite y revenido	98
23. Duración recomendada para rodamientos, tomado de Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, 9ª edición.	99
24. Datos para seleccionar rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda Tipo Conrad, tomado de NSK corporation, Ann Arbor, MI.	100
25. Tamaño de la cuña o chaveta en función del diámetro del eje, tomado de la norma ANSI B17.1-1967 (R98)	101
26. Esfuerzos admisibles para pernos, tomado de diseño de elementos de máquinas Cuarta edición, Robert L. Mott	102
27. Dimensiones de roscas estándar americanas, tomado de diseño de elementos de máquinas Cuarta edición, Robert L. Mott	102
28. Fotografías de la construcción de la máquina	103

## **SIMBOLOGÍA**

$D, d \rightarrow$  *Diametro (cm)*

$e \rightarrow$  *Espesor (cm)*

$I \rightarrow$  *Momento de inercia (cm<sup>4</sup>)*

$W \rightarrow$  *Módulo de inercia o resistente (cm<sup>3</sup>)*

$Y_c \rightarrow$  *Distancia al centroide (cm)*

$Y_{max} \rightarrow$  *Brazo máximo (cm)*

$f \rightarrow$  *Distancia entre centros de los rodillos de arrastre (cm)*

$r_z \rightarrow$  *Radio imaginario (cm)*

$K_p \rightarrow$  *Límite de fluencia (Kg/cm<sup>2</sup>)*

$\sigma_{max} \rightarrow$  *Límite máximo a la tracción (Kg/cm<sup>2</sup>)*

$E \rightarrow$  *Modulo elástico o de Young (Kg/cm<sup>2</sup>)*

$F_r \rightarrow$  *Fuerza de rolado (Kg)*

$P \rightarrow$  *Potencia (HP)*

$n \rightarrow$  *Velocidad de giro (rpm)*

$F_s \rightarrow$  *Factor de servicio (adimensional)*

$F_p \rightarrow$  *Factor de potencia de acuerdo al número de hileras de la cadena (adimensional)*

$P_d \rightarrow$  *Potencia de diseño (HP)*

$i \rightarrow$  *Relación de transmisión (adimensional)*

$P_h \rightarrow$  *Potencia requerida por hilera (HP)*

$p_c \rightarrow$  *Paso de la cadena (cm)*

$N \rightarrow$  *Número de dientes de los engranes y catalinas (adimensional)*

$L_c \rightarrow$  *Longitud de la cadena (cm)*

$\varphi \rightarrow$  *Ángulo de contacto o presión (grados)*

$K_o \rightarrow$  *Factor de sobrecarga (adimensional)*

$p_d \rightarrow$  *Paso diametral del engrane (adimensional)*

$P_t$  → Potencia transmitida (Hp)  
 $D_p$  → Diámetro de paso del engrane conductor o piñón (cm)  
 $D_g$  → Diámetro de paso del engrane conducido (cm)  
 $C$  → Distancia entre centros de los engranes (cm)  
 $v_t$  → Velocidad de línea de paso de los engranes (m/s)  
 $W_t$  → Carga transmitida (Kg)  
 $F$  → Ancho de cara de los engranes (cm)  
 $l_i$  → Límite inferior del ancho de cara de los engranes (cm)  
 $l_s$  → Límite superior del ancho de cara de los engranes (cm)  
 $C_p$  → Coeficiente elástico (Kg/cm<sup>2</sup>)  
 $Q_v$  → Número de calidad (adimensional)  
 $K_v$  → Factor dinámico (adimensional)  
 $J$  → Factor de geometría para engranes rectos (adimensional)  
 $I$  → Factor de geometría para engranes rectos externos (adimensional)  
 $C_{p_f}$  → Factor de proporción de los engranes (adimensional)  
 $C_{m_a}$  → Factor de alineamiento de los engranes (adimensional)  
 $K_m$  → Factor de distribución de carga (adimensional)  
 $K_s$  → Factor de tamaño (adimensional)  
 $K_B$  → Factor de espesor del borde del diente (adimensional)  
 $m_B$  → Relación de respaldo (adimensional)  
 $t_R$  → Espesor de la orilla del diente (cm)  
 $h_t$  → Profundidad total del diente (cm)  
 $a$  → Addendum (cm)  
 $b$  → Dedendum (cm)  
 $SF$  → Factor de servicio (adimensional)  
 $K_R$  → Factor de confiabilidad (adimensional)  
 $vl$  → Vida de diseño (horas)  
 $q$  → Número de aplicaciones de carga por revolución (adimensional)

$N_c \rightarrow$  Número de ciclos de carga (adimensional)  
 $Y_N \rightarrow$  Factor de esfuerzo por el número de ciclos de flexión (adimensional)  
 $Z_N \rightarrow$  Factor de resistencia a la picadura por el número de ciclos de esfuerzo (adimensional)  
 $S_t \rightarrow$  Esfuerzo flexionante ( $Kg/cm^2$ )  
 $S_{at} \rightarrow$  Esfuerzo flexionante ajustado ( $Kg/cm^2$ )  
 $S_c \rightarrow$  Esfuerzo de contacto ( $Kg/cm^2$ )  
 $S_{ac} \rightarrow$  Esfuerzo de contacto ajustado ( $Kg/cm^2$ )  
 $S_f \rightarrow$  Límite de fluencia ( $Kg/cm^2$ )  
 $P \rightarrow$  Potencia (HP)  
 $T \rightarrow$  Momento torsor ( $kg.cm$ )  
 $r \rightarrow$  Radio (cm)  
 $\eta \rightarrow$  Eficiencia de la transmisión (adimensional)  
 $F \rightarrow$  Fuerzas en los engranes (Kg)  
 $R \rightarrow$  Reacciones en los rodamientos (Kg)  
 $x \ \& \ y \rightarrow$  Distancia (cm)  
 $L \rightarrow$  Longitud de la chaveta (cm)  
 $V \rightarrow$  Fuerzas en la sumatoria de momentos flectores (Kg)  
 $M \rightarrow$  Momento flector ( $Kg.cm$ )  
 $\sigma_E \rightarrow$  Esfuerzo equivalente ( $Kg/cm^2$ )  
 $\sigma_{adm} \rightarrow$  Esfuerzo admisible ( $Kg/cm^2$ )  
 $K \rightarrow$  Factor de relación entre carga y duración del rodamiento (adimensional)  
 $L_d \rightarrow$  Duración de diseño (rev)  
 $h \rightarrow$  Duración del rodamiento (horas)  
 $n \rightarrow$  Velocidad de giro (rpm)  
 $C \rightarrow$  Capacidad dinámica básica (kg)  
 $P_d \rightarrow$  Fuerza radial en el rodamiento (Kg)  
 $R \rightarrow$  Reacciones en los rodamientos (Kg)

$\varphi \rightarrow$  *Ángulo de contacto o presión (grados)*

$B \rightarrow$  *Ancho del rodamiento (cm)*

$F_c \rightarrow$  *Fuerza cortante (Kg)*

$\sigma_a \rightarrow$  *Esfuerzo cortante admisible (Kg/cm<sup>2</sup>)*

$A_s \rightarrow$  *Área de esfuerzo del perno (cm<sup>2</sup>)*

a. TÍTULO

***“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE  
PERFILES”***

## **b. RESUMEN**

El primer capítulo de esta investigación explica todo lo relacionado a engranes, abarcando todo sus tipos, formas constructivas y fórmulas de diseño.

En el siguiente capítulo se aborda los temas de transmisión de potencia mediante ejes encontrándose en el mismo todas las fórmulas de diseño para ejes y árboles de transmisión, así también se aborda la selección de rodamientos y chavetas o cuñas.

En la parte de resultados se encuentran todos los cálculos de diseño del presente proyecto de tesis.

En anexos podemos encontrar todas las tablas utilizadas en el presente proyecto con su fuente bibliográfica, también se encuentran fotos de la construcción de la máquina.

## **SUMMARY**

The first chapter of this research explains everything about gears, encompassing all its types, types of construction and design formulas.

The following chapter discusses the power transmission lines is addressed by being in the same design all the formulas for shafts and shafts, so the selection of bearings and cotter pins or wedges addressed.

The results are part of all design calculations of this thesis project.

In appendices we can find all the tables used in this project with your source is, are also photos of the construction of the machine.

### **c. INTRODUCCIÓN**

Durante mucho tiempo el hombre ha tenido la inquietud de construir y modificar su entorno, para satisfacer sus necesidades de vida, así como también las de la sociedad en general; por estas razones ha creado herramientas y dispositivos que le ayudan a modificar dicho entorno, para poder así satisfacer todos aquellos requerimientos de éste mundo tan cambiante.

A lo largo de la existencia humana, la inteligencia del hombre le ha dado la posibilidad de diseñar dispositivos y mecanismos para conseguir los objetivos demandantes de su tiempo, por lo cual, mediante el conocimiento, desarrolla las soluciones adecuadas a los problemas cotidianos.

Actualmente los ingenieros tienen un compromiso con la sociedad, y éste es, el dar soluciones a todas esas necesidades, no dejando de lado, que esto debe ser apegado a los recursos materiales y financieros con los que cuenta, optimizándolos al máximo para su beneficio.

El sector industrial-artesanal de nuestra provincia no ha alcanzado un desarrollo notorio en los últimos años, esto se debe a que no existen líneas de investigación que permitan determinar una conexión entre la teoría y la práctica de las diferentes temáticas en que se debate la ciencia y la tecnología

Nuestros talleres se han caracterizado por tener un limitado desarrollo tecnológico, en muchos de los casos se observa que aún se trabaja con herramientas poco sofisticadas y esto provoca que haya una poca producción y por ende menos posibilidades de desarrollo.

En otros casos es evidente la falta de herramientas que disminuyan el trabajo forzoso, debido principalmente a que hay muy pocas o en mucho de las veces solo una; es por esto que considerando esta realidad de analizar y estudiar una problemática que en la mayoría de los talleres existe y en especial en el que se realiza esta investigación. Dicho taller se ubica en el barrio el pedestal, de la ciudad de Loja, de propiedad del señor Luis Jaramillo, en donde se evidencia la necesidad de contar con una máquina para realizar el curvado de perfiles, ya que este tipo de trabajos los realiza de forma manual lo cual le causa una demora en el tiempo de entrega y con ello una menor productividad.

Es por esto que se vio conveniente hacer un estudio cinemático y dinámico de la máquina para curvar perfiles y así poder establecer una solución, que según la hipótesis

le permitirá al dueño de éste taller artesanal realizar la fabricación de este tipo de trabajos en un menor tiempo, incrementando las utilidades y la producción del taller.

Con la construcción de la máquina que realiza el curvado de perfiles y las alternativas que se trace, permitirán que su dueño tenga más líneas de trabajo y por ende sea factible desde el punto de vista técnico y económico. En lo que respecta a la disponibilidad de bibliografía se cuenta con una buena información, es sugestivo, de actualidad tecnológica y permite la correlación de investigador-sociedad.

## **OBJETIVOS.**

### **Objetivo general**

Diseñar y construir una máquina curvadora de perfiles.

### **Objetivos específicos**

Diseñar una máquina eficiente para realizar el curvado de perfiles.

Determinar las tecnologías apropiadas para la construcción de la máquina a bajo costo y con buena calidad.

Construir la máquina curvadora de perfiles.

d. REVISIÓN DE LITERATURA

# CAPÍTULO 1.

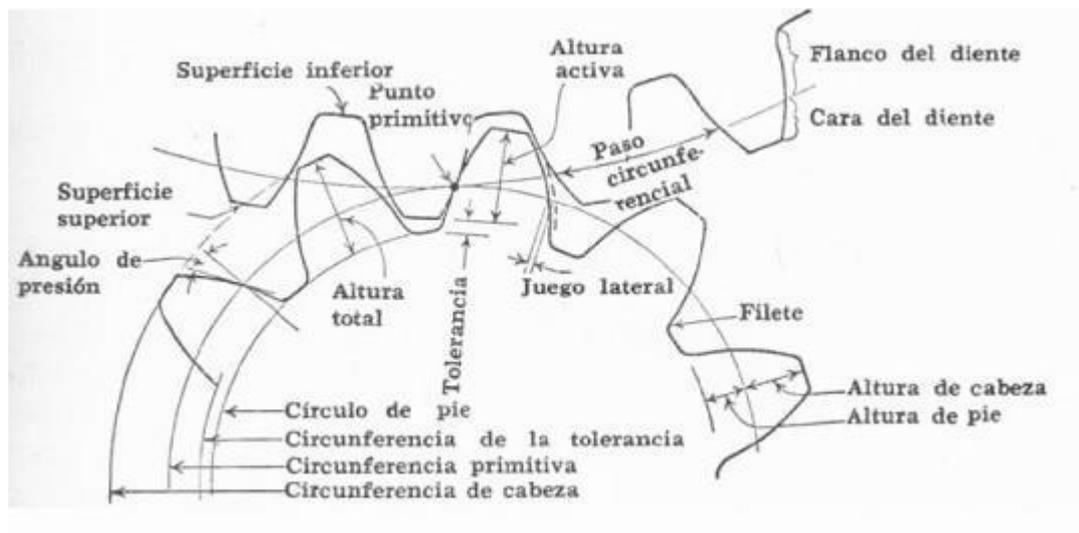
## d.1 ENGRANAJES

### d.1.1 Generalidades.

Se denomina engranaje o ruedas dentadas al mecanismo utilizado para transmitir potencia de un componente a otro dentro de una máquina. Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales la mayor se denomina corona y el menor piñón. Un engranaje sirve para transmitir movimiento circular mediante contacto de ruedas dentadas.

Una de las aplicaciones más importantes de los engranajes es la transmisión del movimiento desde el eje de una fuente de energía, como puede ser un motor de combustión interna o un motor eléctrico, hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo. De manera que una de las ruedas está conectada por la fuente de energía y es conocido como engranaje motor y la otra está conectada al eje que debe recibir el movimiento del eje motor y que se denomina engranaje conducido.

Si el sistema está compuesto de más de un par de ruedas dentadas, se denomina tren de engranajes.



### 1. Partes de un engrane<sup>1</sup>

**Dientes.-** Son los que realizan el esfuerzo de empuje y transmiten la potencia desde los ejes motrices a los ejes conducidos. El perfil del diente, o sea la forma de sus flancos,

<sup>1</sup> (Ingenemecanica, 2014)

está constituido por dos curvas evolventes de círculo, simétricas respecto al eje que pasa por el centro del mismo.

**Módulo.-** El módulo de un engranaje es una característica de magnitud que se define como la relación entre la medida del diámetro primitivo expresado en milímetros y el número de dientes. En los países anglosajones se emplea otra característica llamada Diametral Pitch, que es inversamente proporcional al módulo. El valor del módulo se fija mediante cálculo de resistencia de materiales en virtud de la potencia a transmitir y en función de la relación de transmisión que se establezca. El tamaño de los dientes está normalizado. El módulo está indicado por números. Dos engranajes que engranen tienen que tener el mismo módulo.

**Circunferencia primitiva.-** Es la circunferencia a lo largo de la cual engranan los dientes. Con relación a la circunferencia primitiva se determinan todas las características que definen los diferentes elementos de los dientes de los engranajes.

**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.

**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  $20^\circ$  ni por debajo de 12 dientes cuando el ángulo de presión es de  $25^\circ$ .

**Diámetro exterior.-** 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.-** También se conoce con el nombre de dedendum. Es la parte del diente comprendida entre la circunferencia interior y la circunferencia primitiva.

**Cabeza del diente.-** También se conoce con el nombre de addendum. Es la parte del diente comprendida entre el diámetro exterior y el diámetro primitivo.

**Flanco.-** Es la cara interior del diente, es su zona de rozamiento.

**Altura del diente.-** Es la suma de la altura de la cabeza (addendum) más la altura del pie (dedendum).

**Angulo de presión.-** Es el que forma la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso,  $\varphi$  ( $20^\circ$  ó  $25^\circ$  son los ángulos normalizados).

**Largo del diente.-** Es la longitud que tiene el diente del engranaje

**Distancia entre centro de dos engranajes.-** Es la distancia que hay entre los centros de las circunferencias de los engranajes.

#### **d.1.2 Tipos de engranajes.**

La principal clasificación de los engranajes se efectúa según la disposición de sus ejes de rotación y según los tipos de dentado.

Según estos criterios existen los siguientes tipos de engranajes:

##### **Ejes paralelos:**

Cilíndricos de dientes rectos

Cilíndricos de dientes helicoidales

Doble helicoidales

##### **Ejes perpendiculares:**

Helicoidales cruzados

Cónicos de dientes rectos

Cónicos de dientes helicoidales

Cónicos hipoides

De rueda y tornillo sinfín

##### **Por aplicaciones especiales se pueden citar:**

Planetarios

Interiores

De cremallera

##### **Por la forma de transmitir el movimiento se pueden citar:**

Transmisión simple

Transmisión con engranaje loco

Transmisión compuesta o tren de engranajes

#### **d.1.3 Engranajes rectos.**

Los engranajes cilíndricos rectos son el tipo de engranaje más simple y corriente que existe, estos engranajes constituyen un medio conveniente para transmitir potencia mediante ejes paralelos, con una relación de velocidades angulares constantes.

Se utilizan generalmente para velocidades pequeñas y medias; a grandes velocidades, si no son rectificadas, o ha sido corregido su tallado, producen ruido cuyo nivel depende de la velocidad de giro que tengan.

Hay dos tipos de engranajes, los llamados de diente normal y los de diente corto cuya altura es más pequeña que el considerado como diente normal. En los engranajes de diente corto, la cabeza del diente vale  $(0.75 \times M)$ , y la altura del pie del diente vale  $(M)$  siendo el valor de la altura total del diente  $(1.75 \times M)$ .

Relación de transmisión, es la relación de giro que existe entre el piñón conductor y la rueda conducida. La  $R_t$  puede ser reductora de velocidad o multiplicadora de velocidad. La relación de transmisión recomendada tanto en caso de reducción como de multiplicación depende de la velocidad que tenga la transmisión con los datos orientativos que se indican:

**Velocidad lenta:**

$$R_t = \frac{1}{10} \quad (1)$$

**Velocidad normal:**

$$R_t = \frac{1}{7} - \frac{1}{6} \quad (2)$$

**Velocidad elevada:**

$$R_t = \frac{1}{4} - \frac{1}{2} \quad (3)$$

**Fórmulas constructivas de los engranajes rectos:**

**Diámetro primitivo:**  $D_p = Z \times M \quad (4)$

**Módulo:**  $M = \frac{D_p}{Z} \quad (5)$

**Paso circular:**  $P_c = \pi \times M \quad (6)$

**Número de dientes:**  $Z = \frac{D_p}{M} \quad (7)$

$$\text{Diámetro exterior: } D_e = D_p \times 2M \quad (8)$$

$$\text{Espesor del diente: } E = \frac{P_c}{2} \quad (9)$$

$$\text{Diámetro interior: } D_i = D_p \times 2.5M \quad (10)$$

$$\text{Pie del diente: } 1.25 \times M \quad (11)$$

$$\text{Cabeza del diente: } M \quad (12)$$

$$\text{Altura del diente: } 2.25 \times M \quad (13)$$

$$\text{Distancia entre centros: } \frac{D_p + d_p}{2} \quad (14)$$

$$\text{Ecuación general de transmisión: } N \times Z = n \times z \quad (15)$$

**Carga límite de desgaste o carga dinámica:**

La carga límite de desgaste está determinada por la siguiente ecuación basándose en el número de dientes virtual, debido a la dificultad de asegurar el contacto a lo largo de toda la longitud  $b$ , solo se considera como efectiva tres cuartas partes de  $b$ . por tanto:

$$F_w = 0.75d_1 b Q K \quad (16)$$

Dónde:

$d_1 \rightarrow$  Diámetro del engranaje

$Q \rightarrow$  Se obtiene utilizando el número de dientes virtual

$N_1' \rightarrow$  Número de dientes virtual

$$N_1' = \frac{N_1}{\cos \alpha_1} \quad (17)$$

$$Q = \frac{2N_2'}{N_1'} = \frac{2N_2 / \sin \alpha_1}{(N_1 / \cos \alpha_1) + (N_2 / \sin \alpha_1)} = \frac{2N_2}{N_1 \tan \alpha_1 + N_2} \quad (18)$$

El factor  $K$  se obtiene de la tabla COEFICIENTE DE FORMA O DE LEWIS.

La carga dinámica puede aproximarse mediante la misma ecuación utilizada para los engranajes cilíndricos rectos si se especifica el espesor  $b$  de las cabezas en la dirección axial. Cuando ambos engranajes son de acero para la carga dinámica es:

$$F_d = \frac{0.0405en_1br_1r_2}{\sqrt{r_1^2+r_2^2}} \quad (19)$$

En donde  $e$  es el error hallado en la tabla TENSIONES DE TRABAJO ADMISIBLES  $Kg/cm^2$ , los valores de  $K$  depende del material del engrane, y  $N_1$  es la velocidad del piñón en revoluciones por minuto.

Como en el caso de engranajes de dientes rectos, la fuerza transmitida  $F_t$  para determinar la capacidad de transmisión, se hallara a partir de  $F_b$  o  $F_w$  según cuál sea la mayor. Por tanto:

El valor de la potencia viene dado por:

$$Hp = \frac{F_t V}{4500} \quad (20)^2$$

---

<sup>2</sup> (Wikipedia, 2012)

# CAPÍTULO 2.

## **d.2 TRANSMISIÓN DE POTENCIA MEDIANTE EJES, SELECCIÓN DE CHAVETAS Y RODAMIENTOS**

### **d.2.1 TRANSMISIÓN DE POTENCIA MEDIANTE EJES**

#### **d.2.1.1 Diseño de ejes.**

Un eje es un elemento de máquina generalmente rotatorio y a veces estacionario, que tiene sección normalmente circular de dimensiones menores a la longitud del mismo. Tiene montados sobre sí, elementos que transmiten energía o movimiento, tales como poleas (con correas o cadenas), engranajes, levas, volantes, etc.

#### **d.2.1.2 Materiales para ejes y árboles.**

Para confección de ejes y árboles, en la mayoría de los casos, en nuestro país se prefieren aceros según norma SAE. De tal manera que preferentemente se usan los siguientes aceros:

**SAE 1010 Y SAE 1020**, para árboles poco cargados o de uso esporádico donde sea deseable un bajo costo de fabricación o cuando algunas partes de los elementos deban ser endurecidas mediante cementación.

**SAE 1045**, es el acero para árboles más corrientemente usado, pues el mayor contenido de carbono le otorga una mayor dureza, mayor resistencia mecánica y un costo moderado. No obstante lo anterior, cuando este acero se endurece por templado sufre deformaciones y baja su resistencia a la fatiga.

**SAE 4140**, es un acero al cromo molibdeno bonificado de alta resistencia que se emplea en ejes muy cargados y en donde se requiere alta resistencia mecánica.

**SAE 4340**, es un acero al cromo níquel molibdeno bonificado de máxima tenacidad, resistencia a la tracción y torsión que se aplica a los cálculos para el diseño de árboles.

**DIN St 42**, es un acero ordinario con  $420 \text{ N/mm}^2$  de resistencia mínima a la rotura en tracción, que se emplea en árboles y ejes poco cargados o pertenecientes a mecanismos de uso poco frecuente.

**DIN St 50 o DIN St 60**, son también aceros ordinarios con  $500 \text{ N/mm}^2$  y  $600 \text{ N/mm}^2$  respectivamente, que se emplean cuando los ejes o los árboles quedan sometidos a mayores solicitaciones.

**DIN 15Cr3**, acero de cementación de baja aleación que se usa especialmente para árboles de cajas de cambio de automotrices, con una resistencia a la ruptura en tracción entre 600 y 850  $N/mm^2$ .

**DIN 15CrNi6**, acero aleado de cementación con resistencia a la ruptura en tracción entre 900 y 1200  $N/mm^2$ , usado en la confección de árboles de cajas de cambio fuertemente solicitados.

**DIN Ck45 o DIN Ck60**, aceros al carbono bonificados con bajo contenido de fósforo y azufre, para la confección de ejes y árboles medianamente solicitados.

**DIN 34CrMo4 o DIN 37MnSi5**, aceros bonificados, con alta resistencia a la fatiga, aptos para la confección de ejes, árboles, cigüeñales.

**DIN 30CrMoV9 o DIN 36CrNiMo4**, aceros bonificados para la confección de árboles muy fuertemente solicitados.<sup>3</sup>

#### **d.2.1.3 Diseño de ejes de materiales dúctiles.**

Basado en su resistencia, está controlado por la teoría del esfuerzo cortante máximo. La recopilación siguiente se basa en ejes de material dúctil y sección transversal circular. Los ejes de materiales frágiles deben diseñarse en base a la teoría del esfuerzo normal máximo. Generalmente los ejes están sometidos a torsión, flexión y cargas axiales. Para cargas torsionales, el esfuerzo de torsión  $T_{xy}$  es:

$$\tau_{xy} = \frac{M_t r}{J} = \frac{16M_t}{\pi d^3} \quad \text{Para ejes macizos} \quad (21)$$

Dónde:

$M_t \rightarrow$  *Momento torsor*

$J \rightarrow$  *Modulo de inercia o resistente*

$$\tau_{xy} = \frac{16M_t d_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \quad \text{Para ejes huecos} \quad (22)$$

Para cargas de flexión, el esfuerzo de flexión  $S_b$  (Tracción o Compresión) es:

$$S_b = \frac{M b_r}{I} = \frac{32M_b}{\pi d^3} \quad \text{Para ejes macizos} \quad (23)$$

$$S_b = \frac{32M_b d_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \quad \text{Para ejes huecos} \quad (24)$$

---

<sup>3</sup> (Bedford, 2002)

La ecuación del código ASME para un eje hueco combina flexión, torsión y carga axial, aplicando la ecuación del esfuerzo cortante máximo modificada mediante la introducción de factores de choque, fatiga y columna:

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi S_s(1-K^4)} \sqrt{\left[ K_b M_b + \frac{\alpha F_a d_o (1+K^2)}{8} \right]^2 + (K_t M_t)^2} \quad (25)$$

Para un eje macizo con carga axial pequeña o nula, se reduce a:

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_s} \sqrt{[K_b M_b]^2 + [K_t M_t]^2} \quad (26)$$

En la cual, en la sección en consideración:

$\tau_{xy} \rightarrow$  Esfuerzo cortante de torsión en psi

$M_t \rightarrow$  Momento de torsión en psi

$M_b \rightarrow$  Momento de flexión en psi

$d_o \rightarrow$  Diámetro exterior del eje en plg

$d_i \rightarrow$  Diámetro interior del eje en plg

$F_a \rightarrow$  Carga axial en lb

$k \rightarrow d_o/d_i$

$K_t \rightarrow$  Factor combinado de choque y fatiga aplicado al momento flector

$K_b \rightarrow$  Factor combinado de choque y fatiga aplicado al momento torsor

$S_b \rightarrow$  Esfuerzo de flexión (tensión o compresión) en psi

$S_b \rightarrow$  Esfuerzo axial (tensión o compresión) en psi

El código ASME especifica para ejes de acero comercial:

$S_s$  (permisible)  $\rightarrow$  8000 psi, para ejes sin cuñero

$S_s$  (permisible)  $\rightarrow$  6000 psi, para ejes con cuñero

$\alpha \rightarrow$  Factor de acción

El factor de acción de columna es la unidad para cargas de tracción. Para compresión,  $\alpha$  puede calcularse mediante:

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.0044 \left( \frac{L}{K} \right)} \quad \text{para } L/K < 115 \quad (27)$$

$$\alpha = \frac{S_y}{\pi^2 N e} \left(\frac{L}{K}\right)^2 \quad \text{para } L/K < 115 \quad (28)$$

$N \rightarrow 1$  para extremos articulados

$N \rightarrow 2.25$  para extremos fijos.

$N \rightarrow 1.6$  para extremos restringidos parcialmente, como en el caso de cojinetes

$k \rightarrow$  Radio de giro en plg =  $\sqrt{I/A}$

$I \rightarrow$  Momento rectangular de inercia en plg<sup>4</sup>

$A \rightarrow$  Área de sección transversal del eje en plg<sup>2</sup>

$S_y \rightarrow$  Esfuerzos de fluencia en compresión en psi<sup>4</sup>

#### d.2.1.4 El diseño de ejes por rigidez torsional.

Se basa en el ángulo de giro permisible. La cantidad permisible de giro depende de la aplicación particular, y varía desde 0.08 grados por pie para ejes de máquinas herramientas hasta 1.0 grados por pie para ejes de transmisión.

$$\theta = 548M_t L / G(d_o^4 - d_i^4) \quad , \text{ para un eje circular hueco} \quad (29)$$

$$\theta = 548M_t L / Gd^4 \quad , \text{ para un eje circular macizo} \quad (30)$$

Dónde:

$\theta \rightarrow$  Ángulo de giro en grados

$L \rightarrow$  Longitud del eje en plg

$M_t \rightarrow$  Momento torsor en lb. plg

$G \rightarrow$  Módulo de elasticidad en torsión en psi

$d \rightarrow$  diámetro el eje en plg

#### d.2.1.5 El diseño de ejes por rigidez lateral.

Se basa en la deformación lateral permisible para una operación apropiada de los cojinetes, un comportamiento de precisión en máquinas herramientas, una acción satisfactoria de los engranajes, alineamiento del eje y otros requisitos laterales. La deformación puede determinarse mediante dos integraciones sucesivas de:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M_b}{E \times I} \quad (31)$$

---

<sup>4</sup> (Hibbeler, 2008)

$M_b \rightarrow$  Momento de flexión en *lb.plg*

$E \rightarrow$  Módulo de elasticidad en *psi*

$I \rightarrow$  Momento rectangular de inercia en *pulg<sup>4</sup>*

#### **d.2.1.6 Los momentos de torsión y de flexión**

Son los factores principales que influyen en el diseño de ejes. Uno de los primeros pasos en el diseño de ejes es hacer diagrama de momentos flectores del eje cargado o el diagrama combinado de momentos flectores, si las cargas que actúan sobre el eje están en más de un plano axial. Los puntos de esfuerzo crítico de flexión pueden determinarse del diagrama de momentos flectores.

El momento de torsión que actúa sobre el eje puede determinarse de:

$$M_t = \frac{P \times 33.000 \times 12}{2\pi \text{ rpm}} = \frac{63.000 \times P}{\text{rpm}} \rightarrow \text{lb.plg} \quad (32)$$

Dónde:

$P \rightarrow$  Potencia en *HP*

El momento de flexión que actúa sobre el eje puede determinarse mediante la ecuación:

$$M_f = F \times d \quad (33)$$

Momento ideal,  $M_i$

$$M_i = \sqrt{(M_f)^2 + (M_t)^2} \quad (34)^5$$

#### **d.2.1.7 CHAVETAS**

En la transmisión ya sea mediante poleas, engranajes, los ejes de transmisión son empleados en todas las máquinas, para lo cual, para poder transmitir estas potencias es necesario prever al eje de chavetas para poder sujetar las poleas o engranajes.

Estas chavetas no son más que canales que van sobre el eje las cuales además de asegurar, proveen de movimiento a los mecanismos de transmisión.

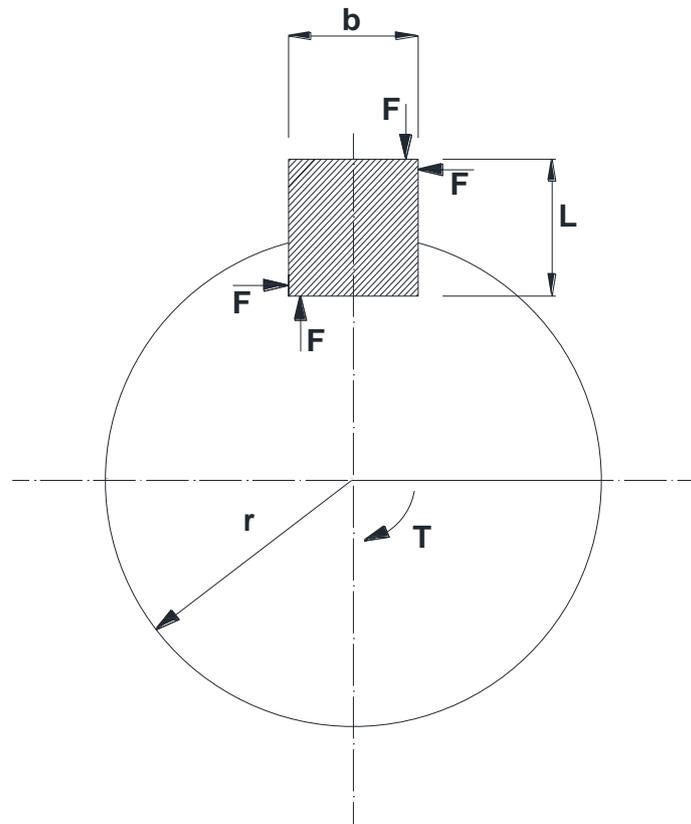
---

<sup>5</sup> (Orthwein, 1996)

Las chavetas se fabrican en su mayoría, de acero extruido en frío a bajo carbono. Si el acero a bajo carbón no es lo suficientemente resistente, puede emplearse acero con un contenido más alto de carbón, también del tipo extruido en frío. Los aceros a los que se les da tratamiento térmico pueden utilizarse para obtener una resistencia aún mayor. No obstante, el material debe conservar una buena ductilidad como lo indica un valor de elongación porcentual mayor del 10% aproximadamente, en particular cuando es probable que se presenten cargas de choque o de impacto.

#### **d.2.1.8 Diseño de chavetas cuadradas y planas**

Puede basarse en los esfuerzos cortantes y de compresión producidos en la chaveta como resultado del momento de torsión transmitido. Las fuerzas que actúan sobre la misma se muestran en la Fig. 2 Las fuerzas  $F'$  actúan como un par resistente para prevenir la tendencia de la cuña a rotar en el cuñero. La localización exacta de la fuerza  $F$  no es conocida y es conveniente suponer que actúa tangencialmente a la superficie del eje. Esta fuerza produce esfuerzos cortantes y de compresión en la cuña.



#### **2. Distribución de esfuerzos en una chaveta sobre un eje**

La resistencia al momento de torsión del eje  $T$  puede aproximarse por  $T = Fr$ , donde  $r$  es el radio del eje. El esfuerzo cortante en la chaveta  $S_s$  en la chaveta es:

$$S_s = \frac{F}{bL} = \frac{Fr}{bLr} = \frac{T}{bLr} \quad (35)$$

Donde  $L$  es la longitud de la chaveta.

El esfuerzo de compresión en la chaveta  $S_c$  es:

$$S_c = \frac{F}{(t/2)L} = \frac{Fr}{(t/2)Lr} = \frac{T}{(t/2)Lr} \quad (36)$$

El momento de torsión en el eje que puede soportar la chaveta, desde el punto de vista de la compresión es:

$$T_c = S_c (t/2)Lr \quad (37)$$

Una chaveta cuadrada puede soportar el mismo momento de torsión del eje tanto del punto de vista del corte como del punto de vista de la compresión. Esto es fácilmente comprobable si se igualan las dos ecuaciones del momento y usando la relación aproximada  $S_c = 2S_s$  para aceros dúctiles. Sobre la misma base, las chavetas cuadradas más anchas que profundas fallan en compresión y las que son más profundas que anchas fallan en corte.<sup>6</sup>

#### **d.2.1.9 RODAMIENTOS**

Los rodamientos se denominan también cojinetes no hidrodinámicos. Teóricamente, estos cojinetes no necesitan lubricación, ya que las bolas o rodillos ruedan sin deslizamiento dentro de una pista. Sin embargo, como la velocidad de giro del eje no es nunca exactamente constante, las pequeñas aceleraciones producidas por las

---

<sup>6</sup> (Orthwein, 1996)

fluctuaciones de velocidad producen un deslizamiento relativo entre bola y pista. Este deslizamiento genera calor. Para disminuir esta fricción se lubrica el rodamiento creando una película de lubricante entre las bolas y la pista de rodadura.

Los elementos rodantes pueden ser:

Rodamiento de bolas.

Rodamiento de rodillos.

Rodamiento de agujas.

#### **d.2.1.10 Selección de rodamientos.**

Vida nominal  $\rightarrow L_{10}$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k * 10^6 \quad (38)$$

$L_{10} \rightarrow$  Vida nominal en revoluciones

$C \rightarrow$  Carga radial equivalente en N

$K \rightarrow$  Coeficiente cuyo valor es 3 para cojinetes de bolas y 10/3 para cojinetes de rodillos

$N \rightarrow$  Frecuencia de giro del eje en revoluciones

Carga radial equivalente  $R_e$  en N

$$R_e = R.x + T.y \quad (39)$$

$R \rightarrow$  Carga radial en N

$T \rightarrow$  Carga axial o de empuje en N

$x$  &  $y \rightarrow$  Componente radial y axial respectivamente

Cuando no se sabe el valor de la carga axial tomamos un 30% de la carga radial R.

Capacidad de carga requerida.

$$C_r = \frac{R_e(L_{10}*n)^{1/k}}{Z} \quad (40)$$

$R_e \rightarrow$  Carga radial equivalente en N

$L_{10} \rightarrow$  Vida nominal en horas

$n$  → *Frecuencia de giro del eje en revoluciones*

$K$  → *Coeficiente cuyo valor es 3 para cojinetes de bolas y 10/3 para cojinetes de rodillos*

$Z$  → *Coeficiente cuyo valor es 25.6 para cojinetes de bolas y 18.5 para cojinetes de rodillos<sup>7</sup>*

---

<sup>7</sup> (Mott, 2010)

## **e. MATERIALES Y MÉTODOS**

### **e.1 MATERIALES**

Flexómetro, calibrador, electrodos, máquina soldadora, taladro, torno y fresadora.

Programas de computación (AutoCAD, Microsoft Word)

Fuentes de consulta (internet, libros, revistas técnicas)

### **e.2 MÉTODOS**

Los métodos a utilizar en esta investigación son de orden teórico y práctico; la observación sistemática, medición, deducción, análisis y síntesis.

Observación, determinar el sistema de transmisión a aplicar, para así satisfacer de mejor manera y rendimiento para su funcionamiento. Esto con el objetivo de determinar el sistema de transmisión y reducción de velocidad más adecuada para la máquina curvadora de perfiles además de implementar en ella un motor el cual accione la transmisión.

Muestreo, calcular cuál es la fuerza necesaria que se le puede aplicar a los perfiles de acero para la realización del curvado con el fin de saber con exactitud cuál es la presión y la fuerza de apriete, necesarios para poder realizar el proceso de curvado sin causar daños en la estructura interna del perfil a rolar.

La medición, a través de instrumentos de medida como son: el flexómetro y el calibrador, con el propósito de conocer las medidas tentativas de la máquina para realizar el diseño e implementación del sistema de transmisión y de fuerza de apriete.

La utilización de máquinas-herramientas tales como taladro, fresadora y torno para poder realizar el maquinado de las piezas constitutivas de la máquina, máquina soldadora para poder realizar el ensamble de todas las piezas y de esta forma poder realizar la construcción de la máquina curvadora de perfiles.

Análisis sistemático-científico, con los conocimientos adquiridos en diseño mecánico se plantea elaborar el diseño, para la posterior construcción de la máquina que realice el curvado de perfiles, con un sistema de transmisión que mejore su rendimiento en comparación a modelos ya construidos.

## f. RESULTADOS

### CALCÚLO DE FUERZA Y POTENCIA DE ROLADO

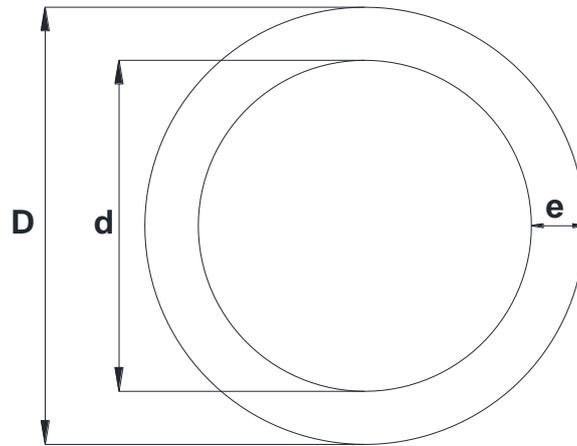
#### Perfiles a rolar

Tubo estructural redondo, **observar Anexo 1.**

$$D = 3.8 \text{ cm}$$

$$d = 3.6 \text{ cm}$$

$$e = 0.2 \text{ cm}$$



#### 3. Vista frontal del tubo estructural redondo<sup>8</sup>

Momento de inercia

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$$

$$I = \frac{\pi}{64} (3.8^4 - 3.6^4)$$

$$I = 1.99 \text{ cm}^4$$

Módulo de inercia o resistente

$$W = \frac{\pi}{32} \frac{(D^4 - d^4)}{D}$$

$$W = \frac{\pi}{32} \frac{(3.8^4 - 3.6^4)}{3.8}$$

$$W = 1.04 \text{ cm}^3$$

Perfil **L**, observar **Anexo2.**

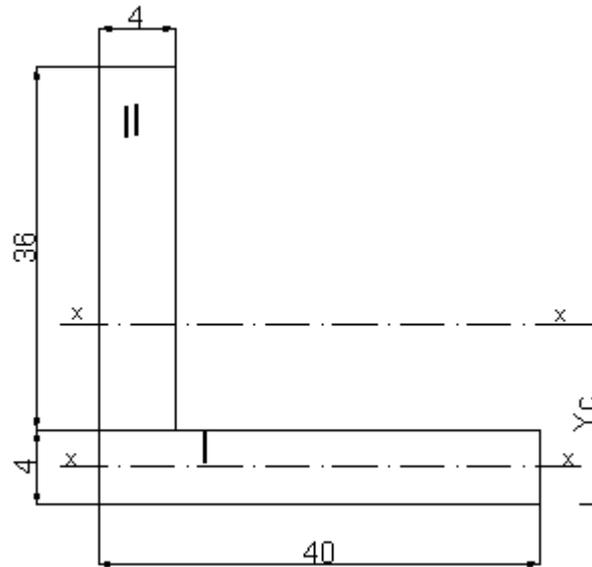
---

<sup>8</sup> (Maturana, 2014)

$$h = 4 \text{ cm}$$

$$b = 4 \text{ cm}$$

$$e = 0.4 \text{ cm}$$



#### 4. Vista frontal del perfil L

Momento de inercia

$$Y_c = \frac{A_1 Y_1 + A_2 Y_2}{A_1 + A_2}$$

$$Y_c = \frac{(4 \times 0.4 \times 0.2) + (0.4 \times 3.6 \times 2.2)}{(4 \times 0.4) + (0.4 \times 3.6)}$$

$$Y_c = 1.15 \text{ cm}$$

$$I_{x1} = \frac{bh^3}{12} + Aa^2$$

$$I_{x1} = \frac{4 \times 0.4^3}{12} + (4 \times 0.4)(0.95^2)$$

$$I_{x1} = 1.48 \text{ cm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{bh^3}{12} + Aa^2$$

$$I_{x2} = \frac{0.4 \times 3.6^3}{12} + (0.4 \times 3.6)(0.75^2)$$

$$I_{x2} = 2.36 \text{ cm}^4$$

$$I_t = I_{x1} + I_{x2}$$

$$I_t = 3.84 \text{ cm}^4$$

$$Y_{max} = h - Y_c$$

$$Y_{max} = 4 - 1.15$$

$$Y_{max} = 2.85 \text{ cm}$$

Módulo de inercia o resistente

$$W = \frac{I_t}{Y_{max}}$$

$$W = \frac{3.84}{2.85}$$

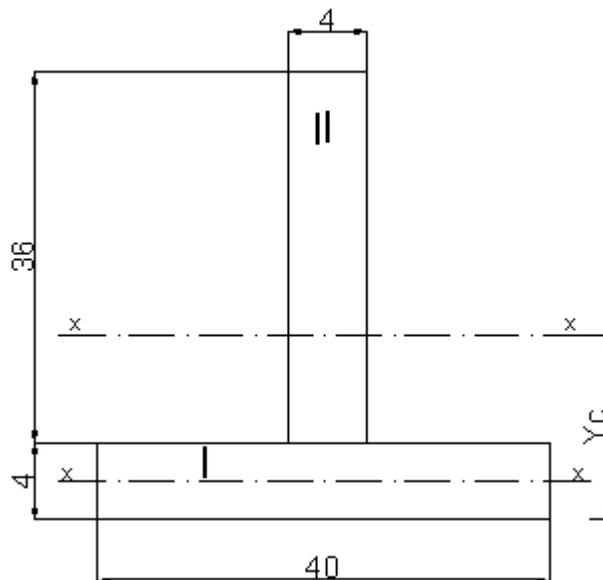
$$W = 1.35 \text{ cm}^3$$

Perfil T, observar **Anexo2**.

$$h = 4 \text{ cm}$$

$$b = 4 \text{ cm}$$

$$e = 0.4 \text{ cm}$$



5. Vista frontal del perfil T

Momento de inercia

$$Y_c = \frac{A_1 Y_1 + A_2 Y_2}{A_1 + A_2}$$

$$Y_c = \frac{(4 \times 0.4 \times 0.2) + (0.4 \times 3.6 \times 2.2)}{(4 \times 0.4) + (0.4 \times 3.6)}$$

$$Y_c = 1.15 \text{ cm}$$

$$I_{x1} = \frac{bh^3}{12} + Aa^2$$

$$I_{x1} = \frac{4 \times 0.4^3}{12} + (4 \times 0.4)(0.95^2)$$

$$I_{x1} = 1.48 \text{ cm}^4$$

$$I_{x2} = \frac{bh^3}{12} + Aa^2$$

$$I_{x2} = \frac{0.4 \times 3.6^3}{12} + (0.4 \times 3.6)(0.75^2)$$

$$I_{x2} = 2.36 \text{ cm}^4$$

$$I_t = I_{x1} + I_{x2}$$

$$I_t = 3.84 \text{ cm}^4$$

$$Y_{max} = h - Y_c$$

$$Y_{max} = 4 - 1.15$$

$$Y_{max} = 2.85 \text{ cm}$$

Módulo de inercia o resistente

$$W = \frac{I_t}{Y_{max}}$$

$$W = \frac{3.84}{2.85}$$

$$W = 1.35 \text{ cm}^3$$

### Fuerza de rolado

Tomamos en cuenta el momento de inercia y el módulo de inercia o resistente más elevados que este caso son los de los perfiles L y T que son iguales entre sí.

$$I = 3.84 \text{ cm}^4$$

$$W = 1.35 \text{ cm}^3$$

$$Y_{max} = 2.85 \text{ cm}$$

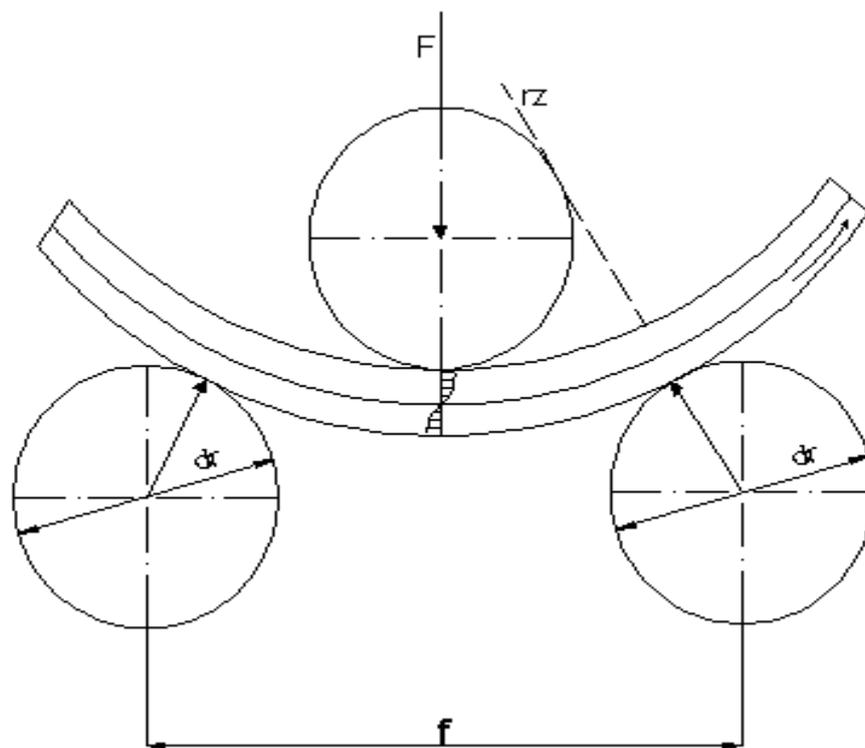
$$d_r = 10 \text{ cm}$$

$$f = 18 \text{ cm}$$

$$K_p = 2200 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{max} = 8500 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 2200000 \text{ kg/cm}^2$$



### 6. Esquema de la fuerza de rolado

La fórmula de la fuerza de rolado es la siguiente:

$$F_r = bg^2 K_p \left( \frac{1 + \frac{0.5d_r}{rz}}{f} \right)$$

Esta se refiere a la fuerza de rolado de láminas o chapas metálicas, como el caso nuestro se trata de perfiles y tubos metálicos estructurales, realizamos en la formula la siguiente transformación:

$$F_r = \frac{6 \times b g^2}{6} K_p \left( \frac{1 + \frac{0.5 d_r}{r z}}{f} \right)$$

De esta forma no se altera el producto y la formula:

$$\frac{b g^2}{6} = W$$

Corresponde al módulo de inercia o resistente quedándonos la fórmula de la fuerza de rolado de la siguiente forma:

$$F_r = 6 W K_p \left( \frac{1 + \frac{0.5 d_r}{r z}}{f} \right)$$

El valor de  $r z$  lo calculamos partiendo del valor de las tenciones normales a la flexión máxima y aplicando la Ley de Hooke.

$$\sigma_{max} = \frac{E Y_{max}}{r z}$$

$$r z = Y_{max} \frac{E}{\sigma_{max}}$$

$$r z = 2.85 \frac{2200000}{8500}$$

$$r z = 738 \text{ cm}$$

$$F_r = 6 W K_p \left( \frac{1 + \frac{0.5 d_r}{r z}}{f} \right)$$

$$F_r = 6 \times 1.35 \times 2200 \left( \frac{1 + \frac{0.5 \times 10}{738}}{18} \right)$$

$$F_r = 996.7 \text{ kg}$$

### Potencia de rolado

La potencia teórica se la calcula de la siguiente manera.

$$F_r = 996.7 \text{ kg}$$

$$v_r = 2 \text{ m/min}$$

$$N_t = \frac{F_r \times v_r}{4500}$$

$$P_t = \frac{996.7 \times 2}{4500}$$

$$P_t = 328.1 \text{ W (0.44 HP)}$$

Para calcular la potencia efectiva del motor, tomamos en cuenta el rendimiento del mismo, considerando la cadena cinemática que se inicia en el moto-reductor, transmisión por cadena en los rodillos y los cojinetes de fricción de los soportes de los rodillos de arrastre, los rendimientos son los siguientes:

$$\eta_m = 0.98$$

$$\eta_{ro} = 0.94$$

$$\eta_c = 0.92$$

$$\eta_{cf} = 0.98$$

$$\eta_t = \eta_m \times \eta_{ro} \times \eta_c \times \eta_{cf}$$

$$\eta_t = 0.98 \times 0.94 \times 0.92 \times 0.98$$

$$\eta_t = 0.83$$

$$P_e = \frac{F_r \times v_r}{4500 \times \eta_t}$$

$$P_t = \frac{996.7 \times 2}{4500 \times 0.83}$$

$$P_t = 395.22 \text{ W (0.53 HP)}$$

### Velocidad de rolado

La velocidad de rolado recomendada fluctúa entre:

$$v_r = (2 - 8) \text{ m/min}$$

En esta máquina se tomara una velocidad de rolado de  $2 \text{ m/min}$

$$n_{ro} = \frac{1000 \times v_r}{\pi \times d_r}$$

$$n_{ro} = \frac{1000 \times 2}{\pi \times 100}$$

$$n_{ro} = 7 \text{ rpm}^9$$

## Sistema de transmisión

### Primera parte

Se utilizará un sistema de motor-reductor de 492.16 W (0.66 HP) de potencia y un momento torsor de 10876 N.cm (1109 kg.cm) con una velocidad de salida de 29 rpm, serie estándar modelo 060, observar **Anexo 4**.<sup>10</sup>

Transmisión por cadena desde la salida del motor-reductor hasta el eje que contiene el engrane que transmite hacia los rodillos inferiores, se utilizará una cadena de dos hileras.

El factor de servicio  $F_s$  se lo escoje de acuerdo a la aplicación de la máquina observar **Anexo 5**.

El factor de potencia  $F_p$  se lo escoje de acuerdo al número de hileras de la cadena observar **Anexo 6**.

$$P = 492.16 \text{ W (0.66 HP)}$$

$$n_m = 29 \text{ rpm}$$

$$n_p = 14 \text{ rpm}$$

$$F_s = 1$$

$$F_p = 1.7$$

Potencia de diseño

$$P_d = F_s * P$$

$$P_d = 492.16 \text{ W (0.66 HP)}$$

Relación de transmisión deseada

$$i_2 = \frac{n_m}{n_p}$$

$$i_2 = 2.07$$

---

<sup>9</sup> (Ojeda, 1988)

<sup>10</sup> (Alvarado, 2013)

Para motivos de cálculo se tomará en la relación de transmisión el valor de 2.

Potencia requerida por hilera

$$P_h = \frac{P_d}{F_p}$$

$$P_h = 283.36 \text{ W (0.38 HP)}$$

Se utilizará una cadena de rodillos número 25 con un paso de 0.25 pulgadas ya que es la más comercial en el medio observar **Anexo7**, se tomará una catarina de 20 dientes ( $N_1$ ) la cual cumple todas las especificaciones de transmisión de potencia y velocidad de giro, se debe usar la lubricación tipo A, lubricación manual o por goteo observar **Anexo8**.<sup>11</sup>

$$p_c = 0.63 \text{ cm (0.25 plg)}$$

Numero de dientes de la Catarina grande o conducida

$$N_2 = N_1 * i_2$$

$$N_2 = 40 \text{ dientes}$$

Diámetro de la catarina pequeña o conductora

$$D_1 = \frac{p_c}{\text{sen} \left( \frac{180}{N_1} \right)}$$

$$D_1 = 4.02 \text{ cm (1.58 plg)}$$

Diámetro de la catarina grande o conducida

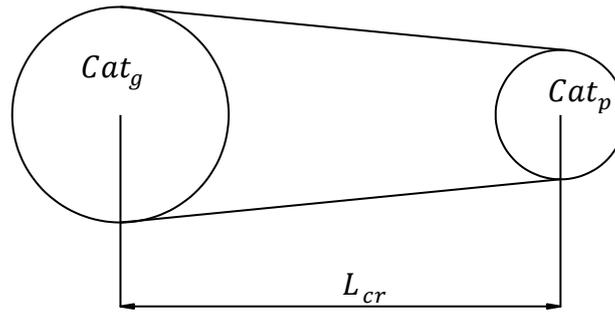
$$D_2 = \frac{p_c}{\text{sen} \left( \frac{180}{N_2} \right)}$$

$$D_2 = 8.02 \text{ cm (3.16 plg)}$$

Distancia entre centros

---

<sup>11</sup> (ACA, 2003)



### 7. Esquema de transmisión por cadena

Se realizara la prueba con la mínima recomendada

$$L_{c1} = 30 \text{ pasos}$$

Distancia entre centros mínima

$$L_{c_{min}} = L_{c1} * p_c$$

$$L_{c_{min}} = 19 \text{ cm (7.5 plg)}$$

Longitud de la cadena máxima

$$L_{c2} = 2L_{c1} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

$$L_{c2} = 90.33 \text{ pasos}$$

Se tomara  $L_{c2} = 90 \text{ pasos}$

Distancia entre centros máxima

$$L_{c_{max}} = L_{c2} * p_c$$

$$L_{c_{max}} = 57.15 \text{ cm (22.5 plg)}$$

Longitud de la cadena real

$$L_{cr} = \frac{1}{4} \left[ L_{c_{max}} - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left( L_{c_{max}} - \frac{N_2 + N_1}{2} \right)^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}} \right]$$

$$L_{cr} = 29.83 \text{ pasos}$$

Se tomara  $L_{cr} = 30 \text{ pasos}$

Distancia entre centros real

$$L_{c_r} = L_{cr} * p_c$$

$$L_{c_r} = 19 \text{ cm (7.5 plg)}$$

Angulo de contacto

El ángulo de contacto mínimo debe ser de  $120^\circ$

$$\varphi \geq 120^\circ$$

Angulo de contacto de la catarina pequeña

$$\varphi_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2Lc_r}\right)$$

$$\varphi_1 = 167.83^\circ$$

Angulo de contacto de la catarina grande

$$\varphi_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2Lc_r}\right)$$

$$\varphi_2 = 192.16^\circ$$

### Segunda parte

Transmisión por medio de engranes en los rodillos inferiores o de arrastre, se debe considerar la probabilidad de que existan variaciones de carga por ello se utilizará el factor de sobrecarga  $K_o$  observar el **Anexo 9**.

$$K_o = 1$$

$$P = 492.16 \text{ W (0.66 HP)}$$

$$n_p = 14 \text{ rpm}$$

$$n_r = 7 \text{ rpm}$$

$$p_d = 8$$

Potencia transmitida

$$P_t = P * K_o$$

$$P_t = 492.16 \text{ W (0.66 HP)}$$

Número de dientes del piñón

$$Np = 18$$

Relación de transmisión

$$i_1 = \frac{n_p}{n_r}$$

$$i_1 = 2$$

Numero de dientes en el engrane

$$Ng = Np * i_1$$

$$Ng = 36$$

Diámetro de paso del piñón

$$D_p = \frac{Np}{p_d}$$

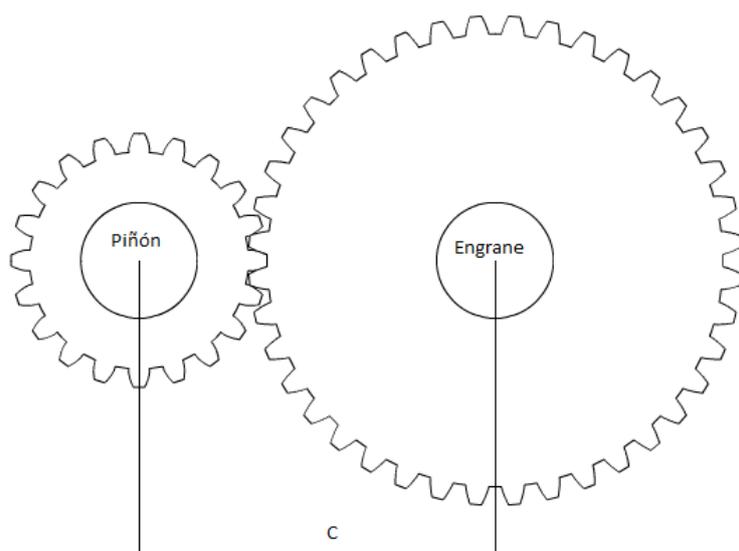
$$D_p = 5.7 \text{ cm (2.24 plg)}$$

Diámetro de paso del engrane

$$D_g = \frac{Ng}{p_d}$$

$$D_g = 11.4 \text{ cm (4.48 plg)}$$

Distancia entre centros



### 8. Esquema de transmisión por engranes<sup>12</sup>

$$C = \frac{Np + Ng}{2 * P_d}$$

$$C = 8.56 \text{ cm (3.37 plg)}$$

Velocidad de la línea de paso

$$v_t = \frac{\pi * D_p * n_p}{12}$$

$$v_t = 0.26 \text{ m/s}$$

---

<sup>12</sup> (Sergio, 2014)

Carga transmitida

$$W_t = \frac{33000 * P}{v_t}$$

$$W_t = 2186.1 \text{ N (222.92 Kg)}$$

Ancho de cara del piñón y del engrane

$$8/P_d < F < 16/P_d$$

Valor nominal de F

$$F = \frac{12}{P_d}$$

$$F = 3.82 \text{ cm (1.5 plg)}$$

Límite inferior

$$l_i = \frac{8}{P_d}$$

$$l_i = 2.54 \text{ cm (1 plg)}$$

Límite superior

$$l_s = \frac{16}{P_d}$$

$$l_s = 5.08 \text{ cm (2 plg)}$$

Se va a usar el valor nominal o 3.82 cm (1.5 plg)

El coeficiente elástico  $C_p$  está directamente relacionado con el material de los engranes, se va a utilizar dos engranes de acero con un coeficiente elástico  $C_p = 2300 \text{ psi}$  observar **Anexo 10**.

El número de calidad  $Q_v$  es directamente proporcional a la velocidad de la línea de paso de los engranes dándonos un valor de  $Q_v = 6$  observar **Anexo 11**.

El valor del factor dinámico  $K_v$  depende de la exactitud del perfil del diente, sus propiedades elásticas y la velocidad con la cual se ponen en contacto dándonos un valor de  $K_v = 1$  observar **Anexo 12**.

Los engranes rectos más comunes en el mercado tienen un ángulo de presión en el diente  $\varphi$  que varía entre  $20^\circ$  y  $25^\circ$  se decidió utilizar engranes con un ángulo  $\varphi = 20^\circ$  addendum normal ( $\frac{1}{P_d}$ ), profundidad completa.

El factor de geometría está dado por el número de dientes del engrane y la carga aplicada en el punto de contacto más alto de un solo diente, observar **Anexo 13**.

Factor de geometría para el piñón  $J_p = 0.23$

Factor de geometría para el engrane  $J_g = 0.27$

El factor de geometría para engranes rectos externos y distancias entre centros estándar  $I$  esta dado por el número de dientes del engrane y la relación de transmisión, dándonos un valor de  $I = 0.096$  observar **Anexo 14**.

Factor de proporción del piñón  $C_{pf}$  está directamente relacionado con el ancho de la cara y el diámetro del piñón, observar **Anexo 15**.

Cuando  $2.54 < F \leq 38 \text{ cm}$  ( $1 < F \leq 15 \text{ plg}$ )

$$C_{pf} = \frac{F}{10 * D_p} - 0.0375 + 0.0125F$$

$$C_{pf} = 0.048$$

Factor de alineamiento del engrane  $C_{ma}$ , en este caso son engranes abiertos, esto se refiere a los sistemas de transmisión donde los ejes están sostenidos en cojinetes montados sobre elementos estructurales de la máquina y cabe esperar que hayan desalineamientos relativamente grandes, observar **Anexo 16**.

$$C_{ma} = 0.247 + 0.0167F - 0.675 * 10^{-4} F^2$$

$$C_{ma} = 0.278$$

Factor de distribución de carga  $K_m$ , se basa en muchas variables en el diseño de los engranes mismo, pero también en los ejes cojinetes, cajas y la estructura donde se instalara el reductor con engranes, se utilizará la siguiente ecuación para calcular el factor de distribución de carga.

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma}$$

$$K_m = 1.32$$

La norma AGMA indica que se puede suponer el factor de tamaño  $K_s$  como 1 para la mayoría de engranes, pero se sugiere varios factores dependiendo del paso diametral del engrane, observar **Anexo 17**.

$$K_s = 1 \quad \text{Para un } P_d = 8$$

Factor de espesor del borde del diente  $K_B$ , el parámetro geométrico principal de este factor se llama relación de respaldo  $m_B$ , observar **Anexo 18**.

$$K_B = 1.6 \ln \left( \frac{2.242}{m_B} \right)$$

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

$$t_R = \frac{\pi}{2p_d}$$

$$t_R = 0.49 \text{ cm}$$

$$h_t = a + b$$

$$a = \frac{1}{p_d}$$

$$a = 0.31 \text{ cm}$$

$$b = \frac{1.25}{p_d}$$

$$b = 0.39 \text{ cm}$$

$$h_t = 0.7 \text{ cm}$$

$$m_B = 0.7$$

$$K_B = 1.88$$

Factor de servicio  $SF$ , que en el caso típico va de 1 a 1.5, de acuerdo a la incertidumbre de los datos, al no existir ninguna incertidumbre excepcional  $SF = 1$ .

Factor de confiabilidad  $K_R$ , las cifras de este factor se basan en análisis estadísticos de datos de fallas, observar **Anexo 19**.

Confiabilidad  $\rightarrow 0.99$ , una falla en 100

$$K_R = 1$$

Vida de diseño, se calculará el número de ciclos de carga para el piñón y el engrane, también se necesita determinar los factores de esfuerzo por números de ciclo de flexión  $Y_N$  y de picadura  $Z_N$ , del piñón y del engrane.

Se prevé un uso intermitente de la máquina. Se especifica que la duración de diseño será 3000 horas, como en el caso de la maquinaria agrícola.

Los números de ciclo de carga están dados por las siguientes ecuaciones:

## Número de ciclos de carga para el piñón

La vida de diseño  $vl$  es en realidad una decisión de diseño basada en la aplicación, está dado en horas.

El número de aplicaciones de carga por revolución normal  $q$  para determinado diente de engrane es, naturalmente 1.

$$N_{cp} = 60 * vl * n_p * q$$

$$N_{cp} = 4.32 * 10^6$$

Numero de ciclos de carga para el engrane

$$N_{cg} = 60 * vl * n_g * q$$

$$N_{cg} = 2.16 * 10^6$$

Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo para el piñón, observar **Anexo 20**.

$$Y_{Np} = 2.3194 * N_{cp}^{-0.0538}$$

$$Y_{Np} = 1.01$$

Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo para el engrane, observar **Anexo 20**.

$$Y_{Ng} = 2.3194 * N_{cg}^{-0.0538}$$

$$Y_{Ng} = 1.05$$

Factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo  $Z_N$  para el piñón, observar **Anexo 21**.

$$Z_{Np} = 2.466 * N_{cp}^{-0.056}$$

$$Z_{Np} = 1.04$$

Factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzo  $Z_N$  para el engrane, observar **Anexo 21**.

$$Z_{Ng} = 2.466 * N_{cg}^{-0.056}$$

$$Z_{Ng} = 1.08$$

Esfuerzo flexionante en el piñón

$$S_{tp} = \frac{W_t * P_d}{F * J_p} * K_o * K_s * K_m * K_B * K_v$$

$$S_{tp} = 28203.85 \text{ psi}$$

Esfuerzo flexionante en el engrane

$$S_{tg} = S_{tp} \left( \frac{J_p}{J_g} \right)$$

$$S_{tg} = 24025.5 \text{ psi}$$

Ajustando el esfuerzo flexionante del piñón

$$S_{atp} > S_{tp} * \frac{K_R * SF}{Y_{Np}}$$

$$S_{atp} > 27924.6 \text{ psi}$$

Ajustando el esfuerzo flexionante del engrane

$$S_{atg} > S_{tg} * \frac{K_R * SF}{Y_{Ng}}$$

$$S_{atg} > 22881.42 \text{ psi}$$

El esfuerzo de contacto esperado, va a ser el mismo en el piñón y en el engrane

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{W_t * K_o * K_s * K_m * K_v}{F * D_p * I}}$$

$$S_c = 102809.9 \text{ psi}$$

Ajustando el esfuerzo de contacto en el piñón

$$S_{acp} > S_{cp} * \frac{K_R * SF}{Z_{Np}}$$

$$S_{acp} > 98855.67 \text{ psi}$$

Ajustando el esfuerzo de contacto en el engrane

$$S_{acg} > S_{cg} * \frac{K_R * SF}{Z_{Ng}}$$

$$S_{acg} > 95194.35 \text{ psi}$$

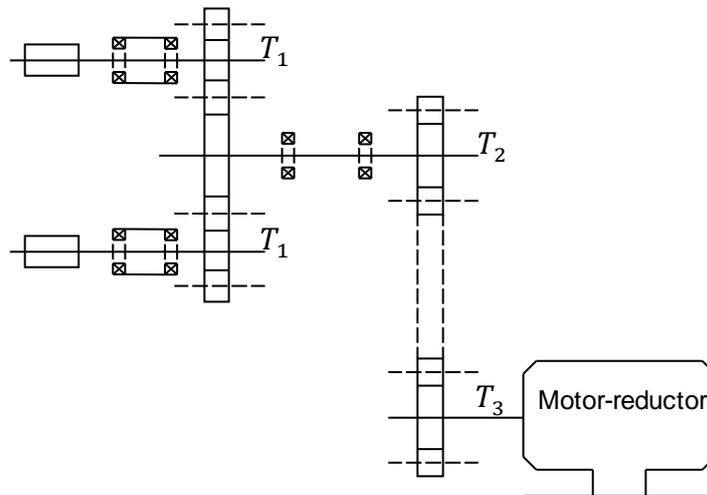
El esfuerzo de contacto se refiere a la presión que se aplica directamente en el diente del engrane cuando la máquina está trabajando por ende este es el factor determinante al

momento de elegir el material para la construcción de los engranes, de acuerdo al **Anexo 22**, se puede especificar acero AISI 4140 para el piñón y los engranes

Acero AISI 4140 OQT1300, cuya dureza HB 235, dado un valor de resistencia a la fluencia  $S_f = 100000 \text{ psi}$ . La ductilidad es adecuada, porque posee un porcentaje de elongación de 23 %.<sup>13</sup>

## EJES

### Eje que transmite la potencia del motor-reductor a los rodillos de rolado inferiores



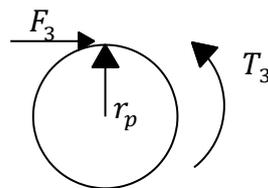
### 9. Esquema cinemático de la máquina curvadora de perfiles

$$P = 492.16 \text{ W (0.66 HP)}$$

$$T_3 = 10876 \text{ N.cm (1109 kg.cm)}$$

$$r_c = 8.12 \text{ cm}$$

$$r_p = 4.05 \text{ cm}$$



### 10. Diagrama de fuerza y momento en el eje

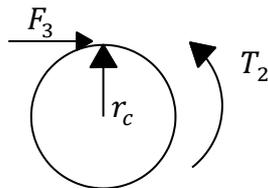
<sup>13</sup> (Mott, 2010)

$$T_3 = F_3 r_p$$

$$F_3 = \frac{T_3}{r_p}$$

$$F_3 = 2685.1 \text{ N (273.8 kg)}$$

$$F_3 = F_2$$



### 11. Diagrama de fuerza y momento en el eje

$$T_2 = F_2 r_c$$

$$T_2 = F_3 r_c$$

$$T_2 = 21749.2 \text{ N.cm (2217.8 kg.cm)}$$

$$r_1 = 8.12 \text{ cm}$$

$$r_2 = 2.92 \text{ cm}$$

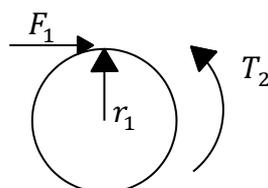
$$n_c = 0.96$$

Potencia transmitida

$$P_1 = \frac{P}{n_c}$$

$$P_1 = 507.1 \text{ W (0.68 HP)}$$

Fuerza en la catalina

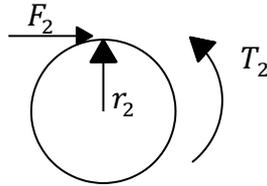


### 12. Diagrama de fuerza y momento en el eje

$$F_1 = \frac{T_2}{r_1}$$

$$F_1 = 2678.4 \text{ N (273.12 kg)}$$

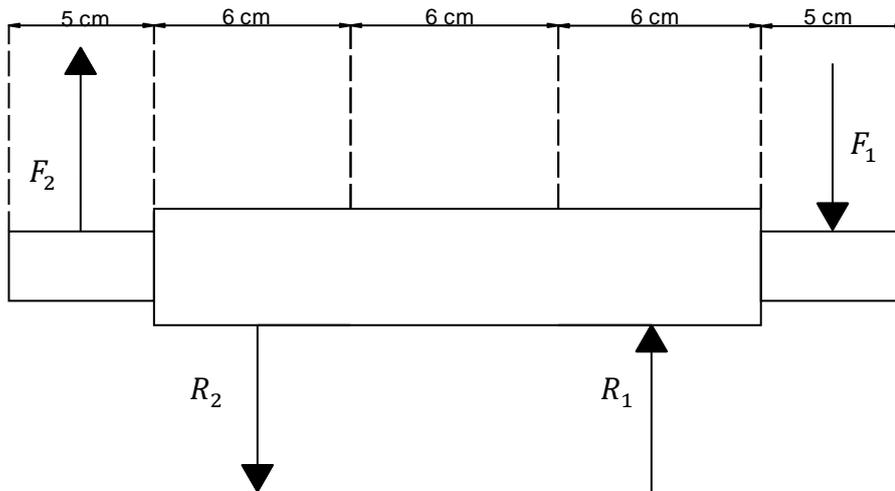
Fuerza en el piñón



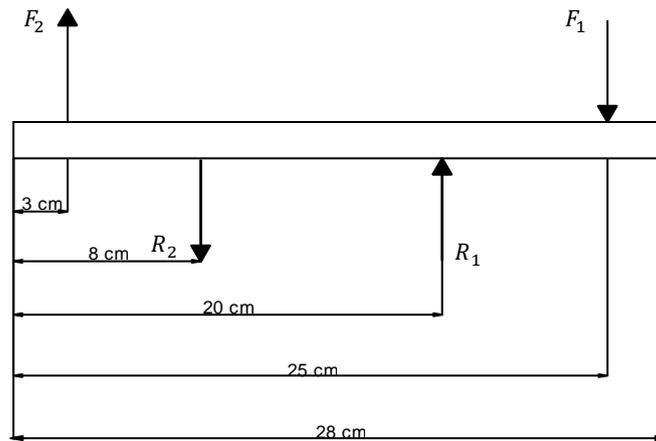
### 13. Diagrama de fuerza y momento en el eje

$$F_2 = \frac{T_2}{r_2}$$

$$F_2 = 7448.4 \text{ N (759.52 kg)}$$



### 14. Diagrama del pre dimensionamiento del eje y sus fuerzas



**15. Diagrama de cuerpo libre del eje con sus fuerzas**

$$\sum F = 0$$

$$0 = F_2 - R_2 + R_1 - F_1$$

$$R_2 = F_2 + R_1 - F_1$$

$$\sum M = 0$$

$$0 = 3F_2 - 8R_2 + 20R_1 - 25F_1$$

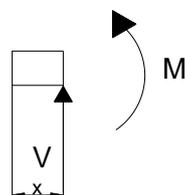
$$0 = -5F_2 - 17F_1 + 12R_1$$

$$R_1 = \frac{5F_2 + 17F_1}{12}$$

$$R_1 = 6897.8 \text{ N (703.38 Kg)}$$

$$R_2 = 11667.7 \text{ N (1189.78 Kg)}$$

Cuando  $0 \leq x \leq 3$

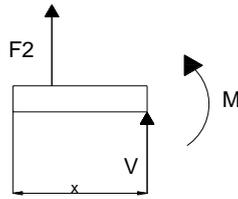


**16. Corte del eje**

$$V = 0$$

$$M = 0$$

Cuando  $3 \leq x \leq 8$



**17. Corte del eje**

$$V = F_2$$

$$V = 7448.4 \text{ N (759.52 Kg)}$$

$$M_1 = F_2 (x - 3)$$

$$M_1 = 759.52 (3 - 3)$$

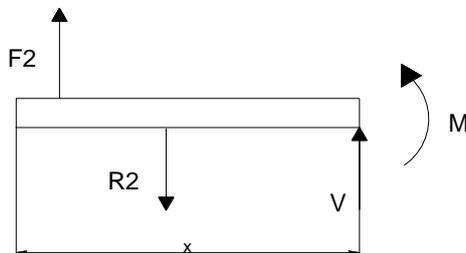
$$M_1 = 0$$

$$M_2 = F_2 (x - 3)$$

$$M_2 = 759.52 (8 - 3)$$

$$M_2 = 37241.7 \text{ N.cm (3797.6 Kg.cm)}$$

Cuando  $8 \leq x \leq 20$



**18. Corte del eje**

$$V = F_2 - R_2$$

$$V = -4219.4 \text{ N (-430.26 kg)}$$

$$M_1 = F_2 (x - 3) - R_2 (x - 8)$$

$$M_1 = 759.52 (8 - 3) - 1189.78(8 - 8)$$

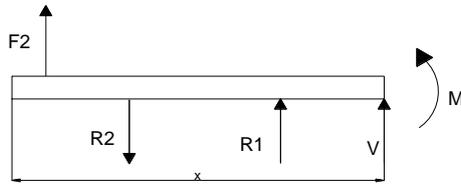
$$M_1 = 37241.7 \text{ N.cm (3797.6 Kg.cm)}$$

$$M_2 = F_2 (x - 3) - R_2 (x - 8)$$

$$M_2 = 759.52 (20 - 3) - 1189.78(20 - 8)$$

$$M_2 = -13391.2 \text{ N.cm (-1365.52 Kg.cm)}$$

Cuando  $20 \leq x \leq 25$



**19. Corte del eje**

$$V = F_2 - R_2 + R_1$$

$$V = 2678.4 \text{ N } (273.12 \text{ kg})$$

$$M_1 = F_2 (x - 3) - R_2 (x - 8) + R_1 (x - 20)$$

$$M_1 = 759.52 (20 - 3) - 1189.78(20 - 8) + 703.38(20 - 20)$$

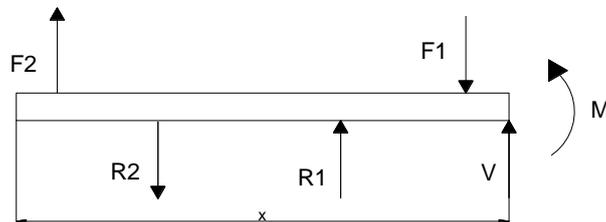
$$M_1 = -13391.2 \text{ N.cm } (-1365.52 \text{ Kg.cm})$$

$$M_1 = F_2 (x - 3) - R_2 (x - 8) + R_1 (x - 20)$$

$$M_1 = 759.52 (25 - 3) - 1189.78(25 - 8) + 703.38(25 - 20)$$

$$M_2 = -0.098 \text{ N.cm } (-0.01 \text{ Kg.cm})$$

Cuando  $25 \leq x \leq 28$



**20. Corte del eje**

$$V = F_2 - R_2 + R_1 - F_1$$

$$V = 0$$

$$M_1 = F_2 (x - 3) - R_2 (x - 8) + R_1 (x - 20) - F_1 (x - 25)$$

$$M_1 = 759.52(25 - 3) - 1189.78(25 - 8) + 703.38(25 - 20) - 273.12(25 - 25)$$

$$M_1 = -0.098 \text{ N.cm } (-0.01 \text{ Kg.cm})$$

$$M_1 = F_2 (x - 3) - R_2 (x - 8) + R_1 (x - 20) - F_1 (x - 25)$$

$$M_1 = 759.52 (28 - 3) - 1189.78(28 - 8) + 703.38(28 - 20) - 273.12(28 - 25)$$

$$M_2 = 0$$

Por medio de la Hipótesis de la Conservación de la Energía, utilizando el momento equivalente se puede deducir la siguiente fórmula para el cálculo del diámetro necesario del eje

$$\tau = \frac{M_t * r}{J}$$

$$\tau = \frac{M_t}{J/r}$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_p}$$

$$\sigma = \frac{M_f * c}{I}$$

$$\sigma = \frac{M_f}{I/c}$$

$$\sigma = \frac{M_t}{W_R}$$

$$W_p = 2W_R = 2W$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + 2\tau^2} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_E = \sqrt{\left(\frac{M_t}{W}\right)^2 + 2\left(\frac{M_f}{2W}\right)^2} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_E = \frac{\sqrt{M_t^2 + M_f^2}}{W} \leq \sigma_{adm}$$

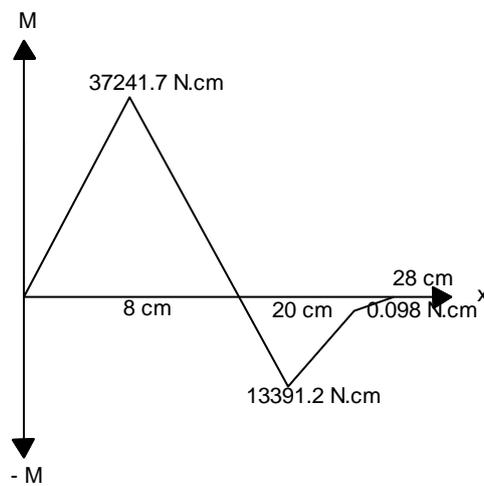
$$\sigma_E = \frac{M_E}{W} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_E = \frac{\sqrt{M_t^2 + M_f^2}}{\pi d^3 / 32} \leq \sigma_{adm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{M_f^2 + M_t^2}}{\pi(\sigma_{adm})}}$$



**21. Diagrama de momento torsor en el eje**



**22. Diagrama de momento flector en el eje**

Esfuerzo admisible para Acero duro

$$\sigma_{adm} = 5884 \text{ N/cm}^2 \text{ (600 Kg/cm}^2\text{)}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{Mf^2 + Mt^2}}{\pi(\sigma_{adm})}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 (4397.77 \text{ kg.cm})}{\pi(600 \text{ kg/cm}^2)}}$$

$$d \geq 3.9 \text{ cm (1.53 plg)}$$

Se indicara un diámetro de 4.44 cm (1.75 plg)<sup>14</sup>

---

<sup>14</sup> (Tapia, 2014)

## Rodamientos

$K = 3 \rightarrow$  Para rodamientos de bolas

Para determinar la capacidad de carga dinámica básica C

Duración de diseño

$$L_d = h * n_{eje} * 60 \text{ min/h}$$

Dónde:

$h \rightarrow$  Duración recomendada para rodamientos, observar **Anexo 23**.

$n_{eje} \rightarrow$  Revoluciones del eje

$$L_d = 15000 \times 14 \times 60 \text{ min/h}$$

$$L_d = 12.6 \times 10^6 \text{ rev}$$

Capacidad dinámica básica

$$C = P_d (L_d/10^6)^{1/K}$$

Donde

$P_d \rightarrow$  Fuerza Radial en el rodamiento

$R_2 \rightarrow$  Fuerza en el rodamiento

$\varphi \rightarrow$  Ángulo de contacto

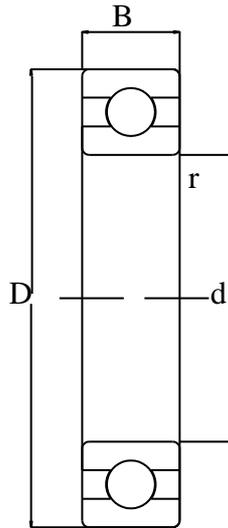
$$P_d = R_2 \times \tan\varphi$$

$$P_d = 1189.78 \text{ kg} \times \tan 20^\circ$$

$$P_d = 1254.5 \text{ N} (127.92 \text{ Kg}) (282.03 \text{ lb})$$

$$C = 282.03 (12.6 \times 10^6 / 10^6)^{1/3}$$

$$C = 2919.2 \text{ N} (297.67 \text{ Kg}) (656.27 \text{ lb})$$



### 23. Esquema de un rodamiento de bolas<sup>15</sup>

Al actuar la carga directamente en el rodamiento no existe componente de carga axial pero para motivos de escoger un rodamiento se la tomara como el 30% de la carga radial dándonos un valor de  $876\text{ N}$  ( $89.33\text{ Kg}$ ) ( $196.89\text{ lb}$ ).<sup>16</sup>

Rodamiento de una hilera de bolas y ranura profunda tipo Conrad, observar **Anexo 24**.

Datos del rodamiento seleccionado:

Número de rodamiento: 6208

Diámetro interior:  $d = 3.98\text{ cm}$  ( $1.57\text{ plg}$ )

Diámetro exterior:  $D = 7.97\text{ cm}$  ( $3.14\text{ plg}$ )

Ancho:  $B = 1.77\text{ cm}$  ( $0.7\text{ plg}$ )

Radio máximo de chaflán:  $r = 0.01\text{ cm}$  ( $0.039\text{ plg}$ )

Capacidad de carga dinámica básica:  $C = 22463.5\text{ N}$  ( $2290.64\text{ Kg}$ ) ( $5050\text{ lb}$ )

### Chavetas

Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje, observar **Anexo 25**.

Tamaño del eje: *mas de*  $1\frac{3}{8}$  *hasta*  $1\frac{3}{4}\text{ plg}$

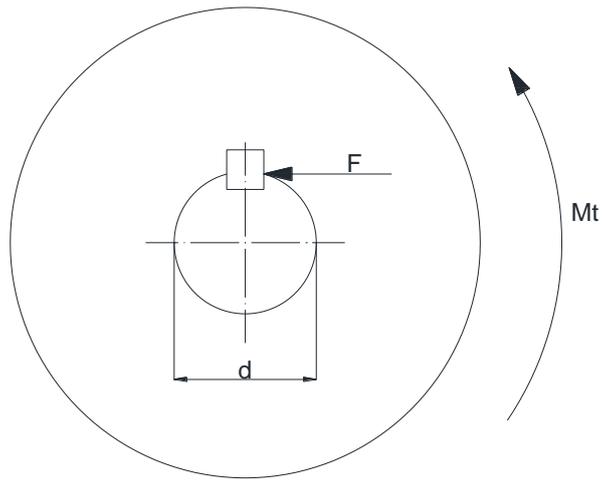
Ancho de la cuña:  $x = \frac{3}{8}\text{ plg}$

Altura de la cuña:  $y = \frac{3}{8}\text{ plg} \rightarrow$  *cuña cuadrada*

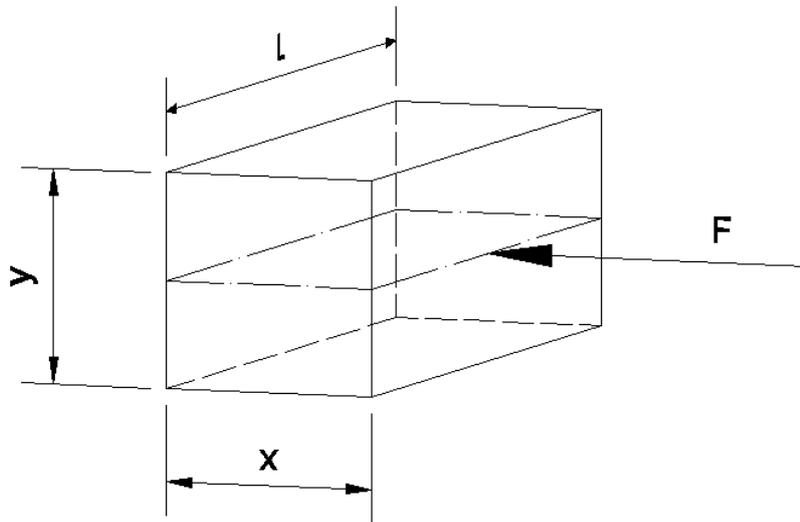
Altura de la cuña:  $y = \frac{1}{4}\text{ plg} \rightarrow$  *cuña rectangular*<sup>17</sup>

<sup>15</sup> (Mott, 2010)

<sup>16</sup> (Tapia, 2014)



**24. Diagrama de fuerza y torque en una chaveta montada en su eje**



**25. Esquema del corte de una chaveta**

Cálculo de la longitud de la cuña o chaveta

$$Mt = 37241.7 \text{ N.cm} \text{ (3797.6 kg.cm)}$$

$$d = 4.45 \text{ cm} \text{ (1.75 plg)}$$

$$Mt = F \times \frac{d}{2}$$

$$F = \frac{2Mt}{d}$$

$$F = \frac{2 \times 3797.6 \text{ Kg.cm}}{4.45 \text{ cm}}$$

$$F = 16737.9 \text{ N} \text{ (1706.8 kg)}$$

<sup>17</sup> (Mott, 2010)

Cálculo al corte

$$A = x \times L$$

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{A}$$

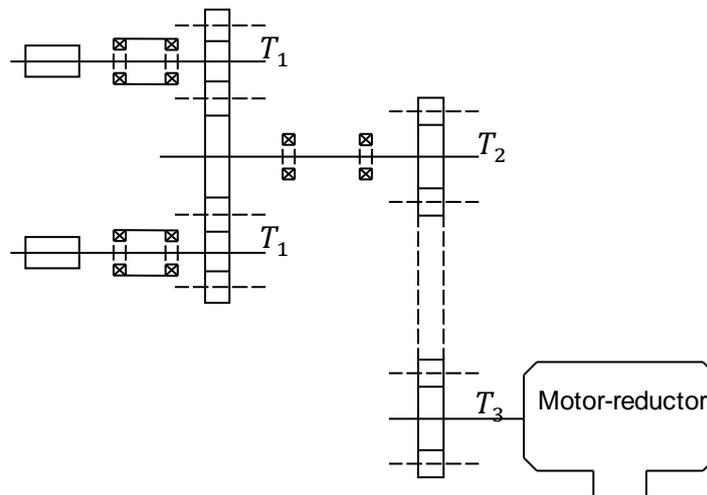
$$\sigma_{adm} = \frac{F}{x \times L}$$

$$L = \frac{F}{x \times \sigma_{adm}}$$

$$L = \frac{1706.8 \text{ Kg}}{0.96 \text{ cm} \times 600 \text{ kg/cm}}$$

$$L = 2.96 \text{ cm (1.16 plg)}$$

**Ejes de los rodillos de rolado inferiores y del rodillo de aplaste**



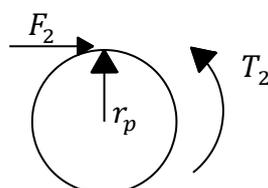
**26. Esquema cinemático de la máquina curvadora de perfiles**

$$P = 492.16 \text{ W (0.66 HP)}$$

$$T_2 = 21749.2 \text{ N.cm (2217.8 kg.cm)}$$

$$r_p = 2.86 \text{ cm}$$

$$r_e = 5.71 \text{ cm}$$



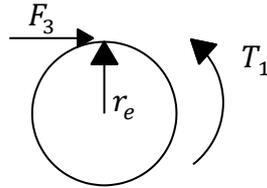
**27. Diagrama de fuerza y momento en el eje**

$$T_2 = F_2 r_p$$

$$F_2 = \frac{T_2}{r_p}$$

$$F_2 = 7606.6 \text{ N (775.45 kg)}$$

$$F_2 = F_1$$



**28. Diagrama de fuerza y momento en el eje**

$$T_1 = F_1 r_e$$

$$T_1 = F_2 r_e$$

$$T_1 = 43421.98 \text{ N.cm (4427.81 Kg.cm)}$$

El torque se divide para cada uno de los ejes de los rodillos de rolado o arrastre esto nos da un torque de:

$$P = 492.16 \text{ W (0.66 HP)}$$

$$T_1 = 21710.9 \text{ N.cm (2213.9 kg.cm)}$$

$$r_1 = 5.71 \text{ cm}$$

$$r_2 = 5 \text{ cm}$$

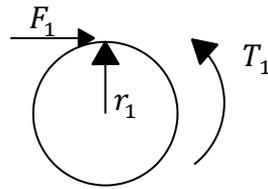
$$\eta_c = 0.90$$

Potencia transmitida

$$P_1 = \frac{P}{\eta_c}$$

$$P_1 = 439.96 \text{ W (0.59 HP)}$$

Fuerza en el engrane

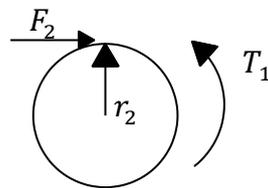


**29. Diagrama de fuerza y momento en el eje**

$$F_1 = \frac{T_1}{r_1}$$

$$F_1 = 3802.22 \text{ N (387.72 kg)}$$

Fuerza en el cilindro de rodado

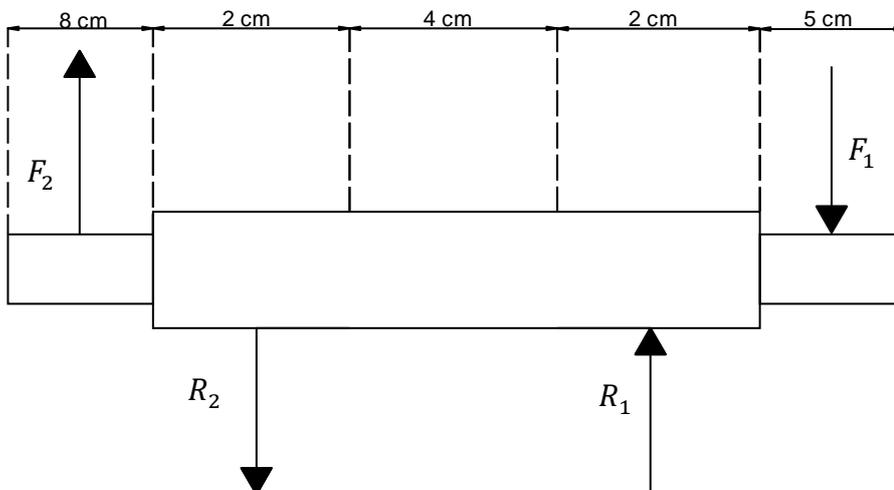


**30. Diagrama de fuerza y momento en el eje**

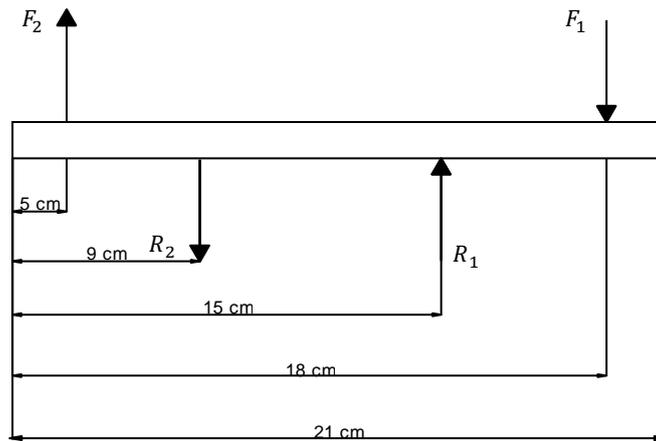
$$T_2 = T_1$$

$$F_2 = \frac{T_1}{r_2}$$

$$F_2 = 4342.2 \text{ N (442.78 kg)}$$



**31. Diagrama del pre dimensionamiento del eje y sus fuerzas**



**32. Diagrama de cuerpo libre del eje con sus fuerzas**

$$\sum F = 0$$

$$0 = F_2 - R_2 + R_1 - F_1$$

$$R_2 = F_2 + R_1 - F_1$$

$$\sum M = 0$$

$$0 = 5F_2 - 9R_2 + 15R_1 - 18F_1$$

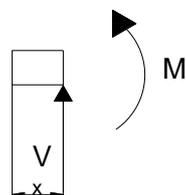
$$0 = -4F_2 - 9F_1 + 6R_1$$

$$R_1 = \frac{4F_2 + 9F_1}{6}$$

$$R_1 = 8598.1 \text{ N (876.76 Kg)}$$

$$R_2 = 9138.1 \text{ N (931.82 Kg)}$$

Cuando  $0 \leq x \leq 5$

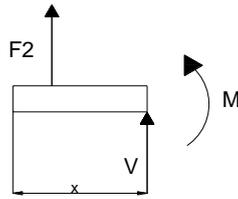


**33. Corte del eje**

$$V = 0$$

$$M = 0$$

Cuando  $5 \leq x \leq 9$



**34. Corte del eje**

$$V = F_2$$

$$V = 4342.2 \text{ N (442.78Kg)}$$

$$M_1 = F_2 (x - 5)$$

$$M_1 = 442.78 (5 - 5)$$

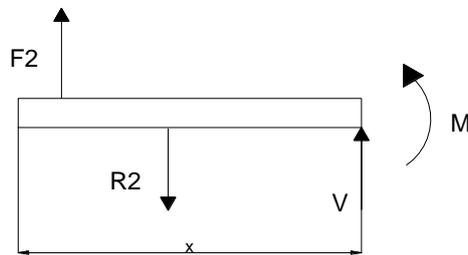
$$M_1 = 0$$

$$M_2 = F_2 (x - 5)$$

$$M_2 = 442.78 (9 - 5)$$

$$M_2 = 17368.8 \text{ N.cm (1771.12 Kg.cm)}$$

Cuando  $9 \leq x \leq 15$



**35. Corte del eje**

$$V = F_2 - R_2$$

$$V = -4795.8 \text{ N (-489.04 kg)}$$

$$M_1 = F_2 (x - 5) - R_2 (x - 9)$$

$$M_1 = 442.78(9 - 5) - 931.82(9 - 9)$$

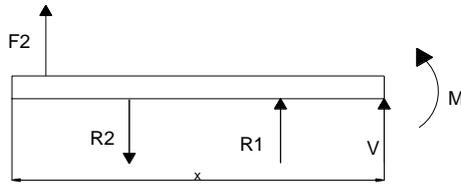
$$M_1 = 17368.8 \text{ N.cm (1771.12 Kg.cm)}$$

$$M_2 = F_2 (x - 5) - R_2 (x - 11)$$

$$M_2 = 442.78 (15 - 5) - 931.82(15 - 9)$$

$$M_2 = -11406.4 \text{ N.cm} (-1163.12 \text{ Kg.cm})$$

Cuando  $15 \leq x \leq 18$



### 36. Corte del eje

$$V = F_2 - R_2 + R_1$$

$$V = 3802.3 \text{ N} (387.72 \text{ kg})$$

$$M_1 = F_2 (x - 5) - R_2 (x - 9) + R_1 (x - 15)$$

$$M_1 = 442.78 (15 - 5) - 931.82(15 - 9) + 876.76(15 - 15)$$

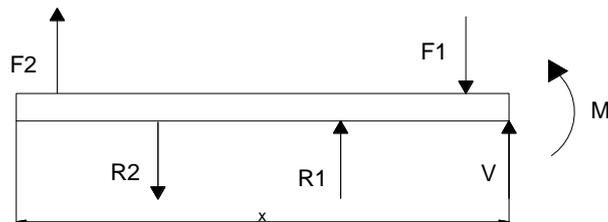
$$M_1 = -11406.4 \text{ N.cm} (-1163.12 \text{ Kg.cm})$$

$$M_2 = F_2 (x - 5) - R_2 (x - 9) + R_1 (x - 15)$$

$$M_2 = 442.78(18 - 5) - 931.82(18 - 9) + 876.76(18 - 15)$$

$$M_2 = -0.19 \text{ N.cm} (-0.02 \text{ Kg.cm})$$

Cuando  $18 \leq x \leq 21$



### 37. Corte del eje

$$V = F_2 - R_2 + R_1 - F_1$$

$$V = 0$$

$$M_1 = F_2 (x - 5) - R_2 (x - 9) + R_1 (x - 15) - F_1 (x - 18)$$

$$M_1 = 442.78 (18 - 5) - 931.82(18 - 9) + 876.76(18 - 15) - 387.72(18 - 18)$$

$$M_1 = -0.19 \text{ N.cm} (-0.02 \text{ Kg.cm})$$

$$M_2 = F_2 (x - 5) - R_2 (x - 9) + R_1 (x - 15) - F_1 (x - 18)$$

$$M_2 = 442.78(21 - 5) - 931.82(21 - 9) + 876.76(21 - 15) - 387.72(21 - 18)$$

$$M_2 = 0$$

Por medio de la Hipótesis de la Conservación de la Energía, utilizando el momento equivalente se puede deducir la siguiente fórmula para el cálculo del diámetro necesario del eje

$$\tau = \frac{M_t * r}{J}$$

$$\tau = \frac{M_t}{J/r}$$

$$\tau = \frac{M_t}{W_p}$$

$$\sigma = \frac{M_f * c}{I}$$

$$\sigma = \frac{M_f}{I/c}$$

$$\sigma = \frac{M_t}{W_R}$$

$$W_p = 2W_R = 2W$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + 2\tau^2} \leq \sigma_{adm}$$

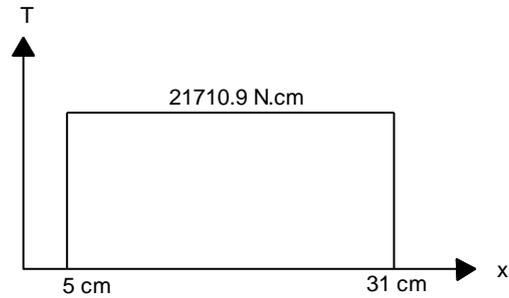
$$\sigma_E = \sqrt{\left(\frac{M_t}{W}\right)^2 + 2\left(\frac{M_f}{2W}\right)^2} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_E = \frac{\sqrt{M_t^2 + M_f^2}}{W} \leq \sigma_{adm}$$

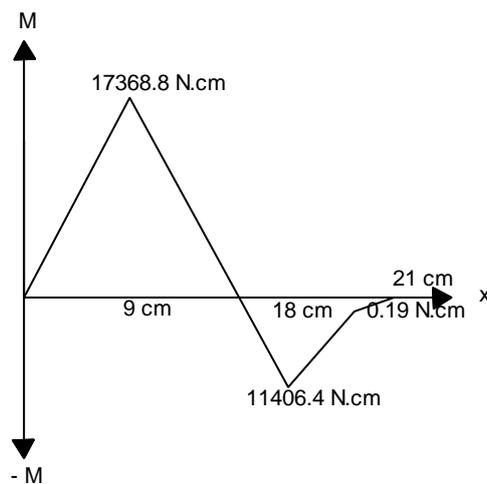
$$\sigma_E = \frac{M_E}{W} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_E = \frac{\sqrt{M_t^2 + M_f^2}}{\pi d^3/32} \leq \sigma_{adm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{Mf^2 + Mt^2}}{\pi(\sigma_{adm})}}$$



38. Diagrama de momento torsor en el eje



39. Diagrama de flector en el eje

Esfuerzo admisible para Acero duro

$$\sigma_{adm} = 5884 \text{ N/cm}^2 \text{ (600 Kg/cm}^2\text{)}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{Mf^2 + Mt^2}}{\pi(\sigma_{adm})}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 (2835.17 \text{ kg} \cdot \text{cm})}{\pi(600 \text{ kg/cm}^2)}}$$

$$d \geq 3.4 \text{ cm} (1.33 \text{ plg})$$

Se indicará un diámetro de 3.81 cm (1.5 plg)<sup>18</sup>

### **Rodamientos**

$K = 3 \rightarrow$  Para rodamientos de bolas

Para determinar la capacidad de carga dinámica básica C

Duración de diseño

$$L_d = h * n_{eje} * 60 \text{ min/h}$$

Dónde:

$h \rightarrow$  Duración recomendada para rodamientos, observar **Anexo 23**.

$n_{eje} \rightarrow$  Revoluciones del eje

$$L_d = 15000 * 7 * 60 \text{ min/h}$$

$$L_d = 6.3 \times 10^6 \text{ rev}$$

Capacidad dinámica básica

$$C = P_d (L_d/10^6)^{1/K}$$

Donde

$P_d \rightarrow$  Fuerza Radial en el rodamiento

$R_2 \rightarrow$  Fuerza en el rodamiento

$\varphi \rightarrow$  Ángulo de contacto

$$P_d = R_2 \times \tan \varphi$$

$$P_d = 931.82 \text{ kg} \times \tan 20^\circ$$

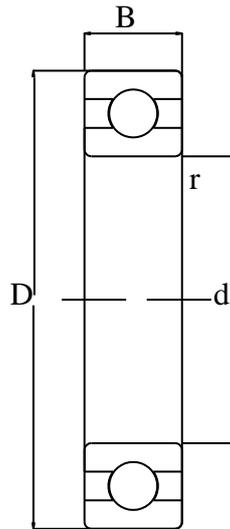
$$P_d = 831.6 \text{ N} (84.8 \text{ Kg}) (186.96 \text{ lb})$$

$$C = 186.96 (6.3 \times 10^6 / 10^6)^{1/3}$$

$$C = 1535.9 \text{ N} (156.62 \text{ Kg}) (345.3 \text{ lb})$$

---

<sup>18</sup> (Tapia, 2014)



#### 40. Esquema de un rodamiento de bolas<sup>19</sup>

Al actuar la carga directamente en el rodamiento no existe componente de carga axial pero para motivos de escoger un rodamiento se la tomara como el 30% de la carga radial dándonos un valor de  $460.8\text{ N}$  ( $46.98\text{ Kg}$ ) ( $103.59\text{ lb}$ )<sup>20</sup>

Rodamiento de una hilera de bolas y ranura profunda tipo Conrad, observar **Anexo 24**.

Datos del rodamiento seleccionado:

Número de rodamiento: 6207

Diámetro interior:  $d = 3.47\text{ cm}$  ( $1.37\text{ plg}$ )

Diámetro exterior:  $D = 7.18\text{ cm}$  ( $2.83\text{ plg}$ )

Ancho:  $B = 1.67\text{ cm}$  ( $0.66\text{ plg}$ )

Radio máximo de chaflán:  $r = 0.01\text{ cm}$  ( $0.039\text{ plg}$ )

Capacidad de carga dinámica básica:  $C = 19794.5\text{ N}$  ( $2018.48\text{ Kg}$ ) ( $4450\text{ lb}$ )

#### Chavetas

Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje, observar **Anexo 25**.

Tamaño del eje: *mas de*  $1\frac{1}{4}$  *hasta*  $1\frac{3}{8}\text{ plg}$

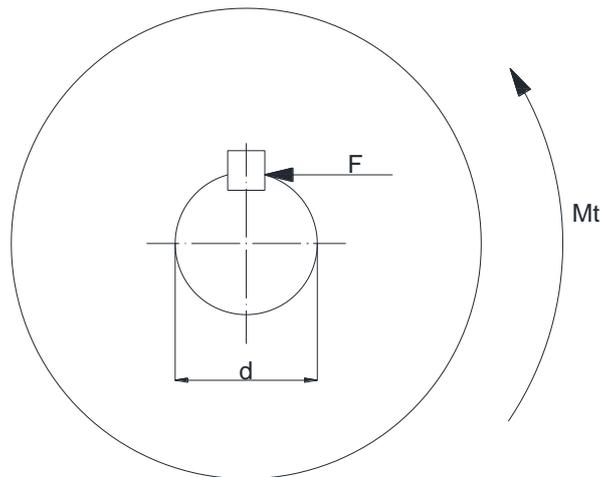
Ancho de la cuña:  $x = \frac{5}{16}\text{ plg}$

Altura de la cuña:  $y = \frac{5}{16}\text{ plg} \rightarrow$  *cuña cuadrada*

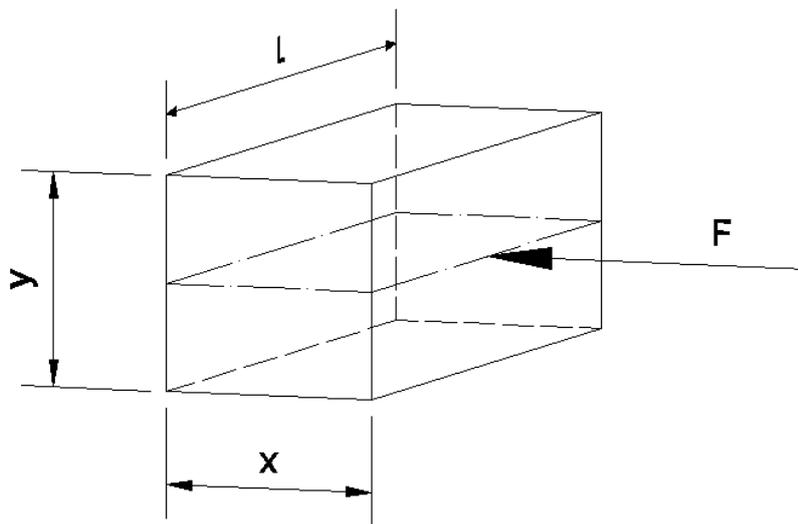
<sup>19</sup> (Mott, 2010)

<sup>20</sup> (Tapia, 2014)

Altura de la cuña:  $y = \frac{1}{4} plg \rightarrow$  *cuña rectangular*<sup>21</sup>



**41. Diagrama de fuerza y torque en una chaveta montada en su eje**



**42. Esquema del corte de una chaveta**

Cálculo de la longitud de la cuña o chaveta

$$Mt = 17368.8 \text{ N.cm (1771.12 kg.cm)}$$

$$d = 3.81 \text{ cm(1.5 plg)}$$

$$Mt = F \times \frac{d}{2}$$

$$F = \frac{2Mt}{d}$$

$$F = \frac{2 \times 1771.12 \text{ Kg.cm}}{3.81 \text{ cm}}$$

<sup>21</sup> (Mott, 2010)

$$F = 9118.3 \text{ N (929.8 kg)}$$

Calculo al corte

$$A = y \times L$$

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{y \times L}$$

$$L = \frac{F}{y \times \sigma_{adm}}$$

$$L = \frac{929.8 \text{ Kg}}{0.8 \text{ cm} \times 600 \text{ kg/cm}}$$

$$L = 1.93 \text{ cm (0.75 plg)}^{22}$$

### Calculo de pernos

#### Perno que sube y baja el rodillo superior

$$F_r = 9774.3 \text{ N (996.7 kg)}$$

Fuerza cortante

$$F_c = F_r$$

$$F_c = 9774.3 \text{ N (996.7 kg)}$$

La fuerza cortante actúa hacia abajo en el perno

Se especifica un acero ASTM A325 para pernos, con un esfuerzo cortante admisible de (17500 psi), observar **Anexo 26**.

Área del perno

$$\sigma_a = 17500 \text{ psi}$$

$$A_s = \frac{F_c}{\sigma_a}$$

$$A_s = 0.77 \text{ cm}^2 \text{ (0.12 plg}^2\text{)}$$

El diámetro necesario es

---

<sup>22</sup> (Tapia, 2014)

$$d = \sqrt{\frac{4A_s}{\pi}}$$

$$d = 0.99 \text{ cm (0.39 plg)}$$

Se especifica un perno de rosca gruesa UNC de 1.27 *cm* (0.5 *plg*) de diámetro, con un área de esfuerzo de tensión de 0.9 *cm*<sup>2</sup> (0.141 *plg*<sup>2</sup>), observar **Anexo 27**.<sup>23</sup>

---

<sup>23</sup> (Mott, 2010)

## **g. DISCUSIÓN**

Esta investigación tuvo como propósito diseñar y construir una maquina curvadora de perfiles para la industria metal-mecánica de nuestro medio.

Sobre todo se pretendió lograr un diseño eficiente y económico de la misma, cumpliendo con los estándares de producción.

Luego de realizar los cálculos constructivos, se pudo llegar a la obtención de los diámetros y longitudes de los ejes, las dimensiones de los engranes y de la cadena que componen el sistema de transmisión de la misma, los diámetros de los rodillos de rolado, las dimensiones del perno del rodillo de aplaste, la potencia del motor que acciona la máquina, también se logró escoger de manera idónea todos los accesorios que la componen y los materiales necesarios para su construcción.

Con todo esto se pudo cumplir todos los objetivos planteados en la presente investigación, teniendo como resultado una maquina eficiente y económica que ha logrado cumplir con todas las expectativas que se tenía al inicio del presente trabajo investigativo.

## **h. CONCLUSIONES**

- ✓ Se logró realizar el diseño eficiente de una máquina curvadora de perfiles gracias a la investigación bibliográfica y los cálculos de diseño respectivos, los mismos que nos han permitido contar con un diseño que cumple todas las expectativas planteadas en el presente trabajo investigativo.
  
- ✓ Luego de investigar en los talleres industriales del medio se pudo determinar las tecnologías apropiadas para la construcción de la máquina, las cuales cumplen con las normas de calidad planteadas en este trabajo, las mismas que al encontrarse en el medio tienen un costo bajo y accesible.
  
- ✓ Se logró construir la máquina curvadora de perfiles, gracias a la investigación bibliográfica, los cálculos de diseño y la determinación de las tecnologías para su elaboración, dándonos como resultado una máquina eficiente, económica y con un alto nivel de confiabilidad lo cual cumple con todas las expectativas planteadas al inicio de este proyecto.

## **i. RECOMENDACIONES**

- ✓ Dentro de un proyecto tan ambicioso como lo fue este, siempre se desea que haya una mejora continua del mismo, por lo tanto se recomienda a futuros estudiantes que tengan interés en el proyecto la complementación del mismo, con un sistema hidráulico para el accionamiento del rodillo de aplaste o superior de la roladora.
  
- ✓ También se recomendaría que se haga un manual de mantenimiento preventivo para de esta manera poder alargar la vida útil a los componentes de la máquina, lo mismo que nos ayudara a poder brindar un mejor servicio a la industria metal-mecánica de nuestro medio y así poder vincularnos de mejor manera con la sociedad cumpliendo el objetivo primordial de nuestra Universidad.
  
- ✓ Otra recomendación sería realizar una base de datos con los resultados de este proyecto de investigación y de algunos más que se refieren a la construcción de máquinas, las mismas que son utilizadas en la industria metal-mecánica de nuestro medio, para de esta forma hacer más accesible al público las nuevas tecnologías y de esta manera poder optimizar la matriz productiva de nuestro medio.

## **j. BIBLIOGRAFÍA**

- ACA. (2003). *Improved power ratings for single strand roller chain*. Obtenido de <http://www.mpta.org/Power%20Ratings%20122001R1.pdf>
- Alvarado, M. (2013). *Reductores y Motorreductores coaxiales*. Obtenido de <http://es.scribd.com/doc/126137318/E04-Motorreductores-Coaxiales-pdf>
- B.J. Hamrock, B. J. (2000). *Elementos de Máquinas*. McGraw Hill.
- Bedford, L. (2002). *Mecánica de materiales*. Prentice-Hall.
- Bustamante, A. (2010). *Diseño y cálculo de una máquina curvadora de perfiles para la empresa metal mecánica AGS Ingenieros Limitada*. Obtenido de [http://cybertesis.ubiobio.cl/tesis/2010/bustamante\\_h/doc/bustamante\\_h.pdf](http://cybertesis.ubiobio.cl/tesis/2010/bustamante_h/doc/bustamante_h.pdf)
- Hibbeler, R. (2008). *Mecánica para ingenieros*.
- Ingenemecanica. (2014). *Fundamentos de las transmisiones por engranajes*. Obtenido de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn150.htm#seccion12>
- Maturana, M. (2014). *Catalogo técnico cintac*. Obtenido de [http://www.cintac.cl/novedades/wp-content/uploads/2012/05/catalogo\\_tecnico\\_cintac.pdf](http://www.cintac.cl/novedades/wp-content/uploads/2012/05/catalogo_tecnico_cintac.pdf)
- Mott, L. (2010). *Diseño de elementos de máquinas*. Prentice Hall Publishing Company.
- Ojeda, R. (1988). *Roladora de perfiles metálicos*.
- Orthwein, W. (1996). *Diseño de componentes de máquinas*. México.
- Sergio. (2014). *Generador de plantillas para engranajes*. Obtenido de [https://woodgears.ca/gear\\_cutting/template\\_es.html](https://woodgears.ca/gear_cutting/template_es.html)
- Wikipedia. (2012). *Engranaje*. Obtenido de <http://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Engranaje&action=history>

## k. ANEXOS

### 1. Especificaciones técnicas de tubos estructurales, tomado de catálogos de CINTAC

Designación		Espesor e	Peso teórico P	Propiedades			
Diámetro exterior				Area	I	W	i
Pulgadas	mm	mm	kgf/m				
1"	25,40	1,0	0,80	0,77	0,57	0,45	0,88
	25,40	1,5	0,88	1,13	0,81	0,64	0,85
	25,40	2,0	1,15	1,47	1,01	0,80	0,83
1 1/8"	28,60	1,5	1,00	1,28	1,18	0,82	0,96
1 1/4"	31,75	1,0	0,76	0,97	1,14	0,72	1,09
	31,75	1,2	0,90	1,15	1,35	0,85	1,08
	31,75	1,5	1,12	1,43	1,63	1,03	1,07
	31,75	2,0	1,47	1,87	2,08	1,31	1,05
1 1/2"	38,10	1,0	0,91	1,17	2,01	1,05	1,31
	38,10	1,5	1,35	1,72	2,89	1,52	1,30
	38,10	2,0	1,78	2,27	3,71	1,95	1,28
1 3/4"	44,45	1,5	1,59	2,02	4,67	2,10	1,52
	44,45	2,0	2,09	2,67	6,02	2,71	1,50
2"	50,80	1,0	1,23	1,56	4,85	1,91	1,78
	50,80	1,5	1,82	2,32	7,06	2,78	1,74
	50,80	2,0	2,41	3,07	9,14	3,60	1,73
	50,80	3,0	3,54	4,51	12,92	5,09	1,89
2 1/2"	63,50	1,5	2,29	2,92	14,05	4,42	2,19
	63,50	2,0	3,03	3,86	18,29	5,76	2,18
	63,50	3,0	4,48	5,70	26,15	8,24	2,14
3"	76,20	1,5	2,76	3,52	24,58	6,45	2,64
	76,20	2,0	3,66	4,66	32,11	8,43	2,62
	76,20	3,0	5,42	6,90	46,29	12,15	2,59
	76,20	4,0	7,12	9,07	59,30	15,58	2,58
3 1/2"	88,90	2,0	4,29	5,46	51,57	11,60	3,07
4"	101,6	2,0	4,91	6,26	77,63	15,28	3,52
	101,6	3,0	7,29	9,29	113,04	22,25	3,49
	101,6	4,0	9,63	12,26	146,28	28,80	3,45
	101,6	5,0	11,90	15,17	177,47	34,93	3,42
5"	127,0	4,0	12,10	15,46	292,61	46,08	4,35
	127,0	5,0	15,00	19,16	357,14	56,24	4,32

2. Especificaciones técnicas de perfiles L y T, tomado de catálogos de DIPAC

DIMENSIONES			PESO	PROPIEDADES				
H	B	e		AREA	EJES X-X e Y-Y			
mm	mm	mm	Kg/6m	A	I	W	i	x = y
20	20	2	3.46	0.73	0.28	0.2	0.6	0.59
		3	4.96	1.05	0.38	0.38	0.6	0.64
25	25	2	4.38	0.93	0.57	0.32	0.8	0.72
		3	6.36	1.35	0.79	0.45	0.8	0.77
30	30	2	5.34	1.13	1	0.46	0.9	0.84
		3	7.78	1.65	1.41	0.67	0.9	0.89
40	40	2	7.23	1.53	2.44	0.84	1.3	1.09
		3	10.61	2.25	3.5	1.22	1.3	1.14
		4	13.83	2.94	4.46	1.58	1.2	1.19
		5	16.9	3.59	5.31	1.92	1.2	1.24
		6	19.8	4.21	6.07	2.23	1.2	1.28
50	50	2	9.11	1.93	4.86	1.33	1.6	1.34
		3	13.43	2.85	7.03	1.95	1.6	1.39
		4	17.6	3.74	9.04	2.54	1.6	1.44
		5	21.61	4.59	10.9	3.1	1.5	1.48
		6	25.5	5.41	12.6	3.62	1.5	1.53
60	60	5	26.32	5.59	19.4	4.55	1.9	1.73
		6	31.14	6.61	22.6	5.35	1.9	1.78
65	65	5	26.68	6.09	25	5.38	2	1.86
		6	33.96	7.21	29.1	6.34	2	1.9
75	75	6	40.32	8.4	45.76	8.57	2.3	2.16
		8	52.56	10.95	58.03	11.06	2.3	2.25
		10	64.92	13.36	68.89	13.38	2.3	2.35

3. Tensiones máximas de algunos materiales, tomado de wikipedia

<b>Materiales</b>	<b>Módulo de Elasticidad en kp/mm<sup>2</sup></b>	<b>Tensión de rotura en kp/mm<sup>2</sup></b>	<b>Tensión del límite elástico kp/mm<sup>2</sup></b>	<b>Tensión máxima de trabajo para elementos de máquinas en kp/mm<sup>2</sup></b>
Hierro soldado	2E04	30:36	16:20	9
Hierro homogéneo	2E04	35:45	8:24	9:12
Acero	2,2E04	40:60	25:35	12:15
Aceros especiales	.	90:180	60:120	15:30
Alambre de acero	2,4E04	75:200	40:50	18:30
Fundición	1E04	10:15	6	3
Alambre de cobre	1,3E04	40:60	5	4:6
Aluminio en chapa	0,7E04	10:12	-	-
Lingote de Bronce	0,7E04	15:25	6:10	2:3
Madera dura	0,12E04	8:9	2,5	0,6
Cuerda de cáñamo	0,015E04	6:8	1	0,6:1
Hierro soldado	2E04	30:36	16:20	9
Hierro homogéneo	2E04	35:45	8:24	9:12
Acero	2,2E04	40:60	25:35	12:15
Aceros especiales	.	90:180	60:120	15:30

4. Motores y motoredutores serie estándar modelos 50 – 90, tomado del internet

MODELOS			U50		U60		U70		U80		U90	
REL	R.P.M.		ENT.	SAL.	ENT.	SAL.	ENT.	SAL.	ENT.	SAL.	ENT.	SAL.
	ENT.	SAL.	IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT	IN	OUT
RAT			TOR		TOR		TOR		TOR		TOR	
	IN	OUT	HP.	km/cm	HP.	km/cm	HP.	km/cm	HP.	km/cm	HP.	km/cm
6	1750	292	2.92	635	4.10	852	4.86	891	8.06	1469	11.54	2113
	1150	192	2.35	770	3.00	983	4.37	1185	6.80	1872	9.70	2675
	870	145	1.96	839	3.30	1413	3.54	1271	5.90	2131	5.58	3098
	580	97	1.45	921	2.50	1590	3.00	1541	4.50	2441	6.82	3653
10	1750	175	1.92	667	2.73	958	3.59	1275	5.37	1898	7.55	2679
	1150	115	1.52	788	2.34	1235	3.05	1608	4.50	2300	6.43	3417
	870	87	1.26	850	1.94	1338	2.72	1834	3.85	2665	5.62	3900
	580	58	0.92	917	1.63	1635	2.05	1985	2.94	2909	4.40	4494
15	1750	117	1.44	718	2.11	1074	2.58	1327	4.01	2056	5.60	2884
	1150	77	1.14	843	1.78	1347	2.17	1641	3.36	2562	4.80	3678
	870	58	0.94	906	1.52	1484	1.95	1917	2.90	2858	4.20	4185
	580	38	0.7	977	1.22	1743	1.54	2100	2.20	3191	3.30	4796
20	1750	88	1.13	729	1.72	1127	2.15	1414	3.19	2118	4.44	2699
	1150	58	0.88	843	1.45	1411	1.85	1758	2.65	2612	3.80	3757
	870	44	0.73	899	1.22	1531	1.62	2030	2.27	2892	3.31	4246
	580	29	0.54	964	0.96	1748	0.93	1656	1.73	3200	2.58	4817
25	1750	70	0.94	733	1.45	1159	1.90	1505	2.64	2139	3.67	3003
	1150	46	0.73	841	1.03	1223	1.21	1388	2.18	2603	3.11	3758
	870	35	0.61	895	1.00	1529	1.32	2006	1.85	2862	2.69	4206
	580	23	0.45	955	0.77	1699	0.65	1360	1.41	3148	2.08	4710
30	1750	58	0.84	742	1.32	1205	1.54	1422	2.31	2139	3.22	3003
	1150	38	0.67	869	1.11	1482	1.30	1739	1.45	2654	2.79	3808
	870	29	0.57	933	0.94	1615	1.12	1980	1.69	2951	2.46	4326
	580	19	0.42	1005	0.73	1797	0.60	1385	1.31	3285	1.97	4949
40	1750	44	0.65	728	0.99	1142	1.23	1403	1.81	2121	2.50	2965
	1150	29	0.52	840	0.86	1449	1.08	1745	1.53	2605	2.16	3756
	870	22	0.43	896	0.74	1602	0.94	2026	1.33	2886	1.92	4239
	580	15	0.32	956	0.58	1740	0.71	1974	1.03	3190	1.53	4795
50	1750	35	0.53	699	0.83	1148	1.00	1345	1.46	2046	2.02	2877
	1150	23	0.42	803	0.70	1391	0.88	1644	1.23	2488	1.74	3595
	870	17	0.35	853	0.59	1501	0.67	1572	1.06	2734	1.52	4014
	580	12	0.27	908	0.45	1619	0.50	1583	0.82	3000	1.21	4488
60	1750	29	0.44	660	0.69	1109	0.82	1263	1.21	1939	1.67	3731
	1150	19	0.35	757	0.57	1295	0.74	1579	1.02	2352	1.44	3398
	870	15	0.3	802	0.48	1387	0.62	1805	0.88	2577	1.26	3787
	580	10	0.22	854	0.36	1490	0.32	1163	0.69	2829	1.00	4223

5. Factores de servicio para transmisiones por cadena, tomado de Diseño de elementos de máquinas Robert L. Mott

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

6. Factores de potencia para transmisiones por cadena, tomado de Diseño de elementos de máquinas Robert L. Mott

Número de hileras	Factor de potencia $F_p$
2 hileras	1.7
3 hileras	2.5
4 hileras	3.3

7. Tamaños de cadenas de rodillos, tomado de Diseño de elementos de máquinas Robert L. Mott

Número de cadena	Paso (pulg)	Diámetro del rodillo	Ancho del rodillo	Espesor de placa lateral	Resistencia promedio a la tensión (lb)
25	1/4	Ninguno	-	0.030	925
35	3/8	Ninguno	-	0.050	2100
41	1/2	0.306	0.250	0.050	2000
40	1/2	0.312	0.312	0.060	3700
50	5/8	0.400	0.375	0.080	6100
60	3/4	0.469	0.500	0.094	8500
80	1	0.626	0.625	0.125	14 500
100	1¼	0.750	0.750	0.156	24 000
120	1½	0.875	1.000	0.187	34 000
140	1¾	1.000	1.000	0.219	46 000
160	2	1.125	1.250	0.250	58 000
180	2¼	1.406	1.406	0.281	80 000
200	2½	1.562	1.500	0.312	95 000
240	3	1.875	1.875	0.375	130 000

8. Capacidad de transmisión de potencia de las cadenas, tomado de American Chain Association

No. of Teeth	0.250 inch Pitch												Speed, min <sup>-1</sup> , Small Sprocket												
	50	100	300	365	500	700	900	1200	1500	1800	2100	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000
11	0.03	0.06	0.19	0.22	0.30	0.42	0.53	0.70	0.87	1.03	1.20	1.42	1.69	1.69	1.38	1.16	0.99	0.86	0.75	0.60	0.49	0.41	0.35	0.30	0.27
12	0.04	0.07	0.20	0.24	0.33	0.46	0.58	0.76	0.95	1.13	1.31	1.55	1.84	1.92	1.57	1.32	1.12	0.97	0.86	0.68	0.56	0.47	0.40	0.34	0.30
13	0.04	0.08	0.22	0.26	0.36	0.49	0.63	0.83	1.03	1.22	1.42	1.67	1.99	2.17	1.77	1.49	1.27	1.10	0.96	0.77	0.63	0.53	0.45	0.39	0.34
14	0.04	0.08	0.24	0.28	0.38	0.53	0.68	0.89	1.10	1.32	1.52	1.80	2.15	2.42	1.98	1.66	1.42	1.23	1.08	0.86	0.70	0.59	0.50	0.43	0.38
15	0.05	0.09	0.25	0.30	0.41	0.57	0.72	0.95	1.18	1.41	1.63	1.93	2.30	2.67	2.20	1.84	1.57	1.36	1.20	0.95	0.78	0.65	0.56	0.48	0.42
16	0.05	0.09	0.27	0.32	0.44	0.61	0.77	1.02	1.26	1.50	1.74	2.06	2.45	2.85	2.42	2.03	1.73	1.50	1.32	1.05	0.86	0.72	0.61	0.53	0.47
17	0.05	0.10	0.29	0.35	0.47	0.64	0.82	1.08	1.34	1.60	1.85	2.19	2.61	3.02	2.65	2.22	1.90	1.64	1.44	1.14	0.94	0.79	0.67	0.58	0.51
18	0.05	0.11	0.30	0.37	0.49	0.68	0.87	1.15	1.42	1.69	1.96	2.32	2.76	3.20	2.89	2.42	2.07	1.79	1.57	1.25	1.02	0.86	0.73	0.63	0.56
19	0.06	0.11	0.32	0.39	0.52	0.72	0.92	1.21	1.50	1.78	2.07	2.45	2.91	3.38	3.13	2.62	2.24	1.94	1.70	1.35	1.11	0.93	0.79	0.69	0.60
20	0.06	0.12	0.34	0.41	0.55	0.76	0.97	1.27	1.58	1.88	2.18	2.58	3.07	3.56	3.38	2.83	2.42	2.10	1.84	1.46	1.20	1.00	0.86	0.74	0.60
21	0.06	0.12	0.35	0.43	0.58	0.80	1.01	1.34	1.66	1.97	2.29	2.70	3.22	3.74	3.64	3.05	2.60	2.26	1.98	1.57	1.29	1.08	0.92	0.80	0.60
22	0.07	0.13	0.37	0.45	0.60	0.83	1.06	1.40	1.73	2.07	2.40	2.83	3.37	3.91	3.90	3.27	2.79	2.42	2.12	1.69	1.38	1.16	0.99	0.80	0.60
23	0.07	0.13	0.39	0.47	0.63	0.87	1.11	1.46	1.81	2.16	2.51	2.96	3.53	4.09	4.17	3.50	2.98	2.59	2.27	1.80	1.47	1.24	1.04	0.80	0.60
24	0.07	0.14	0.40	0.49	0.66	0.91	1.16	1.53	1.89	2.25	2.61	3.09	3.68	4.27	4.45	3.73	3.18	2.76	2.42	1.92	1.57	1.32	1.04	0.80	0.60
25	0.08	0.15	0.42	0.51	0.69	0.95	1.21	1.59	1.97	2.35	2.72	3.22	3.84	4.45	4.73	3.96	3.38	2.93	2.57	2.04	1.67	1.40	1.04	0.80	0.60
26	0.08	0.15	0.44	0.53	0.71	0.99	1.26	1.65	2.05	2.44	2.83	3.35	3.99	4.62	5.01	4.20	3.59	3.11	2.73	2.17	1.77	1.49	1.04	0.80	0.60
28	0.08	0.16	0.47	0.57	0.77	1.06	1.35	1.78	2.21	2.63	3.05	3.61	4.30	4.98	5.60	4.70	4.01	3.47	3.05	2.42	1.98	1.68	1.24	0.92	0.60
30	0.09	0.18	0.50	0.61	0.82	1.14	1.45	1.91	2.37	2.82	3.27	3.86	4.60	5.34	6.07	5.21	4.45	3.85	3.38	2.68	1.98	1.68	1.24	0.92	0.60
32	0.10	0.19	0.54	0.65	0.88	1.21	1.55	2.04	2.52	3.01	3.49	4.12	4.91	5.69	6.47	5.74	4.90	4.25	3.73	2.96	2.36	1.96	1.52	1.12	0.80
35	0.11	0.21	0.59	0.71	0.96	1.33	1.69	2.23	2.76	3.29	3.81	4.51	5.37	6.23	7.08	6.56	5.60	4.86	4.26	2.76	2.00	1.52	1.12	0.80	0.60
40	0.12	0.23	0.67	0.81	1.10	1.52	1.93	2.55	3.15	3.76	4.36	5.15	6.14	7.11	8.09	8.02	6.85	5.93	4.91	3.60	2.76	2.00	1.52	1.12	0.80
45	0.14	0.26	0.76	0.91	1.24	1.71	2.17	2.86	3.55	4.23	4.90	5.79	6.90	8.00	9.10	9.57	8.17	7.00	5.60	4.26	3.00	2.20	1.60	1.12	0.80

Type A: Manual or Drip Lubrication  
 Type B: Bath or Disc Lubrication  
 Type C: Oil Stream Lubrication

9. Factor de sobrecarga  $K_o$ , tomado de la norma AGMA 2001-C95

Máquina impulsada				
Fuente de potencia	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

10. Combinaciones más comunes en los piñones y engranes, tomado de la norma AGMA 2001-C95. Coeficiente elástico  $C_p$

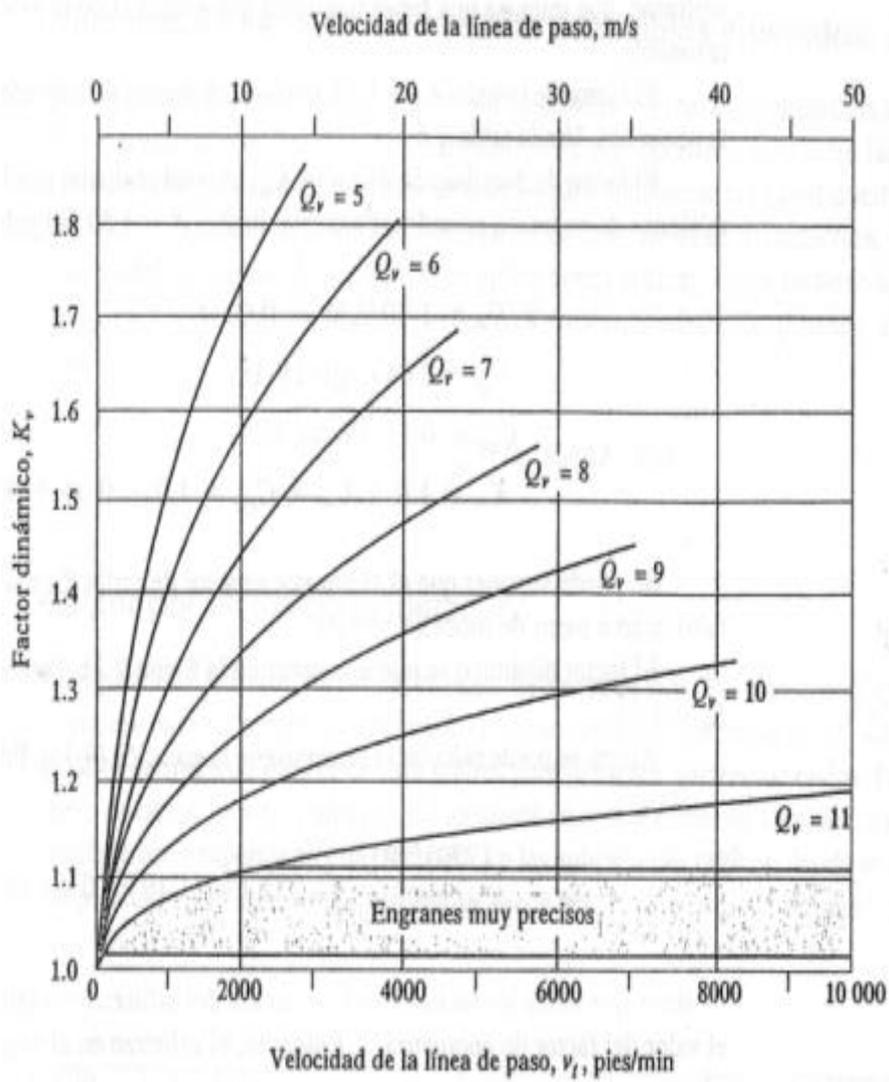
Material y módulo de elasticidad							
$E_p$ , lb/pulg <sup>2</sup> (MPa), del engrane							
Material del piñón	Módulo de elasticidad, $E_p$ , lb/pulg <sup>2</sup> (MPa)	Hierro maleable		Hierro nodular		Bronce de aluminio	Bronce de estaño
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro colado	Bronce de aluminio	Bronce de estaño
		30 X 10 <sup>6</sup> (2 X 10 <sup>5</sup> )	25 X 10 <sup>6</sup> (1.7 X 10 <sup>5</sup> )	24 X 10 <sup>6</sup> (1.7 X 10 <sup>5</sup> )	22 X 10 <sup>6</sup> (1.5 X 10 <sup>5</sup> )	17.5 X 10 <sup>6</sup> (1.2 X 10 <sup>5</sup> )	16 X 10 <sup>6</sup> (1.1 X 10 <sup>5</sup> )
Acero	30 X 10 <sup>6</sup> (2 X 10 <sup>5</sup> )	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25 X 10 <sup>6</sup> (1.7 X 10 <sup>5</sup> )	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24 X 10 <sup>6</sup> (1.7 X 10 <sup>5</sup> )	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22 X 10 <sup>6</sup> (1.5 X 10 <sup>5</sup> )	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5 X 10 <sup>6</sup> (1.2 X 10 <sup>5</sup> )	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16 X 10 <sup>6</sup> (1.1 X 10 <sup>5</sup> )	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fuente: Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314. Nota: Relación de Poisson = 0.30; unidades de  $C_p$ : (lb/pulg<sup>2</sup>)<sup>0.5</sup> o (MPa)<sup>0.5</sup>

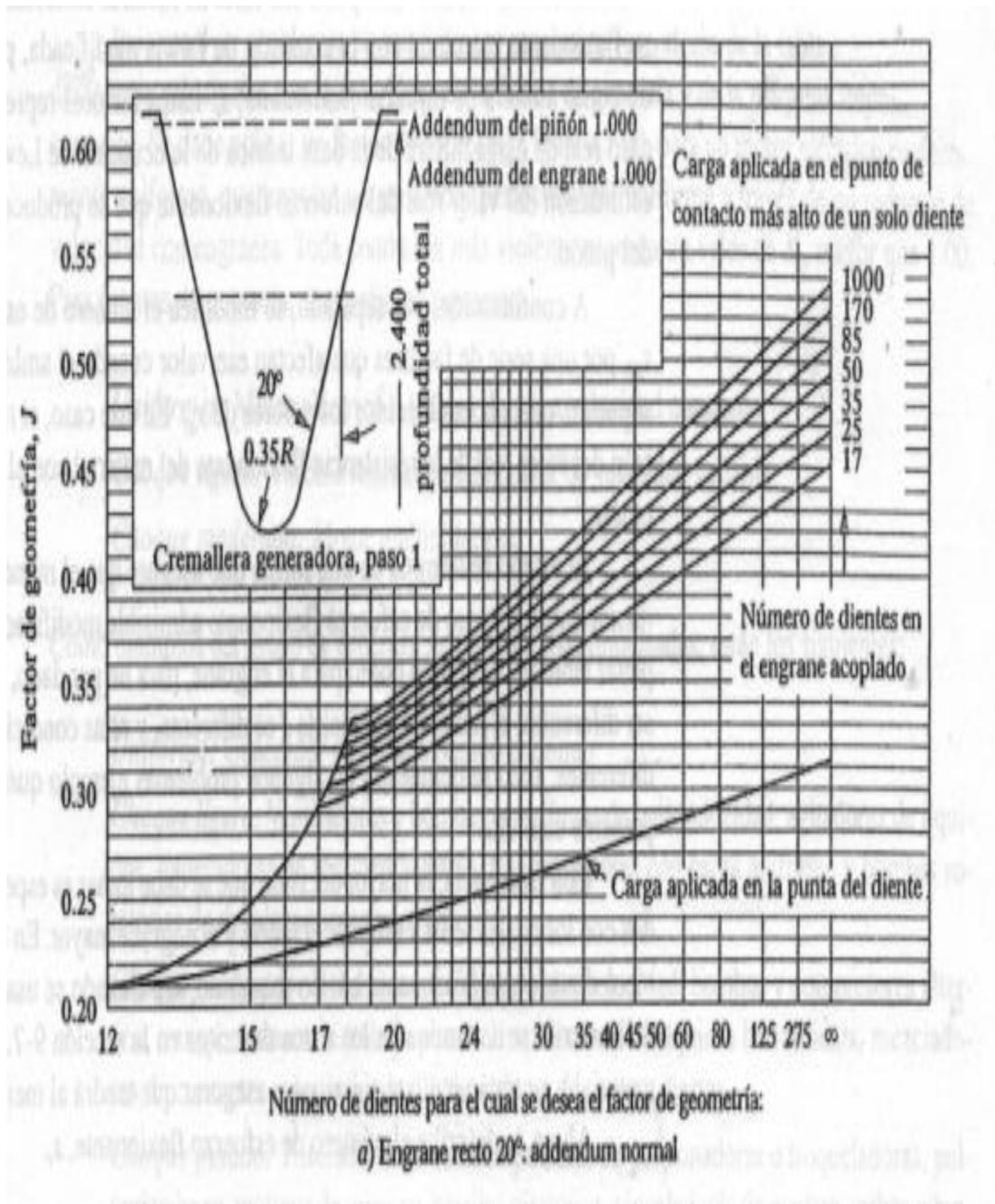
11. Números de calidad AGMA recomendados, tomado de la Norma AGMA

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

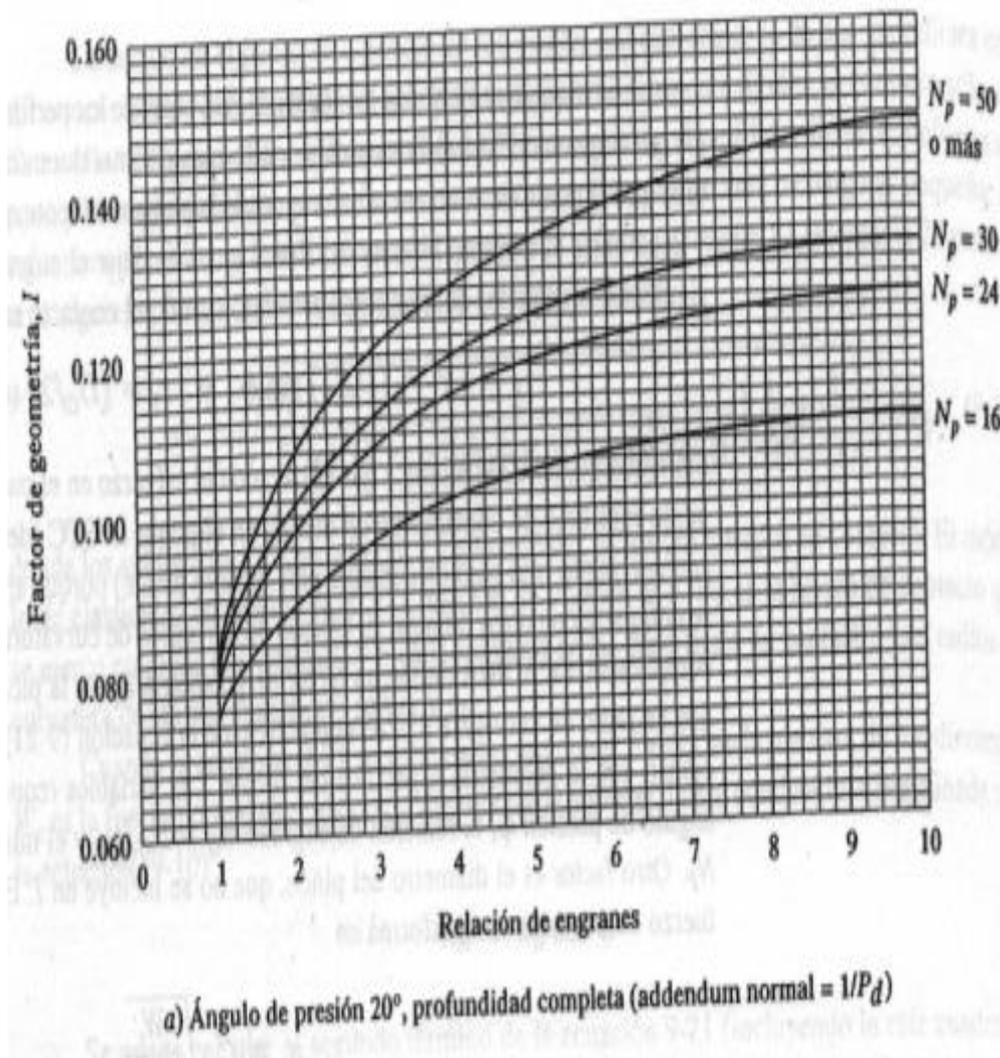
12. Factor dinámico  $K_v$  tomado de la norma AGMA 2001-C95



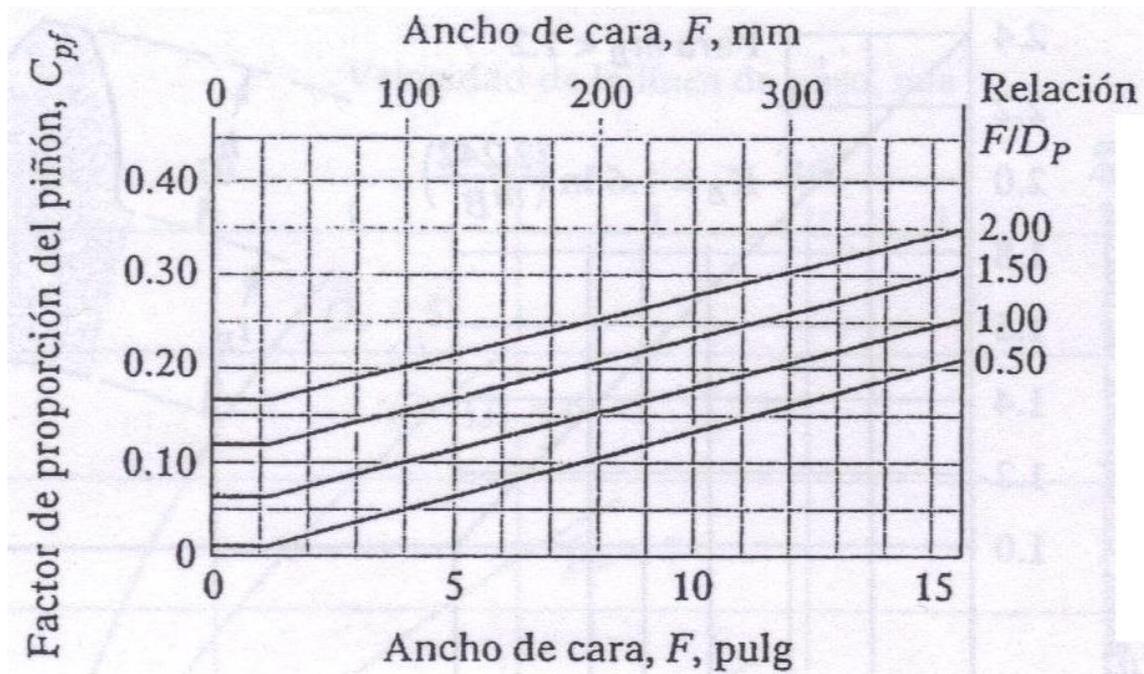
13. Factor de geometría para engranes tomado de la norma AGMA 218.01



14. Factor de geometría para piñones rectos externos tomado de la norma AGMA 218.01



15. Factor de proporción del piñón  $C_{pf}$  tomado de la norma AGMA 2001-C95



$D_p$  = Diámetro del piñón

Para  $F/D_p < 0.50$ , maneje la curva de  $F/D_p = 0.50$

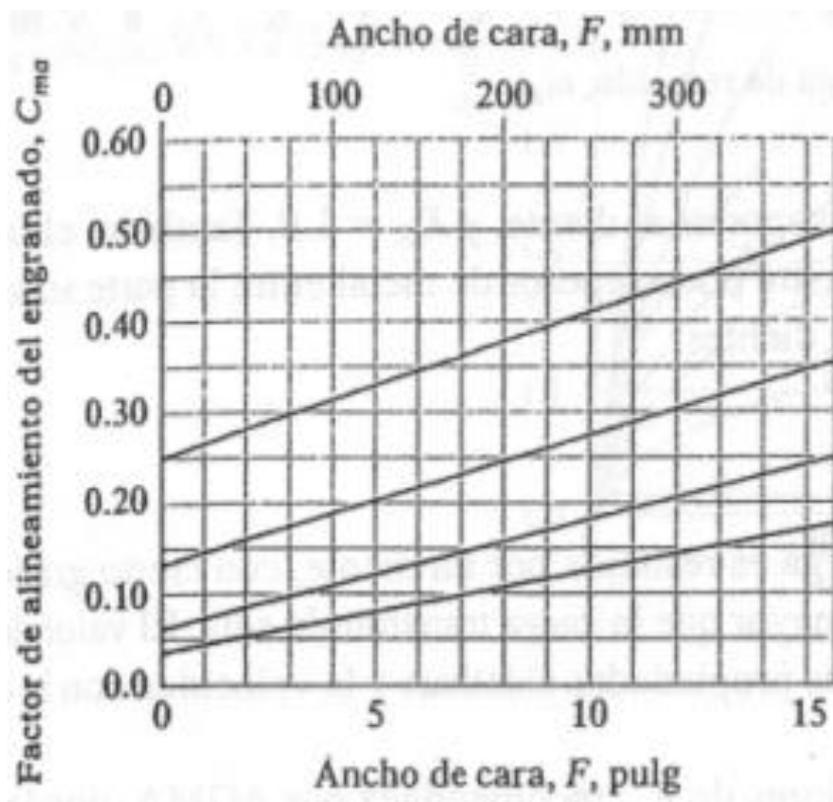
Cuando  $F \leq 1.0$  pulg ( $F \leq 25$  mm)

$$C_{pf} = \frac{F - 0.025}{10D_p}$$

Cuando  $1.0 \leq F < 15$ ,

$$C_{pf} = \frac{F}{10D_p} - 0.0375 + 0.0125F$$

16. Factor de alineamiento del engranado  $C_{ma}$  tomado de la norma AGMA 2001-C95



Engranajes abiertos  $C_{ma} = 0.247 + 0.0167F - 0.765 \times 10^{-4}F^2$

Unidades comerciales cerradas de engranes  $C_{ma} = 0.127 + 0.0158F - 1.093 \times 10^{-4}F^2$

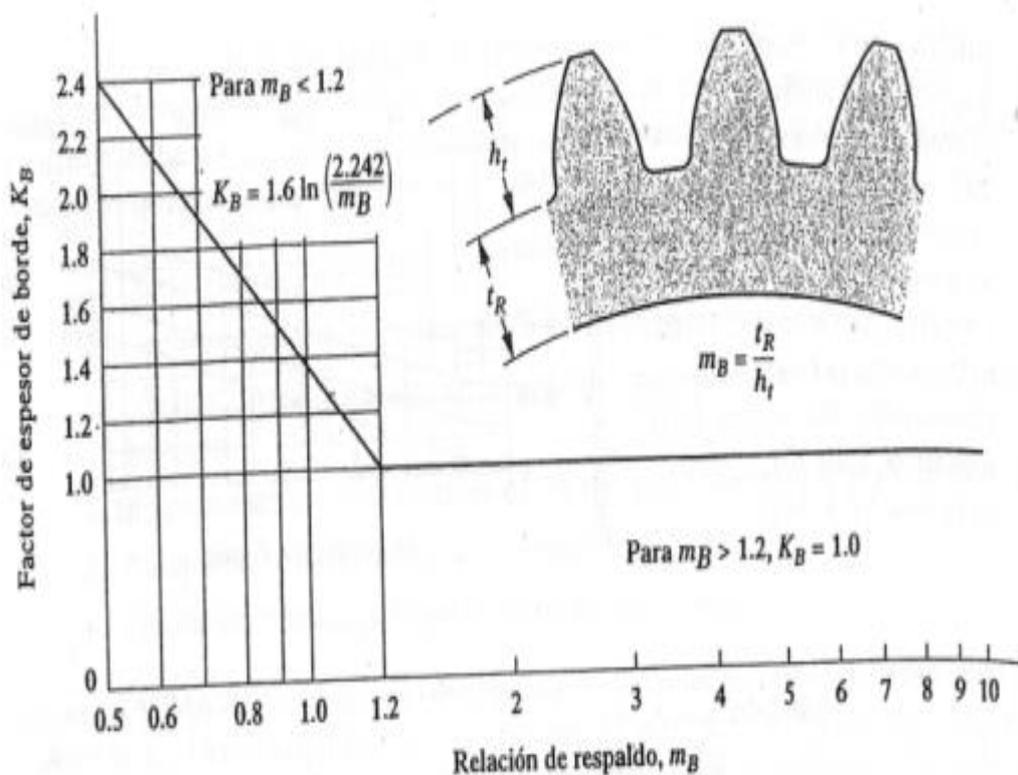
Unidades de precisión cerradas de engranes  $C_{ma} = 0.0675 + 0.0128F - 0.926 \times 10^{-4}F^2$

Unidades de extraprecisión cerradas de engranes  $C_{ma} = 0.0380 + 0.0102F - 0.822 \times 10^{-4}F^2$

17. Factores de tamaño sugeridos  $K_s$ , tomado de diseño de elementos de máquinas  
Cuarta edición, Robert L. Mott

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

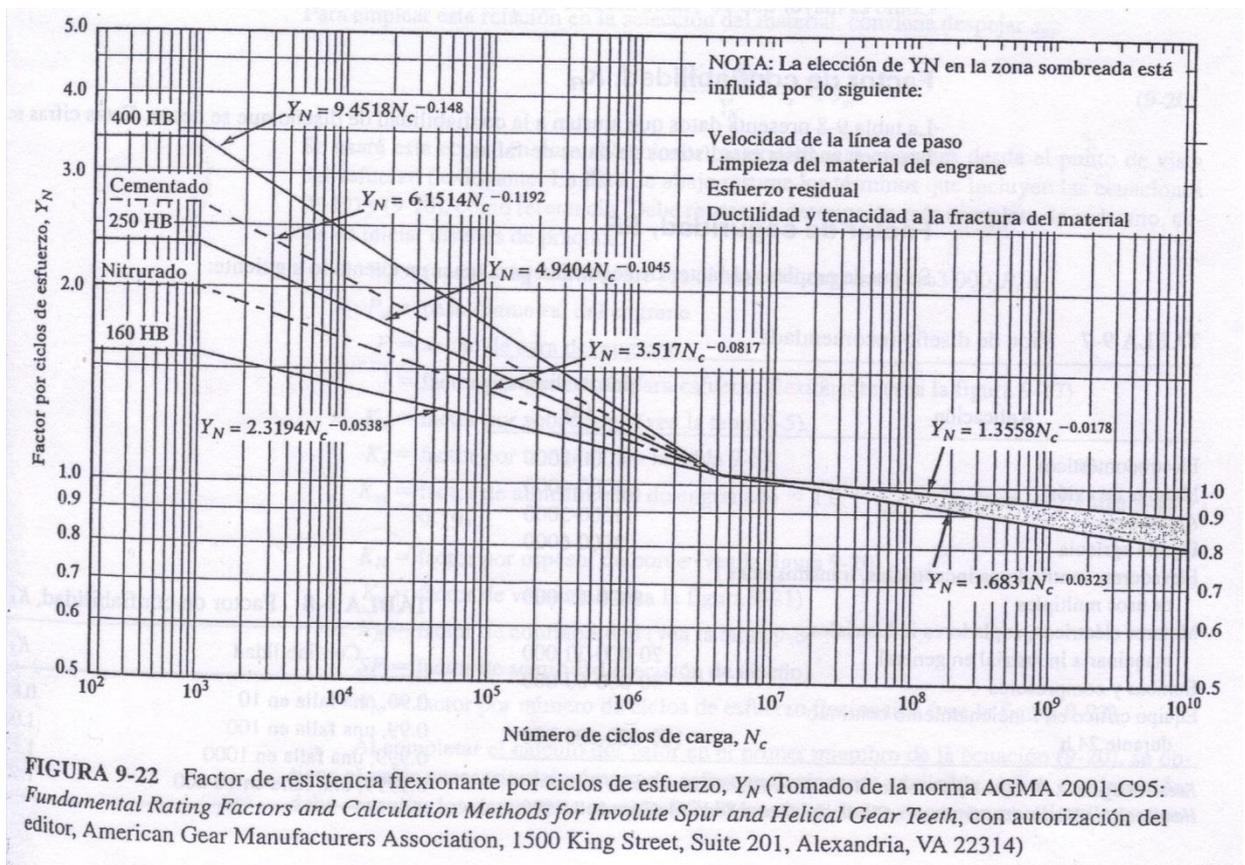
18. Factor de espesor del borde  $K_B$  tomado de la norma AGMA 2001-C95



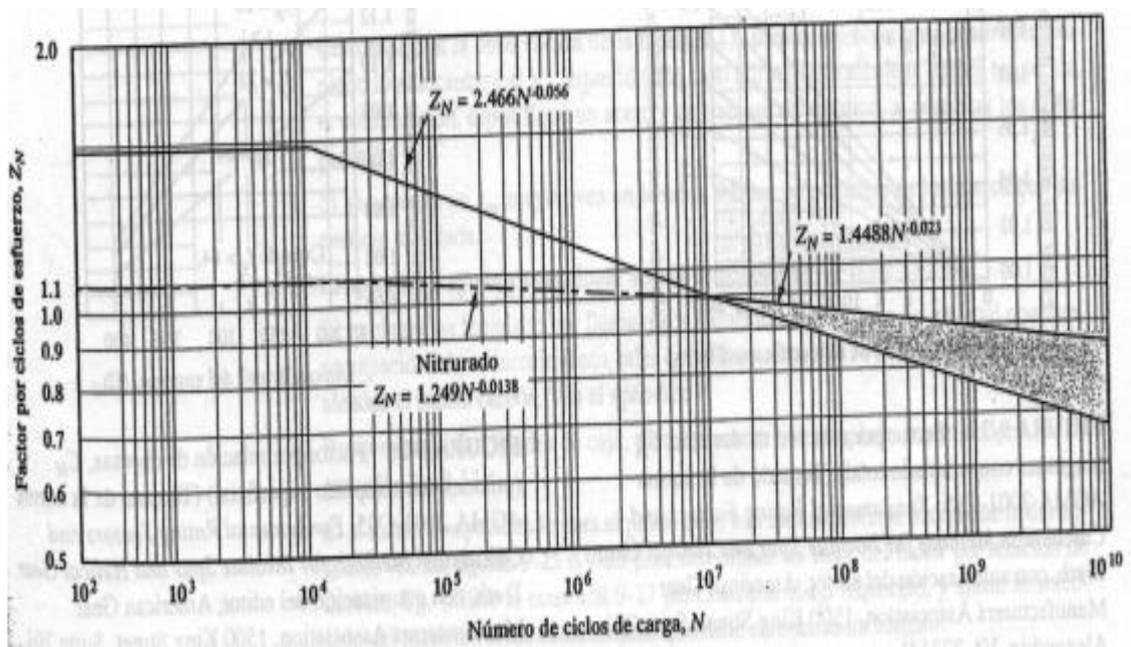
19. Factor de confiabilidad  $K_R$ , tomado de Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, 9ª edición.

Confiabilidad	$K_R$
0.90, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1.00
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10000	1.50

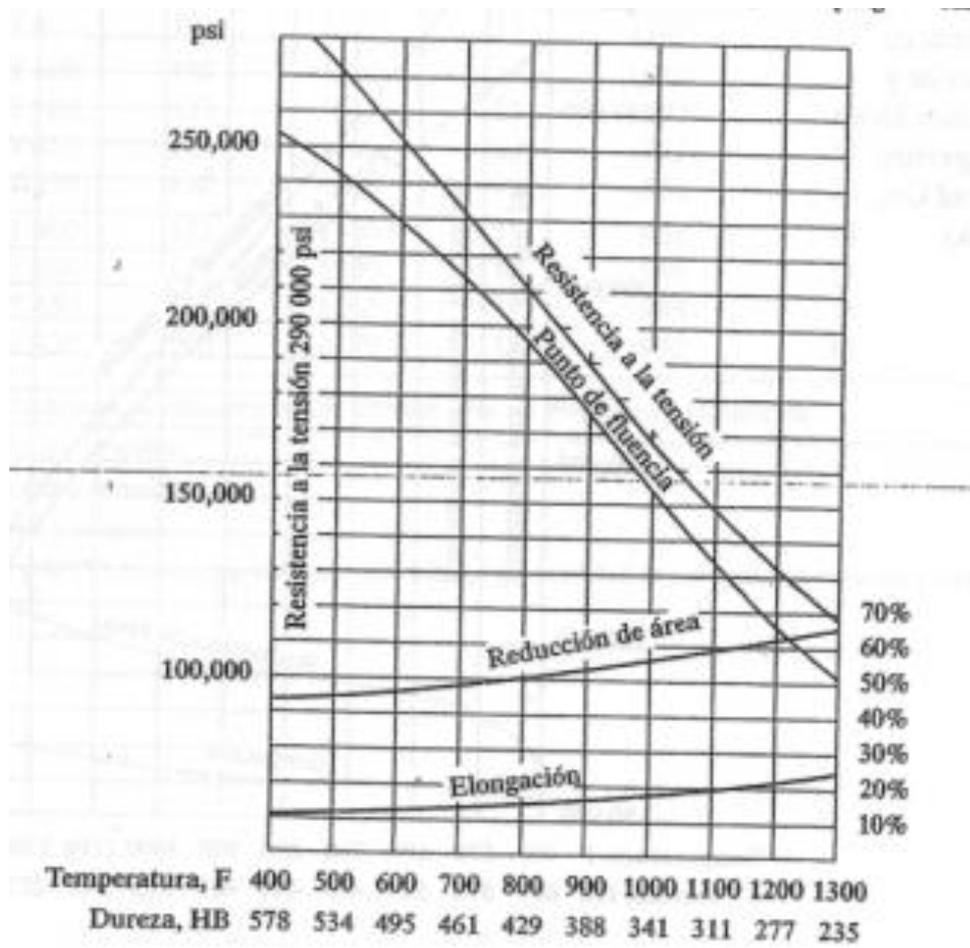
20. Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo  $Y_N$  tomado de la norma AGMA 2001-C95



21. Factor de resistencia a la picadura por ciclos de esfuerzo  $Z_N$  tomado de la norma AGMA 2001-C95



22. Propiedades del acero AISI 4140 con tratamiento térmico: Templado en aceite y revenido



23. Duración recomendada para rodamientos, tomado de Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, 9ª edición.

Aplicación	Duración de diseño $L_{10}$ , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinas industriales en general	20000-30000
Bombas y compresores	40000-60000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100000-200000

24. Datos para seleccionar rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda  
 Tipo Conrad, tomado de NSK corporation, Ann Arbor, MI.

A. Series 6200

Número de rodamiento	Dimensiones nominales del rodamiento							Diámetro de escalón preferido		Peso del rodamiento	Capacidad básica de carga estática $C_0$	Capacidad básica de carga dinámica $C$
	$d$		$D$		$B$		$r^*$	Eje	Caja			
	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg		pulg	pulg			
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	885
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.578	1.063	0.08	675	1180
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.181	0.10	790	1320
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.380	0.14	1010	1660
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1400	2210
6205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.172	1.811	0.29	1610	2430
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.44	2320	3350
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.559	0.64	3150	4450
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.039	1.811	2.874	0.82	3650	5050
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.039	2.008	3.071	0.89	4150	5650
6210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	0.039	2.205	3.268	1.02	4650	6050
6211	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	0.059	2.441	3.602	1.36	5850	7500
6212	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	0.059	2.717	3.996	1.73	7250	9050
6213	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	0.059	2.913	4.390	2.18	8000	9900
6214	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	0.059	3.110	4.587	2.31	8800	10 800
6215	75	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	0.059	3.307	4.783	2.64	9700	11 400

25. Tamaño de la cuña o chaveta en función del diámetro del eje, tomado de la norma ANSI B17.1-1967 (R98)

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1/4	1/4	3/16
1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	5/16	5/16	1/4
1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	3/8	3/8	1/4
1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1/2	1/2	3/8
2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	5/8	5/8	7/16
2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	3/4	3/4	1/2
3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	7/8	7/8	5/8
3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1	1	3/4
4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	7/8
5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1
6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	9	2	2	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>
9	11	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>
11	13	3	3	2
13	15	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
15	18	4		3
18	22	5		3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B17.1-1967 (R98) con autorización de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.

Nota: Se prefieren los valores en las áreas no sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.

26. Esfuerzos admisibles para pernos, tomado de diseño de elementos de máquinas Cuarta edición, Robert L. Mott

Grado ASTM	Esfuerzo cortante admisible	Esfuerzo de tensión admisible
A307	10 ksi (69 MPa)	20 ksi (138 MPa)
A325 y A449	17.5 ksi (121 MPa)	44 ksi (303 MPa)
A490	22 ksi (152 MPa)	54 ksi (372 MPa)

27. Dimensiones de roscas estándar americanas, tomado de diseño de elementos de máquinas Cuarta edición, Robert L. Mott

A. Tamaños numerados					
Tamaño	Diámetro mayor básico (pulg)	Roscas gruesas: UNC		Roscas finas: UNF	
		Roscas por pulg	Área de esfuerzo de tensión (pulg <sup>2</sup> )	Roscas por pulg	Área de esfuerzo de tensión (pulg <sup>2</sup> )
0	0.0600			80	0.001 80
1	0.0730	64	0.00263	72	0.002 78
2	0.0860	56	0.00370	64	0.003 94
3	0.0990	48	0.00487	56	0.005 23
4	0.1120	40	0.00604	48	0.006 61
5	0.1250	40	0.00796	44	0.008 30
6	0.1380	32	0.00909	40	0.010 15
8	0.1640	32	0.0140	36	0.014 74
10	0.1900	24	0.0175	32	0.0200
12	0.2160	24	0.0242	28	0.0258
B. Tamaños fraccionarios					
1/4	0.2500	20	0.0318	28	0.0364
5/16	0.3125	18	0.0524	24	0.0580
3/8	0.3750	16	0.0725	24	0.0878
7/16	0.4375	14	0.1063	20	0.1187
1/2	0.5000	13	0.1419	20	0.1599
9/16	0.5625	12	0.182	18	0.203
5/8	0.6250	11	0.226	18	0.256
3/4	0.7500	10	0.334	16	0.373
7/8	0.8750	9	0.462	14	0.509
1	1.000	8	0.606	12	0.663
1 1/8	1.125	7	0.763	12	0.856
1 1/4	1.250	7	0.969	12	1.073
1 3/8	1.375	6	1.155	12	1.315
1 1/2	1.500	6	1.405	12	1.581
1 3/4	1.750	5	1.90		
2	2.000	4 1/2	2.50		

28. Fotografías de la construcción de la máquina



**Vista superior de la base de los rodillos de rolado**



**Vista frontal del acople para el rodillo de aplaste**



**Vista superior del perno que sube y baja el rodillo superior**



**Vista superior del volante de la roladora**



**Vista frontal de la roladora sin los rodillos**



**Vista lateral de la roladora sin el motor-reductor**



**Vista posterior de la roladora sin el motor-reductor**