

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Análisis y Corrección de Fallas de Elementos Mecánicos de
Laminador Plano Artesanal y Diseño de Laminador Semi-
industrial”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIEROS MECÁNICOS

Presentada por:

Stéfano Enrique Jibaja Rivadeneira

Daniel Philip Leuschner Ubilla

César Enrique Peñafiel Montaña

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2012

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi Papá por darme la fuerza y aliento en cada momento de mi vida, a mis hermanos y familia paterna que siempre estuvieron ahí cuando los necesitaba y a mis compañeros de tesis que sin su invaluable ayuda no se hubiera culminado con esto.

Stéfano Enrique Jibaja Rivadeneira

Agradezco a mi mamá por todo su apoyo y por haber hecho de mí el hombre que en estos momentos soy, agradezco a todas las personas que hicieron posible la realización de esta tesis, especialmente a mis compañeros de tesis y al Ingeniero Ignacio Wiesner por su invaluable guía.

Daniel Philip Leuschner Ubilla

Agradezco a mis padres por su apoyo incondicional a lo largo de mi vida académica, a mi novia y compañeros de tesis que con su motivación y fuerza de empuje me fue posible llevar a cabo la realización de la presente.

César Enrique Peñafiel Montaña.

DEDICATORIA

A Dios, porque sin él no seríamos nada, a mi papá y mi hermano Mario que con su apoyo, aliento y cariño han hecho el hombre de bien que soy, a Amor por la paciencia y el cariño dado todo este tiempo.

Stéfano Enrique Jibaja Rivadeneira

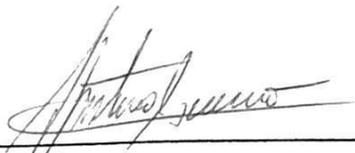
A Dios, en especial a mi mamá por ser mi guía y dar todo por mí, a mi abuela, a mi abuelo que en paz descansa por ser la fuente de mi inspiración. A mi novia por su constante apoyo.

Daniel Philip Leuschner Ubilla

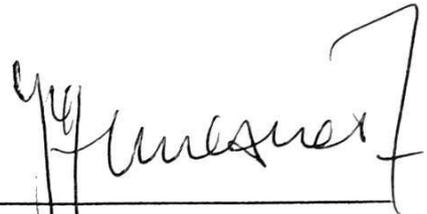
A Dios, y en especial a mi madre ya que a lo largo de mi vida ha sido mi pilar fundamental tanto en lo moral, económico e intelectual. A mi novia y demás familiares que siempre desearon mi buen porvenir a lo largo de mi carrera.

César Enrique Peñafiel Montaña.

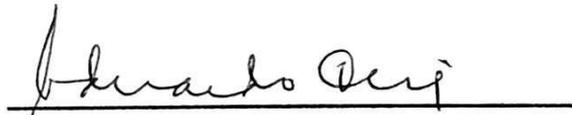
TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ing. Gustavo Guerrero M.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Ignacio Wiesner F
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Eduardo Orcés P.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, nos corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de graduación de la ESPOL)


Stéfano Enrique Jibaja Rivadeneira


Daniel Philip Leuschner Ubilla


César Enrique Peñafiel Montaña

RESUMEN

La presente tesis contempla el Análisis y corrección de fallas de elementos mecánicos de laminador plano artesanal los cuales nos sirvieron de guía para el desarrollo del diseño de laminador semi – industrial, cuya estructura sea semejante al diseño original artesanal pero a una escala mayor.

Para el diseño de la laminadora se hizo un análisis de los materiales que se iban a emplear en la construcción de cada elemento, los cuales debido al diseño deberán cumplir con normas que se vieron reflejadas en los cálculos realizados para su debida justificación, la cual se encontrará debidamente desarrollada a lo largo de este proyecto. Los cálculos obtenidos anteriormente fueron el preámbulo para el inicio de una simulación en 3 dimensiones que corroboró que los cálculos son factibles y cumplen con todas las especificaciones que serán implementadas en su fábrica. En función de las mejoras y correcciones de falencias y defectos operativos, se tuvo bases suficientes para el diseño de una máquina industrial mejorada, la cual tiene características similares a la anterior, pero con la diferencia de su mayor capacidad de transmitir carga de deformación plástica y así obtener un producto final de mayor dimensión.

Se realizaron planos de los elementos principales que conforman la máquina, lo cual ayudó a la elaboración de un plano en Tercera Dimensión (3D) de la misma, el castillete y rodillos fueron calculados considerando los materiales

hierro gris ASTM A58, acero SAE A36 respectivamente, de producción corriente en INTRAMET, lo que garantiza una larga vida al menor costo y bajos problemas de fabricación, se estimó que deberán llevar un proceso de tratamiento térmico para mejorar sus propiedades superficiales y una forma de barril para que laminen con mayor eficiencia.

Mediante el uso de la herramienta digital SolidWorks se comprobó, aplicando diversos esfuerzos a los elementos diseñados, que estos no sufrían mayores complicaciones en su estructura y que tenían un factor de seguridad apropiado para su posterior fabricación y uso.

En base al objetivo principal planteado se logró diseñar una máquina laminadora semi – industrial con la capacidad de realizar dicho proceso para placas de mayor dimensión para metales no ferrosos y transformarlos en materia prima para que así por medio de estos procesos se obtenga un determinado producto final. Dentro de las características reales de la máquina semi- industrial destacamos la capacidad de laminación de un 1.5% de porcentaje de reducción del espesor inicial por pasada, requiriendo para dicho propósito de una fuerza de laminación de 74159.28N, torque por rodillo de 206.16 N-m y una potencia de 86.82 Hp.

Dado los estudios realizados, se determinó que los costos de fabricación bordean los US\$25000, costo total en el cual están contemplados los

procesos de manufacturado y mano de obra, mismo que representan un porcentaje bajo con relación a considerar una importación.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	V
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XVI
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. DISEÑO CONCEPTUAL	5
1.1 Revisión de laminador artesanal.....	5
1.2 Despiece en 3D.....	13
1.3 Falencias en el diseño artesanal	17
1.4 Requerimiento de prototipo semi-industrial.....	20
CAPÍTULO 2	
2. DISEÑO, CÁLCULOS Y SELECCIÓN DE MATERIALES PARA ELEMENTOS MECÁNICOS.....	22

2.1 Cálculo de castillete y rodillos de laminación.....	22
2.2 Cálculo de elementos mecánicos de transmisión de potencia.....	43
2.3 Cálculo de sistema de lubricación y ajuste de porcentaje de reducción.....	71
2.4 Selección de equipo de registro de datos de laminación.....	109
2.5 Selección de materiales para la construcción.....	114

CAPÍTULO 3

3. EVALUACIÓN DEL DISEÑO Y COSTOS.....	121
3.1 Aplicación de programa de computación para revisión del diseño..	121
3.2 Valoración de costos de fabricación.....	126

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	131
--	-----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

cm	Centímetro
$\frac{\text{ft}}{\text{min}}$	Pie por minuto
g	Gramo
$\frac{\text{g}}{\text{mm}^3}$	Gramo por milímetro cúbico
HB	Dureza Rockwell B
HP	Potencia en Horse Power
HRC	Dureza Rockwell C
in	Pulgada
$\frac{\text{J}}{\text{Kg K}}$	Joule por kilogramo Kelvin
Kg	Kilogramo
$\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$	Kilogramo por metro cúbico
$\frac{\text{KJ}}{\text{Kg*K}}$	Kilo Joule por Kilogramo Kelvin
KN	Kilo Newton
KN*m	Kilo Newton metro
KPa	Kilo Pascal
KW	Kilo Watts
$\frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$	Libra por pulgada cuadrada

lpm	Litros por minuto
m	Metro
m ²	Metro cuadrado
$\frac{m}{s}$	Metro por segundo
$\frac{m^3}{s}$	Metro cúbico por segundo
mm	Milímetro
mm ³	Milímetro cúbico
$\frac{mL}{min}$	Mililitros por minuto
$\frac{mL}{rev}$	Mililitros por revolución
MPa	Mega Pascal
N	Newton
N*m	Newton metro
$\frac{N}{m}$	Newton por metro
N.-	Número
N10	Calidad superficial
Pa	Pascal
Pa*s	Pascal segundo
rpm	revoluciones por minuto
W	Watts
°C	Grado Centígrado

SIMBOLOGÍA

L'	Longitud del cojinete
D	Diámetro del cojinete
β	Razón de la presión de diseño
p_f	Presión suministrada
p_0	Presión en el orificio
W	Carga máxima del sistema
A_e	Área efectiva del cojinete
W^{\rightarrow}	Factor de carga
a	Separación axial de los agujeros
b	Separación radial de los orificios
γ	Factor de flujo circunferencial
λ	Rigidez adimensional
Q	Razón de flujo
C	Holgura radial
n	Número de orificios
η	Viscosidad absoluta
B^{\rightarrow}	Factor de flujo de un agujero
Pot	Potencia requerida por un cojinete
p	Profundidad del orificio
A_a	Área del orificio
A_t	Área total
r	Radio del orificio
R_c	Radio del cojinete
R_r	Radio exterior del cojinete
A_f^{\rightarrow}	Área de fricción efectiva
N'	Velocidad de trabajo
C_D	Holgura diametral
l	Longitud del capilar
d	Diámetro del capilar

Q_0	Flujo del capilar
Kc	Constante del capilar
T_{prom}	Temperatura promedio del lubricante
ΔT	Diferencias de temperaturas
ρ	Densidad del lubricante
Re	Número de Reynolds
v	Velocidad promedio del lubricante
C_v	Calor específico
ζ	Constante de diseño
ε	Excentricidad
β'	Angulo de hélice
α	Angulo de presión
α_t	Angulo en el plano transversal
μ	Relación de transmisión
$Z_{piñon}$	Número de diente de piñón
Z_{corona}	Número de dientes del engrane
σ_c	Esfuerzo límite de contacto
σ_H	Esfuerzo admisible de contacto
C_p	Coeficiente elástico
W^t	Carga transmitida
M_t	Momento torsor
K_0	Factor de sobrecarga
K_v	Factor dinámico
K_s	Factor de tamaño
K_m	Factor de distribución de carga
d_p	Diámetro de paso
F	Ancho de la cara del diente
C_f	Factor de condición superficial
l	Factor geométrico
m_g	Razón de carga
a_w	Distancia entre centros
K_B	Coeficiente de concentración de carga
ψb_a	Ancho relativo según la dureza
ψb_{d1}	Ancho relativo al diámetro
SH	Mínimo coeficiente de seguridad al contacto
KHL	Factor de duración al contacto
NHb	Ciclos en función de la dureza

NHE	Ciclos en función de horas
K_A	Factor de aplicación de carga
Z_H	Factor de zona
η	Factor de seguridad
S_{ut}	Resistencia a la tensión
S_y	Resistencia a la fluencia
S_e	Límite de fatiga
K_a	Factor de superficie
K_b	Factor de tamaño
K_c	Factor de carga
K_d	Factor de temperatura
K_e	Factor de efectos varios
K_f	Factor de confiabilidad
P_d	Paso diametral
f_0	Coeficiente de altura del diente
c_0	Coeficiente del juego radial
h'	Ademndun
h''	Dedemdun
t	Paso normal
r_i	Radio base del diente
D_e	Diámetro exterior del (piñón/engranaje)
D_i	Diámetro de pie del diente
D_0	Diámetro base del aro
d_{eje}	Diámetro del eje (piñón/engranaje)
d_1	Diámetro relativo al diámetro del eje
\sqrt{a}	Constante de Neuber
K_t	Factor de concentración de esfuerzos geométricos
K_{tf}	Factor de concentración de esfuerzos geométricos en flexión
K_{tt}	Factor de concentración de esfuerzos geométricos en torsión
σ_a	Esfuerzo alterno
σ_m	Esfuerzo medio
t_0	Espesor inicial de la placa
t_f	Espesor final de la placa
d	Draft
d_{max}	Draft máximo
r_e	Reducción
μ'	Coeficiente de fricción

R_R	Radio del rodillo
ϵ	Esfuerzo real de deformación
k	coeficiente de resistencia
n	Endurecimiento por deformación
Y_f	Esfuerzo de fluencia
L	Longitud de contacto
T	Momento de torsión
P	Potencia de laminación
F	Fuerza de laminación
S_n	Resistencia por durabilidad
S'_n	Resistencia por durabilidad modificada
A_{95}	Área referencial
d_{equi}	Diámetro equivalente
L_e	Longitud equivalente
c_c	Razón de esbeltez

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Ensayo de laminación con aluminio muestra desperfectos por falta de alineación de rodillos.....	9
Figura 1.2	Rodillos de laminación.....	10
Figura 1.3	Cojinete de deslizamiento con roscas deformadas	11
Figura 1.4	Tornillos de sujeción con hilos dañados	12
Figura 1.5	Tuberías en malas condiciones y fugas de lubricante	13
Figura 1.6	Despiece de laminadora.....	14
Figura 1.7	Lista de materiales de laminadora.....	15
Figura 1.8	Secuencia de lista de materiales de laminadora.....	16
Figura 2.1	Proceso de laminación plana.....	22
Figura 2.2	Laminación plana, dimensiones y variables.....	23
Figura 2.3	Rodillo de laminación con dimensiones.....	32
Figura 2.4	Diagrama de fuerzas del rodillo.....	33
Figura 2.5	Diagrama de cortante.....	33
Figura 2.6	Diagrama de momento.....	34
Figura 2.7	Obtención del factor geométrico	58
Figura 2.8	Especificaciones de los engranes	59
Figura 2.9	Variables para el cálculo de los dientes de los engranes y piñones.....	59
Figura 2.10	Eje transmisor principal.....	67
Figura 2.11	Análisis de fuerzas tangenciales, fuerza cortante y momento Flector.....	68
Figura 2.12	Análisis de fuerzas radiales, fuerza cortante y momento Flector.....	69
Figura 2.13	Tipos de cojinetes.....	72
Figura 2.14	Tipos de lubricante.....	76
Figura 2.15	Capacidad de carga de un cojinete hidrostático.....	89
Figura 2.16	Dimensiones típicas de un cojinete hidrostático.....	90
Figura 2.17	Rango de operación de las bombas.....	101
Figura 2.18	Eficiencia vs Presión.....	102
Figura 2.19	Volumen, presión y potencia de entrada.....	104
Figura 2.20	STRAIN GAGES y gráfico de deformación unitaria vs cambio de la resistencia.....	110

Figura 2.21	Tipos de STRAINGAGES.....	111
Figura 2.22	Puente de WHEATSTONE, circuito completo.....	112
Figura 2.23	Colocación de STRAINGAGEs en el castillete	113
Figura 2.24	Sistema de adquisición de datos.....	114
Figura 2.25	Proceso de obtención del acero SAE 1020 y Microestructura.....	115
Figura 2.26	Proceso de obtención del acero ASTM A48 (fundición gris) y microestructura.....	117
Figura 2.27	Proceso de obtención del bronce ASTM B271 y Microestructura.....	119
Figura 3.1	Castillete – Tensiones.....	125
Figura 3.2	Castillete – Desplazamientos.....	125
Figura 3.3	Castillete - Deformaciones unitarias.....	126

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Valores de coeficiente de resistencia (K) y del exponente de endurecimiento por deformación (n).....	25
Tabla 2	Datos físicos del rodillo.....	32
Tabla 3	Propiedades de los acabados superficiales.....	34
Tabla 4	Constante de Neuber para aceros.....	37
Tabla 5	Factores de análisis para acabados superficiales.....	40
Tabla 6	Valores para constantes empíricas.....	46
Tabla 7	Valores de Sut y exponente b , dependiendo del acabado superficial.....	53
Tabla 8	Factor de confiabilidad.....	55
Tabla 9	Valor de K_0 dependiendo de la fuente de potencia.....	56
Tabla 10	Obtención del factor C_1	62
Tabla 11	Selección del tamaño para las cadenas.....	64
Tabla 12	Velocidades máximas recomendables..	64
Tabla 13	Rigidez adimensional para cojinetes con n agujeros.....	91
Tabla 14	Valores de viscosidad y densidad de los diferentes lubricantes sintéticos y minerales.....	92
Tabla 15	Propiedades según norma ASTM A48.....	117

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO1	Rodillo de laminación.
PLANO2	Cojinete superior con anillo
PLANO3	Sección de cojinete superior.
PLANO4	Anillo del cojinete.
PLANO5	Sección del cojinete.
PLANO6	Castillete.
PLANO7	Engranaje helicoidal.
PLANO8	Piñón helicoidal.
PLANO9	Engranaje recto.
PLANO10	Volante
PLANO11	Despiece máquina semi-industrial.

(Ver Apéndice)

INTRODUCCIÓN

El laminado es un proceso de deformación en el cual el espesor del material de trabajo se reduce mediante fuerzas de compresión ejercida por dos rodillos opuestos, logrando hacer más resistente el metal y permitiendo obtener espesores diferentes según la demanda. La superficie de laminado en frío está libre de incrustaciones o capas de óxido y es generalmente superior a los correspondientes productos laminados en caliente. Estas características hacen de las láminas, tiras, rollos laminados en frío, un material ideal para estampados, paneles exteriores y otros productos que van desde automóviles, utensilios y muebles de oficina.

En Ecuador no existen muchas empresas que realicen laminación en frío, en su gran mayoría con metales no ferrosos, por lo cual existe la oportunidad de implementar este proceso de manufactura que es novedoso dentro del mercado nacional ya que es de mucha importancia para distintas aplicaciones, cuyo estudio es crucial para satisfacerlas y mucho más aún si la materia prima utilizada es de reciclaje.

Debido a la prohibición de exportar chatarra, las empresas nacionales se han visto en la necesidad de aprovechar el exceso de metales no ferrosos reciclados con el fin de transformarlos mediante el proceso de laminado en productos que cubran la demanda interna.

Este análisis se realizó para que nuestro país logre una autosuficiencia de dichos metales, proyectando un crecimiento económico, intelectual y tecnológico de las empresas.

Lo ya citado fue una pauta para poner en marcha una idea que tenía como fin sacarle el máximo provecho y así desarrollar la tecnología necesaria por medio de los conocimientos adquiridos. La iniciativa nació a raíz de la necesidad de laminar metales no ferrosos, como son: aluminio, cobre y sus diferentes aleaciones que a su vez son demandados en el mercado para diferentes espesores.

Para lograr dichos objetivos fue necesario analizar a fondo el proceso de laminación en frío y a su vez conocer las necesidades que presentan los consumidores, las cuales se contemplan en específicas áreas de la producción con su mayor exponente que es la construcción, ya que son indispensables en la diseño de estructuras para darle mayor rigidez con material más liviano lo que permite abaratar costos y no depender de los manufacturados de acero.

Mediante el decreto ya aprobado y gracias a la iniciativa de nuestro director de tesis y sus colaboradores contéplanos la posibilidad de incursionar en temas referentes a la laminación, ya que en la facultad contamos con un prototipo artesanal que serviría como pauta para un posterior diseño semi industrial.

La máquina artesanal fue sometida a un análisis riguroso que se efectuó con la finalidad de conocer los diferentes sistemas tanto de potencia, lubricación y porcentaje de reducción, y paralelamente por medio de un análisis de microestructura conocer la constitución de los diferentes material implicados en este diseño, esto sirvió como base para el posterior prototipo de una máquina a mayor escala.

En vista que la máquina artesanal llegó en pésimas condiciones, uno de los objetivos específicos fue de darle mantenimiento y reparar sus partes debido a que estas no funcionaban correctamente. Con el fin de mejorar el desempeño y diseño de sus partes constitutivas, fue necesario someter a los rodillos a un proceso de rectificado, el cual garantiza un óptimo desempeño de laminación. Paralelamente por motivos de seguridad surgió la idea de implementar un accesorio con la característica de proteger la integridad física del obrero. Este proporciona una barrera entre los rodillos y las manos del personal operativo.

El objetivo principal de la presente tesis es de diseñar una máquina laminadora de características semi – industriales y de esa manera aprovechar el exceso de material reciclado no ferroso y transformarlo en materia prima para que así por medio de otros procesos se obtenga un determinado producto final.

Bajo el análisis realizado de la máquina artesanal se hizo el diseño del rodillo de laminación, castillete, engranes y cojinetes en función de las dimensiones de la placa a emplear que son de 200 mm de ancho con un espesor de 20 mm.

Los rodillos de laminación se analizaron en función de cargas puntuales de flexión cuyos valores sirvieron para determinar el factor de seguridad el cual fue satisfactorio para el diseño. El diseño del castillete se realizó según la necesidad de que debía ser robusto y que a su vez debería soportar las cargas de laminación. Los engranes seleccionados son helicoidales debido a su eficiencia y la disminución de ruido que proveen los mismos.

Se diseñó el sistema de lubricación de la máquina, es de tipo hidrostática, este tipo de lubricación requiere de una bomba externa para aplicar el lubricante a una presión requerida que permita una película de separación continua entre el muñón y la superficie del cojinete.

CAPÍTULO 1

1. DISEÑO CONCEPTUAL

1.1. Revisión de laminador artesanal

Descripción

La laminadora artesanal marca C. Cattane o modelo 120-190 código Espol número 903 de propiedad de la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL) fue adquirida por la unidad académica para fines de adiestramiento de los estudiantes de la facultad en cuestión. La característica principal es de laminar materiales planos no ferrosos a temperatura ambiente y a escala de platería. También se destaca por poseer un motor eléctrico trifásico

tipo jaula de ardilla de 1800 rpm de velocidad angular, 480 Voltios y 20 HP de potencia.

La potencia del motor es transmitida mediante un sistema de tres bandas en V y una polea de material de hierro nodular, la cual está unida mediante un eje a un tren de engranajes tipo helicoidal, que por sus cualidades permiten una mayor eficiencia en la transmisión de carga y un bajo porcentaje de vibración, la reducción de velocidad es lograda, gracias a la configuración de bandas, poleas y engranes que dispuestos con sus ejes paralelos, logran reducir la velocidad motriz de 1800 – 25 (rpm), todo el sistema de generación motriz está soportado por medio de un block o castillete encargado de resistir el peso de los rodillos, cojinetes, elementos de transmisión y la vibración que se generará por el motor, el sistema de potencia y la carga propia de laminación, este ha sido manufacturado en base a una fundición de hierro por las grandes ventajas que proporciona este material a las necesidades mecánicas que se suscitan en el proceso, la principal bondad del hierro, es la de disipar vibraciones y por su robustez, proporciona estabilidad a la maquina en su totalidad.

El diseño del mismo consta de dos elementos robustos huecos, que permiten la integración de los cojinetes y por ende el descanso de los rodillos en estos, cabe mencionar que estos dos elementos robustos

se encuentran unidos por dos pasadores de acero, cuya función es de proporcionar mayor rigidez estructural.

El sistema de lubricación que tiene la laminadora artesanal es hidrostático, este tipo de lubricación requiere que se abastezca el fluido a presión y que el lubricante forme una película de separación de pocas micras entre el muñón y el cojinete en todo momento mediante la introducción del fluido a presión constante mediante una bomba de desplazamiento positivo.

La máquina consta de dos rodillos macizos que fueron manufacturados de acero comercial con un tratamiento térmico de templado superficial cuya finalidad es aumentar la dureza y resistencia del mismo, para ello se calienta el acero a una temperatura ligeramente más elevada que la crítica superior (800 – 850°C) y se enfría luego en un medio como aceite o al ambiente, con el cual estos alcanzan un grado de dureza de hasta 50 HRC. Un dato muy importante de resaltar es el grado de rugosidad de los rodillos.

En laminación en frío juega un papel fundamental el coeficiente de fricción, ya que la rugosidad está ligada a la velocidad de deslizamiento de la placa a laminar.

Por medio de un análisis de micro estructura se comprobó el acabado superficial de los barriles N10. Su base estructural que resiste todo el peso y las cargas aplicadas, está manufacturado en fundición de hierro, con la finalidad de minimizar vibraciones, aumentar la estabilidad y brindar rigidez a los elementos que la conforman.

Fallas

Condición de Llegada y Prueba de Funcionamiento.

Sistema de lubricación presentaba fugas en cojinetes, cañerías y múltiples, la bandeja contenedora de aceite presentaba lubricante en muy mal estado con alto contenido de impurezas. Por consiguiente los cojinetes presentaban un taponamiento en los canales de distribución y los tornillos de sujeción de los cojinetes con hilos defectuosos.

El sistema de potencia presentaba desgaste y picaduras en varios dientes de los engranes.

Los rodillos de laminación mostraban un desgaste mínimo en la superficie de contacto. Bandas transmisoras con ligero estiramiento y desgaste lateral en su sección.

Sistema eléctrico con cables en mal estado y switch destruido, impedían el accionamiento normal de la laminadora. Existía falta de alineación de los rodillos de laminación debido a un mal uso de los mismos, lo que daba como resultado un proceso y producto final defectuoso, esto se puede evidenciar en la figura 1.1.



FIGURA 1.1. ENSAYO DE LAMINACIÓN CON ALUMINIO MUESTRA DESPERFECTOS POR FALTA DE ALINEACIÓN DE RODILLOS.

Partes de la Máquina Afectadas

- Cilindros de laminación. (Presencia de picaduras superficiales).
- Cojinete superior derecho con sobrecalentamiento.
- Tornillo de sujeción o acople con hilo defectuoso.
- Cañerías de cobre conductoras de lubricante con defectos en el terminal.

Cilindros de Laminación

Pruebas metalográficas permitieron identificar el material de los rodillos, es un acero comercial sometido a proceso de templado. Dichos rodillos presentaban un desgaste mínimo que fue corregido con el debido rectificado de la superficie de ambos elementos, si bien el desperfecto de laminación no radicaba en la calidad superficial de los rodillos, por medio de este proceso de acabado se consiguió un margen casi exacto de espesor por pasada, teniendo como resultado una placa uniforme en cuanto a espesor y grado de calidad superficial.



FIGURA 1.2. RODILLOS DE LAMINACIÓN

Cojinete Superior Derecho

La máquina está diseñada con pares de cojinetes para cada rodillo, dichos cojinetes están manufacturados en bronce al aluminio. Como

es de conocimiento, el bronce es un material altamente maleable y dúctil. Debido a dicha característica, las roscas de los cojinetes sufrieron deformación y ruptura en gran parte debido al sobre-esfuerzo no homogéneo al que se expuso la máquina al laminar alambre templado, operación que no está permitida y no debe hacerse.



FIGURA 1.3. COJINETE DE DESLIZAMIENTO CON ROSCAS DEFORMADAS.

Tornillo de Sujeción o Acople

Este tornillo permite un acople del cojinete que a su vez se encarga de tener aprisionado al rodillo superior y que con ingenio del diseñador, se manipula el porcentaje de laminación por medio de un juego de engranes rectos y una volante que rigen el movimiento del rodillo de abajo hacia arriba.

Recíprocamente, el cojinete arriba mencionado estaba acoplado por medio de este perno de seguridad, el cual sufrió un severo daño en sus hilos.



FIGURA 1.4. TORNILLOS DE SUJECCIÓN CON HILOS DAÑADOS

Cañerías de Cobre Conductoras de Lubricante

Revisado el sistema de lubricación se encontró con el problema de tener tuberías tapadas por exceso de polvo en el depósito, una vez que llegó la máquina al taller, lo primero que se hizo fue hacerla laminar en condiciones que se recibió y se detectó que el sistema de lubricación no funcionaba normalmente, las fugas de lubricante eran visibles, y la máquina no podía estar prendida por más de 2 minutos porque los cojinetes se calentaban fuera de lo normal.

Como observación queda claro que la máquina en su período de funcionamiento el encargado de mantenimiento nunca le hizo un cambio de aceite ya que el reservorio contenía un alto nivel de impurezas.



FIGURA 1.5. TUBERÍAS EN MALAS CONDICIONES Y FUGAS DE LUBRICANTE

Explicación de mal Funcionamiento por Atascamiento de Mecanismos

En las primeras pruebas de trabajo (puesta en marcha) el mecanismo reaccionó con un abrupto frenado, el mismo que generó una parada violenta del sistema obligando a des-energizar la máquina como medida de seguridad, este fallo se acrecienta durante la laminación ya que el mecanismo en su totalidad está conformado por engranes helicoidales. Engranés que como bien es conocido, se caracterizan por presentar una superficie mayor de contacto entre sus caras, es más seguro que genere truncamiento más fácilmente que en los de engranes rectos.

1.2 Despiece en 3D

Se realizó un gráfico detallado en 3D de la máquina laminadora artesanal, así de esta manera se visualiza de una mejor manera todas las partes que constituyen y forman la máquina en cuestión.

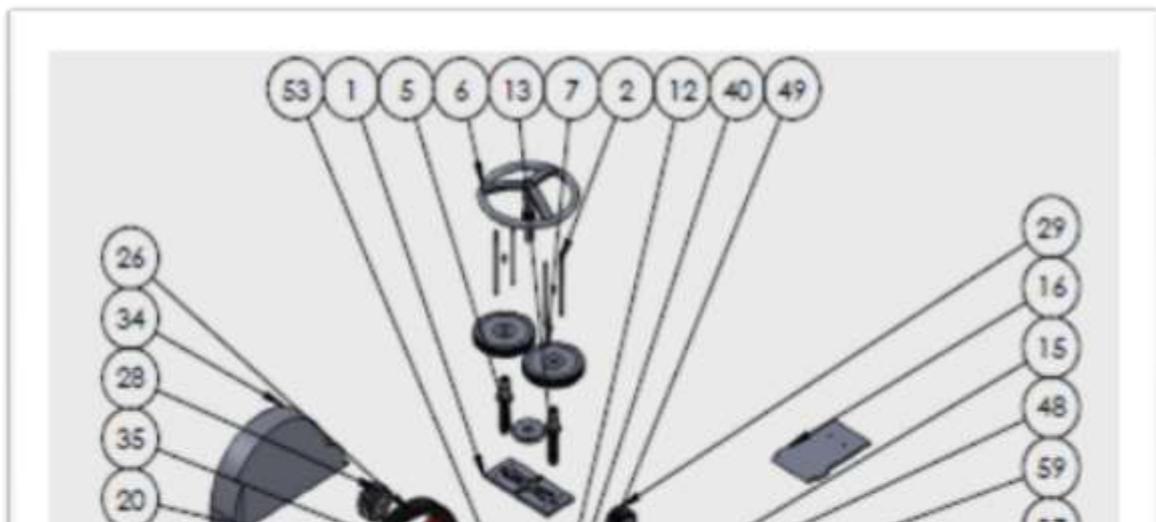


FIGURA 1.6 DESPIECE DE LAMINADORA

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	placa	1
2	guia	4
3	Plain Washer Chamfered Grade A_ISO	8
4	Hex Nut GradeC_ISO	4
5	contador	1
6	engrane 25 dientes	1
7	engrane 140 dientes	2
8	castillo	1
9	Hex Nut Structural GradeB 10_ISO	4
10	Hex Bolt GradeAB_ISO	2
11	Rodillo	2

FIGURA 1.7 LISTA DE MATERIALES DE LAMINADORA

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
36	castillo1	1
37	cojinete4	1
38	cojinete3	2
39	cojinete2-seguido	2
40	Cojinete 1 superior	1
41	Correa3-3^Ensamblaje de Ajuste de Rodillo A	1
42	Correa2-4^Ensamblaje de Ajuste de Rodillo A	1
43	Correa1-1^Ensamblaje de Ajuste de Rodillo A	1
44	ISO 4762 M6 x 10 --- 10N	2
45	ISO 4762 M2.5 x 6 --- 6N	12

FIGURA 1.8 SECUENCIA DE LISTA DE MATERIALES
1.3 Falencias en el Diseño Artesanal

Las diferentes falencias que presentó la laminadora para uso artesanal se deben a varios factores que influenciaron en su desempeño y que se anotan a continuación:

Diseño para Seguridad del Operador

Una de las falencias más resaltante de la maquina artesanal es la falta de seguridad que ofrece al operador. Al maniobrarla el personal

encargado de la operación se ve expuesto a un accidente de gravedad, debido a que los rodillos al encontrarse al descubierto pueden arrastrar alguna extremidad causando una discapacidad permanente.

Elementos de cubierta mal diseñados, puestos que causan complejidad en su remoción, debido a su excesivo peso y difícil acceso.

Sobredimensionamiento Estructural de la Base

Si bien una máquina herramienta se caracteriza por su robustez, es necesario decir que la máquina en cuestión presenta falencias en el diseño estructural, puesto que está conformada por una base excesivamente desproporcionada. El sobredimensionamiento hace difícil la reubicación o el traslado de un sitio a otro por motivos de mantenimiento, generando molestias y cierto margen de peligrosidad al operador.

Diseño del Sistema de Lubricación

Tuberías expuestas al exterior y con diversas maneras de estropearse. Carencia de filtros en la bomba de lubricante para que evite así la contaminación del mismo.

Mala elección del material con los que fueron elaborados los múltiples de admisión, eran propensos a sufrir deformaciones en su estructura, como por ejemplo la pérdida de los hilos en las roscas.

Diseño y Mantenimiento

Como la estructura es robusta y con acceso al mismo muy limitados, hace que no sea fácil su mantenimiento, dedicándole mayor tiempo a su reparación del que está estipulado. Puesto que el espacio era restringido, la remoción de los elementos de transmisión y sujeción no eran ergonómicos para el personal de mantenimiento.

Ubicación del motor con acceso confinado, lo que dificultaba su traslado para su reparación si fuese el caso, del mismo modo sustituir la bandas era dificultoso ya que había que levantar el motor de gran peso por medio de artimañas; como palancas, cabo y la utilización de un tecele, Pernos de anclaje del castillete con respecto a la base requerían de un ajuste forzado, no se lo garantizaba debido al limitado espacio para generar palanca. De igual forma el desajuste se transformaba en una operación complicada.

Elementos de Transmisión de Poder

Los engranes helicoidales presentaron picaduras en su constitución debido a un mal proceso de fundición, haciendo visible su deterioro.

Se presume que en la fundición, al rellenar el molde para la elaboración de los engranes no se lo efectuó de manera adecuado por lo cual existía vacancia en su estructura, dicho resultado se debe a un mal diseño o falta de la mazarota en el mismo.

Conjunto de Elementos de Mecanismo de Ajuste del Porcentaje de Reducción

El diseño de reducción carece de criterio, ya que el porcentaje dependía de valores empíricos dados por un cierto número de vueltas realizadas mediante una práctica previa, excesiva fuerza se aplicaba en el volante que acoplado a los engranes de dientes rectos transmitían el movimiento a los tornillos que gobernaban la altura del rodillo superior laminador y a su vez controlaban el porcentaje de reducción.

1.4 Requerimiento de Prototipo Semi- industrial

Debido a que el director general de servicio nacional de aduana del Ecuador, considerando que mediante decreto ejecutivo N.- 66 publicado en el registro oficial 405, el mismo que en su artículo 6 establece la prohibición de exportar chatarra junto con el consentimiento del presidente de Estado y sus delegados, acordaron esta disposición para evitar fugas de divisas en el mercado del metal.

Todo este análisis económico se realizó para que nuestro país logre una autosuficiencia de dicho metal, proyectando un crecimiento económico, intelectual y tecnológico de las empresas, esta acción fue una pauta para poner en marcha una idea que tenía como fin sacarle el máximo provecho a la disposición del decreto y así desarrollar la tecnología necesaria por medio de los conocimientos adquiridos. La iniciativa nació a raíz de la necesidad de laminar metales no ferrosos, como son: aluminio, cobre y sus diferentes aleaciones que a su vez son demandados en el mercado para diferentes espesores, para lograr dichos objetivos fue necesario analizar a fondo el proceso de laminación en frío y a su vez conocer las necesidades que presentan los consumidores, las cuales se contemplan en específicas áreas de la producción con su mayor exponente que es la construcción ya que son indispensables en el diseño de estructuras para darle mayor rigidez con material más liviano lo que permite que se abarate costos y no depender de los manufacturados de acero.

Se consideró como prototipo laminar hasta 300 mm de ancho en cualquiera de las aleaciones de Cobre y de Aluminio.

CAPÍTULO 2

2. DISEÑO, CÁLCULO Y SELECCIÓN DE MATERIALES PARA ELEMENTOS MECÁNICOS

2.1 Cálculo de Castillete y Rodillo de Laminación

Cálculo de la Carga y Potencia necesaria para la Laminación

Plana

El proceso básico ilustrado en la figura 2.1 es el laminado plano, que se usa para reducir el espesor de una sección transversal rectangular.

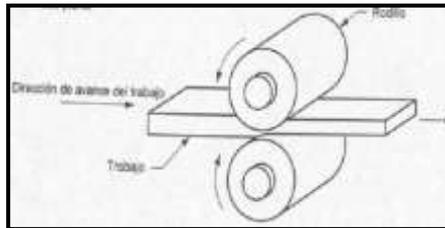


FIGURA 2.1. PROCESO DE LAMINACIÓN PLANA

En el laminado plano se presiona el trabajo entre dos rodillos de manera que su espesor se reduce a una cantidad llamada draft, en donde t_0 es el espesor inicial y t_f el espesor final.

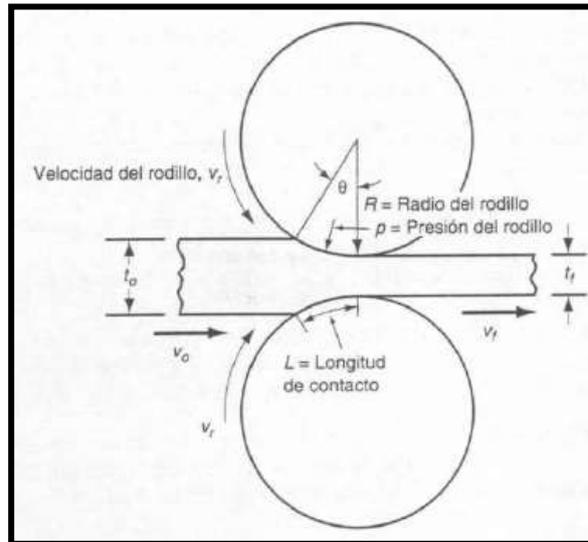


FIGURA 2.2. LAMINACIÓN PLANA, DIMENSIONES Y VARIABLES.

$$d = t_0 - t_f$$

El draft en algunas veces se expresa como una fracción del espesor del material inicial llamada reducción. Cuando se usa una serie de operaciones de laminado, la reducción se toma como la suma de adelgazamientos dividida entre el espesor original.

$$r_e = \frac{d}{t_0}$$

La fricción se presenta en el laminado con un cierto coeficiente de fricción, la fuerza de compresión de los rodillos multiplicada por dicho coeficiente da como resultado una fuerza de fricción entre los rodillos y el trabajo, en el lado de entrada del punto neutro la fuerza de fricción tiene una dirección, en el otro lado tiene la dirección opuesta, sin embargo, las dos fuerzas no son iguales, la fuerza de fricción es mayor en la entrada, de manera que la fuerza neta jala el trabajo a

través de los rodillos, el laminado no sería posible sin estas diferencias. Hay un límite para el máximo draft posible que puede alcanzar el laminado plano con un coeficiente de fricción, dado por:

$$d_{max} = \mu'^2 * R_R$$

Si la fricción fuese cero el adelgazamiento podría ser cero y esto haría imposible la operación del laminado, el coeficiente de fricción depende de varios factores como lubricación, material de trabajo y temperatura de trabajo. En el laminado en frío el valor es de alrededor de 0.1, en el trabajo tibio un valor típico es alrededor de 0.2 y en caliente es alrededor de 0.4, el esfuerzo real experimentado por el trabajo laminado se basa en el espesor del material antes y después del laminado. En forma de ecuación:

$$\epsilon = \ln \left(\frac{t_0}{t_f} \right)$$

Se puede usar el esfuerzo real de deformación para determinar el esfuerzo de fluencia promedio Y_f aplicado al material de trabajo en el laminado plano:

$$Y_f = \frac{K * \epsilon^n}{n + 1}$$

Donde los valores de K y n son propios de cada material y se los puede observar en tablas.

TABLA 1

VALORES DE COEFICIENTE DE RESISTENCIA (K) y DEL EXPONENTE DE ENDURECIMIENTO POR DEFORMACIÓN (n)

Material	Coeficiente de resistencia K		Exponente de endurecimiento por deformación, n
	$lb/pulg^2$	(MPa)	
Aluminio puro cocido	25000	175	0.10
Aluminio puro recocido	35000	240	0.15
Aluminio aleado endurecido por tratamiento térmico	60000	400	0.10
Cobre puro recocido	45000	300	0.50
Cobre aleado: Bronce	100000	700	0.35
Acero bajo carbono recocido	75000	500	0.25
Acero alto carbono recocido	125000	850	0.15
Acero aleado recocido	100000	700	0.15
Acero inoxidable, autentico, recocido	175000	1200	0.40

La fuerza con base al esfuerzo de fluencia promedio que experimenta el material de trabajo en la brecha entre los rodillos es:

$$F = Y_f * w * L$$

La longitud de contacto se puede aproximar mediante:

$$L = \sqrt{R_R(t_0 - t_f)}$$

El momento de torsión en el laminado se puede estimar suponiendo que la fuerza ejercida por los rodillos se centra en el trabajo, conforme pasa entre ellos y actúa con un brazo de palanca de la mitad de la longitud de contacto L' . Entonces, el momento de torsión para cada rodillo es:

$$T = 0.5 * F * L$$

La potencia requerida para mover cada rodillo es el producto del momento de torsión y la velocidad angular. La velocidad angular es $2\pi N$, donde N es la velocidad de rotación de los rodillos, Así la potencia para cada rodillo es $2\pi NT$. Al sustituir la ecuación

$$P = 2\pi * N * F * L$$

Cálculos para el Aluminio

$$d = t_0 - t_f = 20 - 19.7 = 0.3 \text{ mm}$$

$$r_e = \frac{d}{t_0} = \frac{0.3}{20} = 0.02$$

$$d_{max} = \mu'^2 * R_R = 0.1^2(103) = 1.03 \text{ mm}$$

$$\epsilon = \ln\left(\frac{20}{19.7}\right) = 0.02$$

$$Y_f = \frac{K * \epsilon^n}{n + 1} = \frac{175 * 0.02^{0.2}}{1.2} = 66.69 \text{ MPa}$$

$$L = \sqrt{R_R(t_0 - t_f)} = 0.00556 \text{ m}$$

$$F = Y_f * w * L = (66.69 * 10^6)(0.2)(0.00556) = 74159.28 \text{ N}$$

Torque para un rodillo

$$T = 0.5 * F * L = 0.5(74159.28)(0.00556) = 206.16 \text{ N * m}$$

Potencia para los dos rodillos

$$P = 2\pi * N * F * L = 2\pi(25)(74159.28)(0.00556) = 64767.95 \text{ W}$$

$$P = 86.82 \text{ HP}$$

Cálculos para el Cobre

$$d = t_0 - t_f = 20 - 19.7 = 0.3 \text{ mm}$$

$$r_e = \frac{d}{t_0} = \frac{0.3}{20} = 0.02$$

$$d_{max} = \mu'^2 * R_R = 0.1^2(103) = 1.03 \text{ mm}$$

$$\epsilon = \ln\left(\frac{20}{19.7}\right) = 0.02$$

$$Y_f = \frac{K * \epsilon^n}{n + 1} = \frac{300 * 0.02^{0.5}}{1.5} = 28.28 \text{ MPa}$$

$$L = \sqrt{R_R(t_0 - t_f)} = 0.00556 \text{ m}$$

$$F = Y_f * w * L = (28.28 * 10^6)(0.2)(0.00556) = 31447.36 \text{ N}$$

Torque para un rodillo

$$T = 0.5 * F * L = 0.5(31447.36)(0.00556) = 87.42 N * m$$

Potencia para los dos rodillos

$$P = 2\pi * N * F * L = 2\pi(25)(31447.36)(0.00556) = 27464.95 W$$

$$P = 36.82 HP$$

El valor máximo y el que se tomó en cuenta para los cálculos de engranes y lubricación son los del aluminio.

Cálculo del Castillete

Análisis A (columnas)

Este análisis se lo realiza para determinar cuanta carga para a poder soportar sin flexarse ya que por diseño se comporta como una columna corta, para lo cual se debe determinar la razón de esbeltez, la cual depende del radio del elemento, como es una figura rectangular se aplica la fórmula de área equivalente obtenida del libro de Diseño de Máquinas de "Robert L Norton" pág. 377 para sólidos rectangulares no rotativos.

$$A_{95} = 0.05bh$$

$$A_{95} = 0.05(131)(153.85) = 1007.72 \text{ mm}^2$$

Con el resultado obtenido proseguimos en el análisis del diámetro equivalente.

$$d_{\text{equi}} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}}$$

$$d_{\text{equi}} = \sqrt{\frac{1007.72}{0.0766}} = 114.7 \text{ mm}$$

Ahora podemos determinar el radio que se aplicara en la razón de esbeltez.

$$r = \frac{d_{\text{equi}}}{2}$$

$$r = \frac{114.7}{2} = 57.35 \text{ mm}$$

$$\frac{Le}{r}$$

$$\frac{Le}{r} = \frac{2L}{r} = \frac{2(103)}{57.35} = 3.59$$

Ahora se debe hacer una comparación de la razón de esbeltez con un c_c que también es denominado razón de esbeltez.

$$c_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_{pc}}}$$

$$c_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(100 \times 10^9)}{252 \times 10^6}} = 88.5$$

$$c_c > \frac{Le}{r}$$

Como el valor conseguido con el c_c es mayor que de la razón de esbeltez se aplica la fórmula parabólica para determinar el esfuerzo tangencial.

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3\left(\frac{Le}{r}\right) - \left(\frac{Le}{r}\right)^3}{8c_c}$$

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3(3.59)}{8(88.5)} - \frac{(3.59)^3}{8(88.5)^3} = 1.68$$

$$\sigma_t = \left[1 - \frac{\left(\frac{Le}{r}\right)}{2c_c^2} \right] \frac{\sigma_{pc}}{FS}$$

$$\sigma_t = \left[1 - \frac{(3.59)}{2(88.5)^2} \right] \frac{252 \times 10^6}{1.68} = 149965622.91 \text{ Pa} \rightarrow 149.97 \text{ MPa}$$

El esfuerzo obtenido nos permitirá saber cuánta carga podrá soportar la columna corta.

$$\begin{aligned} \sigma_t = \frac{F}{A} \rightarrow F = \sigma_t A &= 149965622.91 (131 \times 10^{-3})(153.85 \times 10^{-3}) \\ &= 3022459.64 \text{ N} \end{aligned}$$

Como la carga aplicada en la base es de 74159.28 N queda perfectamente demostrado que soportara dicha carga con facilidad ya que la obtenida fue de 3022459.64 N

Análisis B (elongación)

Para este análisis tendremos en cuenta que la elongación aplicada deber ser muchísimo menor a 1mm debido al proceso de laminación, por ende el valor más adecuado es el de 0.0118 mm.

$$\delta = \frac{PL}{AE}$$

Donde: P equivale a la mitad de la carga aplicada por los rodillos, la L es la distancia que existe en el interior del castillete donde se van a alojar los cojinetes y donde experimentara la carga axial por el proceso, A es el área de la sección transversal y E es módulo de elasticidad del material.

Este proceso se lo realiza para determinar el ancho de castillete el cual ser vera a continuación.

$$0.0118 \times 10^{-3} = \frac{\frac{74159.2}{2} (515 \times 10^{-3})}{A(100 \times 10^9)}$$

$$A = 16183.05 \text{ mm}^2$$

$$A = 131 \times 10^{-3} X$$

$$16183.05 = 131 \times 10^{-3} X \rightarrow X = 123.53 \text{ mm}$$

El ancho obtenido es de 123.53 mm que será de utilidad para determinar el ancho total que será de unos 400 mm.

Cálculo de Rodillo

TABLA 2
DATOS FÍSICOS DEL RODILLO.

Datos Físicos del Rodillo	
Densidad (ρ)	0.01 g/mm ³
Masa (m)	147807.13 g
Volumen (v)	18709763.8 mm ³
<u>Sut</u>	380 <u>MPa</u>

Diagrama de Reacciones:

$$+\uparrow \sum F_y = 0 \quad R_1 + R_2 - 74159.28 = 0$$

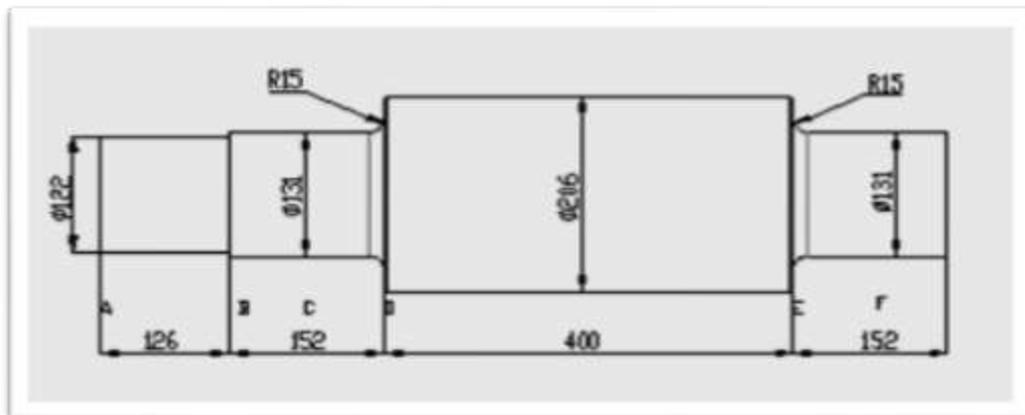


FIGURA 2.3. RODILLO DE LAMINACIÓN CON DIMENSIONES

$$\sum M_c = 0$$

$$-74159.28(200 + 76) + R_2(76 + 200 + 200 + 76) = 0$$

$$-20467961.28 + R_2(552) = 0$$

$$R_2 = 37079.64 \text{ [N]} \cong \mathbf{37.08 \text{ KN}}$$

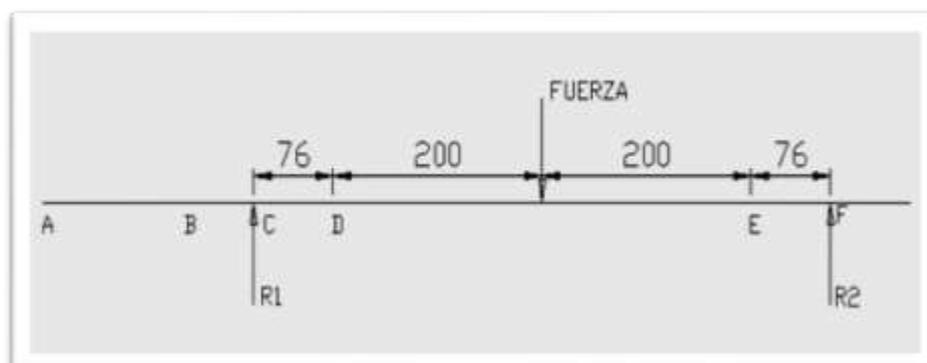


FIGURA 2.4. DIAGRAMA DE FUERZAS DEL RODILLO

$$R_1 + 37079.64 - 74159.28 = 0$$

$$R_1 = 37079.64 \text{ [N]} \cong 37.08 \text{ KN}$$

Diagrama de Cortante:

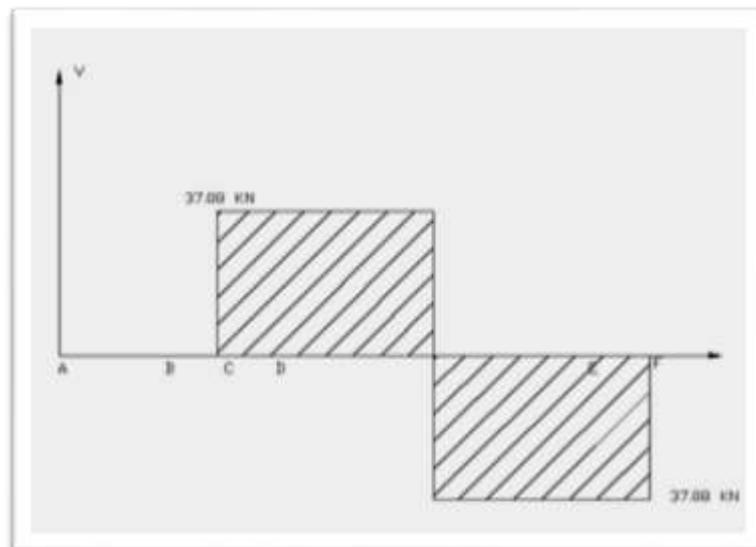


FIGURA 2.5. DIAGRAMA DE CORTANTE

Diagrama de Momento

$$M_{\max} = 37.08(276 \times 10^{-3}) = 10.23 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{critico}} = 37.08(76 \times 10^{-3}) = 2.82 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

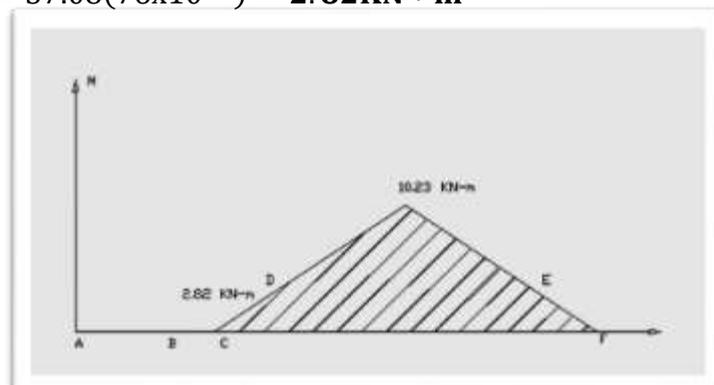


FIGURA 2.6. DIAGRAMA DE MOMENTO

Análisis de Factor de Seguridad η

$$\eta = \frac{S_{ut}}{S_e}$$

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

k_a (factor de superficie)

Debido a que la superficie del rodillo para hacer laminada se aplica los siguientes factores de análisis:

TABLA 3
PROPIEDADES DE LOS ACABADOS SUPERFICIALES

Acabado Superficial	Factor a		Exponente b
	Sut [kpsi]	Sut [MPa]	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.7	4.51	-0.265
Laminado en Caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

$$k_a = a(S_{ut})^b = 4.45(380)^{-0.268} = \mathbf{0.92}$$

k_b (factor de tamaño)

Ya que el diámetro del rodillo se encuentra entre los valores de $51 < d \leq 254$ mm se aplica la siguiente fórmula:

$$k_b = 1.5d^{-0.157} = 1.5(131)^{-0.157} = \mathbf{0.70}$$

K_c (factor de carga)

Ya que el análisis es en flexión pura la constante va a hacer igual a 1.

K_c=1

K_d(factor de temperatura)

Ya que se va operar a temperatura ambiente la contante va a hacer igual a 1.

K_d=1

K_e(factor de efectos varios)

Se busca este factor ya que en el análisis se va a encontrar concentradores de esfuerzo.

$$\mathbf{k_e} = \frac{1}{K_f}$$

$$\mathbf{k_f} = 1 + q(K_t - 1)$$

Para determinar el valor de la constante **q** se revisa la tabla de la figura 6-20 del capítulo 6 pág. 287 del libro de Diseño de Ingeniería Mecánica de Shirley, donde los datos son los siguientes:

Radio de la muesca [mm]	15
Sut [Mpa]	380

Por ende la **q** que se va a obtener será de **0.70**

Para determinar el K_t se lo encuentra en la Tabla A-15 figura A-15-9 pág. 1009 del libro de Diseño de Ingeniería Mecánica de Shirley cuyos datos a remplazar son los siguientes.

Diámetro mayor del rodillo D [mm]	206
Diámetro de concentración d [mm]	131
Radio de la muesca r [mm]	15

$$\frac{D}{d} = \frac{206}{131} = \mathbf{1.57}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{15}{131} = \mathbf{0.11}$$

Con los datos obtenidos se pueden determinar el k_t cuyo valor es de **1.62**

$$\mathbf{k_f = 1 + 0.70(1.62 - 1) = 1.43}$$

$$\mathbf{k_e = \frac{1}{1.43} = 0.70}$$

$$\mathbf{Se' = 0.504(Sut) = 0.504(380) = 191.52 \text{ MPa}}$$

$$\mathbf{Se = (0.92)(0.70)1(0.7)(191.52) = 86.34 \text{ MPa}}$$

$$\mathbf{\eta = \frac{380}{86.34} = 4.40}$$

Analizando con Torsión

Con los datos hallados anteriormente se realizan variaciones para determinar un factor de seguridad más real. El diámetro y el momento a aplicar son aquellos obtenidos en la zona crítica.

$$\sigma_o = \frac{Mc}{I} = \frac{2818 \left(\frac{131 \times 10^{-3}}{2} \right)}{\frac{\pi(131 \times 10^{-3})^4}{64}} = 12768127.40 \text{ [Pa]} = \mathbf{12768.13 \text{ KPa}}$$

$$\tau_o = \frac{T_r}{J} = \frac{206.16 \left(\frac{131 \times 10^{-3}}{2} \right)}{\frac{\pi(131 \times 10^{-3})^4}{32}} = 467047.04 \text{ [Pa]} = \mathbf{467.05 \text{ KPa}}$$

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

TABLA 4

CONSTANTES DE NEUBER PARA ACEROS

S_u		\sqrt{a}			
		Carga axial y flexión		Torsión	
(ksi)	(MPa)	(in ^{0.5})	(mm ^{0.5})	(in ^{0.5})	(mm ^{0.5})
50	345	0.130	0.66	0.093	0.47
55	380	0.118	0.59	0.087	0.44
60	415	0.108	0.54	0.080	0.40
70	485	0.093	0.47	0.070	0.35
80	550	0.080	0.40	0.062	0.31
90	620	0.070	0.35	0.055	0.28
100	690	0.062	0.31	0.049	0.25
110	760	0.055	0.28	0.044	0.22
120	825	0.049	0.25	0.039	0.20
130	895	0.044	0.22	0.035	0.18
140	965	0.039	0.20	0.031	0.16
160	1100	0.031	0.16	0.024	0.12
180	1240	0.024	0.12	0.018	0.09
200	1380	0.018	0.09	0.013	0.07
220	1515	0.013	0.07	0.009	0.05
240	1655	0.009	0.05		

Los valores de la constante de Neuber para torsión equivalen a los de esfuerzos normales, cuando se toma un valor de S_u que sea 20 ksi (138 MPa) mayor que el del material.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0.59}{\sqrt{131}}} = \mathbf{0.95}$$

Diámetro mayor del rodillo **D [mm]** 206

Diámetro de concentración **d [mm]** 131

Radio de la muesca **r [mm]** 15

$$\frac{D}{d} = \frac{206}{131} = \mathbf{1.57}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{15}{131} = \mathbf{0.11}$$

Para determinar el k_t se va a utilizar las tablas del Apéndice E de la pág. 1006 y 1007 del libro de de Diseño de Máquina Robert L. Norton.

Flexión:

$$k_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

D/d	A	b
2	0.90879	- 0.28598
1.57	0.93422	- 0.26156
1.5	0.93836	- 0.25759

A:

$$\frac{X - 0.93836}{0.90879 - 0.93836} = \frac{1.57 - 1.5}{2 - 1.5} \rightarrow X = \mathbf{0.93422}$$

b:

$$\frac{X + 0.25759}{-0.28598 + 0.25759} = \frac{1.57 - 1.5}{2 - 1.5} \rightarrow X = \mathbf{-0.26156}$$

$$K_t = 0.93422(0.11)^{-0.26156} = \mathbf{1.66}$$

$$k_{ft} = 1 + 0.95(1.66 - 1) = \mathbf{1.63}$$

Torsión:

$$k_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

D/d	A	b
2	0.86331	-0.23865
1.57	0.85411	-0.23413
1.33	0.84897	-0.23161

A:

$$\frac{X - 0.84897}{0.86331 - 0.84897} = \frac{1.57 - 133}{2 - 1.33} \rightarrow X = \mathbf{0.85411}$$

b:

$$\frac{X + 0.23161}{-0.23865 + 0.23161} = \frac{1.57 - 133}{2 - 1.33} \rightarrow X = \mathbf{-0.23413}$$

$$\mathbf{k_t = 0.85411(0.11)^{-0.23413} = 1.43}$$

$$\mathbf{k_{tt} = 1 + 0.95(1.43 - 1) = 1.41}$$

$$\mathbf{\sigma = k_{tf}(\sigma_o) = 1.63(12768.13) = 20812.05 \text{ KPa}}$$

$$\mathbf{\tau = k_{tt}(\tau_o) = 1.41(467.05) = 658.54 \text{ KPa}}$$

$$\mathbf{\sigma_a = 20812.05 \text{ KPa} \quad \sigma_m = 0}$$

$$\mathbf{\tau_a = 0 \quad \tau_m = 658.54 \text{ KPa}}$$

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{20812.05^2 + 3(0)^2} = 20812.05 [\text{KPa}] \\ &= \mathbf{20.81 \text{ MPa}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_m &= \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{(0)^2 + 3(658.54)^2} = 1140.62 [\text{KPa}] \\ &= \mathbf{1.14 \text{ MPa}} \end{aligned}$$

Se aplicará Goodman para determinar el factor de seguridad cuyo valor deberá ser mayor a **1.2**

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

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

ka (factor de superficie)

Debido a que la superficie del rodillo para hacer laminada se aplica los siguientes factores de análisis:

TABLA 5

FACTORES DE ANÁLISIS PARA ACABADOS SUPERFICIALES

Acabado Superficial	Factor a		Exponente b
	Sut [kpsi]	Sut [MPa]	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.7	4.51	-0.265
Laminado en Caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

$$k_a = a(\text{Sut})^b = 4.45(380)^{-0.268} = \mathbf{0.92}$$

kb (factor de tamaño)

Ya que el diámetro del rodillo se encuentra entre los valores de $51 < d \leq 254$ mm se aplica la siguiente fórmula:

$$k_b = 1.5d^{-0.157} = 1.5(131)^{-0.157} = \mathbf{0.70}$$

Kc (factor de carga)

Ya que el análisis es en torsión la constante a elegir va a hacer la más conservadora ya que existe flexión por tal motivo el valor a emplear es $K_c=1$.

K_d (factor de temperatura), y como se va operar a temperatura ambiente la contante va a hacer $K_d=1$

K_e (factor de efectos varios), se busca este factor ya que en el análisis se va a encontrar concentradores de esfuerzo.

$$k_e = \frac{1}{K_f}$$

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

Para determinar el valor de la constante q se revisa la tabla de la figura 6-20 del capítulo 6 pág. 287 del libro de Diseño de Ingeniería Mecánica de Shirley, donde los datos a análisis son los siguientes:

Radio de la muesca [mm]	15
Sut [Mpa]	380

Por ende e la que se va a obtener será de **0.70**.

Para determinar el K_t se lo encuentra en la Tabla A-15 figura A-15-9 pág. 1009 del libro de Diseño de Ingeniería Mecánica de Shirley cuyos datos a remplazar son los siguientes.

$$\frac{D}{d} = \frac{206}{131} = \mathbf{1.57}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{15}{131} = \mathbf{0.11}$$

Con los datos obtenidos se pueden determinar el k_t cuyo valor es de

1.62

$$\mathbf{k_f = 1 + 0.70(1.62 - 1) = 1.43}$$

$$\mathbf{k_e = \frac{1}{1.43} = 0.70}$$

$$\mathbf{Se' = 0.504(Sut) = 0.504(380) = 191.52 \text{ MPa}}$$

$$\mathbf{Se = (0.92)(0.70)1(0.7)(191.52) = 86.34 \text{ MPa}}$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\sigma_m}{Sut} + \frac{\sigma_a}{Se}$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{1.14}{380} + \frac{20.81}{86.34}$$

$$\frac{1}{\eta} = 3 \times 10^{-3} + 0.24$$

$$\eta = 4.1$$

2.2 Cálculo de Elementos Mecánicos de Transmisión de Potencia

Cálculo del número de Dientes de Engranaje – Piñón

Número mínimo de dientes del piñón

$$\beta' = 25^\circ\text{C}$$

$$\alpha = 20^\circ\text{C}$$

$$\alpha_t = \text{Tg}^{-1}\left(\frac{\text{Tg } \alpha}{\text{Cos } \beta'}\right) = \text{Tg}^{-1}\left(\frac{\text{Tg } 20}{\text{Cos } 25}\right) = 21.61^\circ\text{C}$$

$$Z_{min} = \frac{2 * h_a * (\text{Cos } \beta')^3}{\text{Sen}^2 \alpha_t}$$

$$Z_{min} = \frac{2 * (1) * (\text{Cos } 25)^3}{\text{Sen}^2(21.31)} = 17$$

Total de dientes de la rueda conjugada $Z\Sigma$

$$Z\Sigma = Z_{min}(\vartheta + 1)$$

$$\vartheta = \frac{140 \text{ RPM}}{25 \text{ RPM}} = 5.6$$

$$Z\Sigma = 17(5.6 + 1) = 112 \text{ Dientes}$$

$$Z_p = 17 \text{ Dientes del piñón}$$

$$Z_c = 95 \text{ Dientes del engrane}$$

$$d_{\text{piñón}} = \frac{m * Z}{\text{Cos } \beta'} = \frac{7 * 17}{\text{Cos}(25)} = 131.30 \text{ mm}$$

$$d_{\text{engrane}} = \frac{m * Z}{\text{Cos } \beta'} = \frac{7 * 95}{\text{Cos}(25)} = 733.75 \text{ mm}$$

Esfuerzo de Contacto

Para la determinación del esfuerzo de contacto se tiene que tomar en cuenta muchos factores y calcularlo mediante la fórmula que está a continuación:

$$\sigma_c = Cp \left(W^t * K_0 * K_v * K_s * \frac{K_m}{d_p * F} * \frac{Cf}{l} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Carga Transmitida

$$W^t = \frac{33000 H}{V}$$

$$V = \frac{\pi * d * w}{12} = \frac{3.14(2.39)(\pi * 2 * 25)}{12} = 98.28 \frac{ft}{min} = 0.50 \frac{m}{s}$$

$$W^t = \frac{33000 (86.82)}{98.28} = 29152.01 \text{ lbf} * \frac{1 N}{0.2281 \text{ lbf}} = 127803.64 N$$

Momento Torsor de la Corona

$$Mt = W^t * r_{corona}$$

$$Mt = 127803.64 * 0.37 = 47287.35 N * m$$

Coefficiente Elástico (C_p)

$$C_p = 2300 \sqrt{Psi}$$

Factor de Sobrecarga (K₀)

Fuente de potencia=uniforme

Máquina Impulsada= Impacto pesado

$$K_0 = 1.75$$

Factor Dinámico (K_v)

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B$$

Q_v → Es el nivel de exactitud de la transmisión y es igual a 7

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3} = 0.73$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 65.12$$

$$K_v = \left(\frac{65.12 + \sqrt{98.28}}{65.12} \right)^{0.73} = 1.11$$

Factor de Tamaño (K_s)

AGMA identificó y proporcionó un valor de tamaño óptimo y sugiere se lo tome en cuenta $K_s=1$, pero si no se lo desea se lo puede calcular con la fórmula que se facilita.

$$K_s = 1.191 \left(\frac{F * \sqrt{V}}{P} \right)^{0.0535} = \frac{1}{K_b}$$

Factor de Distribución de Carga (K_m)

$$K_m = 1 + C_{mc}[C_{pf} * C_{pm} + C_{ma} * C_e]$$

$$C_{pf} = \frac{f}{10d} - 0.0375 + 0.0125f = 0.04$$

TABLA 6

VALORES PARA CONSTANTES EMPÍRICAS

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

extrema, cerradas			
-------------------	--	--	--

Constantes Empíricas: A, B, C

$f \rightarrow$ Es el ancho de la cara del diente que es 12 cm. y que es lo mismo 4.72 in.

$$C_{ma} = A + Bf + Cf^2$$

$$C_{ma} = 0.247 + (0.0167)(4.72) + (-0.765 * 10^{-14})(4.72)^2 = 0.32$$

$$K_m = 1 + 1[(0.04)(1) + (0.3233)(0.8)] = 1.30$$

Factor de la condición Superficial

$$C_f = 1$$

Factor Geométrico (l)

$$l = \frac{\cos \alpha_t * \operatorname{Sen} \alpha_t}{2m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$\text{Razón de carga} \rightarrow m_G = \frac{95}{17} = 5.6$$

$$m_N = 1$$

$$l = \frac{\cos(21.31) * \operatorname{Sen}(21.31)}{2(1)} * \frac{5.6}{5.6 + 1} = 0.14$$

Reemplazo Valores:

$$\sigma_{cG} = Cp \left(W^t * K_0 * K_v * K_s * \frac{K_m}{d_c * f} * \frac{Cf}{l} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{cengrane} = 2300 \left((29152.01)(1.75)(1.11)(1) \frac{1.30}{(28.68)(4.72)} * \frac{1}{0.14} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{cengrane} = 142809.65 \text{ Psi} = 983.96 \text{ MPa}$$

Piñón

$$\sigma_{cpiñón} = Cp \left(W^t * K_0 * K_v * K_s * \frac{K_m}{d_p * F} * \frac{Cf}{l} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$V = \frac{\pi * d * w}{12} = \frac{3.14(0.48)(\pi * 2 * 140)}{12} = 110.54 \frac{ft}{min} = 0.56 \frac{m}{s}$$

$$W^t = \frac{33000 (86.82)}{110.54} = 25918.76 \text{ lbf} * \frac{1 \text{ N}}{0.2281 \text{ lbf}} = 113628.95 \text{ N}$$

$$K_v = \left(\frac{65.12 + \sqrt{110.54}}{65.12} \right)^{0.73} = 1.12$$

$$C_{pf} = \frac{f}{10 d} - 0.0375 + 0.0125f = 0.11$$

$$K_m = 1 + 1[(0.11)(1) + (0.3233)(0.8)] = 1.37$$

$$\sigma_{cpiñón} = 2300 \left((25918.763)(1.75)(1.12)(1) \frac{1.37}{(5.17)(4.72)} * \frac{1}{0.12} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{cpiñón} = 354581.76 \text{ Psi} = 2444.73 \text{ MPa}$$

Distancia entre Centros

$$a_w \geq k_a(\mu + 1) \sqrt[3]{\frac{M_{t1} * k_A * k_B}{\psi b_a * \mu * (\sigma_{H1})^2}}$$

$\psi b_a = 0.3$ Es el ancho relativo por ser dientes de dureza > 350HB

$$M_{t \text{ engrane}} = 47287.35 \text{ N} * m$$

$$M_{t \text{ piñón}} = \frac{M_{t \text{ engrane}}}{n_1 * \mu}$$

Trenes de engranes grado 7 trabajan con una eficiencia de 0.96

$$M_{t \text{ piñón}} = \frac{47287.53}{(0.96)(5.6)} = 8796.01 \text{ N} * m$$

k_B → Es el coeficiente de concentración de carga

$$k_B = 1 + 1.45 + \frac{\psi b_{d1}}{ESQ}$$

Donde ψb_{d1} es el ancho relativo al diámetro del piñón

El factor ESQ se puede obtener según el criterio de las disposiciones de las ruedas con respecto a los apoyos sean simétricas, como el caso que ocupa se puede asumir ESQ= 6

$$\psi b_{d1} = \frac{(u + 1) * \psi b_a}{2}$$

$$\psi b_{d1} = \frac{(5.6 + 1) * 0.3}{2} = 0.99$$

Por lo que el coeficiente de concentración es:

$$k_B = 1 + 1.45 + \frac{0.99}{6} = 2.62$$

Esfuerzo admisible de contacto para el piñón $[\sigma H]_1$

$$[\sigma H]_1 = \frac{\sigma H_1 * \lim}{SH} * kHL$$

Donde:

$SH_1=SH_2=SH=1.2$ Es el mínimo coeficiente de seguridad a esfuerzos de contacto, ese valor es por un diente rectificado y de acero con endurecimiento superficial.

$$KHL_1 = \sqrt[6]{\frac{Nhb_1}{NHE_1}}$$

Ciclos para una dureza HB=550

$$Nhb_1 = 30 * HB^{2.4} = 30 * 550^{2.4} = 113237875$$

Millones de ciclos de vida efectivos de carga para el piñón

$$NHE_1 = 60 * n_1 * T_1 * C = 1.68 * 10^8$$

$$KHL_1 = \sqrt[6]{\frac{113237875}{1.68 * 10^8}} = 0.94$$

Sustituyendo

$$[\sigma H_1] = \frac{\sigma H_1 \text{ lim}}{SH} * kHL = \frac{2444.73 \text{ MPa}}{1.2} * 0.94 = 1915.04 \text{ MPa}$$

Comprobación a Contacto para el Piñón:

$$\sigma H = Z_e Z_H * \sqrt{\frac{2M_{t_1} * K_A * K_\beta * K_v (\mu + 1)}{(d_p)^2 * f * \mu}}$$

$Z_e = 275 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$ Para contacto acero – acero.

$Z_H \rightarrow$ Factor de zona

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

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos 25}{\sin 2(21.61)}}$$

$$Z_H = 1.63$$

$K_A \rightarrow$ Factor de aplicación de carga; $K_A = 1$, ya que tanto la máquina motriz como la máquina movida presentan cargas uniformes.

$K_\beta \rightarrow$ Coeficiente de concentración de carga igual a (1.23).

$d_{\text{piñon}} \rightarrow$ Diámetro de paso del piñón.

$$d_{\text{piñon}} = \frac{(2)(a_w)}{\mu + 1}$$

$$d_{\text{piñon}} = \frac{(2)(440 \text{ mm})}{5.6 + 1}$$

$$d_{\text{piñon}} = 131.06 \text{ mm}$$

$K_v \rightarrow$ Factor de carga dinámica para dientes helicoidales

$$K_v = 1.11$$

$$\sigma_H = 275 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}} * 1.63$$

$$* \sqrt{\frac{2 * (8796.01 \text{ N} - m) * (1) * (1.23) * 1.11 * (5.6 + 1)}{0.017 \text{ m}^2 * 0.12 \text{ m} * 5.6}}$$

$$\sigma_H = 1649.56 \text{ MPa}$$

Este esfuerzo se lo compara con el del piñón:

$$\sigma_H \leq \sigma_{H_1}$$

Queda comprobada la resistencia al contacto del piñón.

Engrane

Esfuerzo admisible de contacto por el engrane, $SH_2 = 1.2$

$$[\sigma_{H_2}] = \frac{\sigma_{H_2} * \lim}{SH_2} * kHL_2$$

Factor de duración de contacto para la rueda

$$KHL_2 = \sqrt[6]{\frac{NHb_2}{NHE_2}}$$

NHb_2 → Es el número básico de ciclos para fatiga por contacto para una dureza de HB=450

$$NHb_2 = 30 * HB^{2.4} = 69957018$$

NHE_2 → Ciclos para un tiempo de vida de 20000 horas

$$NHE_2 = 60 * n_2 * T_2 * C = 3 * 10^7$$

$$KHL_2 = \sqrt[6]{\frac{69957018}{3 * 10^7}} = 1.15$$

Sustituyendo

$$[\sigma_{H_2}] = \frac{\sigma_{H_2} * \lim}{SH_2} * kHL_2 = \frac{983.96 \text{ MPa}}{1.2} * 1.15 = 942.96 \text{ MPa}$$

$$a_w \geq k_a(\mu + 1) \sqrt[3]{\frac{M_{t1} * k_A * k_B}{\psi b_a * \mu * (\sigma H_1)^2}}$$

$$a_w \geq (43 * 10^6) MPa^{1/3} (5.6 + 1) \sqrt[3]{\frac{8796.01 * 1 * 2.62}{0.3 * 5.6 * (1915.04 * 10^6)^2}}$$

$$\geq 440 \text{ mm}$$

Comprobación distancia entre centros

$$a_w = \frac{Z_{\text{piñón}} + Z_{\text{engrane}}}{2} * \frac{m}{\cos \beta'} = \frac{17 + 95}{2} * \frac{7}{\cos 25} = 432.52 \text{ mm}$$

Cálculo del Factor de Seguridad η en Base al Límite de Fatiga por Flexión del Diente

$$\eta = \frac{S_{ut}}{S_e}$$

$S_{ut} = 380 MPa$ (Resistencia a la tensión).

$S_y = 210 MPa$ (Resistencia a la fluencia).

$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e'$

S_e (Límite de fatiga del diente)

k_a (factor de superficie)

Dicho factor se lo elige, según la tabla proporcionada para acabados superficiales:

TABLA 7

VALORES DE SUT Y EXPONENTE B, DEPENDIENDO DEL ACABADO SUPERFICIAL

Acabado Superficial	Factor a		Exponente b
	Sut [kpsi]	Sut [MPa]	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado laminado en frio	2.7	4.51	-0.265
Laminado Caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

$$k_a = a(Sut)^b = 4.45(380)^{-0.268} = \mathbf{0.92}$$

k_b (factor de tamaño)

Debido a que el análisis se realizó en una cara plana, que es la superficie de contacto del diente, se hallará **k_b** en función de la superficie A_{95}

$$A_{95} = 0.05 \cdot b \cdot h = 7 \text{ mm}$$

$$A_{95} = 0.076d^2$$

$$d = 10 \text{ mm}$$

$$k_b = 1.189d^{-0.097} = 1.189(10)^{-0.097} = \mathbf{0.78}$$

K_c (factor de carga)

Ya que el análisis es en flexión pura la constante va a hacer igual a 1.

$$K_c = 1$$

K_d (factor de temperatura)

Ya que se va operar a temperatura ambiente, entonces la constante va a hacer igual a 1.

$$K_d=1$$

K_e (factor de efectos varios)

Se busca este factor ya que en el análisis se va a encontrar concentradores de esfuerzo.

$$k_e = 1 + q(K_t - 1)$$

Para determinar el valor de la constante q se revisa la tabla de la figura 6-20 del capítulo 6 pág. 287 del libro de Diseño de Ingeniería Mecánica de Shirley, donde los datos a análisis son los siguientes:

Radio de la muesca [mm]	2.8
Sut [Mpa]	380

Por ende el valor de **q** que se va a obtener será de 0.70

$$k_e = 1 + 0.70(1.62 - 1) = \mathbf{1.43}$$

K_f (Factor de confiabilidad)

$$K_f = 0.89$$

Este factor se lo determina por medio de la siguiente tabla:

TABLA 8
FACTOR DE CONFIABILIDAD

Confiabilidad %	Variación de transformación	Factor de confiabilidad (K _f)
50	0	1.00
90	1.288	0.897
95	1.646	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659

$$S_e' = 0.504(S_{ut}) = 0.504(380) = 191.52 \text{ MPa}$$

$$S_e = (0.92)(0.78)(1)(1)(1.33)(0.89)(191.52) = 162.67 \text{ MPa}$$

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

Factor de sobrecarga (K₀)

$$K_0 = 1.75$$

TABLA 9

VALOR DE k₀ DEPENDIENDO DE LA FUENTE DE POTENCIA

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

Factor Dinámico (K_v)

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B$$

$Q_v \rightarrow$ Es el nivel de exactitud de la transmisión y es igual a 7

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3} = 0.73$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 65.12$$

$$K_v = \left(\frac{65.12 + \sqrt{98.28}}{65.12} \right)^{0.73} = 1.11$$

Factor de Tamaño (K_s)

AGMA identificó y proporcionó un valor de tamaño óptimo y sugiere se lo tome en cuenta $K_s=1$, pero si no se lo desea se lo puede calcular con la fórmula que se facilita.

$$K_s = 1.191 \left(\frac{F * \sqrt{V}}{P} \right)^{0.0535} = \frac{1}{K_b}$$

P_d (Paso diametral)

$$P_d = \frac{Z}{d_p}$$

z = numero de dientes; d_p = diámetro de paso

P_d = 0.12dientes/milímetros; 3.04dientes/pulgadas

Factor de Distribución de Carga (K_m)

$$K_m = 1 + C_{mc} [C_{pf} * C_{pm} + C_{ma} * C_e]$$

$$K_m = 1 + 1[(0.04)(1) + (0.3233)(0.8)] = 1.30$$

$$C_{pf} = \frac{f}{10 d} - 0.0375 + 0.0125f = 0.04$$

Los Valores de las Constantes A, B y Y C se los encuentra en la tabla del Libro de Norton

$f \rightarrow$ Es el ancho de la cara del diente que es 12 cm y que es lo mismo 4.72 in.

$$C_{ma} = A + Bf + Cf^2$$

$$C_{ma} = 0.247 + (0.0167)(4.72) + (-0.765 * 10^{-14})(4.72)^2 = 0.32$$

K_B (Factor de espesor de aro).

$$m_b = \frac{t_r}{h_t}$$

$t_r =$ espesor del aro debajo del diente

$h_t =$ altura total del diente.

$$m_b = \frac{24}{15.75} = 1.52$$

Si $m_b \geq 1.2$ entonces $K_B = 1$

J (factor geométrico)

De acuerdo a la figura 2.7, por medio de los números de diente vs carga aplicada en el punto más alto de contacto, se obtiene el factor

(J) = 0.45y se reemplaza:

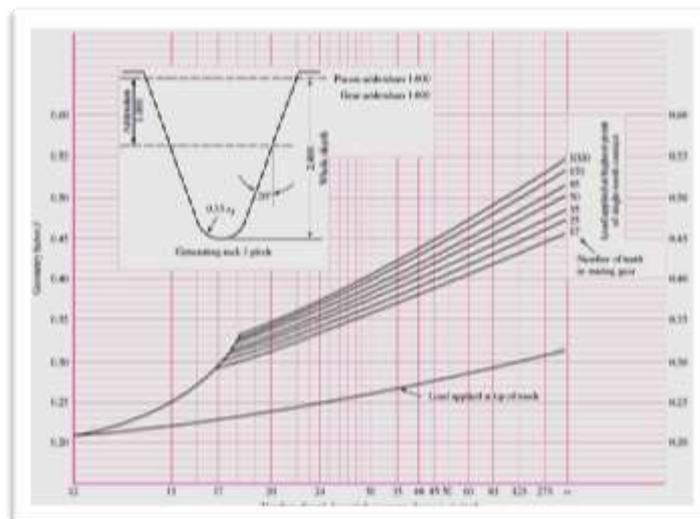


FIGURA 2.7. OBTENCIÓN DEL FACTOR GEOMÉTRICO, DISEÑO MECÁNICO DE SHIGLEY

$$\sigma = 25918.76 * 1.75 * 1.1 * 1 \frac{3}{4.72} * \frac{1.3 * 1}{0.54} = 473 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{473}{162} = 2.9$$

Dimensiones y simbología de los engranajes

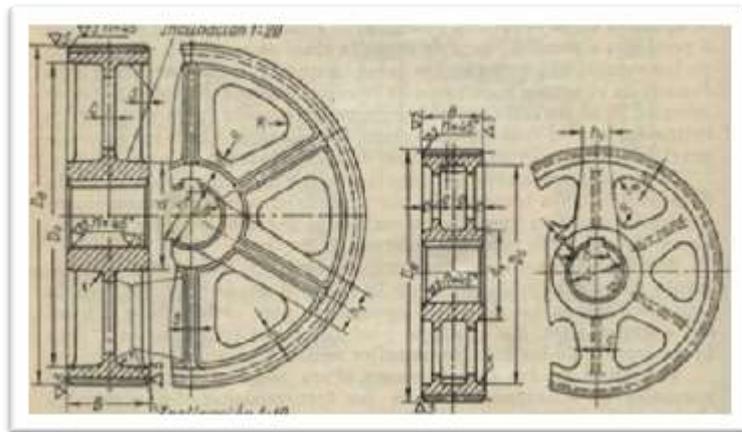


FIGURA 2.8. ESPECIFICACIONES DE LOS ENGRANES

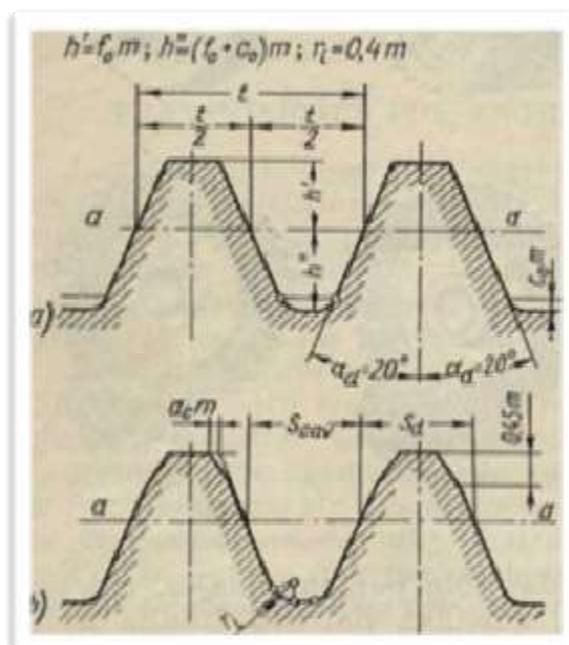


FIGURA 2.9. VARIABLES PARA EL CÁLCULO DE LOS DIENTES DE LOS ENGRANES Y PIÑONES

D_e → Diámetro de círculo de la cabeza

$$D_{e \text{ piñón}} = d_{\text{piñón}} + 2h'_{\text{piñón}}$$

$$D_{e \text{ engrane}} = d_{\text{engrane}} + 2h'_{\text{engrane}}$$

D_i → Diámetro de círculo de pie

$$D_{i \text{ piñón}} = d_{\text{piñón}} - 2h''_{\text{piñón}}$$

$$D_{i \text{ engrane}} = d_{\text{engrane}} - 2h''_{\text{engrane}}$$

f_0 → Coeficiente de altura y es igual a 1

c_0 → Coeficiente de juego radial y es igual a 0.25

$$h' = f_0 * m = 1 * 7 = 7 \text{ mm}$$

$$h'' = (f_0 + c_0)m = (1 + 0.25) * 7 = 8.75 \text{ mm}$$

$$t = \pi * m = \pi * 7 = 21.9 \text{ mm}$$

$$r_i = 0.4 m = 0.4 * 7 = 2.8 \text{ mm}$$

$$D_{e \text{ piñón}} = d_{\text{piñón}} + 2h' = 131.3 + 2(7) = 145.30 \text{ mm}$$

$$D_{e \text{ engrane}} = d_{\text{engrane}} + 2h' = 733.35 + 2(7) = 747.35 \text{ mm}$$

$$D_{i \text{ piñón}} = d_{\text{piñón}} - 2h'' = 131.3 - 2(8.75) = 113.6 \text{ mm}$$

$$D_{i \text{ engrane}} = d_{\text{engrane}} - 2h'' = 733.35 - 2(8.75) = 715.85 \text{ mm}$$

$$d_1 = 1.6 * d_{eje} = 1.6 * 122 = 195.2 \text{ mm}$$

$$D_0 = D_e - (10 * m) = 927.04 - (10 * 7) = 857.04 \text{ mm}$$

$$h = 0.8 * d_{eje} = 0.8 * 122 = 97.6 \text{ mm}$$

$$h_1 = 0.8 * h = 0.8 * 97.6 = 78.08 \text{ mm}$$

$$c = 0.2 * h = 0.2 * 97.6 = 19.52 \text{ mm}$$

$$e = 0.2 * d_{eje} = 0.2 * 122 = 24.4 \text{ mm}$$

$$R' = 0.5 * h = 48.8 \text{ mm}$$

Cadenas de Rodillos (Selección en Base a Catálogos)

Para la transmisión de torque de una máquina motriz a una máquina conducida existen al menos tres métodos muy utilizados: Transmisión con engranajes, correas flexibles de caucho reforzado y cadenas de rodillos.

Dependiendo de la potencia, posición de los ejes, relación de transmisión, sincronía, distancia entre ejes y costo; se seleccionará el método a utilizar.

- Potencia requerida en la máquina conducida [HP]
- Tipo de máquina motora y máquina conducida
- Velocidad de la máquina motora [rpm]
- Velocidad de la máquina conducida [rpm]
- Distancia tentativa entre ejes

Cálculo de la Potencia de Diseño:

Debido a que las máquinas conducidas tienen formas particulares de funcionamiento, se deben prevenir fallas debidas a los golpes, vibraciones o tirones, de forma similar, las máquinas motoras tienen formas particulares de funcionamiento, algunas son más suaves que otras, o tienen un impulso inicial o un giro a tirones, estas situaciones se consideran a través de un factor de servicio (C_1) que aumenta la potencia a transmitir para obtener la potencia de diseño que considera las características de la máquina y el motor utilizado.

En la tabla 10, se elige el motor utilizado y la máquina que más se asemeje al diseño. Se obtiene así el factor C_1 , el cual se multiplica por la potencia a transmitir, para obtener la *potencia de diseño*.

TABLA 10
OBTENCIÓN DEL FACTOR C_1

Factor de servicio C_1 para cadenas de norma BS	Motores de funcionamiento suave	Motores de funcionamiento medio impulsivo	Motores de funcionamiento impulsivo
	Motores eléctricos	Motores de combustión multicilíndricos	Motores de combustión monocilíndricos
Máquinas de funcionamiento disperejo			
Alternadores y generadores de soldadoras			
Compresores de uno o dos cilindros			
Excavadoras			
Trituradoras	1,75	2,00	2,25
Alimentadoras vibratorias			
Sierras circulares y lineales			
Molinos de martillos y de mandíbula			
Maquinaria minera			

Relación de transmisión

La razón entre la velocidad del eje más rápido dividido por la velocidad del eje más lento es la relación de transmisión " i ". Con este valor se obtiene el tamaño de las catalinas a utilizar, la relación " i " debe corresponder a la razón entre la cantidad de dientes de la catalina grande (la del eje más lento) denominada corona dividida por la cantidad de dientes de la catalina pequeña (la del eje más rápido) denominada piñón.

$$i = \frac{Z_c}{Z_p}$$

Z_c : Cantidad de dientes de la corona

Z_p : Cantidad de dientes del piñón

Para el piñón se recomienda una cantidad mínima de 15 dientes para un giro más suave de la corona. Para esta selección se considerarán 19 dientes en el piñón. De ésta forma:

$$i = \frac{Z_c}{19}$$

Como este valor de " i " no va a coincidir con el calculado, entonces se escoge Z_c lo más cercano al ideal.

Selección del tamaño y cantidad de cadenas en paralelo.

Para una vida útil adecuada se recomiendan las siguientes distancias entre centros (C):

TABLA 11
SELECCIÓN DEL TAMAÑO PARA LAS CADENAS

	[in]	3/8	1/2	5/8	3/4	1	1 ^{1/4}	1 ^{1/2}	1 ^{3/4}	2
Paso	[mm]	9,52 5	12,7 0	15,87 5	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,80
C	[mm]	450	600	750	900	1000	1200	1350	1500	1700

El largo de una cadena se expresa en cantidad de pasos, los cuales deben ser una cifra par con objeto de unir los extremos usando un eslabón desmontable llamado "candado".

TABLA 12
VELOCIDADES MÁXIMAS RECOMENDABLES

n _{mr} y límites n _{lm} en el piñón.			
Paso de la cadena [mm]	Paso de la cadena [pulgadas]	n _{mr} [rpm]	n _{lm} [rpm]
8	-	3000	6000
9.52	3/8	2500	5000
12.7	1/2	1250	3100
15.875	5/8	1000	2300
19.05	3/4	900	1800
25.4	1	800	1200
31.75	1 1/4	630	1000
38.1	3/2	500	900
44.45	1 3/4	400	600
50.8	2	300	450
63.5	1 3/2	200	300
78.1	-	150	210

Para el requerimiento del Diseño de la laminadora Semi-Industrial:

$$Potencia\ de\ diseño = C_1 * potencia\ requerida$$

$$Potencia\ de\ diseño = 1.25 * 64.74 = 80.92\ KW$$

Piñón gira a 240 rpm.

- Usar cadena doble de P= 44.5mm (según la tabla)

Cálculos:

$$Relación = \frac{velocidad\ de\ entrada}{velocidad\ de\ salida} = \frac{240\ RPM}{140\ RPM} = 1.71$$

Numero de Dientes de Rueda Dentada Pequeña:

$$N_1 = 19\ dientes$$

Paso de la Cadena

$$Paso\ de\ la\ cadena = 43\ mm$$

Número de Dientes de la Rueda Dentada Grande:

$$N_2 = N_1 * Relación = 19 * 1.71 = 32.48 \approx 33\ dientes$$

Velocidad Real de Salida:

$$n_2 = n_1 \frac{N_1}{N_2} = 138\ rpm$$

Diámetros de Paso de las Ruedas Dentadas:

$$D_1 = \frac{p}{\text{Sen}\left(\frac{180}{N_1}\right)} = \frac{1.75}{\text{Sen}\left(\frac{180}{19}\right)} = 10.93" = 277.6\ mm$$

$$D_2 = \frac{p}{\text{Sen}\left(\frac{180}{N_2}\right)} = \frac{1.75}{\text{Sen}\left(\frac{180}{33}\right)} = 18.42" = 467.9 \text{ mm}$$

Distancia Central:

$$C = 150 \text{ cm} = 1500 \text{ mm}$$

Por la tabla # 11

Longitud de Cadena:

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

$$L = 2 * 59.05 + \frac{(33) + (19)}{2} + \frac{(33 - 19)^2}{(4)\pi^2(59.05)}$$

$$L = 144.18" = 3662.2 \text{ mm}$$

Diseño del Eje Principal Trasmisor.

Torque en el eje:

$$T = 6300 \frac{P}{w_{eje}} = 6300 * \frac{84HP}{140RPM} = 37800 \text{ Lbf} * \text{pulg.}$$

Material Seleccionado para Diseñar el Eje

Acero AISI 1144

Propiedades Mecánicas:

$s_y = 83000Psi$; $S_{ut} = 118000Psi$ Elongación porcentual 19%.

En base al libro de Diseño en ingeniería mecánica de "Shigley" el

valor de $S_n = 42000Psi$

También se estima un factor de tamaño $C_s = 0.80$

Factor de confiabilidad para 0.99; $C_R = 0.81$

$$S'_n = S_n * C_s * C_R = 27200Psi.$$

Estimo un factor de seguridad de 3 para realizar un diseño que satisfaga parámetros aceptables.

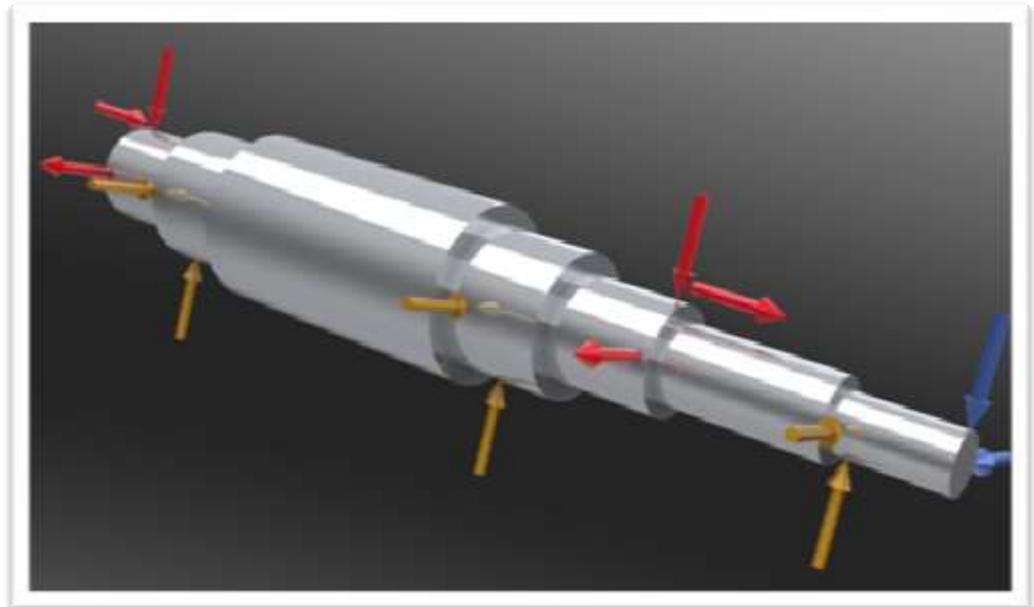


FIGURA 2.10. EJE TRANSMISOR PRINCIPAL

Análisis para el Piñón:

$$W_{piñon}^t = 113628.85 N.$$

$$M_{t_{piñon}} = 8796.01 N - m.$$

Fuerza tangencial:

$$FT = \frac{M_t}{d} = \frac{8796.01 N - m}{0.131 m} = 67145.115N.$$

Fuerza axial:

$$FA = FT * \tan \beta = 67145.115 * \tan 25 = 31310.28N.$$

Fuerza radial:

$$FR = FT * \tan \alpha = 67145.115N * \tan 20 = 24438.82N.$$

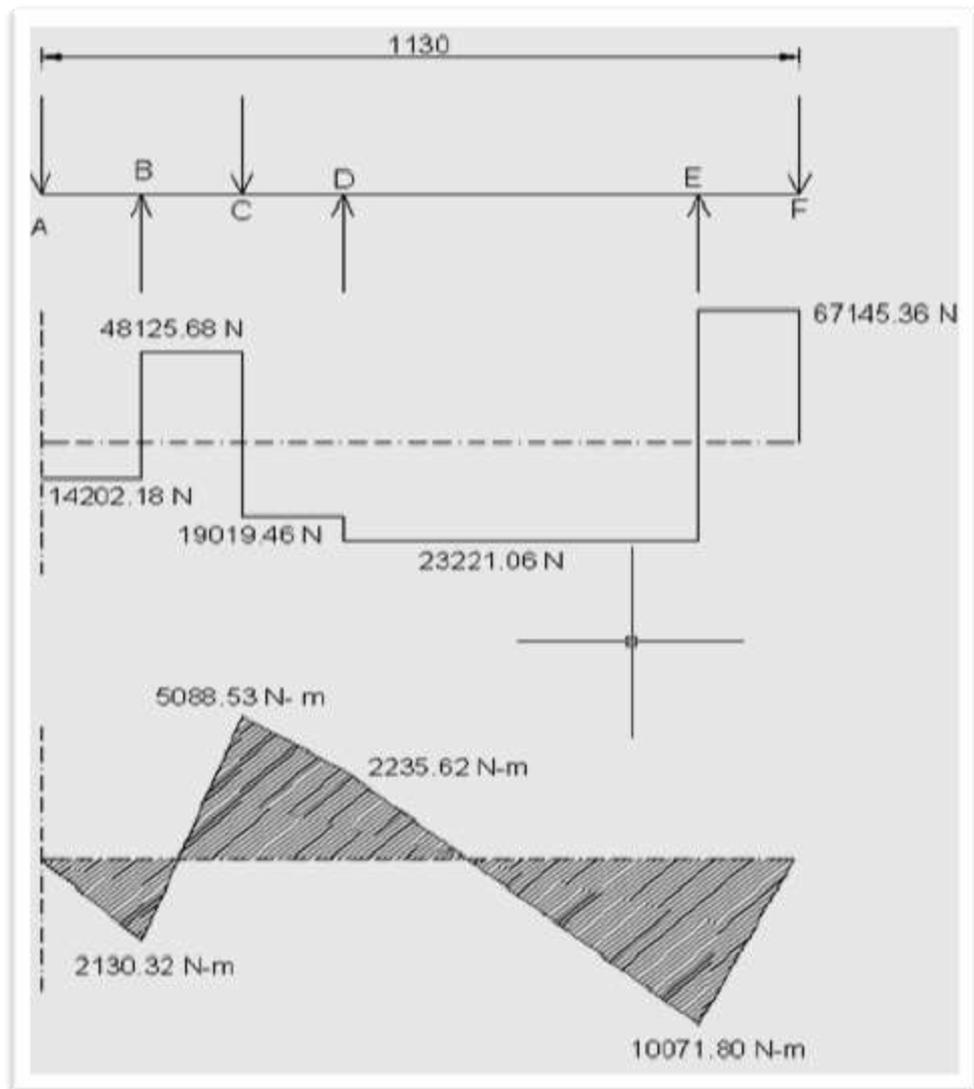
Análisis para la Cadena:

$$F = \frac{P}{V_{cadena}} = 18539.64N$$

$$FY \rightarrow FT = F \sin \theta = 14202.18N.$$

$$FX \rightarrow FR = F \cos \theta = 11917.05N.$$

ANÁLISIS DE FUERZAS TANGENCIALES.



**FIGURA 2.11. ANÁLISIS DE FUERZAS TANGENCIALES, FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR
ANÁLISIS DE FUERZAS RADIALES.**

Reacciones: $R_B = 33416N$; $R_D = -5858.10N$; $R_E = 33235.83N$

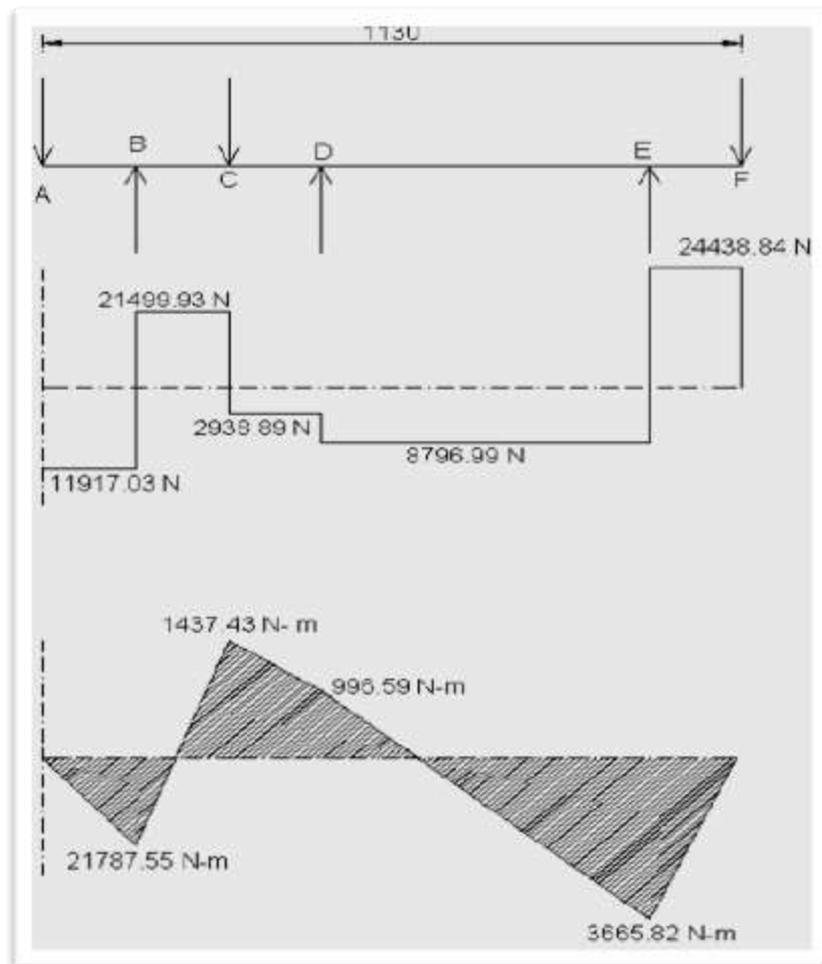


FIGURA 2.12. ANÁLISIS DE FUERZAS RADIALES, FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

Puesto que en el punto A hay un anillo de sujeción, no existen fuerzas, momentos ni torque, y debido a que es el extremo libre del eje no habrá momento de flexión.

$$\text{Esfuerzo de corte} \rightarrow \tau_d = 0.577 \frac{S_y}{n}$$

$$\rightarrow \tau_d = 0.577 \frac{83000Psi}{3} = 15960Psi.$$

Coefficiente de sección polar $\rightarrow Z_p$

$$Z_p = \frac{(\pi)(D^3)}{16}$$

$$Z_p = \frac{T}{\tau_d} = \frac{37800Lbf - pulg}{15960Psi} = 2.3684pulg^3$$

$$D_A = \sqrt[3]{\frac{(16)(Z_p)}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{(16)(2.36)}{\pi}} = 2.29" = 5.72cm$$

Diámetro en el Punto C:

$$M_c = \sqrt{(M_{tang}^2) + (M_{radial}^2)}$$

$$M_c = \sqrt{(1437.43^2) + (5088.53^2)}$$

$$M_c = 5287.65N - m = 52043.2Lbf - pulg$$

$$D_c = \sqrt[3]{\frac{(32)(\eta)}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M)}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left[\frac{T}{S_y}\right]^2}}$$

$$D_c = \sqrt[3]{\frac{(32)(3)}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{(1.5)(52043.2Lbf - plg)}{27200Psi}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left[\frac{378000}{83000}\right]^2}}$$

$$D_c = 4.39" = 10cm$$

Análisis en el Punto D:

$$M_D = \sqrt{(M_{tang}^2) + (M_{radial}^2)}$$

$$M_c = \sqrt{(996.59N - m)^2 + (2235.62N - m)^2}$$

$$M_c = 2447.69N - m = 21655.18Lbf - plg.$$

$$D_c = \sqrt[3]{\frac{(32)(\eta)}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{(K_t)(M)}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left[\frac{T}{S_y}\right]^2}}$$

$$D_c = \sqrt[3]{\frac{(32)(3)}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{(4)(21655.18)}{27200}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left[\frac{37800}{83000}\right]^2}}$$

$$D_c = 4.61plg = 11.52cm$$

2.3 Cálculo de sistema de lubricación y ajuste de porcentaje de reducción

Cuando un elemento de máquina está soportado por un segundo elemento, y hay un movimiento relativo entre ellos de manera que las superficies en contacto se deslizan una sobre la otra, todo este conjunto constituye un cojinete, pero comúnmente y en la presente tesis se le dio el nombre de cojinete al elemento que soporta o sobre el cual se mueve el otro elemento, el cual se llamó muñón.

Tipos de Cojinetes

Los cojinetes se clasifican según el tipo de rozamiento y el tipo de carga que soportan. Según el tipo de rozamiento se tienen los cojinetes de fricción o deslizamiento y los antifricción o de rodadura, entre los primeros se tienen los cojinetes completos o parciales y entre los segundos los de bolas o rodillos. Según la carga que soportan se tienen cojinetes radiales, cojinetes de empuje y cojinetes de guías.

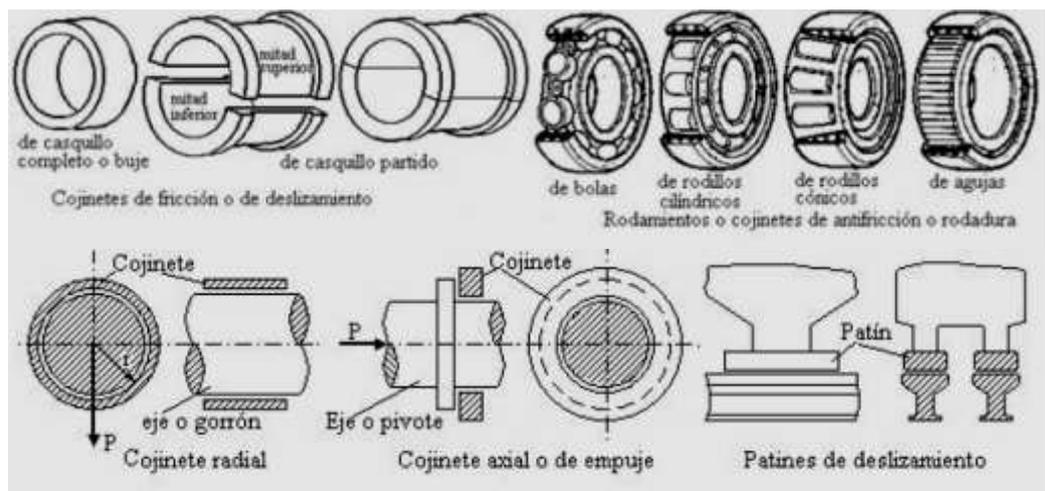


FIGURA 2.13. TIPOS DE COJINETES

El estudio de la lubricación, la fricción y el desgaste se conoce como tribología. Los cojinetes de rodadura tienen muy buen rendimiento debido al contacto rodante entre sus elementos, sin embargo, presentan algunos inconvenientes respecto a los de deslizamiento: son más caros, su montaje es más complicado, tienen tolerancias

muy pequeñas, tienen mayor tamaño, trabajan peor a altas velocidades, y no trabajan bien a temperaturas elevadas. Así, existen dos campos fundamentales para los cojinetes de deslizamiento:

- Las operaciones a altas temperaturas y condiciones de carga variables.
- Las operaciones con cargas ligeras o, en general, servicios poco críticos, en los que el rendimiento no es fundamental y prevalece su menor coste, su mayor facilidad de instalación y su menor requerimiento de espacio.

Cuando los cojinetes de deslizamiento se emplean en operaciones con cargas ligeras, pueden incluso no ir lubricados. Se suele utilizar en estos casos un material de bajo coeficiente de fricción con el acero y suficiente resistencia, como el nylon, cuando se lubrican, se emplea aceite o, con más frecuencia, grasa, para operaciones a temperaturas muy altas, los aceites pierden gran parte de sus propiedades, y pueden emplearse revestimientos de aleación, uno de cuyos componentes funde a la temperatura de trabajo y actúa como lubricante.

Tipos de Lubricación

El propósito de la lubricación consiste en reducir la fricción, el desgaste y el calentamiento de elementos de máquinas, que se mueven uno con respecto al otro. Existen cinco tipos de lubricación:

Hidrodinámica: La lubricación hidrodinámica significa que las superficies de soporte de carga del cojinete se encuentran separadas por una película de lubricante relativamente gruesa, para prevenir el contacto metal con metal y que la estabilidad que se obtiene de esta manera puede explicarse mediante las leyes de la mecánica de fluidos.

La lubricación no depende de la introducción del lubricante a presión, la presión de la película es creada por la propia superficie en movimiento al jalar el lubricante hacia una zona cuneiforme a una velocidad lo suficientemente alta como para crear la presión necesaria, a fin de separarlas superficies contra la carga en el cojinete.

Hidroestática: Se obtiene al introducir el lubricante, que puede ser aire o agua también, en el área de soporte de carga a una presión suficientemente alta para separar las superficies con una película de lubricante relativamente gruesa. Esta no requiere movimiento de una superficie en relación con otra.

Elastohidrodinámica: El concepto de lubricación elastohidrodinámica es poco conocido, en términos simples es cuando las superficies en contacto se deforman en forma elástica o que vuelven a su posición inicial y la película lubricante atrapada

entre las superficies provee una lubricación hidrodinámica microscópica.

Límite: Cuando existe una disminución de la viscosidad del lubricante debido a un aumento de carga, aumento de temperatura del lubricante, reducción de la cantidad de lubricante suministrada al cojinete, área de contacto insuficiente, las asperezas más superficiales quizá queden separadas por películas de lubricante de solo varias dimensiones moleculares de espesor.

El cambio de lubricación hidrodinámica a límite no ocurre de manera repentina o brusca. Tal vez primero ocurra lubricación hidrodinámica mezclada o de tipo límite y, a medida que las superficies se acercan, la lubricación de tipo límite predomina. La viscosidad del lubricante no tiene tanta importancia en la lubricación límite como en la composición química.

De Película Sólida: Se utiliza cuando los cojinetes necesitan trabajar a temperaturas extremas, tal como grafito o bisulfuro de molibdeno, porque los aceites minerales ordinarios no resultan adecuados. Actualmente se realizan estudios e investigaciones como un esfuerzo para encontrar materiales compuestos para cojinetes con índices bajos de desgaste, así como coeficientes de fricción pequeños.

Debido a las características de la laminadora se escogió el sistema de lubricación hidrostática para poder suplir los requerimientos y exigencias de la máquina en cuestión y así evitar el desgaste y mal funcionamiento por una lubricación no adecuada. Para un óptimo funcionamiento se escogió un lubricante ideal para dicho sistema.

Selección de Lubricante

La función de los lubricantes es disminuir las pérdidas por rozamiento y el desgaste de las superficies de los elementos en movimiento que componen el cojinete, el lubricante es también importante para disipar el calor que se produce durante el funcionamiento, trasladar los productos del desgaste, y proteger las piezas contra la corrosión. Los lubricantes más conocidos son los aceites y las grasas.



FIGURA 2.14. TIPOS DE LUBRICANTES

Los aceites son lubricantes líquidos, que sustituyen el rozamiento exterior de los cuerpos sólidos por el rozamiento entre las capas interiores del fluido y son capaces de evacuar grandes cantidades de calor. Comúnmente se emplean aceites derivados del petróleo, aunque para la lubricación de los cojinetes pueden emplearse otros líquidos en los cuales es necesario que trabaje, como es el caso de los aceites lubricantes sintéticos. Los principales constituyentes de un lubricante son los denominados aceites base, los cuales se clasifican en tres grupos según su origen: minerales, sintéticos y vegetales.

Los aceites base sintéticos son obtenidos a partir de diferentes fluidos de síntesis orgánica que se mezclan para obtener aceites lubricantes de prestaciones superiores a las bases minerales tradicionales. Los principales compuestos empleados en la formulación de aceites sintéticos son los siguientes:

Hidrocarburos sintéticos: Son compuestos orgánicos obtenidos a partir de monóxido de carbono e hidrógeno mediante el proceso Fisher-Tropsch, por lo tanto no proceden del petróleo, al ser compuestos totalmente sintéticos contienen rangos de cadenas de hidrocarburos perfectamente definidos.

Polialfaolefinas (PAO): Son hidrocarburos puros de parafinas ramificadas, con nulo contenido de azufre, fósforo, ceras o metales, la viscosidad viene determinada por las ramificaciones, las principales desventajas son su bajo poder solvente de aditivos, limitada resistencia a la oxidación, además de tender a disolver sellos y manguitos de goma.

Diésteres: Proceden de la reacción de di-ácidos orgánicos con alcoholes, presentan una excelente fluidez a bajas temperaturas y bajos puntos de congelamiento, alto índice de viscosidad, excelente resistencia al corte y elevada estabilidad térmica, la principal desventaja es su alto poder disolvente, alterando sellos, pinturas y recubrimientos de los elementos lubricados. Se tornan inestables con la presencia de agua dando lugar a compuestos ácidos.

Poliol-ésteres: Son generados a partir de la reacción de mono-ácidos de cadenas de 5 a 10 carbonos con poli-alcoholes como los glicoles. Sus prestaciones mejoran las de los diésteres, además algunas variedades son biodegradables, la principal desventaja es el alto poder disolvente, tendiendo a alterar sellos, pinturas y acabados con mayor intensidad que los diésteres.

Ésteres fosfatados: Son obtenidos a partir de reacciones de fenoles sustituidos con ácido fosfórico. Tienen una excelente estabilidad térmica y resistencia fuego. Dado que su densidad es superior a la del agua, ante una posible contaminación, ésta flotaría sobre el lubricante. Son incompatibles con aceites minerales, tienen un bajo índice de viscosidad, están siendo sustituidos por otros compuestos dada su elevada toxicidad.

Poliglicoles (PG): Son sintetizados a partir de la adición de óxido de etileno a iniciadores que contienen oxígeno como serían un alcohol, un glicol o un éter. Su naturaleza polar les confiere buenas propiedades lubricantes. Tienen una baja generación de lodos, ya que sus productos de descomposición por altas temperaturas, son gaseosos, son biodegradables. Actualmente son los principales componentes de los líquidos de frenos de los automóviles.

Siliconas: Son fluidos específicos formados por cadenas de átomos de silicio y oxígeno con cadenas ramificadas. Tienen un elevado índice de viscosidad, superior a 300, son químicamente inertes y no tóxicos. Presentan una buena fluidez a bajas temperaturas, baja volatilidad, resistencia elevada al fuego y reducida afinidad al agua. No suelen ser miscibles con otros fluidos derivados del petróleo.

El aceite lubricante sintético escogido para el presente proyecto fue el Polialfaolefinas (PAO) debido a los requerimientos de trabajo tales como:

- Fluidez a Muy Bajas Temperaturas (Pour Point: - 70 / - 50 °C)
- Alto Índice de Viscosidad (VI: 130 / 160)
- Baja Volatilidad (Aún con Bajas Viscosidades)
- Buenas Características de Fricción.
- Buenas Propiedades de separación de aire y agua y estabilidad hidrológica.
- Compatibilidad con Aceites Minerales y Esteres (Miscibilidad Ilimitada)
- Baja toxicidad (Food Grade): No Contiene Aromáticos.
- Compatible con las Pinturas Resistentes a los Aceites Minerales.
- Disponibles en un Amplio Rango de Viscosidades.
- Alta Estabilidad Térmica y a la Oxidación (Con Aditivos Inhibidores)
- Económicos.

Materiales de cojinetes

Los materiales para cojinetes deben ser seleccionados debido a las condiciones de trabajo, el tipo de lubricación, el lubricante que se emplea y los materiales del eje de transmisión que se apoya en él.

Estos por lo general son más caros y complejos de elaborar, por eso se fabrican de materiales más resistentes que los cojinetes.

Los ejes de transmisión, para garantizar un buen funcionamiento del cojinete, deben tener alta dureza y buen acabado superficial. Los aceros de medio carbono, con un adecuado tratamiento térmico, garantizan esas propiedades y son muy usados en la construcción de ejes (pueden tener una dureza de 40 a 50 HRC), para algunas aplicaciones puede emplearse hierro fundido de alta resistencia, cuando se necesitan ejes de menor diámetro posible, pueden emplearse aceros aleados, que con tratamiento térmico o termoquímico, puede alcanzar una dureza superficial de 55 a 60 HRC.

Para completar el par de fricción, proporcionando buenas condiciones de trabajo el material del cojinete debe cumplir con la mayoría de las siguientes condiciones:

- Elevado poder antifricción (Bajo coeficiente de rozamiento en el material del muñón para evitar grandes pérdidas de potencia y elevación de temperatura en el cojinete).
- Alta resistencia al desgaste.
- Alta resistencia a la fatiga.

- Buena adaptabilidad funcional (esto permite reducir las presiones locales debido a las deformaciones elásticas y errores de fabricación).
- Alta conductividad térmica (posibilita la disipación de mayor cantidad de calor al exterior del cojinete).
- Bajo coeficiente de dilatación térmica (garantiza menores variaciones de las holguras durante el funcionamiento).
- Bajo módulo de elasticidad.
- Buena maquinabilidad.
- Capacidad de fundirse con facilidad.
- Alta resistencia a la corrosión.
- Capacidad de formar y restituir películas de lubricante en su superficie.

Además es muy importante tener en cuenta el costo del cojinete que comprende fundamentalmente dos aspectos, los gastos en la fabricación del elemento y los del material.

Principales Materiales para la Fabricación de Cojinetes

El material fue escogido debido a las características de trabajo de los cojinetes, este fue de Bronce al estaño con norma ASTM Centrifugal Casting B271 10 Sn, 10 Pb. Los siguientes son materiales que se usan para la fabricación de los cojinetes.

Bronce:

Aleación de cobre, que puede contener elementos aleantes como el estaño, el plomo, y en pequeñas cantidades el fósforo y níquel. Es típico para los cojinetes de deslizamiento una aleación de un 12% a 15% de estaño en caso de aplicaciones con presiones y velocidades medias.

En aplicaciones de altas presiones a velocidades medias es usual el empleo de una aleación de plomo (bronce al plomo).

Las propiedades fundamentales del bronce son:

- * Alta resistencia a la fatiga
- * Punto de fusión relativamente alto
- * Mayor dureza que los babbitt (aleaciones con base de estaño y plomo, también llamadas metal blanco) y menor adaptabilidad funcional
- * Requieren buena lubricación

Sus pocas posibilidades de adaptación funcional, en comparación con otros materiales para cojinetes, hacen que sea peligrosa la aparición de partículas de desgaste duras en el lubricante que pueden provocar desgaste adhesivo.

Pueden fabricarse casquillos de bronce al estaño, para cargas altas y velocidades medias, o al bronce se le puede adicionar plomo para

disminuir el desgaste en los árboles, aunque esto hace a la aleación menos resistente a la corrosión.

También son usados cojinetes de bronce sinterizado y auto lubricados impregnados en aceite, con un 20 o 30% de aceite. Estos materiales hacen al cojinete silencioso, fiable y con pocos requerimientos de mantenimiento, pero a su vez son extremadamente frágiles.

Babbitt

Aleaciones con base estaño y plomo, también llamadas metal blanco.

Se emplean como revestimiento debido a su poca rigidez.

Propiedades:

- . Baja dureza
- . Gran plasticidad
- . Buena susceptibilidad funcional
- . Baja resistencia a la fatiga
- . Bajo punto de fusión
- . Buena conductividad térmica
- . Buena capacidad para retener películas de lubricantes

Se considera el babbitt B83 (GOST), que contiene 81-84 % de estaño, 11% de antimonio, 6% de cobre, un excelente metal

antifricción y resistente a las cargas de choque. Las partículas de desecho de los cojinetes de babbitt son blandas.

Para lograr buena resistencia a la compresión en cojinetes de babbitt es necesario disminuir el espesor de la capa depositada, por ejemplo para babbitt base estaño la resistencia a la compresión en cojinetes con un capa de 0.5 mm de espesor es de 8.3 MPa y para 0.1 mm de 29.4 MPa. En cojinetes para motores se recomiendan espesores de 0.25 a 0.4 mm para babbitt con base plomo o estaño.

Aleaciones de Aluminio

Pueden emplearse como elementos de aleación, estaño, níquel, cobre, silicio y cadmio. Requiere de árboles extremadamente pulidos.

Propiedades:

- . Alta resistencia a la fatiga
- . Alto coeficiente de expansión térmica (Debe trabajar at<150°C)
- . Alta conductividad térmica

Hierro Fundido

Se emplean en cojinetes lentos (1 a 2 m/s) y poco cargados, los árboles deben tener una dureza superior a los cojinetes y buen acabado superficial, deben trabajar con lubricación abundante. En este material, las inclusiones de grafito le proporcionan un lubricante complementario.

Propiedades:

- Poca adaptación funcional
- Alta dureza superficial
- Alta fragilidad (poca resistencia a cargas de choque)

Materiales no Metálicos

Estos tipos de materiales se emplean por su buena adaptabilidad.

Los desechos del desgaste son blandos, tienen la posibilidad de ser lubricados con una gran diversidad de fluidos, no tienen afinidad química con los materiales de los árboles, en muchas ocasiones tienen pequeño módulo de elasticidad, y su termo conductividad es baja.

Entre los materiales no metálicos puede ser mencionado el teflón (politetrafluoretileno), cuyas principales características son:

- Bajo coeficiente de dilatación térmica
- Poca desgaste
- Bajo coeficiente de fricción
- Amplia gama de temperaturas de servicio (-200 a 280 °C)
- No reacciona con agentes químicos ni con el agua

Deterioros de los Cojinetes de Deslizamiento

Los cojinetes de deslizamiento pueden sufrir varios deterioros como son las ralladuras, desgaste acelerado, deposición del metal antifricción en el árbol, producto de las siguientes causas:

- * Fatiga.
- * Corrosión.
- * Partículas en el lubricante.
- * Falta de lubricante o viscosidad insuficiente.
- * Des-alineamientos.
- * Altas presiones.
- * Combinaciones inadmisibles de cargas y velocidades.

Si se quiere evitar el deterioro prematuro del cojinete este debe ser diseñado cuidadosamente. Para esto es importante analizar las condiciones de trabajo y con ello decidir qué criterio emplear para diseñar el mismo.

Tipo y Diseño del Sistema de Lubricación empleada en los Cojinetes.

Lubricación Hidrostática

Se escogió debido a que es muy apropiada para velocidades relativas de deslizamiento bajas o, incluso, para los momentos de arranque en las diferentes máquinas o mecanismos. Debido aquí la

FIGURA 2.15. CAPACIDAD DE CARGA DE UN COJINETE HIDROSTÁTICO

Las diferentes dimensiones de los cojinetes se establecieron a consecuencia de los diámetros de los muñones, para un óptimo desempeño de los cojinetes de deslizamiento es recomendable que la relación longitud – diámetro (L/D) sea 1.

$$L' = 131 \text{ mm}$$

$$D = 131.15 \text{ mm}$$

$$pf = 10 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\beta = 0.5$$

$$\beta = \frac{p_0}{pf}$$

$$p_0 = \beta * pf = (0.05)(10 * 10^6) = 5 * 10^6$$

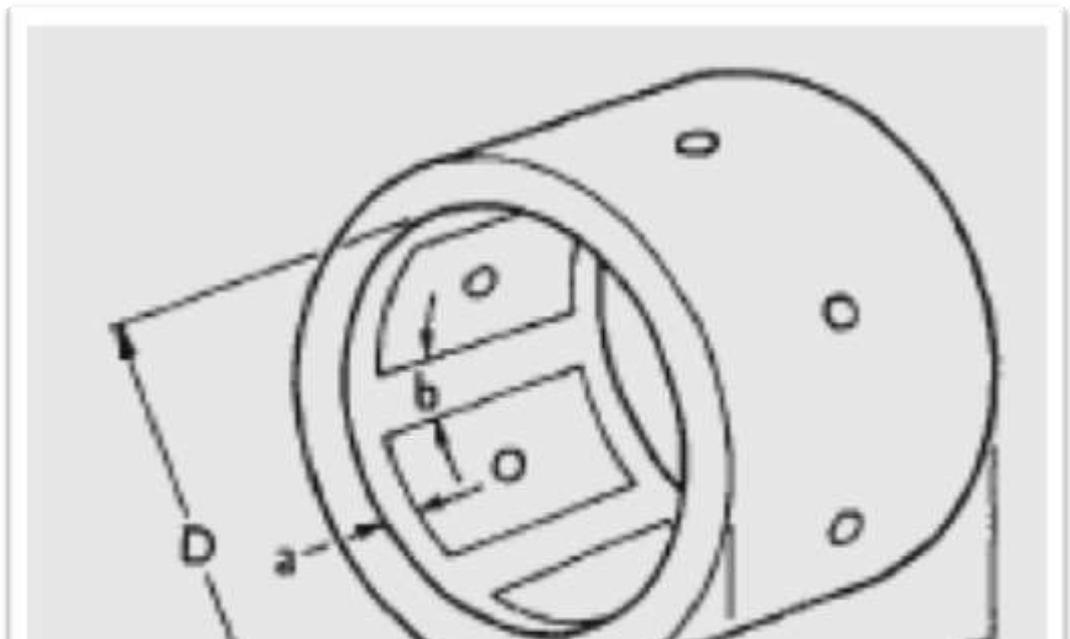


FIGURA 2.16. DIMENSIONES TÍPICAS DE UN COJINETE HIDROSTÁTICO

Carga que Soportan los Cojinetes

$$W = pf * Ae * W^{\rightarrow}$$

$$W^{\rightarrow} = 0.3 \text{ a } 0.6$$

Es el rango en que varía normalmente este coeficiente.

$$a = \frac{L'}{4} = \frac{131}{4} = 32.75 \text{ mm}$$

$$b = \frac{\pi * D}{4 * n} = \frac{\pi * 131.15}{4 * 4} = 25.75 \text{ mm}$$

TABLA 13

RIGIDEZ ADIMENSIONAL PARA COJINETES CON N AGUJEROS,

n	Capilar	Orificio	Flujo Constante
4	$\lambda = \frac{3.82\beta(1 - \beta)}{1 + \gamma(1 - \beta)}$	$\lambda = \frac{7.65\beta(1 - \beta)}{2 - \beta + 2\gamma(1 - \beta)}$	$\lambda = \frac{3.82\beta}{1 + \gamma}$
5	$\lambda = \frac{4.12\beta(1 - \beta)}{1 + 0.69\gamma(1 - \beta)}$	$\lambda = \frac{8.25\beta(1 - \beta)}{2 - \beta + 1.38\gamma(1 - \beta)}$	$\lambda = \frac{4.25\beta}{1 + 0.69\gamma}$

6	$\lambda = \frac{4.30\beta(1-\beta)}{1+0.5\gamma(1-\beta)}$	$\lambda = \frac{8.60\beta(1-\beta)}{2-\beta+\gamma(1-\beta)}$	$\lambda = \frac{4.30\beta}{1+0.5\gamma}$
---	---	--	---

$$\gamma = \frac{n * a(L' - a)}{\pi * D * b} = \frac{4(32.75)(131 - 32.75)}{\pi(131.15)(25.75)} = \frac{12870.75}{10609.51} = 1.21$$

$$\lambda = \frac{3.82 * \beta(1 - \beta)}{1 + \gamma(1 - \beta)} = \frac{3.82 * (0.5)(1 - 0.5)}{1 + 1.21(1 - 0.5)} = 0.6$$

$$W^{\rightarrow} = \frac{\lambda}{2} = \frac{0.6}{2} = \mathbf{0.3}$$

$$Ae = D(L' - a) = 131.15(131 - 32.75) = 0.013 \text{ m}^2$$

Rigidez Concéntrica de un Cojinete

$$\lambda^{\rightarrow} = \frac{pf * Ae}{C} * \lambda$$

$$\lambda^{\rightarrow} = \frac{(12 * 10^6) * 0.013}{0.000075} * 0.6 = 1.24 * 10^9 \frac{N}{m}$$

Carga Máxima que Soporta un Cojinete

$$W = pf * Ae * W^{\rightarrow}$$

$$W = (12 * 10^6)(0.013)(0.3) = \mathbf{46800 \text{ N Teórico}}$$

Las fórmulas usadas anteriormente aseguran una capacidad de sobrecarga del 70%, por lo que el W_{max} se lo calcula de la siguiente manera:

$$W_{max} = 1.7 * W = 1.7(46800) = \mathbf{79560 \text{ N}}$$

Razón de Flujo

De la siguiente tabla 14 se obtiene la viscosidad cinemática y la densidad relativa del lubricante datos importantes para determinar la razón de flujo para un cojinete diseñado con n número de agujeros.

TABLA 14
VALORES DE VISCOSIDAD Y DENSIDAD DE LOS DIFERENTES LUBRICANTES SINTÉTICOS Y MINERALES

Tipo de compuesto		Viscosidad a 100°C (cSt)	Densidad Relativa	Índice de Viscosidad	Punto de Inflamación (°C)	Punto de congelación (°C)
Aceite sintético	Polialfaolefina	15,12	0,870	126	221	- 79
	Diéster	19,6	0,955	176	232	- 51
	Poliol éster	15,0	0,975	135	232	- 51
	Poliglicol	50	1,01	150	177	- 55
	Éster fosfórico	6,7	1,02	90	220	- 80
Aceite Mineral	Fabricante 1	7,8	0,842	96	156	- 15
	Fabricante 2	19	0,860	103	200	- 15
	Fabricante 3	30	0,870	105	208	- 9

Profundidad del Receso

$$p = 20 \cdot C = 20 \cdot (0.075) = 1.5 \text{ mm}$$

Excentricidad Permissible

$$\varepsilon = 0.2 \cdot C_D = 0.2 \cdot 0.15 = 0.03 \text{ mm}$$

Se procederá a determinar la viscosidad dinámica (η)

$$\rho_r = \frac{\rho_{sustancia}}{\rho_{H2O}}$$

$$\rho_{sustancia} = 0.87(1000) = 870 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\text{Viscosidad cinemática} = \frac{\text{viscosidad dinámica}}{\rho}$$

$$\text{viscosidad dinámica} = \eta = 18.12 * 10^{-6} * 870 = 0.158 \text{ Pa} * \text{s}$$

Caudal para Necesario para Abastecer un Cojinete.

$$Q_{\text{requerido}} = \frac{pf * C^3}{\eta} * n * \beta * B^{\rightarrow}$$

$$B^{\rightarrow} = \frac{\pi * D}{6 * a * n} = \frac{\pi(131.15)}{6(32.75)(4)} = 0.52$$

$$Q_{\text{requerido}} = \frac{(12 * 10^6)(0.000075^3)}{0.158} * (4)(0.5)(0.52) = 3.33 * 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

Resistores Capilares

Los resistores capilares uno para cada agujero debería bajar la presión a la mitad de la presión suministrada cuando el cojinete no soporta ninguna carga externa. Estos serán introducidos como injertos en el cojinete.

Existen distintas medidas de diámetros interiores de los capilares las cuales se pueden ver en tablas, el tubo se corta hasta la longitud deseada por el diseño.

$$d = 1 \text{ mm}$$

$$l = 30 \text{ mm}$$

$$Q_0 = \frac{pf - p_0}{Kc * \eta}$$

$$Kc = \frac{128 * l}{\pi * d^4} = \frac{128 * 0.03}{\pi * (0.001)^4} = 1.22 * 10^{12} \frac{1}{m^3}$$

$$Q_0 = \frac{(12 * 10^6) - (6 * 10^6)}{(1.22 * 10^{12}) * 0.158}$$

$$= 3.11 * 10^{-5} \frac{m^3}{s} \text{ Por cada agujero del cojinete}$$

$$Q_{0\text{Total}} = n * Q_0 = 4 * 3.11 * 10^{-5}$$

$$= 1.24 * 10^{-4} \frac{m^3}{s} \text{ Por los 4 agujeros del cojinete}$$

Un cojinete requiere un flujo de lubricante de $Q_{requerido} = 3.33 * 10^{-5} \frac{m^3}{s}$ y los resistores diseñados por cada agujero proveen un caudal de $3.11 * 10^{-5} \frac{m^3}{s}$ y como son cuatro agujeros en un cojinete, el valor del caudal $Q_{0\text{Total}} = 4 * 3.11 * 10^{-5} = 1.24 * 10^{-4} \frac{m^3}{s}$, por lo que se puede concluir que los resistores cumplieron con el caudal requerido para cada cojinete.

El caudal total requerido para abastecer a los cuatro cojinetes es:

$$Q_{0\text{Requerido Total}} = 4 * 1.24 * 10^{-4} = 4.96 * 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

Temperatura promedio de Trabajo del Lubricante en la Máquina Laminadora

$$T_{prom} = T_1 + \frac{\Delta T}{2} = 25 + 30 = 55^\circ C$$

Densidad del lubricante sintético Poli alfa olefinas a la temperatura de trabajo

$$\rho_{@20^\circ C} = 870 \frac{Kg}{m^3}$$

$$\rho_{@55^\circ C} = 870 - (T_{prom} - 15) * 0.0007$$

$$\rho_{@55^\circ C} = 870 - (55 - 15) * 0.0007 = 869.97 \frac{Kg}{m^3}$$

Calor Específico

$$C_v = (0.402 + 0.00081 * T_{prom}) * \frac{4.19}{\rho_{@55^{\circ}C}}$$

$$\rho \text{ en } \frac{Kg}{dm^3}, T_{prom} \text{ en } ^{\circ}C$$

$$C_v = (0.402 + 0.00081 * 55) * \frac{4.19}{0.869} = 2.15 \frac{KJ}{Kg K} = 2153.1 \frac{J}{Kg K}$$

Para optimizar el diseño de cojinetes hidrostáticos el máximo aumento de temperatura cuando el lubricante pasa por el cojinete debe ser calculado con la siguiente fórmula:

$$\zeta = 0.424 \text{ Constante de diseño}$$

$$\Delta T = \frac{2 * pf}{\zeta * \rho * C_v} = \frac{2(12 * 10^6)}{(0.424)(869.97)(2153.1)} = 30.22 ^{\circ}C$$

Diámetro de las Tuberías de Entrega de Fluido

Por tabla que está en Anexo se escogió una tubería de cobre de diámetro exterior 3/8" y de diámetro interior 1/4", estas tuberías soportan la presión entregada por la bomba.

Velocidad de Fluido en la Tubería de Entrega

$$At = \frac{\pi(0.00635^2)}{4} = 3.17 * 10^{-5} m^2$$

$$Q = At * v$$

$$v = \frac{Q_{0 \text{ Requerido Total}}}{At} = \frac{4.96 * 10^{-4}}{3.17 * 10^{-5}} = 15.64 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{\rho * v * Dt}{\eta} = \frac{869.97(14.3)(0.00635)}{0.158} = 547.07$$

$Re < 1000$ Cumple con los requerimientos de las fórmulas a emplear.

$Re < 2000$ Es un flujo laminar.

Cálculos para Obtener las Dimensiones de la Tubería de Succión

Velocidad Promedio de Succión

$$V_s = 1.5 \frac{m}{s}$$

$$d_s = \sqrt{\frac{4 * Q_{0 \text{ Requerido Total}}}{\pi * V_s}} = 2.05 * 10^{-2} m$$

Pérdidas de Presión en las Tuberías

$$\text{Succión} \rightarrow P_s = \frac{32 * \eta * V_s * l}{d^2} = 9023.2 Pa$$

$$\text{Entrega} \rightarrow P_e = \frac{32 * \eta * v * l}{d^2} = 1793063.43 Pa$$

Pérdidas= succión + entrega= 1802086.63 Pa

Presión de entrega real= Presión teórica – Pérdidas= $12 * 10^6 - 1.8 * 10^6 = 10.19 * 10^6 Pa$

$W = (10.19 * 10^6)(0.013)(0.3) = 39741 N$ Real

La carga de laminación que debe soportar cada cojinete es de 37079.64 N y la carga total que soportan ya con las caídas de presión es de 39741 N. Este valor es mayor al que deben soportar por lo que el diseño está bien y comprobado.

Selección de Bomba

Bombas de Desplazamiento Dispositivo

Características Principales

Las bombas hidrostáticas de desplazamiento positivo son los elementos destinados a transformar la energía mecánica en hidráulica. Estas bombas son aquellas que suministran la misma cantidad de líquido en cada ciclo o revolución del elemento de bombeo, independiente de la presión que encuentre el líquido a su salida.

Estas bombas guían al fluido que se desplaza a lo largo de toda su trayectoria, el cual siempre está contenido entre el elemento impulsor, que puede ser un embolo, un diente de engranaje, un aspa, un tornillo, etc., y la carcasa o el cilindro. “El movimiento del desplazamiento positivo” consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara. Por consiguiente, en una máquina de desplazamiento positivo, el elemento que origina el intercambio de energía no tiene necesariamente movimiento alternativo (émbolo), sino que puede tener movimiento rotatorio (rotor).

Sin embargo, en las máquinas de desplazamiento positivo, tanto reciprocantes como rotatorias, siempre hay una cámara que aumenta

de volumen (succión) y disminuye volumen (impulsión), por esto a éstas máquinas también se les denomina Volumétricas.

Ventaja de las Bombas Positivas

Las bombas positivas tienen la ventaja de que para poder trabajar no necesitan "cebarse", es decir, no es necesario llenar previamente el tubo de succión y el cuerpo de la bomba para que ésta pueda iniciar su funcionamiento, tal como acontece en las bombas centrífugas.

En las bombas positivas, a medida que la bomba por sí misma va llenándose de líquido, éste va desalojando el aire contenida en la tubería de succión, iniciándose el escurrimiento a través del sistema cuando ha acabado de ser desalojado el aire. La homogeneidad de caudal en cada ciclo se consigue gracias a unas tolerancias muy ajustadas entre el elemento de bombeo y la carcasa de la bomba. Así, la cantidad de líquido que fuga interiormente en la bomba de desplazamiento positivo es mínima, y despreciable comparada con el máximo caudal de la misma. Cuando estas bombas presentan fugas internas considerables deben ser reparadas o sustituidas ya que no trabajan correctamente, Orientativamente el rendimiento volumétrico de las bombas de desplazamiento positivo, aunque varía de un tipo a otro no debe ser inferior al 85%.

La comparación entre las gráficas de rendimiento para cada tipo hace comprender el porqué todas las bombas de los sistemas hidráulicos de aviación son de desplazamiento positivo. Las tres razones más importantes son:

- En la bomba de desplazamiento no positivo, cuando el esfuerzo a vencer por el sistema alcance un valor determinado, la bomba dejara de dar caudal y el equipo se detendrá.
- En el caso anterior, y aun antes de alcanzar este valor concreto de presión, el caudal va disminuyendo notablemente, por lo que no se dispone de un control preciso de la velocidad de movimiento del sistema.
- Las fugas internas en este tipo de bombas implican un elevado consumo de energía mecánica que se desaprovecha al no convertirse en energía hidráulica.

Las bombas hidrostáticas se agrupan según el tipo de elemento de bombeo y se dividen en dos grupos principales: Bombas de caudal fijo y bombas de caudal variable.

El desplazamiento de fluido en cada cilindrada de una bomba de caudal fijo se mantiene constante en cada ciclo o revolución, pues el caudal es constante a una velocidad de trabajo determinada; por el

contrario, el caudal de salida de una bomba de caudal variable puede cambiarse y alterar la geometría del elemento de bombeo o la cilindrada del mismo.

Al seleccionar una bomba esta debe cumplir con los requerimientos del sistema de 120 bar de potencia y un caudal que esté en el rango de caudal total requerido. Del catálogo de Continental Hydraulics se eligió una bomba de paletas, la cual cumple con los requerimientos.

Esta bomba escogida es la PVR-15 (15B20).



FIGURA 2.17. RANGO DE OPERACIÓN DE LAS BOMBAS

El caudal de una bomba está determinado por la siguiente relación:

$$Q_{teórico\ B.} = cilindrada * velocidad$$

$$Q_{teórico\ B.} = 748.57 \frac{mL}{rev} * 1750\ rpm = 1310000 \frac{mL}{min} = 2.18 * 10^{-2} \frac{m^3}{s}$$

El caudal así obtenido es llamado caudal teórico, que es simplemente superior al caudal real en función del rendimiento volumétrico de la bomba, es decir de las fugas internas de la misma.

Se define el rendimiento volumétrico como la relación entre el caudal real y el caudal teórico:

$$\eta_V = \frac{Q_{real\ B.}}{Q_{teórico\ B.}}$$

Este rendimiento volumétrico oscila entre el 80 y el 99% según el tipo de bomba, su construcción, sus tolerancias internas, y según las condiciones específicas de velocidad, presión, viscosidad del fluido, temperatura, etc.

El rendimiento volumétrico es un factor de la bomba muy importante, pues a partir de él se puede analizar la capacidad de diseño y el estado de desgaste en que se encuentra una bomba, así si el rendimiento volumétrico disminuye con una alta tasa de cambio, el desgaste de sus elementos ya es demasiado.

El rendimiento volumétrico se ve afectado también por la presión del fluido hidráulico que se transporta y también por la temperatura del mismo.

La eficiencia o rendimiento volumétrico de la bomba se la obtiene mediante la tabla, donde por la presión se tiene una eficiencia del 79%.

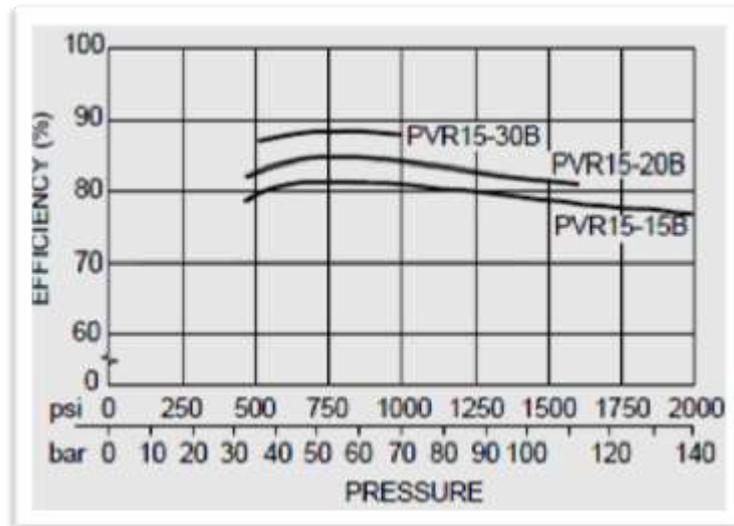


FIGURA 2.18. EFICIENCIA VS PRESIÓN

El caudal real que suministra la bomba al sistema se lo calcula con la fórmula de rendimiento volumétrico

$$Q_{real\ B.} = \eta_V * Q_{teórico\ B.} = 0.79 * (2.18 * 10^{-2}) = 1.72 * 10^{-2} \frac{m^3}{s}$$

Este caudal cumple con el requerido o el que se necesita para lubricar los 4 cojinetes hidrostáticos.

La potencia hidráulica requerida para satisfacer la demanda de los restrictores y cojinetes es calculada de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} Pot &= pf * Q_{0\ Requerido\ Total} = (12 * 10^6) * (4.96 * 10^{-4}) \\ &= 5952\ W \end{aligned}$$

La potencia al freno es la necesaria para elección de una bomba.

$$Pot_{freno} = \frac{pf * Q_{teórico B.}}{\eta_V} = \frac{(12 * 10^6) * (4.96 * 10^{-4})}{0.79}$$

$$= 7534.18 W$$

1 HP = 746 W

$$7534.18 W * \frac{1Hp}{746 W} = 10.09 HP$$

Esta es la potencia necesaria para que la bomba supla los cojinetes es de 10.09 HP a una presión de 120 bar y un caudal de 29.76 lpm.

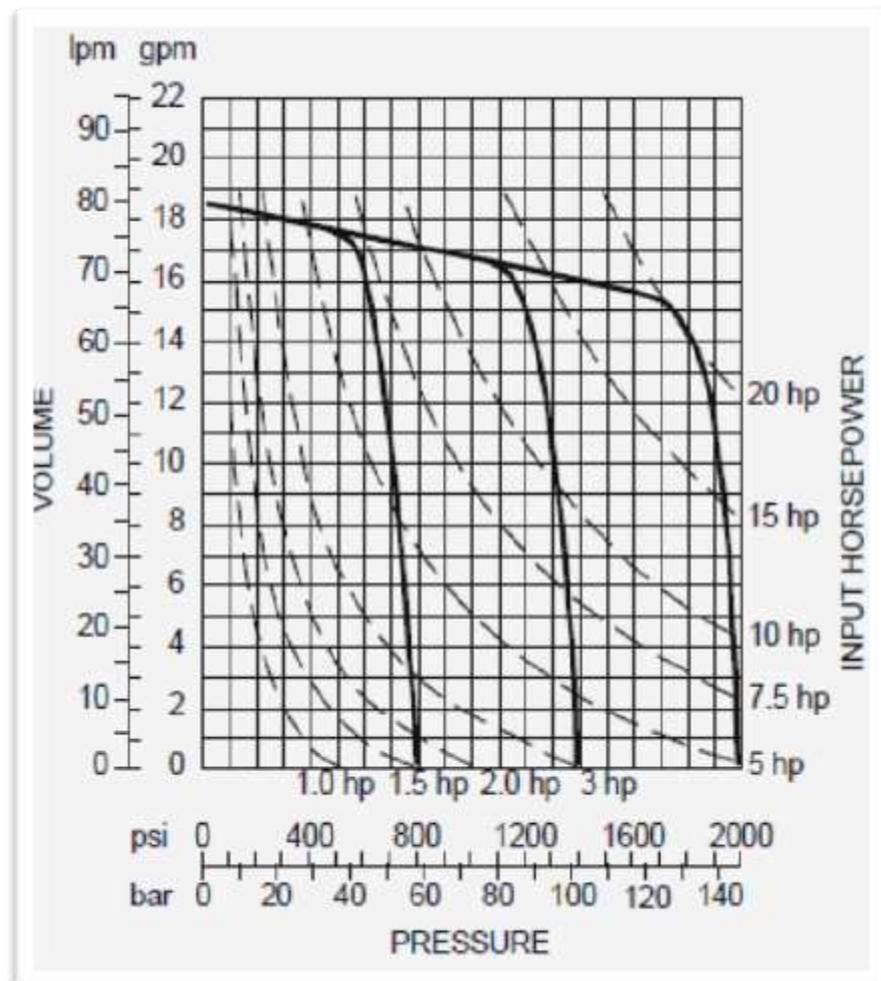


FIGURA 2.19.VÓLUMEN, PRESIÓN Y POTENCIA DE ENTRADA

Divisores de Flujo

Usar más de una bomba hidráulica para alimentar los diferentes orificios de los cojinetes hidrostáticos no es práctico. Una solución simple a este problema son los restrictores de presión y de flujo constante. Sin embargo los restrictores de flujo incrementan las pérdidas de potencia del sistema.

Por lo tanto este sistema debe ser aplicado solo para máquinas pequeñas o máquinas que operan bajo cortos períodos de tiempo, otra solución es la de los divisores de flujo, estos son usados para distribuir pequeñas cantidades de flujo de lubricante hacia los cojinetes a una tasa constante, es diseñado para distribuir el flujo de la bomba hidráulica en algunos más pequeños.

La ventaja de los divisores de flujo es que solo se necesita una bomba hidráulica para suministrar el lubricante a la “n” cantidad de orificios en los diferentes cojinetes.

El concepto del diseño de los divisores de flujo es el de usar el poder hidráulico de la bomba principal para activar algunos pistones pequeños que actúan como bombas de desplazamiento positivo lo

que serían bombas de razón de flujo constante y así de esta manera el flujo de una bomba hidráulica es dividida en unos más pequeños.

Lubricación de Engranés

Cuando los engranajes transmiten potencia, los esfuerzos sobre sus dientes se concentran en una región muy pequeña y ocurre en un tiempo muy corto. Las fuerzas que actúan en esa región son muy elevadas, si los dientes de los engranajes entran en contacto directo, los efectos de la fricción y el desgaste destruirán rápidamente los engranajes.

La principal función de un lubricante para engranajes es reducir la fricción entre los dientes del engranaje y de esta forma disminuir cualquier desgaste resultante. Idealmente, esto se logra por la formación de una película delgada de fluido la cual mantiene separadas las superficies de trabajo.

Los engranes deben lubricarse, a fin de evitar fallas prematuras debido a desgaste adhesivo o abrasivo. Es importante controlar la temperatura de la interfaz de acoplamiento, para reducir ralladuras y raspaduras en los dientes. Los lubricantes también eliminan calor, además de separar las superficies de metal, reduciendo fricción y desgaste, debe suministrarse suficiente lubricante para transmitir el

calor de fricción hacia el entorno, y no permitir temperaturas excesivas en el acoplamiento.

El procedimiento usual y el que se escogió para el proyecto es de proveer con un baño de lubricante al encerrar los engranes en una caja a prueba de aceite, la cual se llama la caja de engranes, esta caja debe de estar parcialmente llena con un lubricante apropiado, de manera que por lo menos uno de los miembros de cada engranaje quede parcialmente sumergido, la caja de engranes no se debe nunca llenar totalmente de aceite. La rotación de los engranes transportará el lubricante hacia los acoplamientos, manteniendo aceitados los engranes no sumergidos. El aceite debe mantenerse limpio y libre de contaminantes, y debe ser cambiado periódicamente.

Sistema de Control del Porcentaje de Reducción

La reducción porcentual de espesor que se logra al laminar la placa está en función de varios mecanismos que en conjunto proporcionan la exactitud del diferencial de espesor calculado.

$$m = \frac{d_e}{z_e} = \frac{452}{113} = 4$$

$$t = (m)(\pi) = (4)(\pi) = 12.55 \text{ mm}$$

Diámetro Exterior:

$$D_{e_{piñon}} = d_p + 2 * m = 100 + 8 = 108 \text{ mm.}$$

$$D_{e_{engranaje}} = d_e + 2 * m = 452 + 8 = 460 \text{ mm.}$$

Diámetro de pie:

$$D_{i_{piñon}} = d_p - 2.5 * m = 100 - 10 = 90 \text{ mm.}$$

$$D_{e_{piñon}} = d_p - 2.5 * m = 452 - 10 = 442 \text{ mm.}$$

Grosor del diente engrane: 30 mm.

Distancia entre centros

$$C = \frac{(d_p) + (d_e)}{2} = \frac{(100) + (452)}{2} = 276 \text{ mm.}$$

Relación de transmisión

$$\mu = \frac{Z_e}{Z_p} = \frac{140}{25} = 5.6$$

Avance del Perno:

Este valor quedó definido en los cálculos realizados para el porcentaje de reducción versus la potencia requerida para laminar.

El valor de reducción que se calculo por pasada fue de 0.3, lo que limita al valor de avance del perno a dicha cantidad.

$$A = (\text{numero devuelta})(\text{paso})$$

$$A = w_{engrane} * t_{perno}$$

Número de vueltas del engrane

$$A = 0.3 \text{ mm}$$

$$t_{perno} = 3.5 \text{ mm Paso de un perno M33 tomado de tabla}$$

$$w_{engrane} = \frac{A}{t_{perno}} = \frac{0.3}{3.5} = 0.0857 \approx \frac{1}{12} \text{ Vuelta}$$

Número de vueltas del engrane

Número de vueltas que el operador debe aplicar al volante para obtener una reducción de 0.3 mm.

$$\mu = \frac{w_p}{w_e}$$
$$w_p = (\mu)(w_e)$$

$$w_p = (5.6) \left(\frac{1}{12} \right) = 0.46 \approx 0.5 \approx \frac{1}{2} \text{ Vuelta}$$

2.4 Selección de Equipo de Registro de Datos de Laminación

Los strain gages se basan en el cambio de la resistencia eléctrica de un conductor cuando este está sujeto a una deformación mecánica, este tipo de elementos son ampliamente utilizados en mediciones de cualquier parámetro que produzca deformación de un elemento elástico como por ejemplo fuerza, presión, caudal, nivel, temperatura y demás mediciones.

Existen en el mercado una gran variedad de extensómetros (Strain Gages) que permiten determinar deformaciones en todos los sentidos: Axial, transversal, torsional.

El método consiste en determinar el cambio en la resistencia para así determinar la deformación unitaria.

La resistencia de un conductor está dada por:

L: longitud

A: área

ρ : resistividad

$$R = \rho r \frac{L}{A}$$

Si durante el proceso de deformación, la resistividad se mantiene constante (temperatura y presión constante), se pudo medir el cambio en la resistencia en función del cambio en la longitud:

Cambio en la resistencia (resistencia unitaria):

$$r = \frac{\Delta R}{R}$$

Cambio en la deformación (deformación unitaria):

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L}$$

Si se realiza un gráfico de deformación unitaria vs cambio en la resistencia, donde F es el factor de carga.

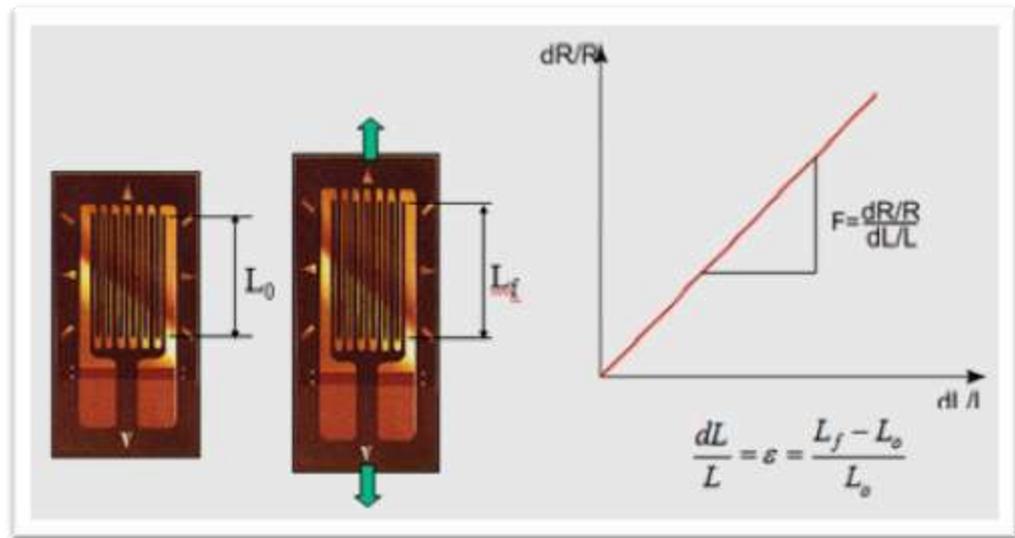


FIGURA 2.20. STRAIN GAGES Y GRÁFICO DE DEFORMACIÓN UNITARIA VS CAMBIO EN LA RESISTENCIA

El método para colocar los strain gages donde se quiera obtener datos de las deformaciones consiste en adherir estos pequeños dispositivos en un material elástico, de tal manera que al deformarse éste, deforma también al extensiómetro.

Si se conoce la deformación unitaria del strain gage, es posible conocer la deformación unitaria de la barra. Esto es aplicable siempre y cuando el material sea homogéneo, y geoméricamente uniforme.

Los extensiómetros escogidos son los de tipo laminar, estos son láminas adheridas en una película epoxy o baquelita. Se los conforma a través de un proceso de fotograbado.

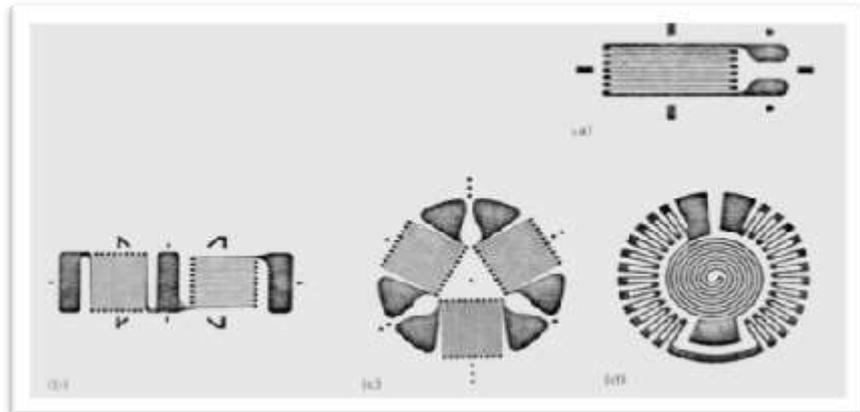


FIGURA 2.21. TIPOS DE STRAIN GAGES

Proceso de Colocación de los Strain Gages

Se limpia la superficie de tal forma que quede totalmente libre de impurezas y de cualquier suciedad. Se trazan los ejes de referencia para ayudar a una exacta orientación en todos los lugares donde sean colocados los strain gages. En cuanto a los adhesivos, existen diferentes tipos que están en función de la elasticidad y características del extensómetro como el porcentaje de elasticidad, fatiga, etc. Después de colocados se les debe aplicar una capa de una adecuada protección. Generalmente a los extensómetros se los coloca formando un puente de Wheatstone.

El puente de Wheatstone es el circuito más sensitivo que existe para medir una [resistencia](#), es un circuito muy interesante y se utiliza para medir el valor de componentes pasivos como las resistencias. El circuito puede conectarse a cualquier [voltaje](#) en [corriente directa](#), recomendable no más de 12 voltios). El circuito escogido es de puente completo.

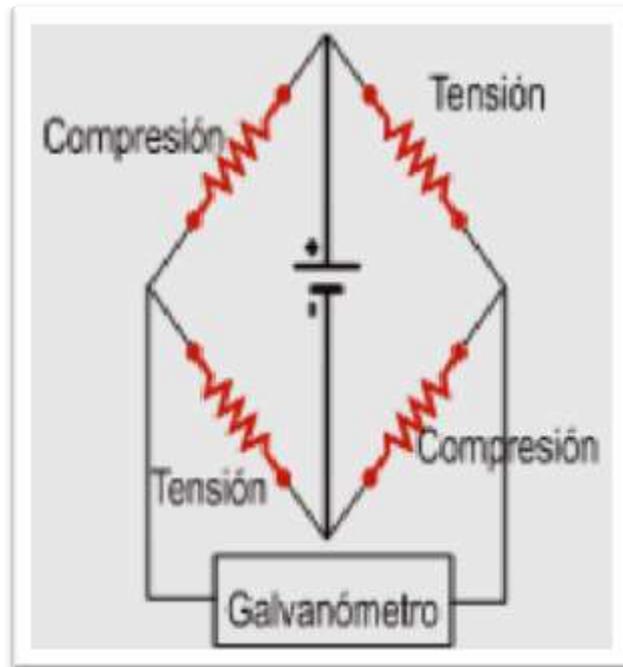


FIGURA 2.22.PUENTE DE WHEATSTONE, CIRCUITO COMPLETO

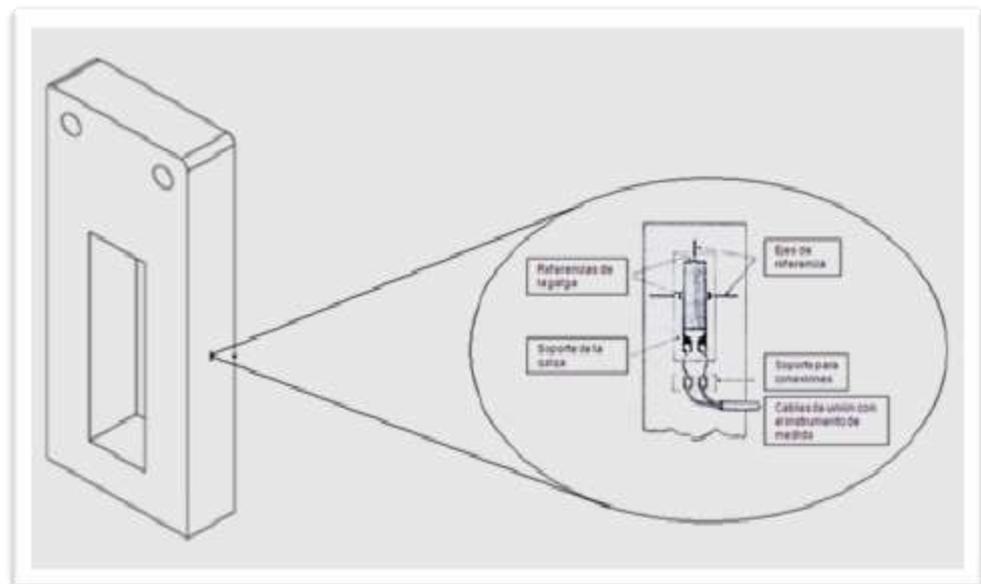


FIGURA 2.23.COLOCACIÓN DE STRAINGAGES EN EL CASTILLETE

Sistema de Adquisición de Datos

Para la presente tesis se escogió un sistema de adquisición de datos el cual facilita la obtención de resultados deseados en tiempo real. Anteriormente dichos sistemas de análisis no eran lo suficientemente efectivos ya que dependían de acción humana en la toma de datos, se realizaban varias pruebas, cuyo valor final se obtendría por una media matemática, y este proceso se repetía tantos puntos eran necesarios, haciéndolo largo para el analista, por tal motivo con los avances de la tecnología en los diferentes sistemas permiten obtener la información de manera más rápida y exacta, por esta razón, se eligió un sistema de la empresa National Instruments especializada en instrumentos de adquisición de datos, el modelo escogido y que se recomienda es el NI9219, es un módulo universal de la Serie C de 4 canales diseñado para pruebas de usos múltiples en cualquier chasis NI Compact DAQ o Compact RIO. Con el NI 9219 se puede medir varias señales desde sensores como galgas extensiométricas, RTDs, termopares, celdas de carga y otros sensores.

Los canales son seleccionados individualmente, así se puede realizar un tipo de medida diferente en cada uno de los cuatro canales. Los rangos de medida difieren para cada tipo de medida e incluyen hasta ± 60 V para voltaje y ± 25 mA para corriente. Debido al diseño del controlador, el NI 9219 no limita la velocidad total de un sistema NI CompactDAQ cuando se usa con módulos de muestreo más rápidos.



FIGURA 2.24.SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

2.5 Selección de materiales para la construcción

Rodillos de Laminación

El acero SAE 1020 es un acero clasificado en el grupo de los aceros bajo carbono. Su composición **química** le permite entregar un mejor desempeño en sus propiedades **mecánicas**, soldabilidad y maquinabilidad que otros aceros del mismo grupo, tiene un rango de maquinabilidad de alrededor del 76%, fácil de ser soldado por los procedimientos **más** comunes **entregando resultados de una excelente calidad**, el tipo de soldadura a usar depende del servicio, diseño y medidas requeridas.



FIGURA 2.25 PROCESO DE OBTENCIÓN DEL ACERO SAE 1020 Y
MICRO ESTRUCTURA

Castillete

El hierro gris es uno de los materiales ferrosos más empleados y su nombre se debe a la apariencia de su superficie al romperse. Esta aleación ferrosa contiene en general más de 2% de [carbono](#) y más de 1% de [silicio](#), además de [manganeso](#), [fósforo](#) y [azufre](#). Una característica distintiva del hierro gris es que el carbono se encuentra en general como [grafito](#), adoptando formas irregulares descritas como “hojuelas”. Este grafito es el que da la coloración gris a las superficies de ruptura de las piezas elaboradas con este material.

La composición típica para obtener una microestructura gráfitica es de 2.5 a 4% de [carbono](#) y de 1 a 3% de [silicio](#), el [silicio](#) juega un

papel importante en diferenciar a la fundición gris de la fundición blanca, esto es debido a que el [silicio](#) es un estabilizador de grafito, esto significa que ayuda a precipitar el grafito desde los carburos de hierro. Otro factor importante que ayuda a la formación de grafito es la velocidad de solidificación de la colada, una velocidad lenta tenderá a producir más grafito y una matriz ferrítica, una velocidad moderada tenderá a producir una mayor matriz [perlítica](#), para lograr una matriz 100% ferrítica, se debe someter la fundición a un tratamiento térmico de recocido.

Un enfriamiento veloz suprimirá parcial o totalmente la formación de [grafito](#) y en cambio propiciará la formación de [cementita](#), lo cual se conoce como Fundición Blanca.

TABLA 15

PROPIEDADES SEGÚN NORMA ASTM A48

Clase	Resistencia a la tracción [ksi]	Resistencia a la compresión[ksi]	Modulo de tracción (E) [10^6 psi]
20	22	33	10
30	31	109	14
40	57	140	18
60	62.5	187.5	21



FIGURA 2.26. PROCESO DE OBTENCIÓN DE ACERO ASTM A48 (FUNDICIÓN GRIS) Y MICROESTRUCTURA Cojinetes de Fricción

Bronce al Estaño y Plomo

Proceso de Obtención del Bronce ASTM Centrifugal Casting B271

Bronce al estaño y plomo cuya norma es ASTM B271 10% Sn 10% Pb, siendo su principal característica la resistencia al desgaste.

Para la fabricación de cojinetes y otras piezas sometidas a fricción suelen utilizarse aleaciones de bronce con hasta un 10% de [plomo](#), que le otorga propiedades auto lubricantes.

La característica distintiva del plomo es que no forma aleación con el cobre; de allí que queda distribuido de acuerdo a la técnica de fundido en la masa de la aleación, sin mezclarse íntimamente.

Por este motivo, el calentamiento excesivo de una pieza de maquinaria construida con este material puede llevar a la "exudación" de plomo que queda aparente como barro o lodo.

El reciclaje de estas piezas es también dificultoso, porque el plomo se funde y separa de la aleación mucho antes que el cobre llegue a punto de fusión.



FIGURA 2.27. PROCESO DE OBTENCIÓN DEL BRONCE B271 Y MICROESTRUCTURA

Engranés

Acero SAE 3215

El acero estructural SAE 3215 se produce bajo la especificación SAE 3215. Abridando los perfiles moldeados en acero al carbono, placas y barras de calidad estructural para clavados, atornillados, o soldados de la construcción de puentes, edificios, y estructuras de diferente propósitos. El acero estructural SAE 3215 o acero estructural con carbono, es hasta hace poco tiempo, el acero estructural básico utilizado más comúnmente en construcciones de edificios y puentes. Las aplicaciones comunes del acero estructural A36 es en la construcción, y es moldeado en perfiles y láminas, usadas en edificios e instalaciones industriales.

CAPÍTULO 3

3. EVALUACIÓN DEL DISEÑO Y COSTO

3.1 Aplicación de Programa de Computación para Revisión del Diseño Simulación de Castillete

Información de Modelo

Nombre de documento	Configuración	Ruta al documento	Fecha de modificación
castillete	Predeterminado	C:\Users\SolidWorks\proyecto nueva laminadora\castillete.SLDPRT	SunJan 15 12:48:52 2012

Propiedades del Estudio

Nombre de estudio	Estudio 1
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla:	Malla sólida
Tipo de solver	Solver tipo FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando (Soft Spring):	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Efecto térmico:	Introducir temperatura

Temperatura a tensión cero	298.000000
Unidades	Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorksFlowSimulation	Desactivar
Fricción:	Desactivar
Ignorar distancia para contacto superficial	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar

Unidades

Sistema de unidades:	SI
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	rad/s
Tensión/Presión	N/mm ² (MPa)

Propiedades de Material

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Sólido 1(Cortar-Extruir1)	[SW]Acero aleado fundido	274.906 kg	0.0376584 m ³

Nombre de material:	[SW]Acero aleado fundido
Descripción:	
Origen del material:	
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Desconocido
Datos de aplicación:	

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	1.9e+011	N/m ²	Constante
Coefficiente de Poisson	0.26	NA	Constante
Módulo cortante	7.8e+010	N/m ²	Constante
Densidad	7300	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	4.4808e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico	2.4128e+008	N/m ²	Constante
Coefficiente de dilatación térmica	1.5e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad	38	W/(m.K)	Constante

térmica			
Calor específico	440	J/(kg.K)	Constante

Cargas y Restricciones

Sujeción

Nombre de restricción	Conjunto de selecciones	Descripción
Fijo-1 <castillete>	activar 1 Cara(s) fijo.	

Carga

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga	Descripción
Fuerza-1 <castillete>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza normal 37080 N utilizando distribución uniforme	Carga secuencial	

Información de Malla

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	33.522 mm
Tolerancia:	1.6761 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	7639
Número de nodos:	12437
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:02
Nombre de computadora:	MAJISA-PC

Fuerzas de Reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el	N	-2.35203	37082.5	-0.415558	37082.5

sólido					
--------	--	--	--	--	--

Fuerzas de Cuerpo Libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N	-0.000196086	0.007188	0.000708533	0.0072255

Momentos de Cuerpo Libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el sólido	N-m	0	0	0	1e-033

Resultados del Estudio

Resultados Predeterminados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones 1	VON: Tensión de von Mises	0.000964403 N/mm ² (MPa) Nodo: 3386	(170.364 mm, 443.117 mm, 37.3726 mm)	1.89072 N/mm ² (MPa) Nodo: 184	(46.1549 mm, -360.501 mm, 65.5002 mm)
Desplazamientos 1	URES: Desplazamiento o resultante	0 mm Nodo: 63	(200 mm, -463.5 mm, 65.5 mm)	0.000946516 mm Nodo: 9187	(-1.58804e-006 mm, -360.501 mm, -65.5002 mm)
Deformaciones unitarias 1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	3.75611e-009 Elemento: 4811	(-167.809 mm, 447.957 mm, -16.601 mm)	7.49688e-006 Elemento: 1368	(-0.796642 mm, -403.763 mm, 48.0241 mm)

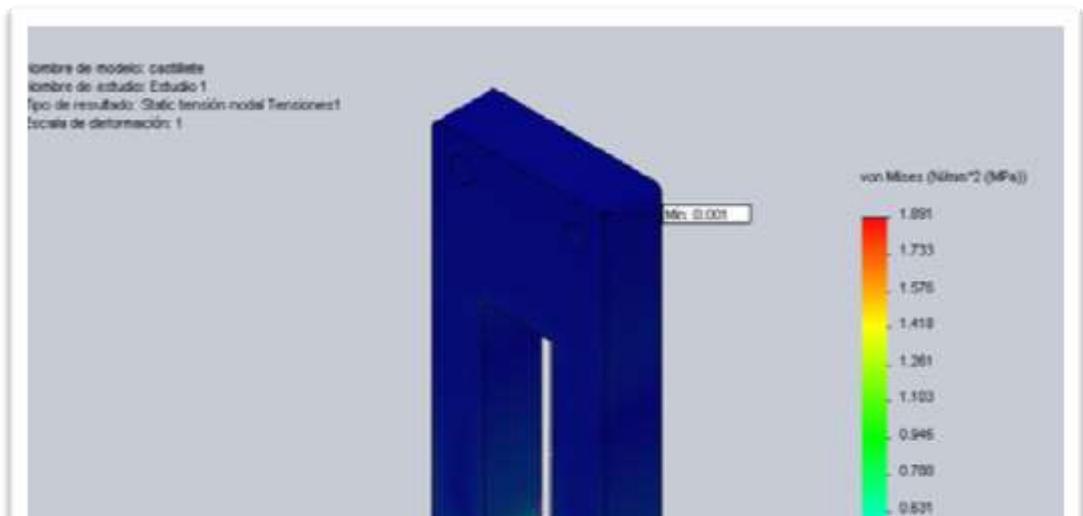


FIGURA 3.1.CASTILLETE-TENSIONES

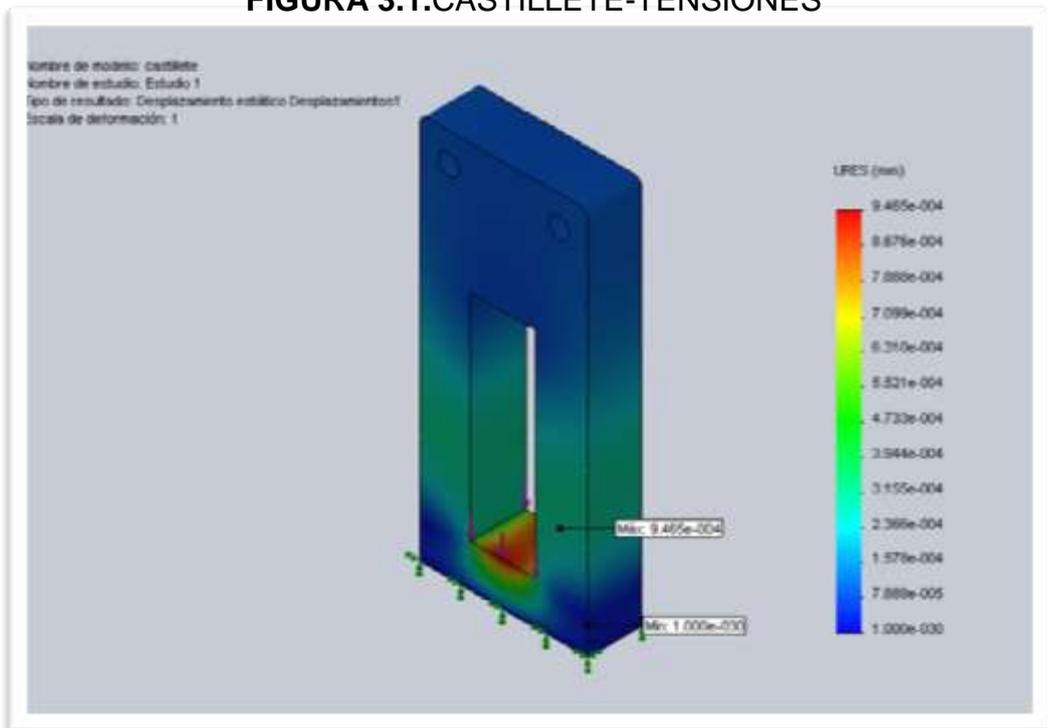


FIGURA 3.2 CASTILLETE-DESPLAZAMIENTOS

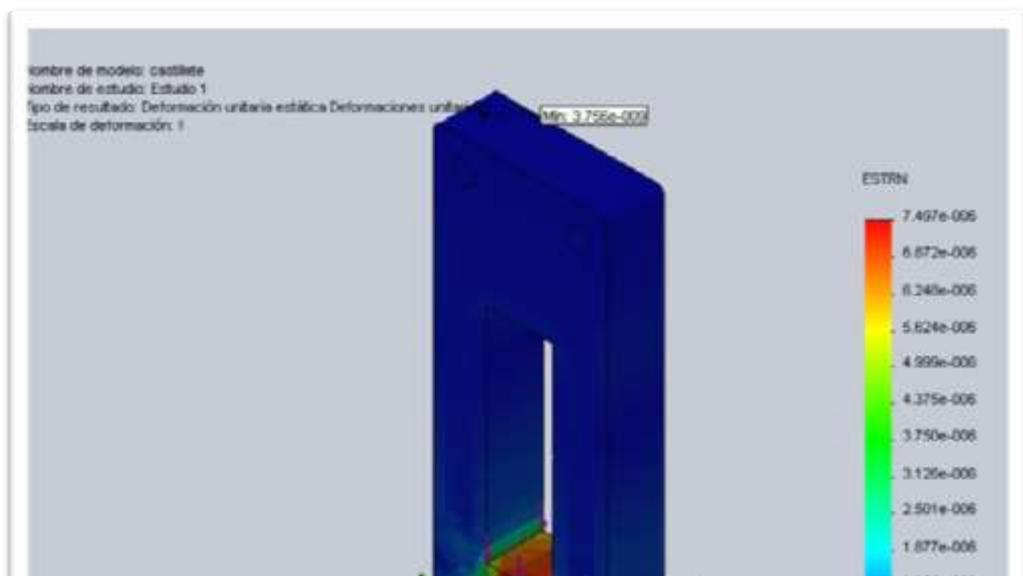


FIGURA 3.3.CASTILLETE-DEFORMACIONES UNITARIAS

3.2 Valoración de Costos de Fabricación

El análisis de cotización de las partes que conforman la máquina laminadora se lo ha realizado de acuerdo a normas estandarizadas de los diferentes materiales versus los costos en el mercado nacional del mismo.

Ya habiendo dimensionado por diseño las partes que integran la máquina se procedió a calcular costos de material de acuerdo a la masa (Kg) que representó cada elemento por medio de un análisis realizado en base al uso del programa grafico SolidWorks.

Castillete del Tren de Laminación

Material	Costo de Material (Kg)	Número de elementos	Operación	Costo de operación
Acero	\$8 por (Kg)	2	Maquinado	\$5

fundido				
ASTM				
A48				

Peso de una sección del castillete = 274.91 Kg

$$274.91 \text{ Kg} * \frac{\$8}{\text{Kg}} = \$ 2199.28$$

Costo Unitario = 2199.28 + 5 = \$ 2204.28

Costo Total para el castillete

Costo total= 2 * 2204.28 = \$ 4408.56

Rodillos de Laminación:

Material	Costo de Material (Kg)	Número de elementos	Operación	Costo de operación
Acero SAE1020	\$10 por (Kg)	2	Maquinado	\$800
			Rectificado	\$600

Peso de 1 rodillo= 138.45 Kg

$$138.45 \text{ Kg} * \frac{\$10}{\text{Kg}} = \$ 1384.5$$

Costo Unitario = 1384.5 + 800 + 600 = \$ 2784.5

Costo Total para los 2 rodillos

Costo total= 2 * 2784.5 = \$ 5569

Cojinetes de Fricción:

Material	Costo de Material (Kg)	Número de elementos	Operación
Bronce al estaño ASTM B271	\$30 por (Kg)	4	Fundición

Peso de 1 cojinete = 12.46 Kg

$$\text{Costo Unitario} = 12.46 \text{ Kg} * \frac{\$30}{\text{Kg}} = \$ 373.8$$

Costo Total para los 4 cojinetes

$$\text{Costo total} = 4 * 373.8 = \$ 1495.2$$

Engranes de Transmisión:

Material	Costo de Material (Kg)	Número de elementos	Operación	Costo de operación
Acero SAE 3215	\$7 por (Kg)	2	Maquinado	\$10
			Temple	\$10
			Revenido	\$5

Peso de 1 engrane = 214.2 Kg

$$214.2 \text{ Kg} * \frac{\$7}{\text{Kg}} = \$ 1499.4$$

$$95 \text{ dientes} * \frac{\$10}{\text{diente}} = \$ 950$$

$$\text{Costo Unitario} = 1384.5 + 950 + 10 + 5 = \$ 2464.4$$

Costo Total para los 2 engranes

$$\text{Costo total} = 2 * 2464.4 = \$ 4928.8$$

Piñones de Transmisión:

Material	Costo de Material (Kg)	Número de elementos	Operación	Costo de operación
Acero SAE 3215	\$7 por (Kg)	3	Maquinado	\$10
			Temple	\$10
			Revenido	\$5

Peso de 1 piñón = 5.38 Kg

$$5.38 \text{ Kg} * \frac{\$7}{\text{Kg}} = \$ 37.66$$

$$17 \text{ dientes} * \frac{\$10}{\text{diente}} = \$ 170$$

$$\text{Costo Unitario} = 37.66 + 170 + 10 + 5 = \$ 222.66$$

Costo Total para los 3 piñones

$$\text{Costo total} = 3 * 222.66 = \$ 667.98$$

Sistema de Adquisición de Datos

Equipo	Costo
Strain Gages	\$10
NI 9219 modulo	\$1130
Chasis CompactDAQ 8 puertos USB	\$1210
Accesorios del sistema	\$275
Software LabVIEW	\$2970

$$\text{Costo total del sistema} = \$5585$$

Costo de la Bomba Escogida Modelo PVR-15 (15B20) de Continental Hydraulics

$$\text{Bomba} = \$1500$$

CAPÍTULO 4

4. Conclusiones y Recomendaciones

Después de establecer los objetivos generales y específicos de la presente tesis y encontrar valores de diseño de la máquina laminadora requerida, se obtienen las siguientes.

Conclusiones:

Conclusión 1

Con relación al objetivo principal se logró diseñar una máquina laminadora semi-industrial con la capacidad de realizar dicho proceso para placas de mayor dimensión para metales no ferrosos y transformarlos en materia prima para que así por medio de otros procesos se obtenga un determinado producto final.

Conclusión 2

Mediante el método de Goodman el cual es el más usado para cargas fluctuantes, se logró determinar el esfuerzo de fatiga que iban a sufrir los rodillos de laminación, cuyo factor de seguridad obtenido fue de 4.4. Aseverando el óptimo desempeño y descartando así cualquier falla debido a las cargas aplicadas en el mismo. El material escogido ASTM A532, se seleccionó en base a un análisis metalográfico previo, que se le realizó a un rodillo de la máquina

laminadora artesanal, cuyos resultados demostraron que su composición consta de 20% Cr-Mb, dicha composición minimiza la formación de grafito, aportando al material una excelente resistencia al desgaste y a la abrasión. Este material junto con las dimensiones del diseño semi – industrial, aceptan una carga máxima de 74159.28 N necesaria para el proceso de laminación sin riesgo a que esta falle por flexión y torsión.

Conclusión 3

El diseño de los cojinetes de fricción se definió bajo el criterio de lubricación hidrostática, este sistema es óptimo para altas cargas y bajas revoluciones. Se efectúa aportando el líquido lubricante a alta presión, lo que hace que literalmente levite el muñón unos cuantos μmm y evite el rozamiento metal con metal. Se efectuaron los cálculos de un cojinete de 4 orificios con restrictores capilares que aportaban un caudal de $1.04 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$, lo que satisface el caudal requerido por el cojinete que es de $2.77 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$. La carga que soporta un cojinete es de 39000 N, las fórmulas aplicadas para los diferentes cálculos aportan una capacidad de sobrecarga del 70%, lo que permite una carga máxima de 66300 N. El materia elegido fue bronce al estaño cuya norma es ASTM B271 10% Sn 10% Pb, siendo su principal característica la resistencia al desgaste.

Conclusión 4

El sistema de transmisión está conformado por un tren de engranajes que fue diseñado partiendo de la potencia requerida de laminación.

La principal característica del diseño es la adaptación de ruedas helicoidales que debido a su característica principal de transmitir mayor potencia y menor vibración proporcionaban un mayor desempeño al sistema de transmisión. Debido a las características físicas que implicó el diseño de los dientes, fue necesario la aplicación de la teoría falla por fatiga al contacto, ya que el diente es más susceptible a la picadura de la superficie que a la fractura por flexión. Análisis previos realizados a los dientes de los engranes garantizó por medio de la teoría de Goodman que el elemento no iba a sufrir fractura, ya que el factor de seguridad 2 es mayor que el admitido mínimo de 1.3.

Consultando al director de tesis se hizo factible la selección del material óptimo capaz de resistir la carga de contacto entre engrane – piñón, usando un acero especial de cementación SAE-3215 el cual adquiere una excelente dureza superficial al temple, buena tenacidad y resistencia en el núcleo.

Conclusión 5

Dado los estudios realizados se determino que los costos de fabricación bordean los US\$25000, costo total en el cual están contemplado los procesos de manufacturado y mano de obra, mismos que representan un porcentaje bajo con relación a considerar una importación.

Recomendaciones:

Es importante establecer que es viable la idea de construir la máquina gracias al diseño de esta tesis, más aún con las oportunidades que se presentan para emprender en el área de desarrollo de tecnología a nivel metalúrgico por el impulso que ofrece la condición de prohibición de exportar chatarra, por ende se crea la necesidad de desarrollar empresas en los diferentes procesos de manufactura tales como la laminación de metales no ferroso se vuelve un tema de mucha importancia a futuro y por tanto se hacen las siguientes recomendaciones:

Recomendación 1

1.-Se recomienda que la Escuela Superior Politécnica del Litoral apoye esta propuesta que tiene relación directa con la producción metalúrgica de la región y del País.

Recomendación 2

2.-La fabricación y puesta en operación de la laminadora promoverá el interés del desarrollo de productos No Ferrosos como aluminio, cobre y sus aleaciones, las cuales pueden ser usadas en áreas como: domestico, construcción, naval, minera, industria y de esta manera atender una demanda del mercado local, sustituyendo parte de la importación.

APÉNDICE A: PLANOS

APÉNDICE B: TABLAS DE CADENAS

Paso de la cadena:	3/8"											
Z ₀ de stock	19	20	21	23	25	30	38	57	76	95	114	150
Eje de diámetro máximo	28	32	35	42	42	35	42	45	45	50	50	50
Paso de la cadena:	1/2"											
Z ₀ de stock	19	20	21	23	25	30	38	57	76	95	114	
Eje de diámetro máximo	42	45	48	48	48	45	50	50	50	50	50	
Paso de la cadena:	5/8"											
Z ₀ de stock	19	20	21	23	25	30	38	57	76	95	114	
Eje de diámetro máximo	50	50	55	55	55	50	50	50	50	50	75	
Paso de la cadena:	3/4"											
Z ₀ de stock	19	20	21	23	25	27	30	38	57	76	95	114
Eje de diámetro máximo	55	55	55	55	55	55	55	50	55	55	65	75
Paso de la cadena:	1"											
Z ₀ de stock	19	20	21	23	25	30	38	57	76	95	114	
Eje de diámetro máximo	75	75	75	75	75	75	65	75	75	75	100	
Paso de la cadena:	1 1/4"											
Z ₀ de stock	19	21	23	25	38	57	76					
Eje de diámetro máximo	90	90	90	90	90	95	100					
Paso de la cadena:	1 1/2"											
Z ₀ de stock	19	21	23	25	38	57	76					
Eje de diámetro máximo	100	100	100	100	100	110	125					
Paso de la cadena:	1 3/4"											
Z ₀ de stock	19	21	23	25	38	57	76					
Eje de diámetro máximo	110	110	110	110	110	125	140					
Paso de la cadena:	2"											
Z ₀ de stock	19	21	23	25	38	57	76					
Eje de diámetro máximo	125	125	125	125	125	140	150					

**APÉNDICE C: TABLA PARA LA SELECCIÓN DE EJE Y
NÚMERO DE DIENTES PARA LA
CATALINA**

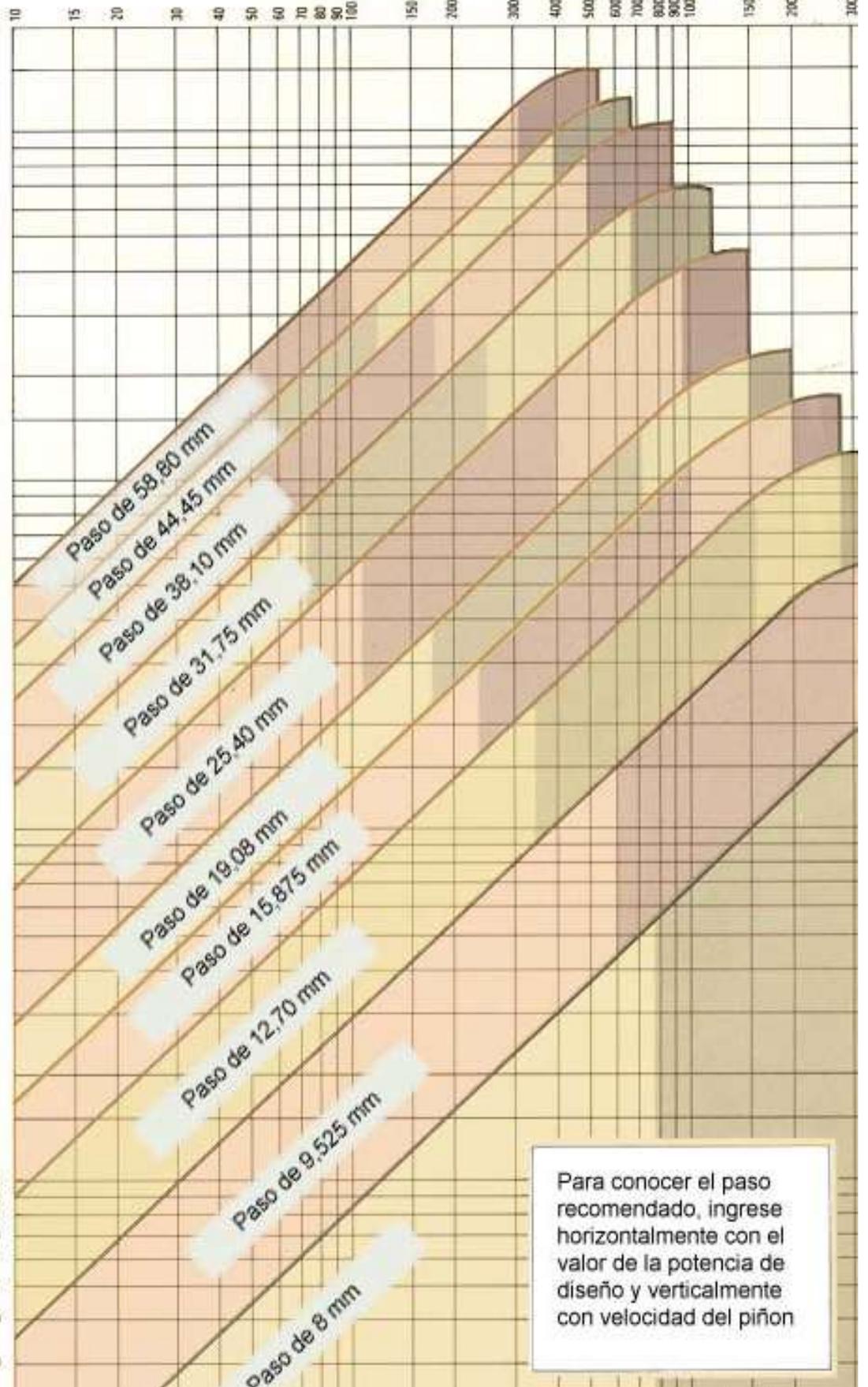
Potencia de diseño

Cantidad de hileras

3 2 1

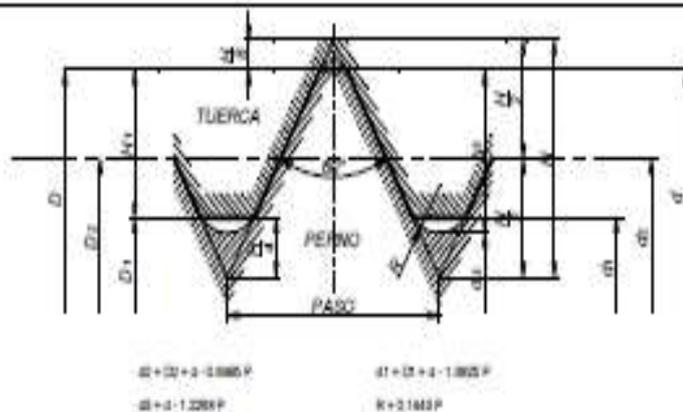
Velocidad del piñon [rpm]

500	340	200
375	255	150
250	170	100
225	153	90
200	136	80
175	119	70
150	102	60
125	85	50
100	68	40
75	51	30
50	34	20
38	26	15
25.0	17.0	10.0
22.5	15.3	9.0
20.0	13.6	8.0
17.5	11.9	7.0
15.0	10.2	6.0
12.5	8.5	5.0
10.0	6.8	4.0
7.5	5.1	3.0
5.0	3.4	2.0
3.8	2.6	1.5
2.50	1.70	1.0
2.25	1.53	0.90
2.00	1.36	0.80
1.75	1.19	0.70
1.50	1.02	0.60
1.25	0.85	0.50
1.00	0.68	0.40
0.75	0.51	0.30
0.50	0.34	0.20
0.38	0.26	0.15
0.250	0.170	0.100
0.225	0.153	0.090
0.200	0.136	0.080
0.175	0.119	0.070
0.150	0.102	0.060
0.125	0.085	0.050
0.100	0.068	0.040
0.075	0.051	0.030



Para conocer el paso recomendado, ingrese horizontalmente con el valor de la potencia de diseño y verticalmente con velocidad del piñon

**APÉNDICE D: TABLA DE CATÁLOGO REINIKE
PERNOS ESPECIALES**



Ø NOMINAL	PASO	PERNO (AJUSTE 6g)						TUERCA (AJUSTE 6H)				
		DIAMETRO EXTERIOR d		DIAMETRO MEDIO d2		DIAMETRO d1	AREA DE RESISTENCIA A.M.C	DIAMETRO D	DIAMETRO MEDIO D2		DIAMETRO INTERIOR D1	
		MAX	MIN	MAX	MIN	MAX		MIN	MIN	MAX	MIN	MAX
M6	1,25	7,972	7,760	7,160	7,042	6,619	36,6	8,000	7,188	7,348	6,647	6,912
M10	1,50	9,968	9,732	8,994	8,862	8,344	58,0	10,000	9,026	9,206	8,376	8,676
M12	1,75	11,966	11,701	10,829	10,679	10,072	84,3	12,000	10,863	11,063	10,105	10,441
M14	2,00	13,962	13,682	12,663	12,503	11,797	115	14,000	12,701	12,913	11,835	12,210
M16	2,00	15,962	15,682	14,663	14,503	13,797	157	16,000	14,701	14,913	13,835	14,210
M18	2,50	17,958	17,623	16,334	16,164	15,252	192	18,000	16,376	16,600	15,294	15,744
M20	2,50	19,958	19,623	18,334	18,164	17,252	245	20,000	18,376	18,600	17,294	17,744
M22	2,50	21,958	21,623	20,334	20,164	19,252	303	22,000	20,376	20,600	19,294	19,744
M24	3,00	23,952	23,577	22,003	21,803	20,704	353	24,000	22,051	22,316	20,752	21,252
M27	3,00	26,952	26,522	25,003	24,803	23,704	459	27,000	25,051	25,316	23,752	24,252
M30	3,50	29,947	29,522	27,674	27,462	26,158	561	30,000	27,727	28,007	26,211	26,771
M33	3,50	32,947	32,465	30,674	30,462	29,158	694	33,000	30,727	31,007	29,211	29,771
M36	4,00	35,940	35,465	33,342	33,118	31,610	817	36,000	33,402	33,702	31,670	32,270
M39	4,00	38,940	38,437	36,342	36,118	34,610	976	36,000	36,402	36,702	34,670	35,270
M42	4,50	41,937	41,437	39,014	38,778	37,066	1120	42,000	39,077	39,392	37,129	37,799
M45	4,50	44,937	44,399	42,014	41,778	40,066	1306	45,000	42,077	42,392	40,129	40,799
M48	5,00	47,929	47,399	44,681	44,431	42,516	1473	48,000	44,752	45,087	42,587	43,297
M52	5,00	51,929	51,365	48,681	48,431	46,516	1757	52,000	48,752	49,087	46,587	47,297
M56	5,50	55,925	55,365	52,353	52,088	49,971	2030	56,000	52,428	52,783	50,046	50,796
M60	5,50	59,925	59,320	56,353	56,088	53,971	2362	60,000	56,428	56,783	54,046	54,796
M64	6,00	63,920	63,320	60,023	59,743	57,425	2676	64,000	60,103	60,478	57,505	58,305
M68	6,00	67,920	67,320	64,023	63,743	61,425	3055	68,000	64,103	64,478	61,505	62,305
M72	6,00	71,920	71,320	68,023	67,743	65,425	3460	72,000	68,103	68,478	65,505	66,305
M76	6,00	75,920	75,320	72,023	71,743	69,425	3889	76,000	72,103	72,478	69,505	70,305
M80	6,00	79,920	79,320	76,023	75,743	73,425	4344	81,000	76,103	76,478	73,505	74,305
M85	6,00	84,920	84,320	81,023	80,743	78,425	4945	85,000	81,103	81,478	78,505	79,305
M90	6,00	89,920	89,320	86,023	85,743	83,425	5588	90,000	86,103	86,478	83,505	84,305
M100	6,00	99,920	99,320	96,023	95,743	93,425	6946	100,000	96,106	96,478	93,505	94,305

**APÉNDICE E: TABLA DE TUBOS CAPILARES DE
ACERO INOXIDABLE TUBCA**

Medida mm Ø ext. x pared	Medida mm Ø Int.	Calidad	Tratamiento	Peso Kg/m
0.4 x 0.12	0.16	AISI-304	DURO	0.0008
0.5 x 0.12	0.26	AISI-304	DURO	0.0011
0.6 x 0.15	0.30	AISI-304	DURO	0.0017
0.7 x 0.15	0.40	AISI-304	DURO	0.0021
0.8 x 0.15	0.50	AISI-304	DURO	0.0025
0.9 x 0.15	0.60	AISI-304	DURO	0.0028
1.0 x 0.15	0.70	AISI-304	DURO	0.0032
1.1 x 0.15	0.80	AISI-304	DURO	0.0036
1.2 x 0.20	0.80	AISI-304	DURO	0.0050
1.3 x 0.15	1.00	AISI-304	DURO	0.0043
1.4 x 0.15	1.10	AISI-304	DURO	0.0047
1.5 x 0.15	1.20	AISI-304	DURO	0.0051
1.6 x 0.19	1.22	AISI-304	DURO	0.0068
1.65 x 0.25	1.15	AISI-304	DURO	0.0088
1.7 x 0.15	1.40	AISI-304	DURO	0.0058
1.8 x 0.20	1.40	AISI-304	DURO	0.0080
2.0 x 0.20	1.60	AISI-304	DURO	0.0090
2.0 x 0.25	1.50	AISI-316	DURO	0.0110
2.0 x 0.50	1.00	AISI-304	DURO	0.0188
2.2 x 0.25	1.70	AISI-304	DURO	0.0123
2.5 x 0.25	2.00	AISI-304 y 316	DURO	0.0140
2.5 x 0.50	1.50	AISI-304	DURO	0.0251
2.6 x 0.20	2.20	AISI-304	DURO	0.0120
3.0 x 0.25	2.50	AISI-304 y 316	DURO	0.0170
3.0 x 0.50	2.00	AISI-316	DURO	0.0310
3.5 x 0.25	3.00	AISI-304	DURO	0.0204
4.0 x 0.25	3.50	AISI-304	DURO	0.0240
4.0 x 0.30	3.40	AISI-304 y 316	RECOCIDO	0.0280
4.0 x 0.50	3.00	AISI-304 y 316	DURO	0.0440
4.25 x 0.25	3.75	AISI-304	DURO	0.0250
4.5 x 0.25	4.00	AISI-304	DURO	0.0267
4.7 x 0.25	4.20	AISI-304	DURO	0.0280
5.0 x 0.25	4.50	AISI-304	DURO	0.0298
5.0 x 0.30	4.40	AISI-304	DURO	0.0354
5.0 x 0.50	4.00	AISI-316	DURO	0.0585
6.0 x 0.25	5.50	AISI-304	DURO	0.0381
6.0 x 0.50	5.00	AISI-316	DURO	0.0440
7.0 x 0.50	6.00	AISI-304	DURO	0.0817
8.0 X 0.50	7.00	AISI-304	DURO	0.0943
9.0 X 0.50	8.00	AISI-304	DURO	0.1088

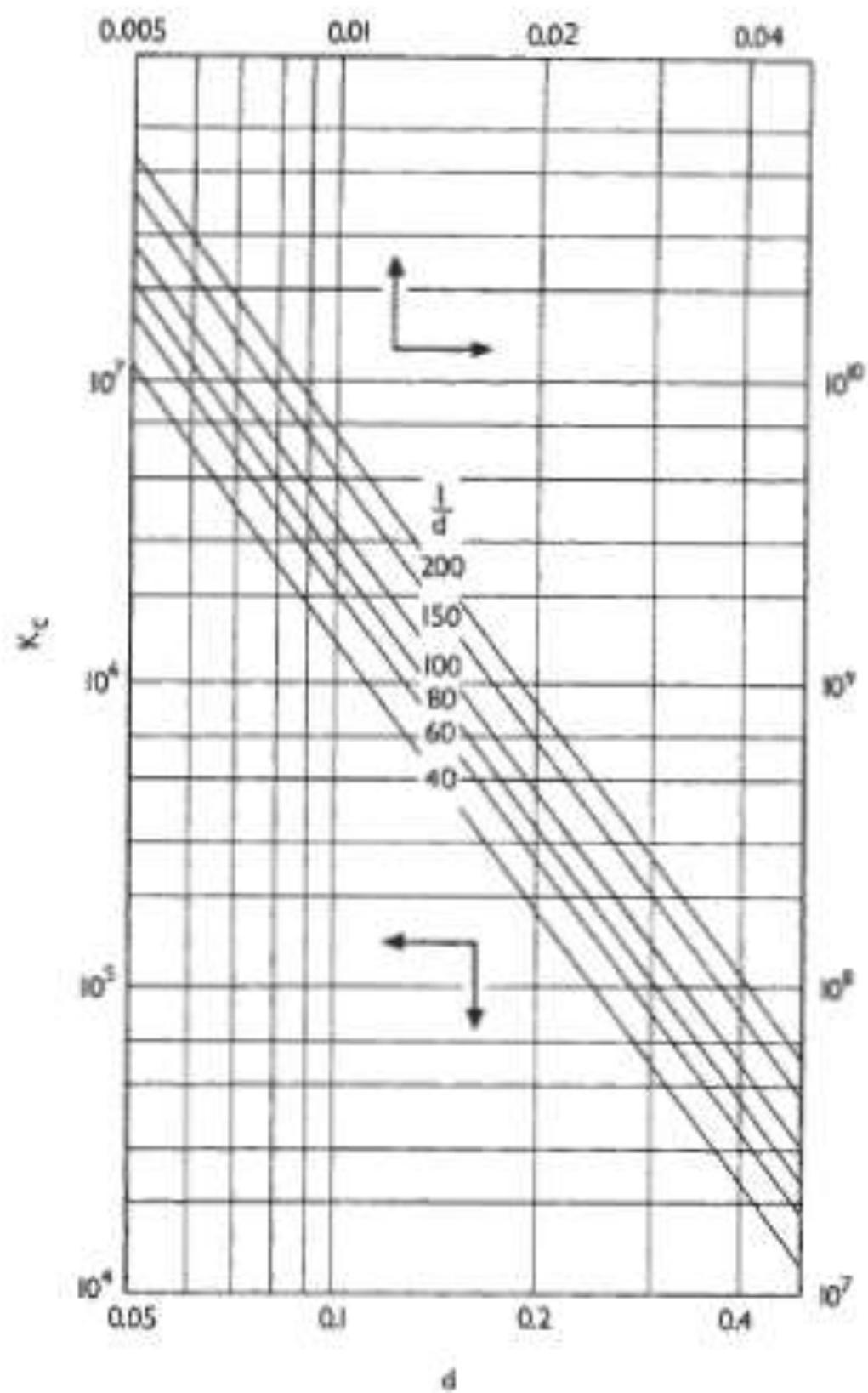
APÉNDICE F: TABLA DE TUBERÍAS DE COBRE KME

KME

LA EVOLUCIÓN DEL COBRE

Dimensiones [mm]	Presión máx. de funcionamiento [bar]	Rollos [15 ó 30 m]	Largos [5 m u otras dimensiones]
6,35 x 0,71	123	X	X
7,94 x 0,91	123	X	X
9,52 x 1,02	123	X	X
12,7 x 1,42	123	X	X
15,88 x 1,83	123		X

**APÉNDICE G: TABLA PARA OBTENCIÓN DEL FACTOR
KC PARA DIFERENTES DIÁMETROS DE
CAPILARES**



**APÉNDICE H:CATÁLOGO DE LA BOMBA
RECOMENDADA**



PVR-15 SERIES VANE PUMPS

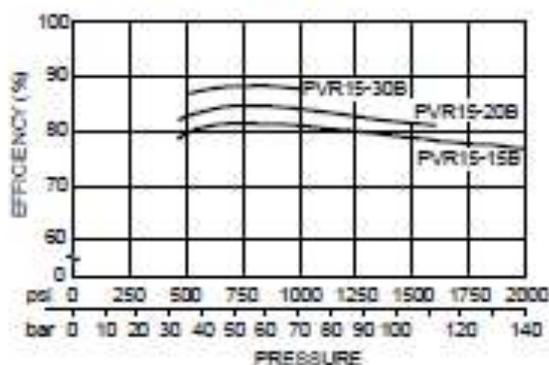
VARIABLE DISPLACEMENT, PRESSURE COMPENSATED



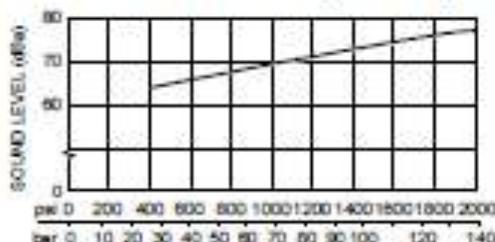
Manifold Mounted

Flanged Mounted
SAE "B" 2-Bolt

OVERALL EFFICIENCY 1750 rpm at Full Displacement



TYPICAL SOUND LEVEL @ 1750 rpm



TYPICAL PERFORMANCE SPECIFICATIONS

		PUMP SIZE			
		15B	20B	30B	
VOLUMETRIC DISPLACEMENT*	cu. in./rev.	2.4	2.8	4.3	
	ml/rev.	39.3	46	70.5	
PUMP DELIVERY AT 1750 RPM†	91.5 psi	gpm	18.7	21.6	32.0
	6.3 bar	lpm	70.8	81.8	121.0
	rated	gpm	15	19	30
	pressure	lpm	56.8	72	114
COMPENSATED PRESSURE RANGES	Max.	psi	2000	1500	1000
		bar	160	103	69
	Rated	psi	2000	1500	1000
		bar	138	103	69
Min.	psi	400	400	500	
	bar	28	28	35	
OPERATING SPEEDS**	Min. rpm	1400			
	Rated rpm	1750			
	Max. rpm	2400	2400	1800	
POWER INPUT AT RATED FLOW & PRESSURE (1750 rpm)	hp	20	19	20	
	kW	15	14	15	
MAXIMUM POWER INPUT TO DRIVE SHAFT	hp	40			
	kW	30			
SUCTION PRESSURE	Max.	psi	20	10	
		bar	1.40	0.7	
	Min.	in. Hg	7	7	
		bar	-0.25	-0.25	
Specific Gravity < 1	Min.	in. Hg	5	4	
		bar	-0.17	-0.17	
Specific Gravity > 1	Min.	in. Hg	5	4	
		bar	-0.17	-0.17	
FLUID VELOCITY	Max.	f./sec.	5		
		m/sec.	1.5		
CASE DRAIN NOMINAL FLOW AT DEADHEAD PRESSURE	1000 psi	gpm	0.5	0.5	0.7
	69 bar	lpm	1.9	1.9	2.7
	1500 psi	gpm	0.8		
	103 bar	lpm	3.0		
2000 psi	gpm	1.2	1.2	-	
	lpm	4.5	4.5	-	
MAXIMUM CASE PRESSURE	psi	10			
	bar	0.7			
WEIGHT	lbs.	61			
	kg	27.6			

NOTES:

* Volumetric displacement is measured displacement at 91.5 psi (6.3 bar) and rated rpm. Volumetric displacement varies with both pressure and rpm. Flow rates at any rpm other than the rated rpm may be approximated as follows:

$$Q_2 = Q_1 (N - 142) / 1967 \text{ where } Q_1 = \text{Flow (gpm) at rated rpm at 91.5 psi (6.3 bar)}$$

$$Q_2 = \text{Flow (gpm) at } N \text{ rpm}$$

N = rpm at which Q_2 is to be determined.

** When operating above 1500 psi (103 bar), it is recommended that a direct-acting differential relief valve be used at the pump to relieve pressure spikes and surges.

PVR-15-20B - Maximum rpm at full displacement - 2250 rpm. For higher rpm up to 2400 rpm, pump displacement must be reduced to limit flow to 25 gpm (95 lpm) maximum.

PRESSURE and VOLUME ADJUSTMENT SENSITIVITY

		PUMP SIZE			
		15B	20B	30B	
PRESSURE ADJUSTMENT	Press. Change/Turn	psi (bar)	230 (15.0)	310 (21.0)	230 (15.0)
	Max. Torque	ft./lbs. (kg/m)	15.0 (2.0)	15.0 (2.0)	9.0 (1.2)
VOLUME ADJUSTMENT	Flow Change/Turn	gpm (lpm)	10.0 (38.0)	10.0 (38.0)	13.0 (49.0)
	Min. Flow Adjust.	gpm (lpm)	2.0 (7.5)	2.0 (7.5)	3.5 (13.0)
	Max. Torque	ft./lbs. (kg/m)	21.0 (3.0)	29.0 (4.0)	21.0 (3.0)

CAUTION: Turning the Maximum Volume Control in too far can force the cam ring over-center, causing damage.

PVR-15 SERIES VANE PUMPS

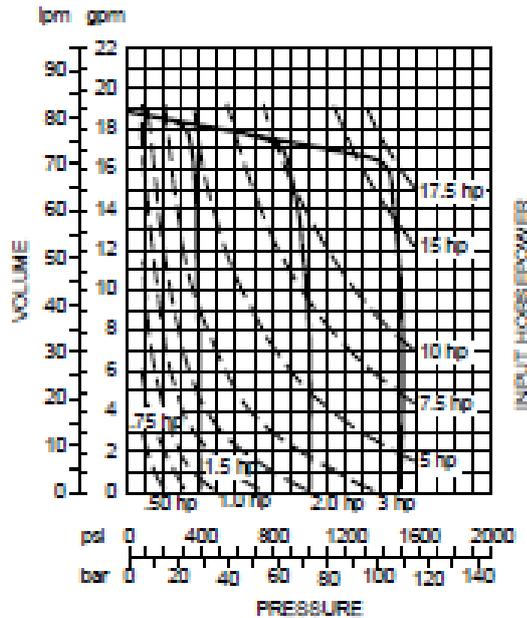


VARIABLE DISPLACEMENT, PRESSURE COMPENSATED

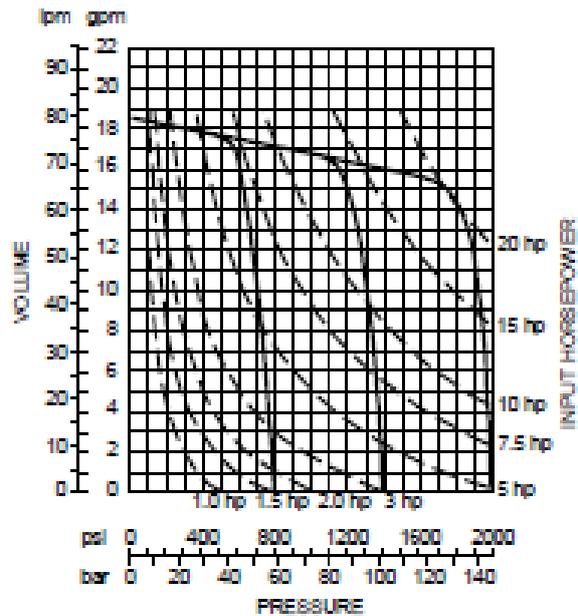
NOTE: Typical performance curves are based on ISO VG46 oil at 120° F. (49° C.). Above 400 SUS (94 CS), add 2% hp/100 SUS.

NOTE: Deadhead horsepower is read from curves at 0 gpm flow and pressure compensator setting psi.

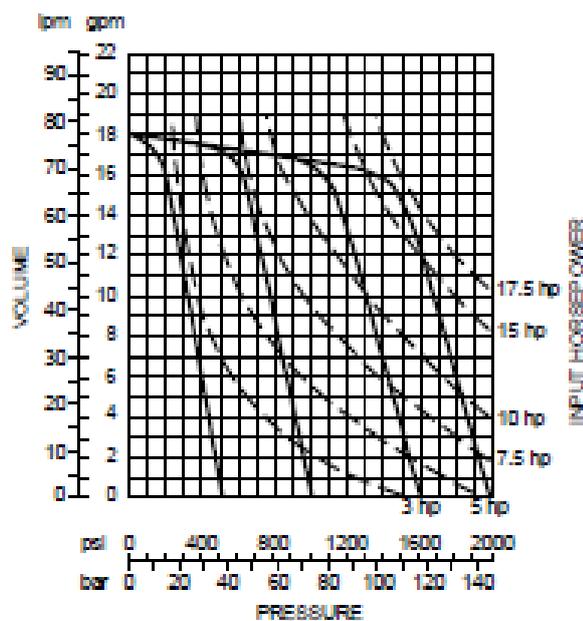
15B15 (at 1750 rpm)



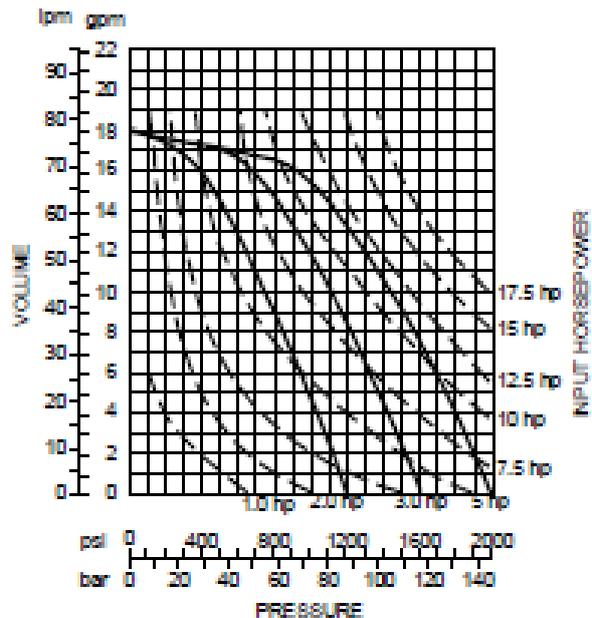
15B20 (at 1750 rpm)



15B3L (at 1750 rpm)



15B5L (at 1750 rpm)





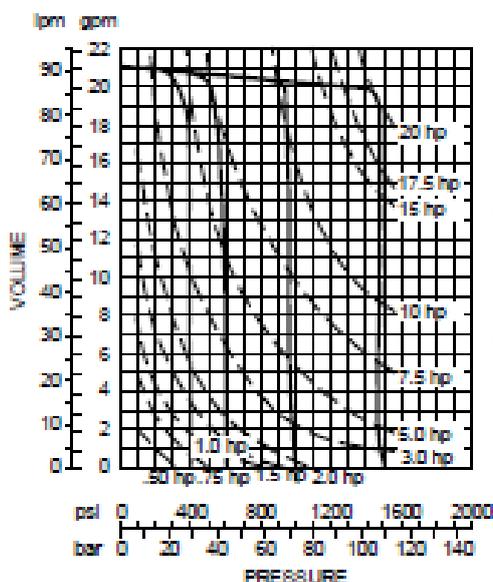
PVR-15 SERIES VANE PUMPS

VARIABLE DISPLACEMENT, PRESSURE COMPENSATED

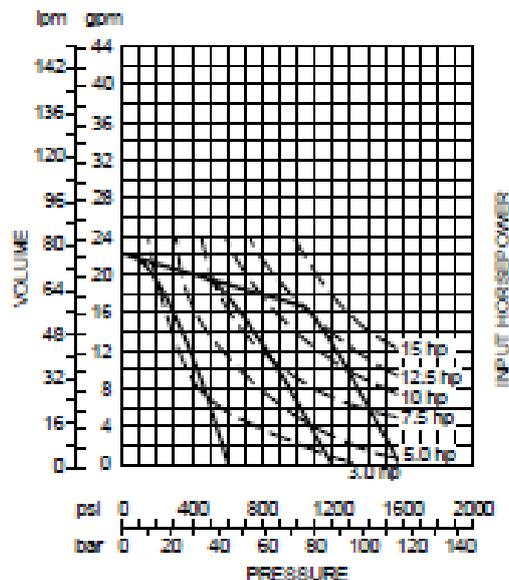
NOTE: Typical performance curves are based on ISO VG46 oil at 120° F. (49° C.). Above 400 SUS (84 CG), add 2% hp/100 SUS.

NOTE: Deadhead horsepower is read from curves at 0 gpm flow and pressure compensator setting psi.

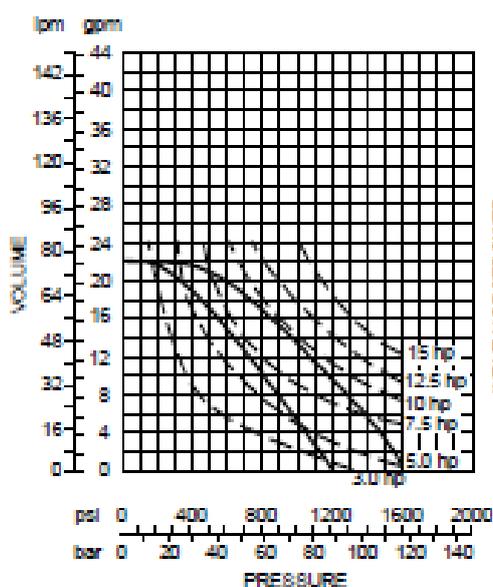
20B15 (at 1750 rpm)



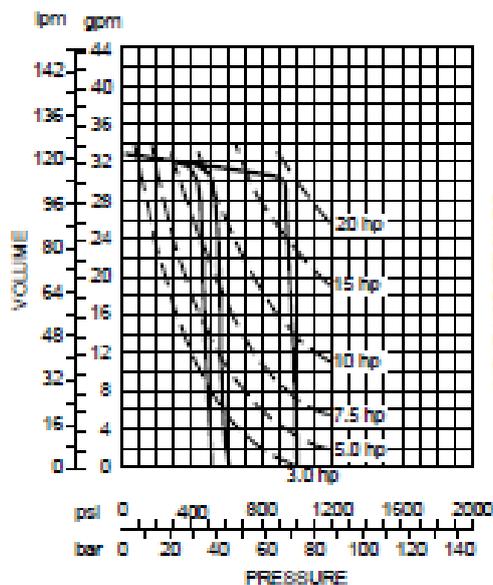
20B3L (at 1750 rpm)



20B4L (at 1750 rpm)



30B10 (at 1750 rpm)



APÉNDICE I: NORMAS UTILIZADAS EN MATERIALES PARA LAS DIFERENTES PARTES DEL DISEÑO

- NORMA A36 PARA EL MATERIAL DE LOS PIÑONES Y ENGRANES
- NORMA A48 PARA EL MATERIAL DEL CASTILLETE
- NORMA A532 PARA RODILLOS DE LAMINACIÓN
- NORMA B271 PARA EL MATERIAL DE LOS COJINETES



Standard Specification for Carbon Structural Steel¹

This standard is issued under the fixed designation A 36/A 36M; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

This standard has been approved for use by agencies of the Department of Defense.

1. Scope

1.1 This specification² covers carbon steel shapes, plates, and bars of structural quality for use in riveted, bolted, or welded construction of bridges and buildings, and for general structural purposes.

1.2 Supplementary requirements are provided for use where additional testing or additional restrictions are required by the purchaser. Such requirements apply only when specified in the purchase order.

1.3 When the steel is to be welded, a welding procedure suitable for the grade of steel and intended use or service is to be utilized. See Appendix X3 of Specification A 6/A 6M for information on weldability.

1.4 For Group 4 and 5 wide flange shapes for use in tension, it is recommended that the purchaser consider specifying supplementary requirements, such as fine austenitic grain size and Charpy V-notch impact testing.

1.5 The values stated in either inch-pound units or SI units are to be regarded separately as standard. Within the text, the SI units are shown in brackets. The values stated in each system are not exact equivalents; therefore, each system is to be used independently of the other, without combining values in any way.

1.6 The text of this specification contains notes or footnotes, or both, that provide explanatory material. Such notes and footnotes, excluding those in tables and figures, do not contain any mandatory requirements.

1.7 For structural products cut from coiled product, the additional requirements, including additional testing requirements and the reporting of additional test results, of A 6/A 6M apply.

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:

A 6/A 6M Specification for General Requirements for

Rolled Structural Steel Bars, Plates, Shapes, and Sheet Piling³

A 27/A 27M Specification for Steel Castings, Carbon, for General Application⁴

A 307 Specification for Carbon Steel Bolts and Studs, 60 000 psi Tensile Strength⁵

A 325 Specification for High-Strength Bolts for Structural Steel Joints⁵

A 325M Specification for High-Strength Bolts for Structural Steel Joints [Metric]⁶

A 500 Specification for Cold-Formed Welded and Seamless Carbon Steel Structural Tubing in Rounds and Shapes⁶

A 501 Specification for Hot-Formed Welded and Seamless Carbon Steel Structural Tubing⁶

A 502 Specification for Steel Structural Rivets⁵

A 563 Specification for Carbon and Alloy Steel Nuts⁵

A 563M Specification for Carbon and Alloy Steel Nuts [Metric]⁶

A 570/A 570M Specification for Steel, Sheet and Strip, Carbon, Hot-Rolled, Structural Quality⁷

A 668/A 668M Specification for Steel Forgings, Carbon and Alloy, for General Industrial Use⁸

F 568M Specification for Carbon and Alloy Steel Externally Threaded Metric Fasteners⁹

3. Appurtenant Material

3.1 When components of a steel structure are identified with this ASTM designation but the product form is not listed in the scope of this specification, the material shall conform to one of the standards listed in Table 1 unless otherwise specified by the purchaser.

4. General Requirements for Delivery

4.1 Material furnished under this specification shall conform to the requirements of the current edition of Specification A 6/A 6M, for the ordered material, unless a conflict exists in which case this specification shall prevail.

¹ This specification is under the jurisdiction of ASTM Committee A01 on Steel, Stainless Steel, and Related Alloys, and is the direct responsibility of Subcommittee A01.02 on Structural Steel for Bridges, Buildings, Rolling Stock, and Ships.

Current edition approved Sept. 10, 2001. Published September 2001. Originally published as A 36 – 60 T. Last previous edition A 36/A 36M – 00a.

² For ASME Boiler and Pressure Vessel Code Applications, see related Specifications SA-36 in Section II of that Code.

³ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.04.

⁴ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.02.

⁵ Annual Book of ASTM Standards, Vol 15.08.

⁶ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.01.

⁷ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.03.

⁸ Annual Book of ASTM Standards, Vol 01.05.

A 36/A 36M

TABLE 1 Appurtenant Material Specifications

Note 1—The specifier should be satisfied of the suitability of these materials for the intended application. Chemical composition and/or mechanical properties may be different than specified in A 36/A 36M.

Material	ASTM Designation
Steel rivets	A 502, Grade 1
Bolts	A 307, Grade A or F 568M, Class 4.8
High-strength bolts	A 325 or A 325M
Steel nuts	A 563 or A 563M
Cast steel	A 27/A 27M, Grade 65-35 (450-240)
Forgings (carbon steel)	A 988, Class D
Hot-rolled sheets and strip	A 570/A 570M, Grade 36
Cold-formed tubing	A 500, Grade B
Hot-formed tubing	A 501
Anchor bolts	F 1554

4.1.1 Coiled product is excluded from qualification to this specification until decoiled, leveled, and cut to length. Structural products produced from coil means structural products that have been cut to individual lengths from a coiled product and are furnished without heat treatment. The processor decoils, levels, cuts to length, and marks the product. The processor is responsible for performing and certifying all tests, examinations, repairs, inspections, or operations not intended to affect the properties of the material. For structural products produced from coils, two test results shall be reported for each qualifying coil. See Note 1.

Note 1—Additional requirements regarding structural products from coil are described in Specification A 6/A 6M.

5. Bearing Plates

5.1 Unless otherwise specified, plates used as bearing plates

for bridges shall be subjected to mechanical tests and shall conform to the tensile requirements of Section 8.

5.2 Unless otherwise specified, mechanical tests shall not be required for plates over 1 1/2 in. [40 mm] in thickness used as bearing plates in structures other than bridges, subject to the requirement that they shall contain 0.20 to 0.33 % carbon by heat analysis, that the chemical composition shall conform to the requirements of Table 2 in phosphorus and sulfur content, and that a sufficient discard shall be made to secure sound plates.

6. Materials and Manufacture

6.1 The steel for plates and bars over 1/2 in. [12.5 mm] in thickness and shapes other than Group 1 shall be semi-killed or killed.

7. Chemical Composition

7.1 The heat analysis shall conform to the requirements prescribed in Table 2, except as specified in 5.2.

7.2 The steel shall conform on product analysis to the requirements prescribed in Table 2, subject to the product analysis tolerances in Specification A 6/A 6M.

8. Tension Test

8.1 The material as represented by the test specimen, except as specified in 5.2 and 8.2, shall conform to the requirements as to the tensile properties prescribed in Table 3.

8.2 Shapes less than 1 in.² [645 mm²] in cross section and bars, other than flats, less than 1/2 in. [12.5 mm] in thickness or diameter need not be subjected to tension tests by the manufacturer, provided that the chemical composition used is appropriate for obtaining the tensile properties in Table 3.

TABLE 2 Chemical Requirements

Note 1—Where “...” appears in this table, there is no requirement. The heat analysis for manganese shall be determined and reported as described in the heat analysis section of Specification A 6/A 6M.

Product	Shapes ^a	Plates ^b					Bars			
		To 1/4 [20] Incl	Over 1/4 to 1 1/2 [20 to 40] Incl	Over 1 1/2 to 2 1/2 [40 to 65] Incl	Over 2 1/2 to 4 [65 to 100] Incl	Over 4 [100]	To 1/4 [20] Incl	Over 1/4 to 1 1/2 [20 to 40] Incl	Over 1 1/2 to 4 [100] Incl	Over 4 [100]
Carbon, max, %	0.28	0.28	0.28	0.28	0.27	0.29	0.28	0.27	0.28	0.29
Manganese, %	—	—	0.80-1.20	0.80-1.20	0.85-1.20	0.85-1.20	—	0.60-0.90	0.60-0.90	0.60-0.90
Phosphorus, max, %	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
Sulfur, max, %	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Silicon, %	0.40 max	0.40 max	0.40 max	0.15-0.40	0.15-0.40	0.15-0.40	0.40 max	0.40 max	0.40 max	0.40 max
Copper, min, % when copper steel is specified	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20

^a Manganese content of 0.85-1.35 % and silicon content of 0.15-0.40 % is required for shapes over 408 lb/yd (604 kg/m).

^b For each reduction of 0.01 percentage point below the specified carbon maximum, an increase of 0.05 percentage point manganese above the specified maximum will be permitted, up to the maximum of 1.35 %.

TABLE 3 Tensile Requirements^a

Plates, Shapes,^b and Bars:	
Tensile strength, ksi (MPa)	55–80 (400–550)
Yield point, min, ksi (MPa)	36 (250) ^c
Plates and Bars^{d,e}:	
Elongation in 8 in. (200 mm), min, %	20
Elongation in 2 in. (50 mm), min, %	23
Shapes:	
Elongation in 8 in. (200 mm), min, %	20
Elongation in 2 in. (50 mm), min, %	21 ^f

^a See the Orientation subsection in the Tension Tests section of Specification A 36/A 36M.

^b For wide flange shapes over 425 lb/ft (634 kg/m), the 80 ksi (550 MPa) maximum tensile strength does not apply and a minimum elongation in 2 in. (50 mm) of 19 % applies.

^c Yield point 32 ksi (220 MPa) for plates over 8 in. (200 mm) in thickness.

^d Elongation not required to be determined for floor plate.

^e For plates wider than 24 in. (600 mm), the elongation requirement is reduced two percentage points. See the Elongation Requirement Adjustments subsection under the Tension Tests section of Specification A 36/A 36M.

9. Keywords

9.1 bars; bolted construction; bridges; buildings; carbon; plates; riveted construction; shapes; steel; structural steel; welded construction

SUPPLEMENTARY REQUIREMENTS

These requirements shall not apply unless specified in the order.

Standardized supplementary requirements for use at the option of the purchaser are listed in Specification A 36/A 36M. Those that are considered suitable for use with this specification are listed by title:

S5. Charpy V-Notch Impact Test.

S30. Charpy V-Notch Impact Test for Structural Shapes: Alternate Core Location

In addition, the following optional supplementary requirement is also suitable for use with this specification:

S97. Limitation on Rimmed or Capped Steel

S97.1 The steel shall be other than rimmed or capped.

The American Society for Testing and Materials takes no position respecting the validity of any patent rights asserted in connection with any item mentioned in this standard. Users of this standard are expressly advised that determination of the validity of any such patent rights, and the risk of infringement of such rights, are entirely their own responsibility.

This standard is subject to revision at any time by the responsible technical committee and must be reviewed every five years and if not revised, either reapproved or withdrawn. Your comments are invited either for revision of this standard or for additional standards and should be addressed to ASTM Headquarters. Your comments will receive careful consideration at a meeting of the responsible technical committee, which you may attend. If you feel that your comments have not received a fair hearing you should make your views known to the ASTM Committee on Standards, at the address shown below.

This standard is copyrighted by ASTM, 100 Bar Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959, United States. Individual reprints (single or multiple copies) of this standard may be obtained by contacting ASTM at the above address or at 610-832-9886 (phone), 610-832-9885 (fax), or service@astm.org (e-mail), or through the ASTM website (www.astm.org).

TABLE 1 Nominal Compositions

Classification	Copper Alloy UNS No.	Commercial Designation	Copper	Tin	Lead	Zinc	Nickel	Iron	Aluminum	Manganese	Silicon
Leaded red brass	C83600	85-6-5-5	85	5	5	5	—	—	—	—	—
	C83800	85-4-6-7 or commercial red brass	83	4	6	7	—	—	—	—	—
Leaded semi-red brass	C84400	81-3-7-0 or valve composition	81	3	7	0	—	—	—	—	—
	C84800	76-2½-6½-15 or semi-red brass	76	2½	6½	15	—	—	—	—	—
Leaded yellow brass	C85200	high copper yellow brass	72	1	3	24	—	—	—	—	—
	C85400	commercial No. 1 yellow brass	67	1	3	29	—	—	—	—	—
High-strength yellow brass	C85700	leaded naval brass	61	1	1	37	—	—	—	—	—
	C85200	high-strength manganese bronze	63	—	—	27	—	3	4	3	—
	C85300	high-strength manganese bronze	61	—	—	27	—	3	5	3	—
	C85400	leaded manganese bronze	58	1	1	38	—	1	15	15	—
	C85500	No. 1 manganese bronze	58	—	—	38	—	1	1	1	—
	C85700	leaded manganese bronze	58	1	1	34	—	2	2	2	—
Silicon bronze and silicon brass	C87300	silicon bronze	96	—	—	—	—	—	—	1	4
	C87400	silicon brass	82	—	16	14	—	—	—	—	3½
	C87500	silicon brass	82	—	—	14	—	—	—	—	4
Tin bronze and leaded tin bronze	C87600	silicon bronze	89	—	—	6	—	—	—	—	5
	C90300	88-8-0-4, or modified "G" bronze	88	8	—	4	—	—	—	—	—
	C90500	88-10-0-2, or "G" bronze	88	10	—	2	—	—	—	—	—
	C92200	88-6-2-4 or "M" bronze	88	6	2	4	—	—	—	—	—
High-lead tin bronze	C92300	87-6-1-4, or Navy PC	87	6	1	4	—	—	—	—	—
	C93200	83-7-7-3	83	7	7	3	—	—	—	—	—
	C93500	85-5-5-1	85	5	5	1	—	—	—	—	—
	C93600	81-7-12	81	7	12	—	—	—	—	—	—
Aluminum bronze	C93700	80-10-10	80	10	10	—	—	—	—	—	—
	C93800	78-7-15	78	7	15	—	—	—	—	—	—
	C94300	71-6-24	71	6	24	—	—	—	—	—	—
	C95200	Grade A	88	—	—	—	—	3	9	—	—
	C95300	Grade B	89	—	—	—	—	1	10	—	—
	C95400	Grade C	85	—	—	—	—	4	11	—	—
	C95410	Grade D	84	—	—	—	—	2	4	10	—
Nickel aluminum bronze	C95600	Grade D	82.5	—	—	—	—	4.5	13	—	—
	C95200		78.5	—	—	—	5.5	5.0	11	—	—
	C95800		81.3	—	—	—	4.5	4	9	1.2	—
Leaded nickel bronze	C97300	12 % leaded nickel silver	67	2	9	20	12	—	—	—	—
	C97500	20 % leaded nickel silver	64	4	4	8	20	—	—	—	—
	C97900	25 % leaded nickel silver	66	5	2	2	25	—	—	—	—

elements only when specified in the purchase order.

7. Mechanical Properties:

7.1 Mechanical properties shall be determined from test bar castings cast in accordance with Practice B 208 and shall meet the requirements shown in Table 2.

8. Weld Repair

8.1 The castings shall not be weld repaired without customer approval.

9. ASME Requirements

9.1 When specified in the purchase order to meet ASME Boiler and Pressure Vessel Code requirements castings in Copper Alloy UNS Nos. C95200 and C95400 shall comply with the following:

- 9.1.1 Certification requirements of Specification B 824.
- 9.1.2 Foundry test report requirements of Specification B 824.
- 9.1.3 Castings shall be marked with the manufacturer's name, the Copper Alloy UNS No., and the casting quality factor. In addition, heat numbers or serial numbers that are traceable to heat numbers shall be marked on all pressure-containing castings individually weighing 50 lb (22.7 kg) or more. Pressure-containing castings weighing less than 50 lb (22.7 kg) shall be marked with either the heat number or a

serial number that will identify the casting as to the month in which it was poured. Marking shall be in such a position as to not injure the usefulness of the casting.

10. General Requirements

10.1 The following sections of Specification B 824 form a part of this specification. In the event of a conflict between this specification and Specification B 824, the requirements of this specification shall take precedence.

- 10.1.1 Terminology (Section 3).
- 10.1.2 Other Requirements (Section 6).
- 10.1.3 Dimensions, Mass, and Permissible Variations (Section 7).
- 10.1.4 Workmanship, Finish, and Appearance (Section 8).
- 10.1.5 Sampling (Section 9).
- 10.1.6 Number of Tests and Retests (Section 10).
- 10.1.7 Specimen Preparation (Section 11).
- 10.1.8 Test Methods (Section 12).
- 10.1.9 Significance of Numerical Limits (Section 13).
- 10.1.10 Inspection (Section 14).
- 10.1.11 Rejection and Reheating (Section 15).
- 10.1.12 Certification (Section 16).
- 10.1.13 Test Report (Section 17).
- 10.1.14 Packaging and Package Marking (Section 19), and
- 10.1.15 Supplementary Requirements.

B 271

TABLE 2 Mechanical Requirements

Copper Alloy UNS No.	Tensile Strength, min		Yield Strength, ^a min		Elongation in 2 in. Or 50 mm, min, %	Brinell Hardness No. ^b (3000-kg Load), min
	ksi ^c	MPa ^d	ksi ^c	MPa ^d		
C93800	30	207	14	97	20	—
C93800	30	207	13	90	20	—
C94400	29	200	13	90	18	—
C94800	28	193	12	83	18	—
C95200	35	241	12	83	25	—
C95400	30	207	11	76	20	—
C95700	40	276	14	97	18	—
C95200	90	621	48	310	18	—
C95300	110	758	60	414	12	—
C95400	80	414	20	138	18	—
C95500	65	448	28	172	20	—
C95700	80	552	32	221	18	—
C97300	45	310	18	124	20	—
C97400	50	345	21	145	18	—
C97500	60	414	24	166	18	—
C97600	60	414	30	207	18	—
C97810	45	310	18	124	20	—
C90300	40	276	18	124	20	—
C90500	40	276	18	124	20	—
C92200	34	234	16	110	22	—
C92300	36	248	16	110	18	—
C93200	30	207	14	97	18	—
C93500	28	193	12	83	18	—
C93600	32	221	16	110	18	—
C93700	30	207	12	83	18	—
C93800	26	179	14	97	12	—
C94300	24	165	—	—	10	—
C95200	65	450	28	170	20	110
C95300	65	450	28	170	20	110
C95300(HT)	80	550	40	275	12	180
C95400	75	515	30	206	12	180
C95400(HT)	90	620	48	310	8	190
C95410	75	515	30	206	12	180
C95410(HT)	90	620	48	310	8	190
C95500	90	620	40	275	8	190
C95500(HT)	110	750	60	415	8	200
C95520(HT)	125	862	68 ^e	466 ^e	3	262
C95800 ^f	85	585	35	240	15	—
C95900	—	—	—	—	—	241 min
C97300	30	207	15	97	8	—
C97600	40	276	17	117	10	—
C97800	50	345	22	152	10	—

^a Yield strength shall be determined as the stress producing an elongation under load of 0.5 %, that is 0.01 in. (0.254 mm) in a gage length of 2 in. (50.8 mm).

^b For information only.

^c ksi = 1000 psi.

^d See Appendix.

^e Yield strength at 0.2 % offset.

^f As cast or temper annealed.

TABLE 3 Suggested Heat Treatments

Copper Alloy UNS No.	Solution Treatment (not less than 1 h followed by water quench)	Annealing Treatment (not less than 2 h followed by air cool)
C95300	1585–1635°F (860–890°C)	1150–1225°F (620–660°C)
C95400	1600–1675°F (870–910°C)	1150–1225°F (620–660°C)
C95500	1600–1700°F (870–925°C)	505–1000°F (495–540°C)

11. Sampling

11.1 Separate centrifugally cast test bars shall be made in accordance with Practice B 208.

11.2 At the manufacturer's option test bars may be removed from the casting instead of from a separately cast coupon.

11.3 Separately cast test bars representing castings in Copper Alloy UNS Nos. C95300HT, C95400HT, C95410HT, C95500HT, C95520HT, C95800 temper annealed, and C95900 annealed shall be heat treated with the castings.

12. Test Methods

12.1 Analytical chemical methods are given in Specification B 824.

12.1.1 Test methods to be followed for the determination of elements resulting from contractual or purchase order agreement shall be as agreed upon between the manufacturer or supplier and the purchaser.

12.2 Brinell hardness readings shall be taken on the grip end of the tension test bar and shall be made in accordance with Test Method E 10, with the exception that a 3000 kg load shall be used.

TABLE 4 Chemical Requirements
Composition, % max Except as Indicated

Copper Alloy UNS No.	Major Elements							Residual Elements									
	Copper	Tin	Lead	Zinc	Iron	Metal Ined Cobalt ^a	Aluminum	Manganese	Silicon	Iron	Antimony	Metal Ined Cobalt ^a	Sulfur	Phosphorus	Aluminum	Other	Silicon
C03000	99.0-99.0	4.0-6.0	4.0-6.0	4.0-6.0	..	1.0 ^a	0.30	0.25	..	0.00	0.05	0.005	..	0.005
C03010	99.0-99.0	3.3-4.2	5.0-7.0	5.0-6.0	..	1.0 ^a	0.30	0.25	..	0.00	0.03	0.005	..	0.005
C04400	70.0-82.0	2.3-3.5	6.0-8.0	7.0-10.0	..	1.0 ^a	0.40	0.25	..	0.00	0.02	0.005	..	0.005
C04800	70.0-77.0	2.0-3.0	5.5-7.0	13.0-17.0	..	1.0 ^a	0.40	0.25	..	0.00	0.02	0.005	..	0.005
C05200	70.0-74.0	0.7-2.0	1.5-3.8	20.0-27.0	0.6	0.30	1.0	0.05	0.02	0.0015	..	0.05
C05400	65.0-70.0	0.50-1.5	1.5-3.8	24.0-32.0	0.7	..	1.0	0.30	..	0.05
C05700	50.0-64.0	0.50-1.5	0.9-1.5	30.0-40.0	0.7	..	1.0	0.50	..	0.05
C06200	60.0-65.0	0.20	0.20	22.0-28.0	2.0-4.0	..	3.0-4.9	2.5-6.0	1.0
C06300	60.0-65.0	0.20	0.20	22.0-28.0	2.0-4.0	..	5.0-7.5	2.5-6.0	1.0
C06400	55.0-62.0	0.50-1.5	0.50-1.5	34.0-42.0	0.40-2.0	..	0.50-1.5	0.10-1.0	1.0
C06500	55.0-60.0	1.0	0.40	36.0-42.0	0.40-2.0	..	0.50-1.5	0.10-1.5	1.0
C06700	55.0-60.0	1.5	0.50-1.5	30.0-38.0	1.0-3.0	..	1.0-3.0	1.0-3.5	1.0
C07300	9-40 min	..	0.20	0.25	0.0-1.5	..	3.5-6.0	0.30
C07400	7-50 min	..	1.0	12.0-16.0	2.5-4.0	0.80
C07500	7-50 min	..	0.50	12.0-16.0	3.0-6.0	0.50
C08200	85.0-90.0	7.5-9.0	0.30	4.0-7.0	..	1.0 ^a	3.5-6.5	0.05	0.05	0.005	..	0.005
C09200	85.0-90.0	9.0-11.0	0.30	3.0-6.0	..	1.0 ^a	0.30	0.30	..	0.05	0.05	0.005	..	0.005
C09500	85.0-90.0	5.5-6.5	1.0-2.0	3.0-6.0	..	1.0 ^a	0.25	0.25	..	0.05	0.05	0.005	..	0.005
C09200	85.0-90.0	7.5-9.0	0.30-1.0	2.5-6.0	..	1.0 ^a	0.25	0.25	..	0.05	0.05	0.005	..	0.005
C09300	81.0-85.0	6.3-7.5	6.0-8.0	2.0-4.0	..	1.0 ^a	0.20	0.30	..	0.00	0.15	0.005	..	0.005
C09500	83.0-86.0	4.3-6.0	8.0-10.0	2.0	..	1.0 ^a	0.30	0.30	..	0.05	0.05	0.005	..	0.005
C09600	79.0-83.0	6.0-8.0	11.0-13.0	1.0	..	1.0 ^a	0.30	0.30	..	0.05	0.15	0.005	..	0.005
C09700	78.0-82.0	9.0-11.0	8.0-11.0	0.8	..	1.0 ^a	0.15	0.50	..	0.05	0.15	0.005	..	0.005
C09800	75.0-79.0	6.3-7.5	13.0-16.0	0.8	..	1.0 ^a	0.15	0.80	..	0.05	0.05	0.005	..	0.005
C04300	67.0-72.0	4.5-6.0	23.0-27.0	0.8	..	1.0 ^a	0.15	0.80	..	0.05	0.05	0.005	..	0.005
C06200	8-60 min	2.5-4.0	..	8.5-9.5
C06300	8-60 min	0.8-1.5	..	9.0-11.0
C06400	8-30 min	3.0-6.0	1.5	10.0-11.5	0.50
C06410	8-30 min	3.0-6.0	1.5-2.5	10.0-11.5	0.50
C06500	7-60 min	3.0-6.5	3.0-5.5	10.0-11.5	3.5
C06520	7-45 min	4.0-6.5	4.2-6.0	10.5-11.5	1.5
C06900	7-60 min	3.5-4.0 ^b	4.0-6.0 ^b	8.5-9.5	0.00-1.5	0.10
C06910	rem.	3.0-6.0	0.5	12.0-13.5	1.5
C07300	53.0-60.0	1.5-3.0	8.0-11.0	17.0-25.0	1.5	11.0-14.0	0.35	0.00	0.05	0.0015	0.50	0.15
C07600	63.0-67.0	3.0-4.5	3.0-6.0	3.0-9.0	1.5	1.90-21.5	0.25	0.00	0.05	0.005	1.0	0.15
C07800	64.0-67.0	4.0-5.5	1.0-2.5	1.0-4.0	1.5	2.40-27.0	0.20	0.00	0.05	0.005	1.0	0.15

^aIn determining copper minimum, copper may be calculated as copper plus nickel.

^bIron content shall not exceed nickel content.

13. Product Marking

13.1 When specified in the purchase order the castings shall be marked with the alloy number.

14. Keywords:

14.1 centrifugal castings; copper alloy castings; copper-base alloy castings

TABLE 6 Sum of All Named Elements Analyzed

Copper Alloy UNS No.	Copper Plus Named Elements % min	Copper Alloy UNS No.	Copper Plus Named Elements % min
C83600	99.3	C92200	99.3
C83800	99.3	C92300	99.3
C84400	99.3	C92200	99.2
C84800	99.3	C92600	99.4
C85000	99.1	C92600	99.3
C85400	99.9	C93700	99.0
C85700	99.7	C93800	99.9
C86200	99.0	C94300	99.0
C86300	99.0	C95200	99.0
C86400	99.0	C95300	99.0
C86500	99.0	C95400	99.5
C86700	99.0	C95410	99.5
C87300	99.5	C96500	99.5
C87400	99.2	C96520	99.5
C87500	99.5	C96600	99.5
C87600	99.5	C96900	99.5
C90300	99.4	C97300	99.0
C90600	99.7	C97500	99.7
		C97600	99.6

SUMMARY OF CHANGES

This section identifies the principle changes to this specification since the last issue.

- (1) Corrected the zinc range of Copper Alloy UNS No. C86400.

The American Society for Testing and Materials takes no position respecting the validity of any patent rights asserted in connection with any item mentioned in this standard. Users of this standard are expressly advised that determination of the validity of any such patent rights, and the risk of infringement of such rights, are entirely their own responsibility.

This standard is subject to revision at any time by the responsible technical committee and must be reviewed every five years and if not revised, either reapproved or withdrawn. Your comments are invited either for revision of this standard or for additional standards and should be addressed to ASTM Headquarters. Your comments will receive careful consideration at a meeting of the responsible technical committee, which you may attend. If you feel that your comments have not received a fair hearing you should make your views known to the ASTM Committee on Standards, 100 Barr Harbor Drive, West Conshohocken, PA 19428.



Designation: A 48/A 48M – 03

Standard Specification for Gray Iron Castings¹

This standard is issued under the fixed designation A 48/A 48M; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last approval. A superscript symbol (²) indicates an editorial change since the last revision or approval.

This standard has been approved for use by agencies of the Department of Defense. This specification replaces Federal Specification QQ-T-632.

1. Scope

1.1 This specification covers gray iron castings intended for general engineering use where tensile strength is a major consideration. Castings are classified on the basis of the tensile strength of the iron in separately cast test bars.

1.1.1 This specification subordinates chemical composition to tensile strength.

1.2 Castings produced to this specification are graded on the basis of minimum tensile strength obtained in special test coupons designed to standardize cooling rate. The tensile strength developed in certain casting sections may vary from test coupon values (see X1.2).

1.3 The values stated in either inch-pound units or SI units are to be regarded separately as standard. Within the text, the SI units are shown in brackets. The values stated in each system are not exact equivalents; therefore, each system shall be used independently of the other. Combining values from the two systems may result in nonconformance with the specification.

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:

A 644 Terminology Relating to Iron Castings

E 8 Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials

2.2 Military Standard:

MIL-STD-129 Marking for Shipment and Storage²

2.3 Federal Standard:

Federal Standard No. 123 Marking for Shipment (Civil Agencies)²

3. Terminology

3.1 Definitions:

¹ This specification is under the jurisdiction of ASTM Committee A01 on Iron Castings and is the direct responsibility of Subcommittee A01.01 on Gray Iron Castings.

Current edition approved Dec. 1, 2001. Published January 2004. Originally approved in 1905. Last previous edition approved in 2000 as A 48 – 00.

² Available from Standardization Documents Order Desk, Dtg. 4 Section D, 700 Robbins Ave., Philadelphia, PA 19111-5094, Attn: NPODS.

3.1.1 Definitions for many terms common to gray iron castings are found in Terminology A 644.

4. Classification

4.1 Castings ordered and produced in accordance with this specification are classified into a number of grades based on the properties of separately cast test bars (Table 1, Table 2). Each class is designated by a number followed by a letter. The number indicates the minimum tensile strength of the separately cast test bar, and the letter indicates the size of the test bar. Examples of proper designations are as follows:

Gray Iron Castings, ASTM Specification A 48, Class 30B.

Gray Iron Castings, ASTM Specification A 48, Class 40C.

5. Ordering Information

5.1 Orders for material to this specification shall include the following information:

5.1.1 ASTM designation number and year of issue,

5.1.2 Class of iron required (see 4.1, Table 1, and Table 2),

5.1.3 The size of the separately cast test bar (letter classification—A, B, C, or S) that best represents the thickness of the controlling section of the casting (see Table 3),

5.1.4 The tension test specimen (B or C) to be machined from test bar C (see 13.3, Table 4, and Fig. 1),

5.1.5 The tension test specimen to be machined from test bar S (see 13.4, Table 4, and Fig. 1),

5.1.6 Lot size (see Section 10),

5.1.7 Special requirements (see Section 6),

5.1.8 Saving tested specimens or unbroken test bars (see 15.1), and

5.1.9 Special preparation for delivery (see Section 19).

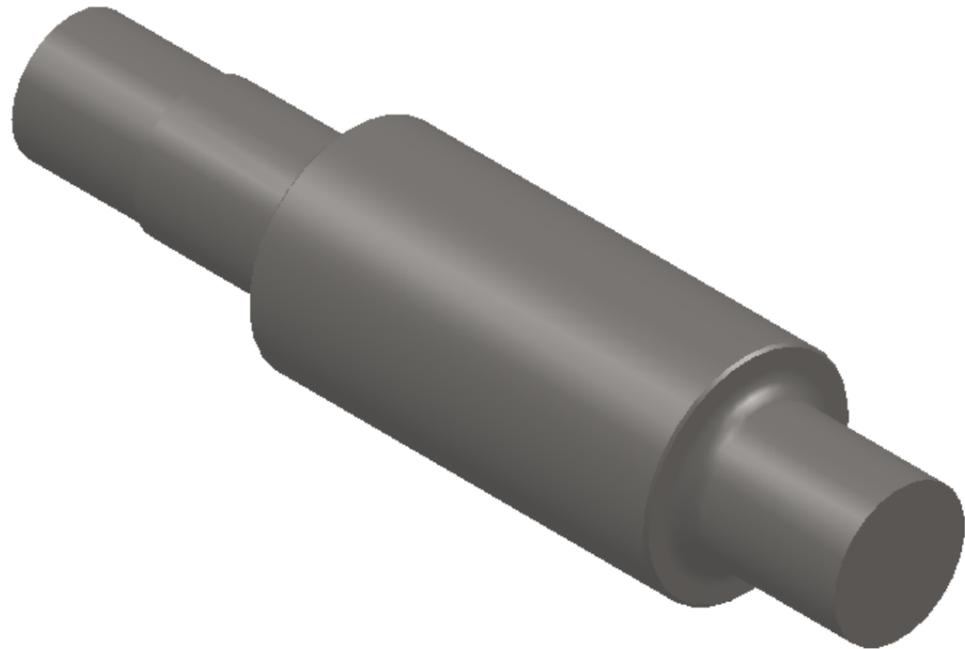
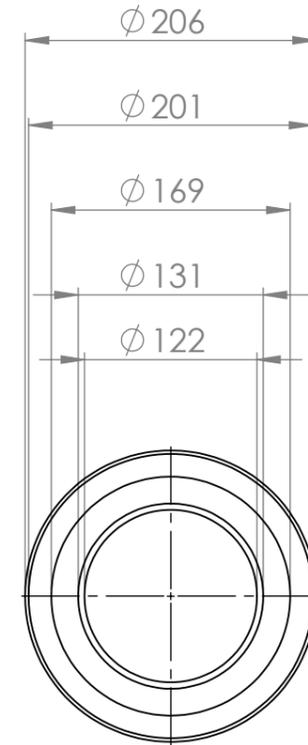
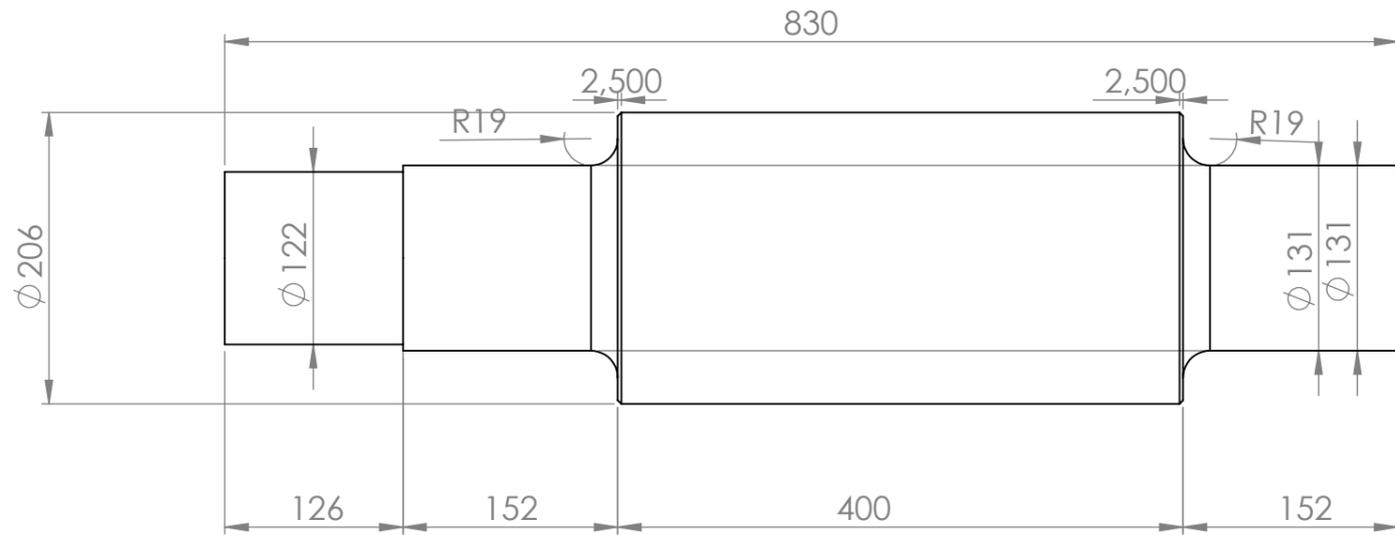
6. Special Requirements

6.1 When agreed upon in writing between the manufacturer and the purchaser, it may be necessary for the castings to meet special requirements as to hardness, chemical composition, microstructure, pressure tightness, radiographic soundness, dimensions, surface finish, and so forth.

BIBLIOGRAFÍA

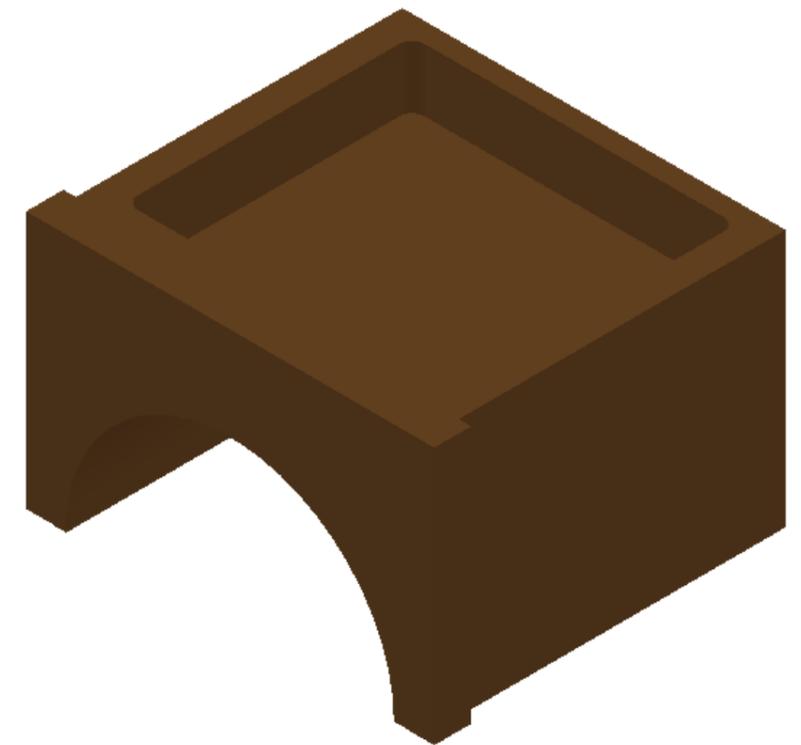
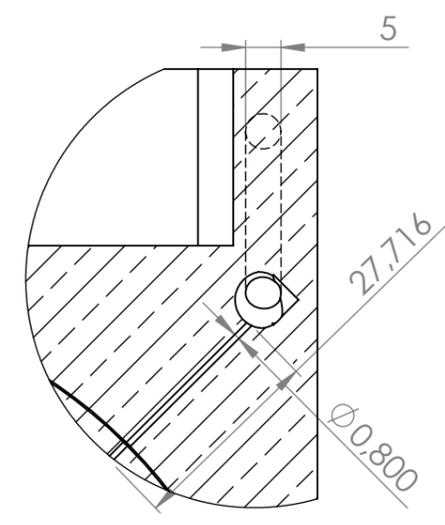
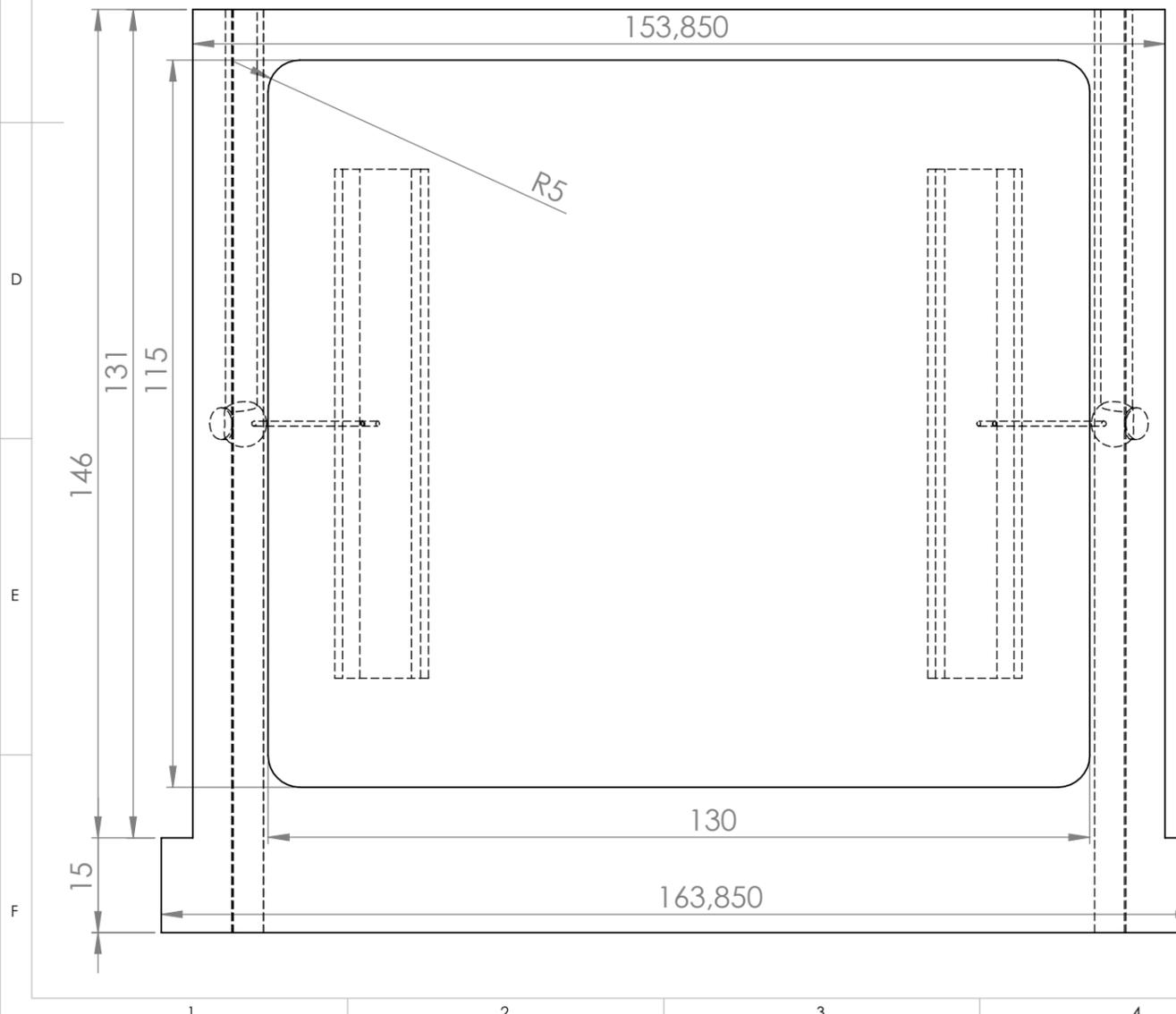
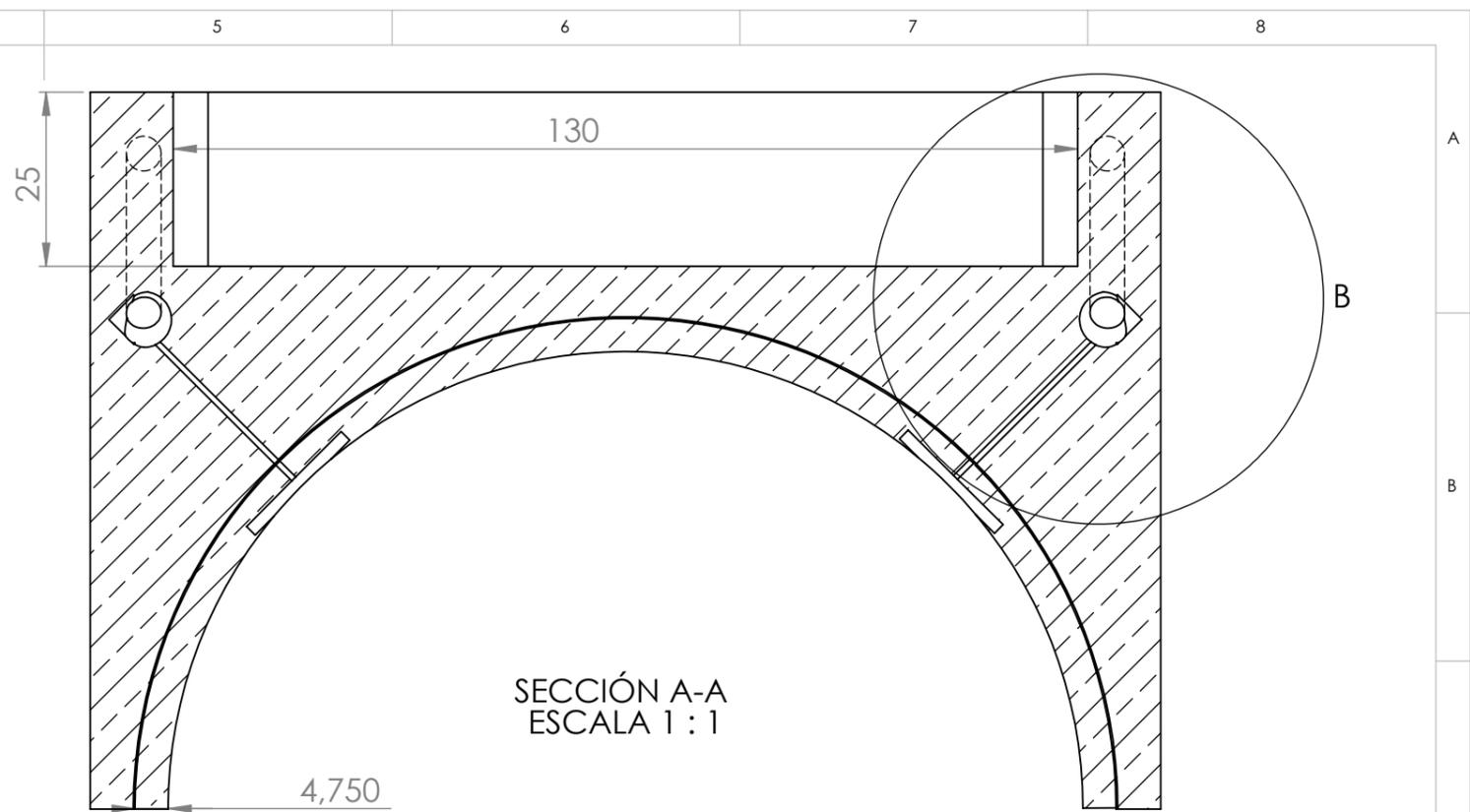
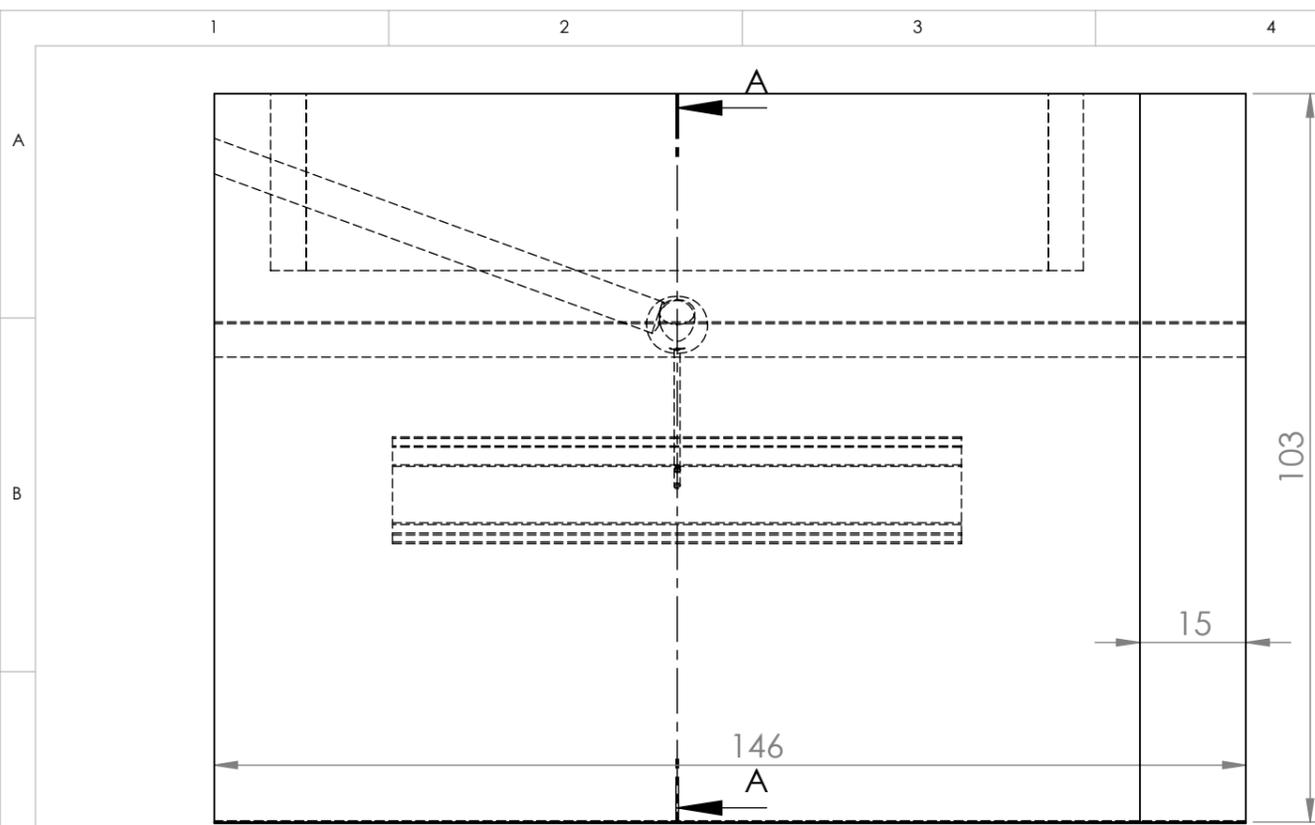
- 1.- RICHARD G. BUDYNAS Y J. KEITH NISBETT, “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” octava edición
- 2.- ROBERT L. NORTON, “Diseño de maquinas” tercera edición
- 3.- WILLIAM F. SMITH “Fundamentos de la ciencia en ingeniería de materiales” tercera edición.
- 4.- ANDREW PYTE Y FERDINAD L. SINGER “Resistencia de materiales” cuarta edición
- 5.- SEROPE KALPAKJIAN “Manufactura, ingeniería y tecnología” cuarta edición
- 6.- V. M. FAIRES “Diseño de elementos de máquinas” cuarta edición
- 7.- ROBERT L. MOTT “Diseño de elementos de máquinas” cuarta edición
8. -STACHOWIAK – BACHELOR “Engineering Tribology” tercera edición
9. - MICHAEL J. NEALE “The Tribology Handbook” segunda edición
10. - MARCEL DEKKER “Bearing Design in Machinery” primera edición
- 11.-M. F. SPOTTS “Diseño de elementos de máquinas” tercera edición
- 12.-EDWARD H. SMITH “Mechanical Engineer’s reference book” doceava edición

- 13.- T. A. STOLARSKI "Tribology in machine design" primera edición
- 14.- W. TRINKS "Fundamentos de la laminación" segunda edición
- 15.- DOBROVOLSKI, V< "Elementos de Maquinaria" Editorial MIR, Moscú;
tercer edición.
- 16.- RESHETOV, D "Elementos de maquinaria" Editorial MIR, Moscú cuarta
edición.
- 17.- ANEIROS, M "Problemas de Diseño de elementos de maquinas"
Editorial Pueblo; tercera edición.
- 18.- S/A. "Atlas de diseño de elementos de maquinaria" Editorial TASCA,
Madrid.

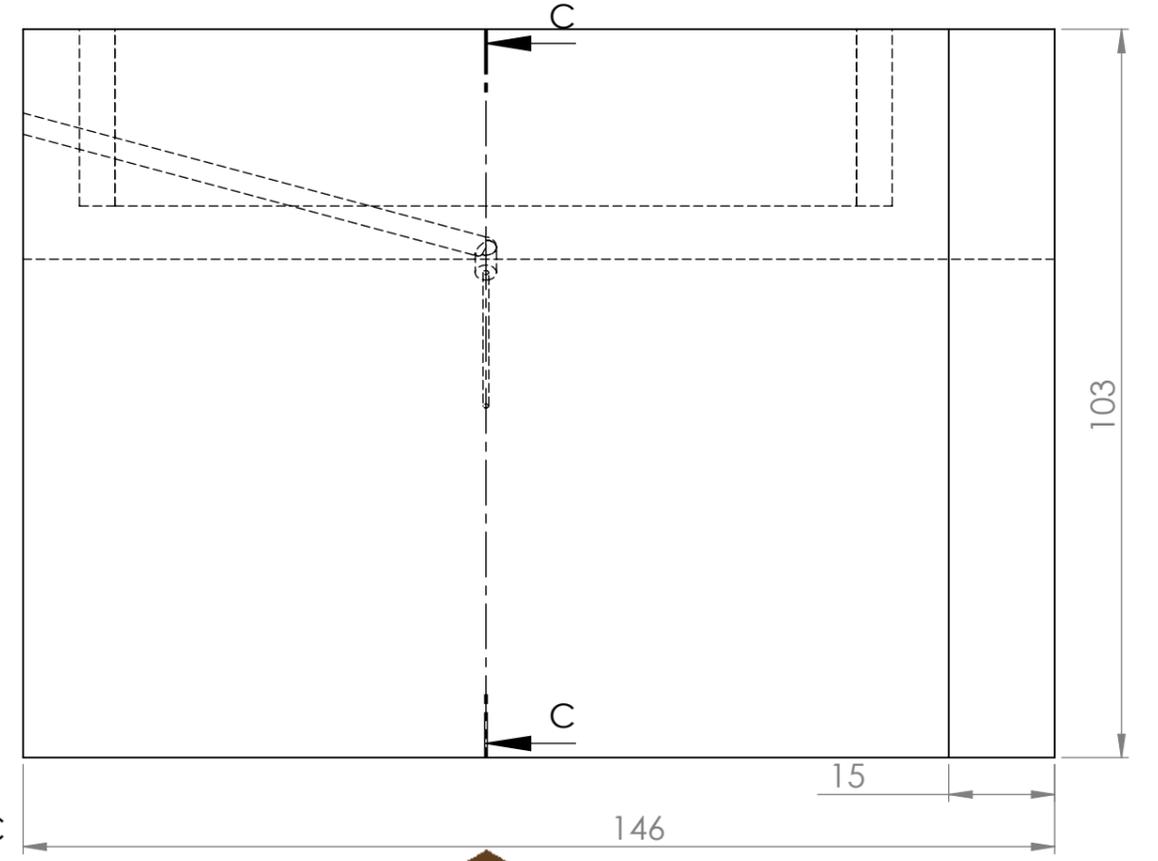
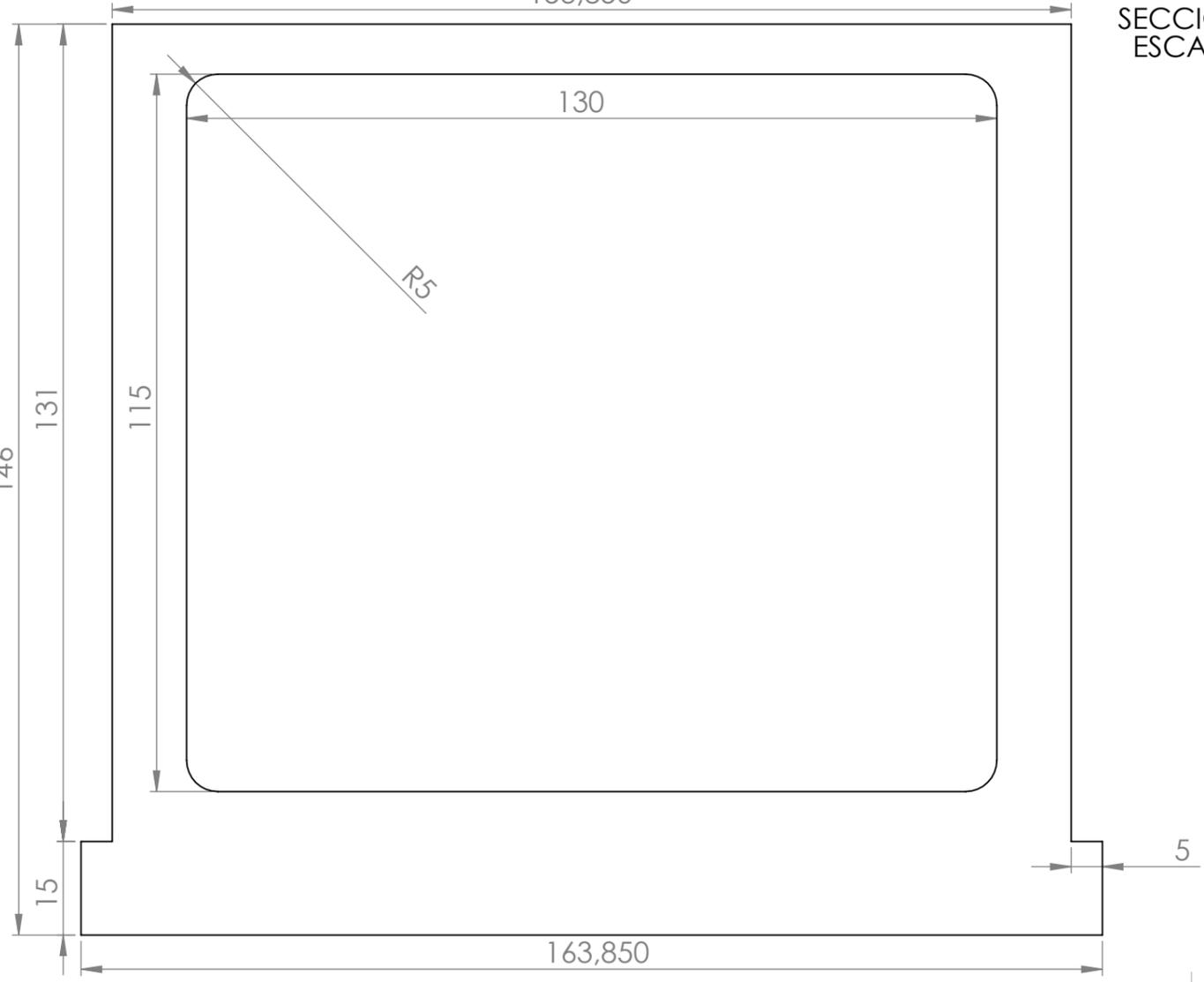
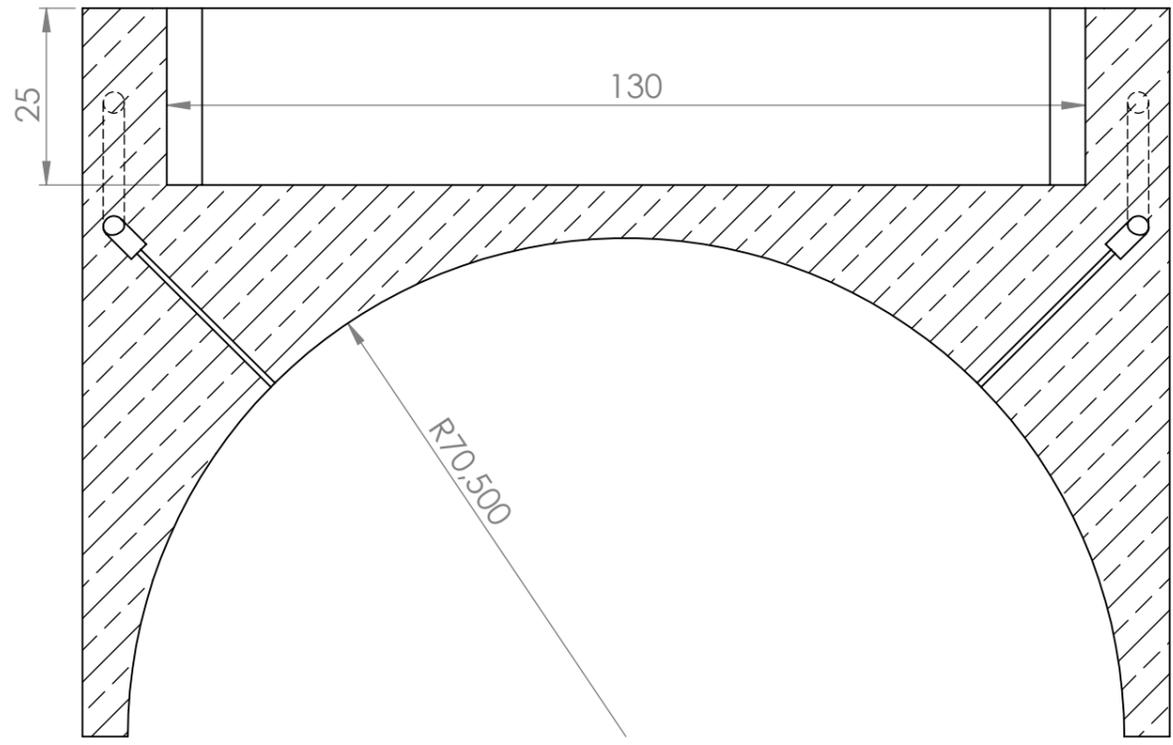


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN			
							Plano 1					
							TÍTULO:					
							Diseño y Construcción de Castillete para plano (no ferroso)					
							N.º DE DIBUJO		Rodillo de laminacion			A3
							MATERIAL:		AISI 1020			
							PESO:		149.83 kg			
							ESCALA:1:5		HOJA 1 DE 11			

	NOMBRE	FIRMA	FECHA			
DIBUJ.			23-01-12			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.						



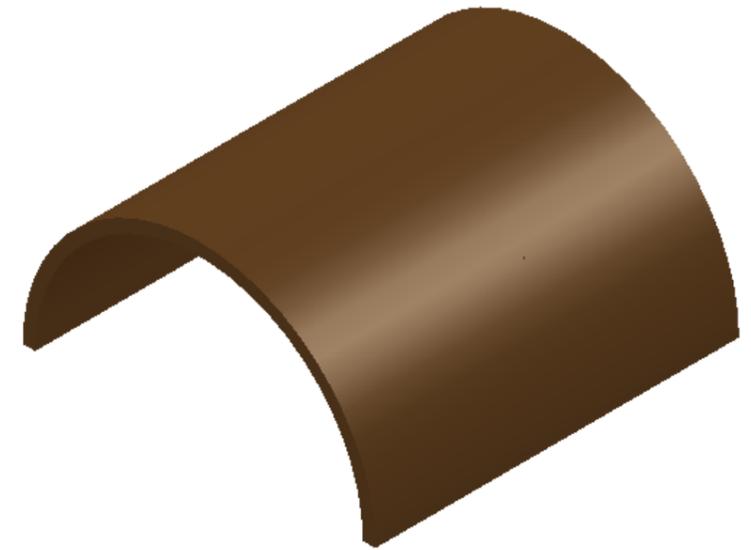
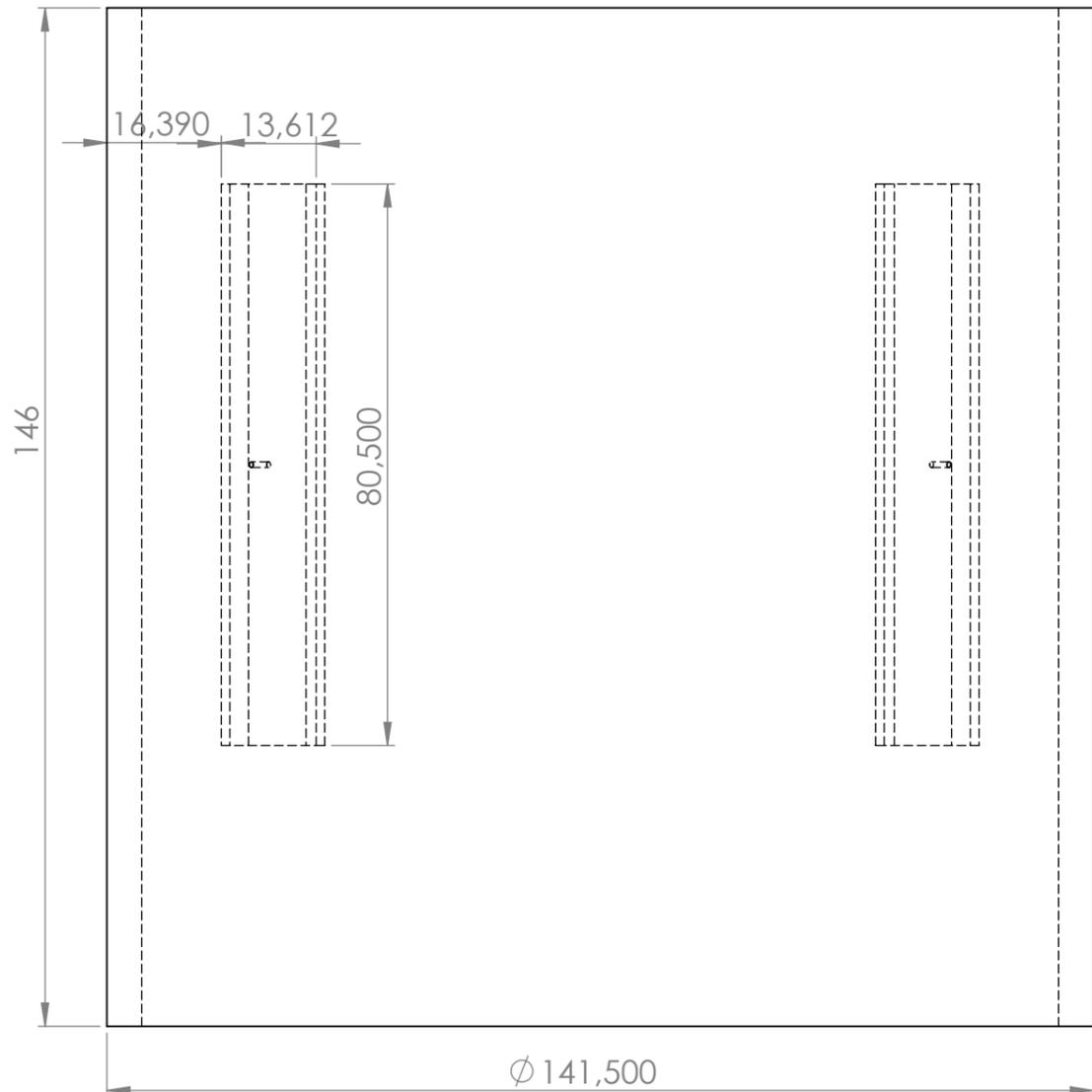
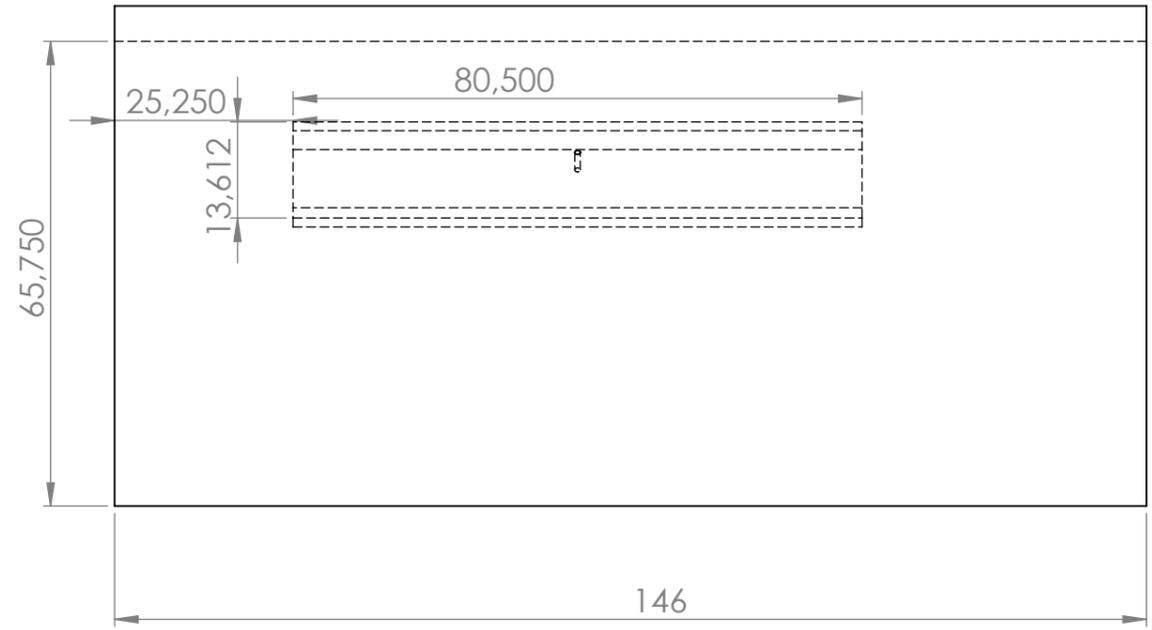
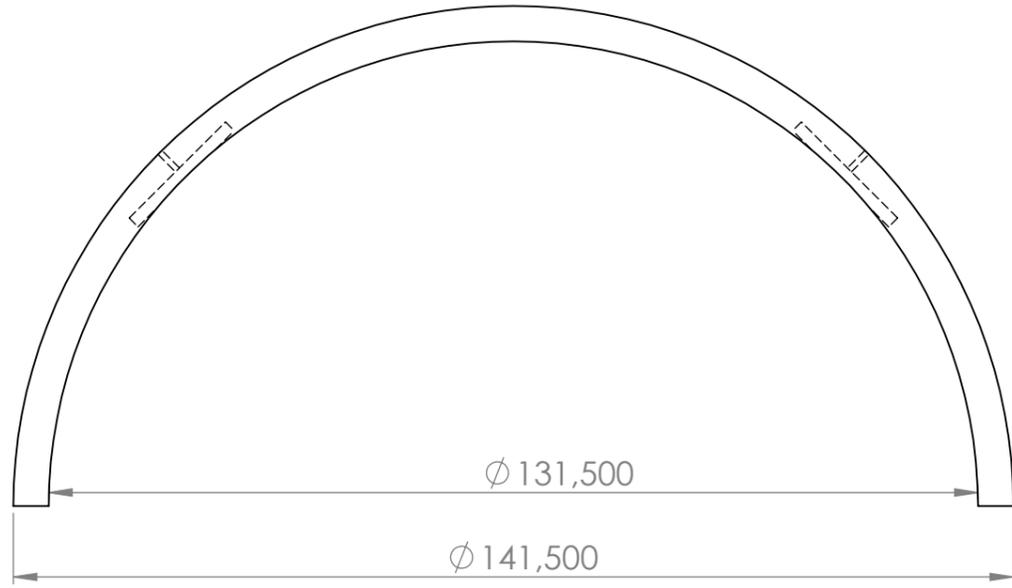
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					Plano 2	
					TÍTULO: Diseño y Construcción de Castillete para plano (no ferroso)	
DIBUJ.			NOMBRE		N.º DE DIBUJO	
VERIF.			FIRMA		Cojinete superior con anillo	
APROB.			FECHA		A3	
FABR.			23-01-12			
CALID.					MATERIAL: Bronce al Estaño	
					PESO: 8.02 kg	
					ESCALA: 1:2	
					HOJA 2 DE 11	



SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 1

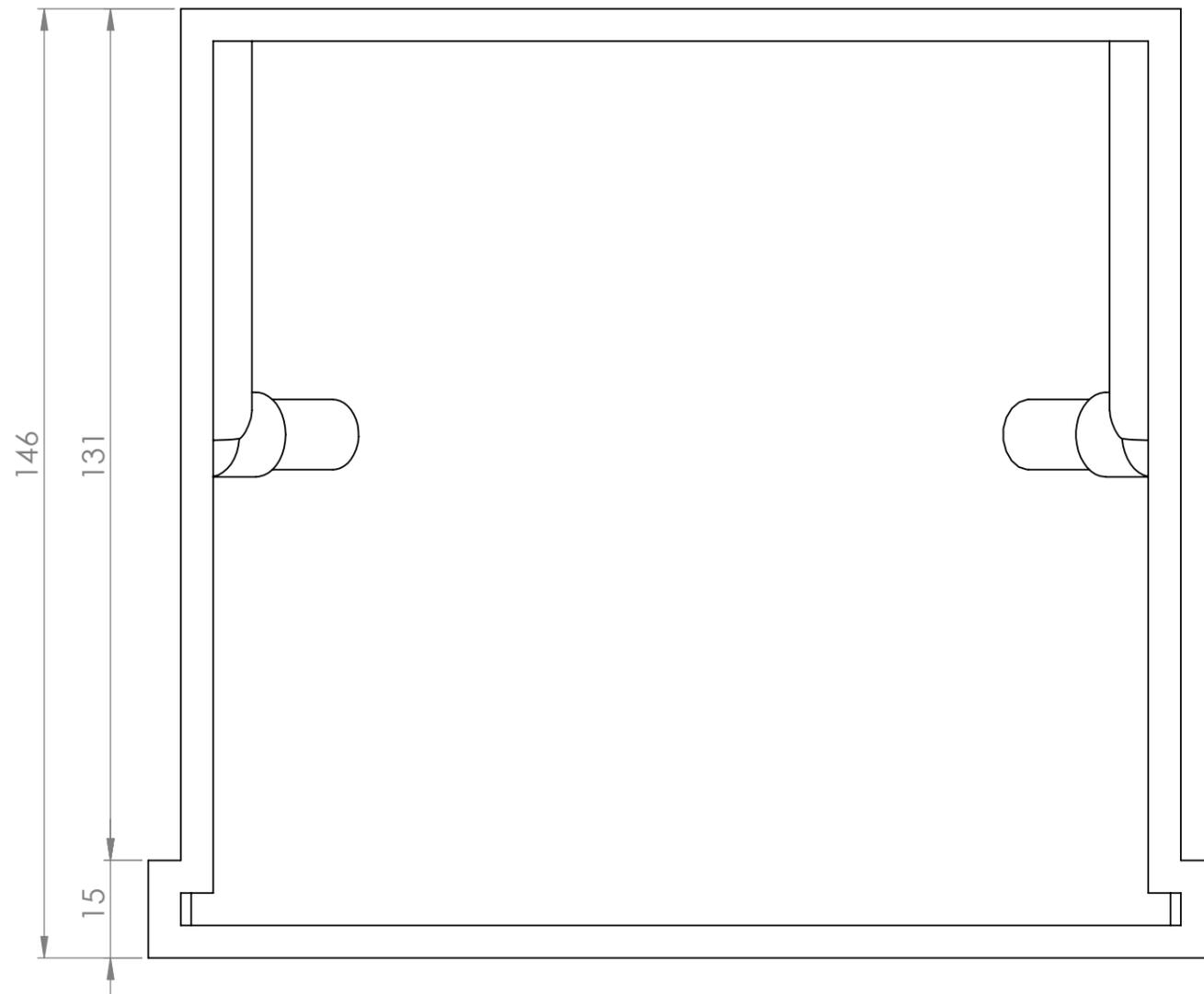
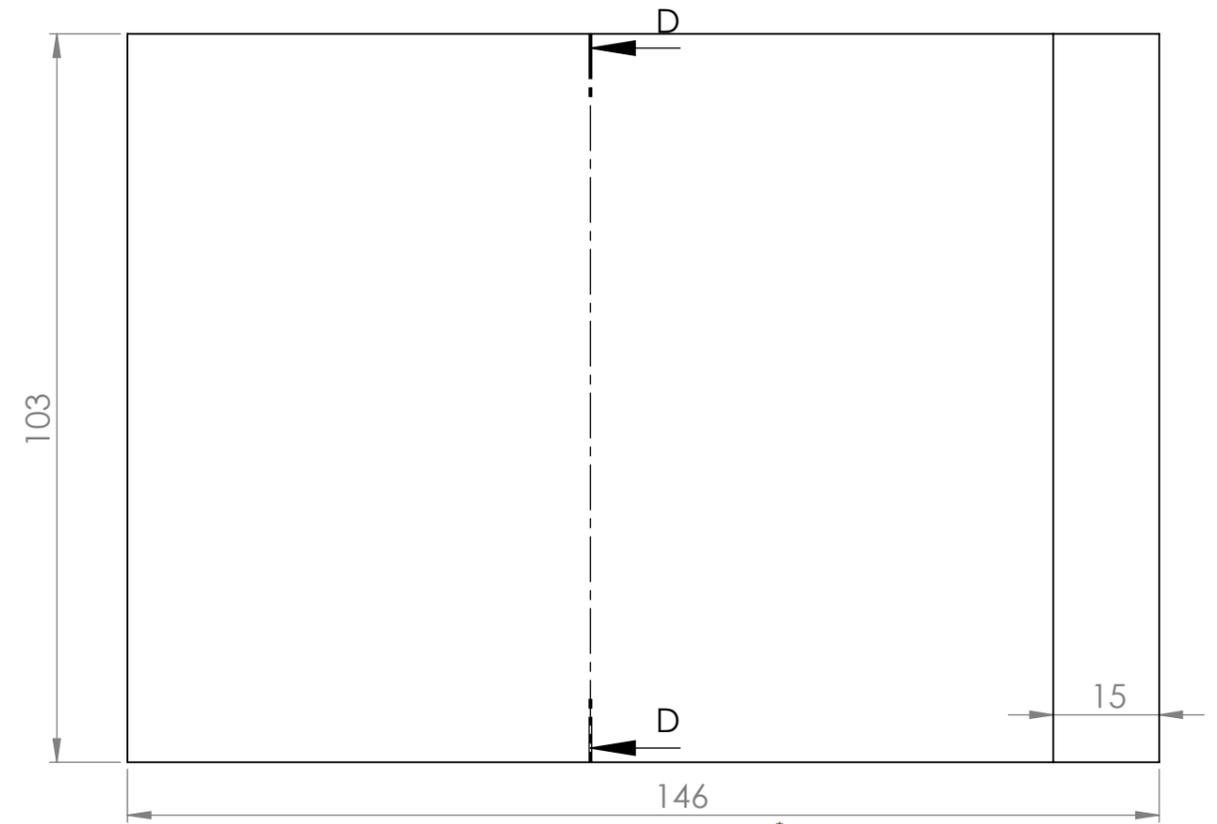
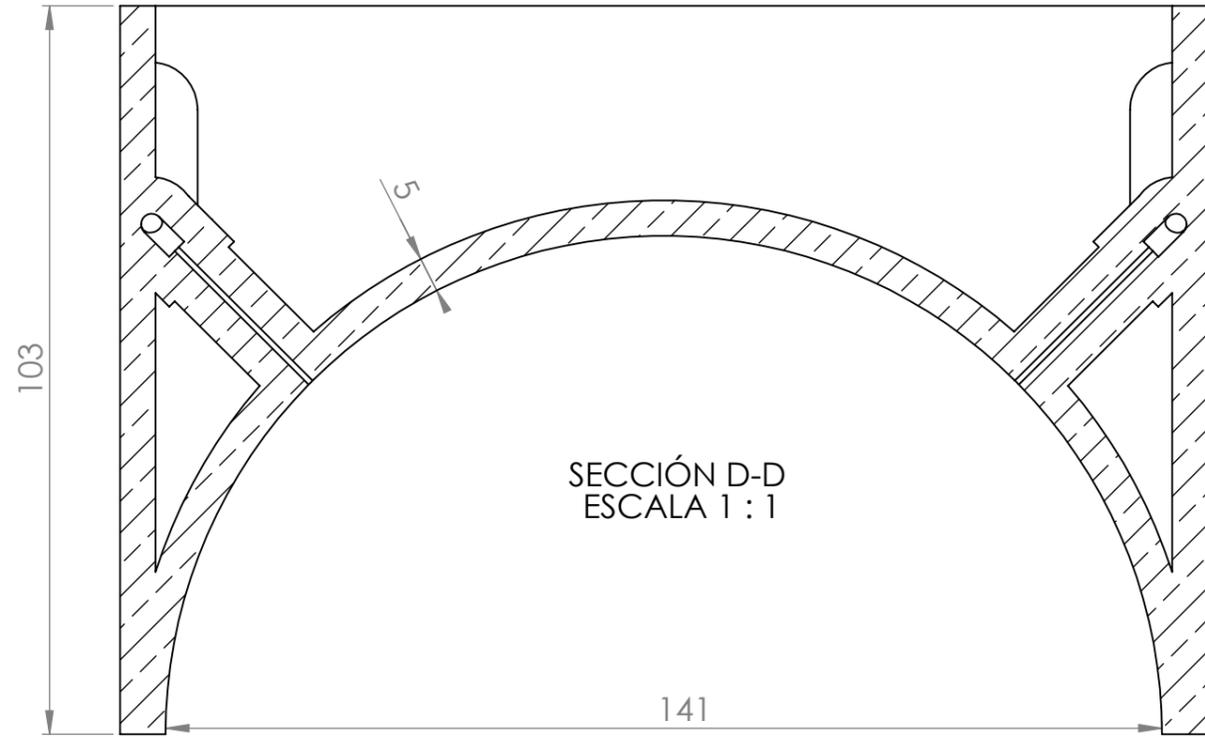


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
							Plano 3				
							TÍTULO: Diseño y Construcción de Castillete para plano (no ferroso)				
DIBUJ.			NOMBRE		FIRMA		FECHA		N.º DE DIBUJO		
VERIF.							23-01-12		Seccion Conijete Superior		
APROB.									A3		
FABR.									MATERIAL: Bronce al Estaño		
CALID.									PESO: 6.75 kg		
									ESCALA:1:2		
									HOJA 3 DE 11		

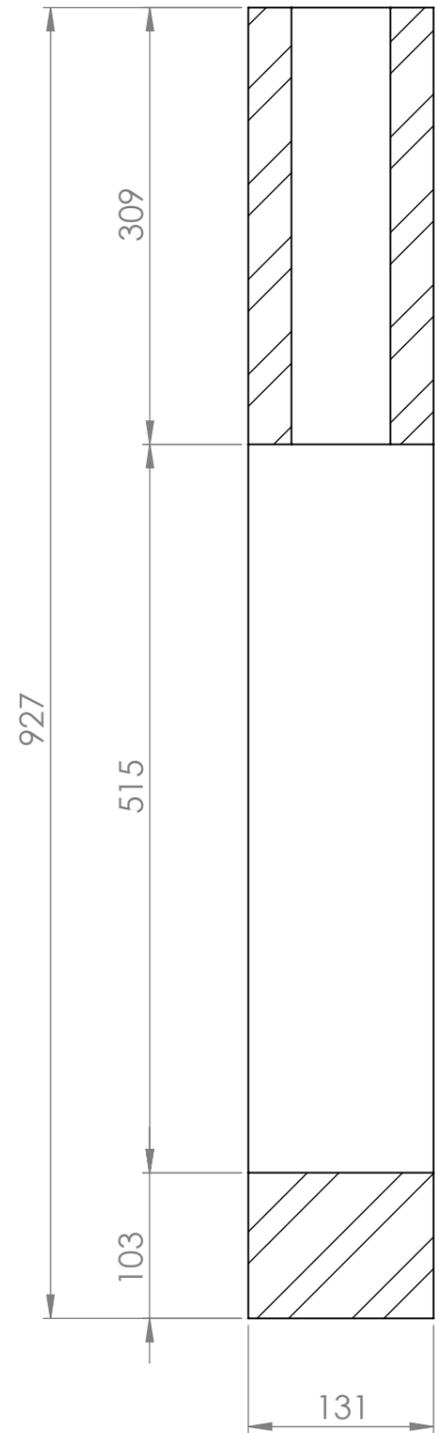
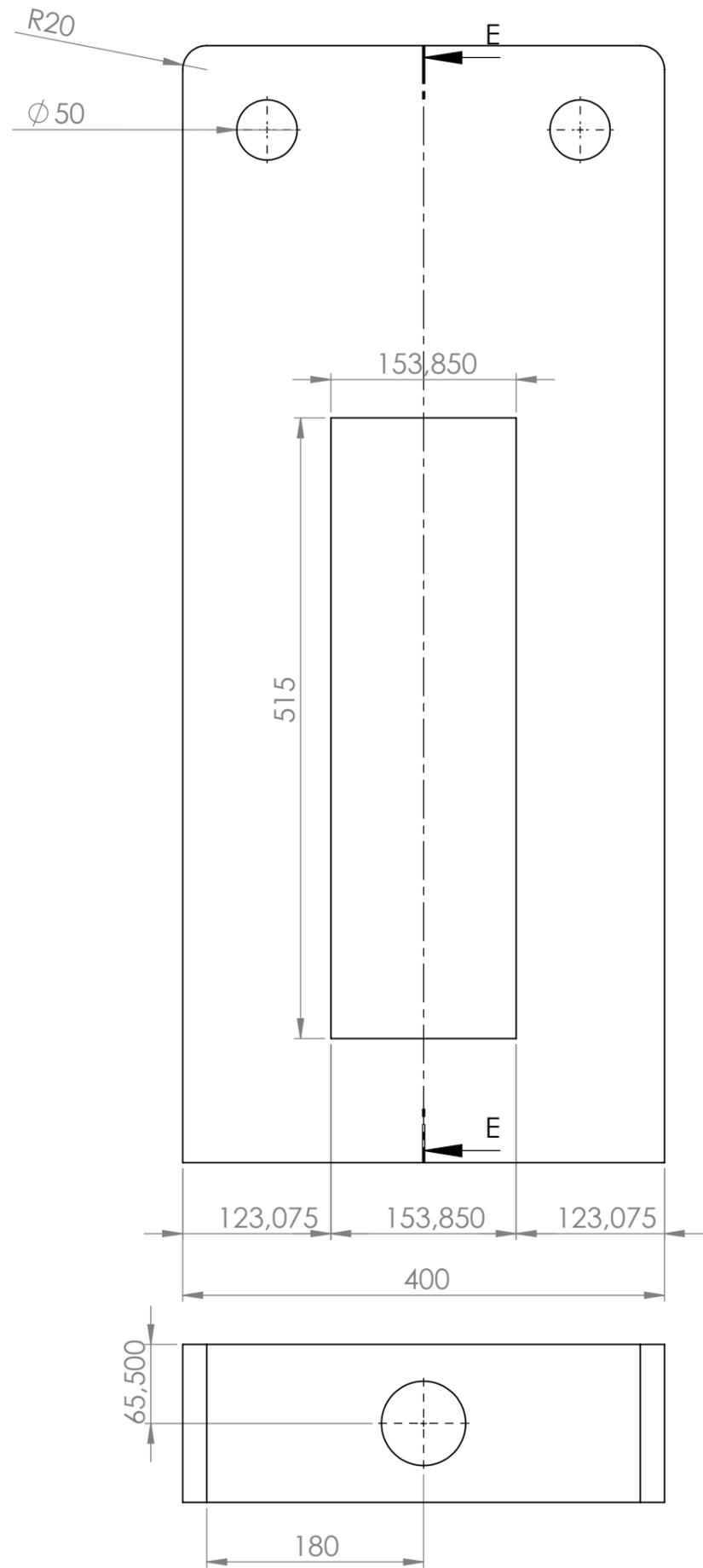


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
							Plano 4				
							TÍTULO:				
							Diseño y Construcción de Castillete para plano (no ferroso)				
							MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		A3
							Bronce al Estaño		Anillo Cojinete		
							PESO: 1.27 kg		ESCALA:1:2		HOJA 4 DE 11

	NOMBRE	FIRMA	FECHA			
DIBUJ.			23-01-12			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.						



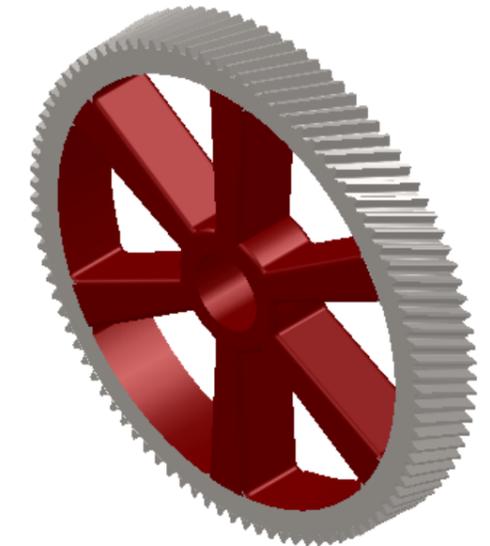
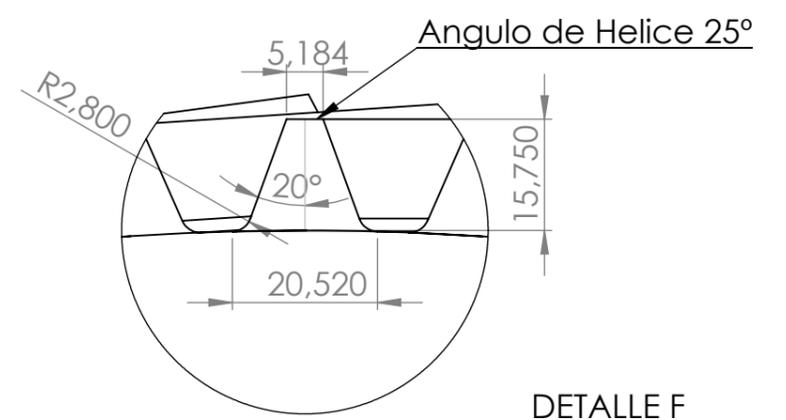
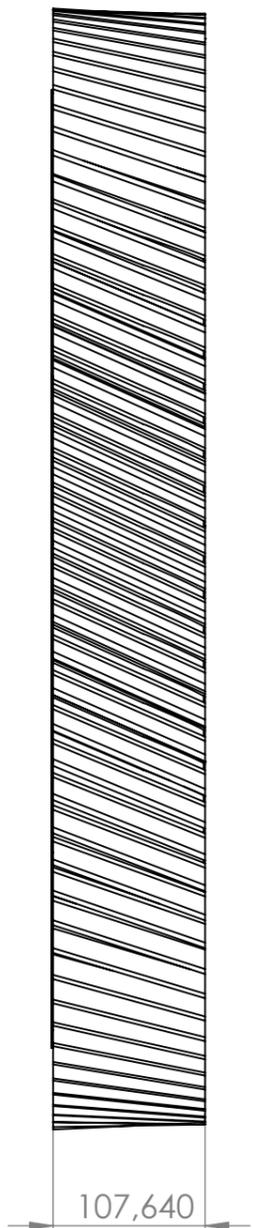
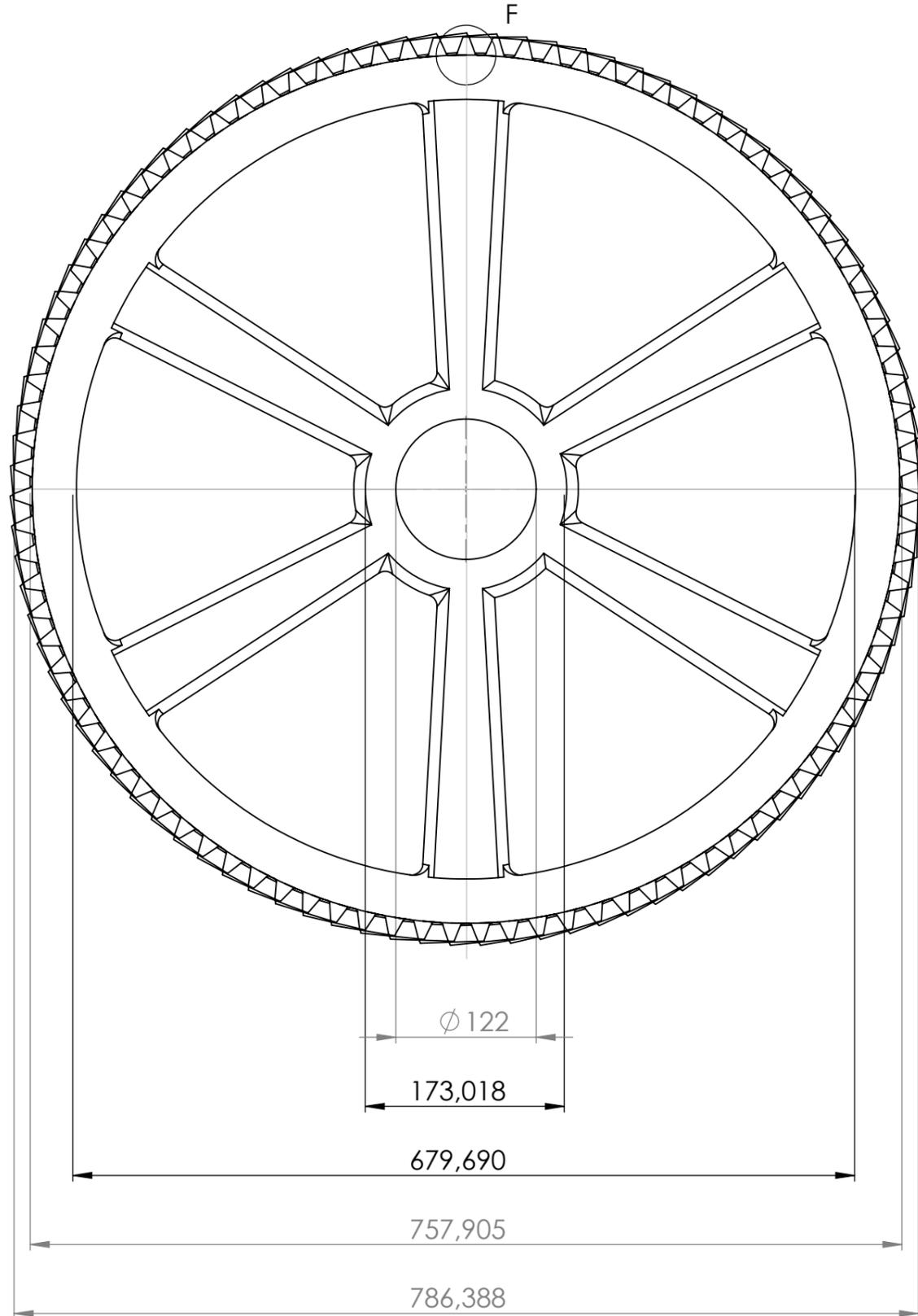
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN				
							Plano 5						
							TÍTULO:						
							Diseño y Construcción de Castillete para plano (no ferroso)						
							N.º DE DIBUJO		Sección de Cojinete			A3	
							MATERIAL:		Bronce al Estaño				
							PESO:		3.38 kg			ESCALA:1:2	
												HOJA 5 DE 11	



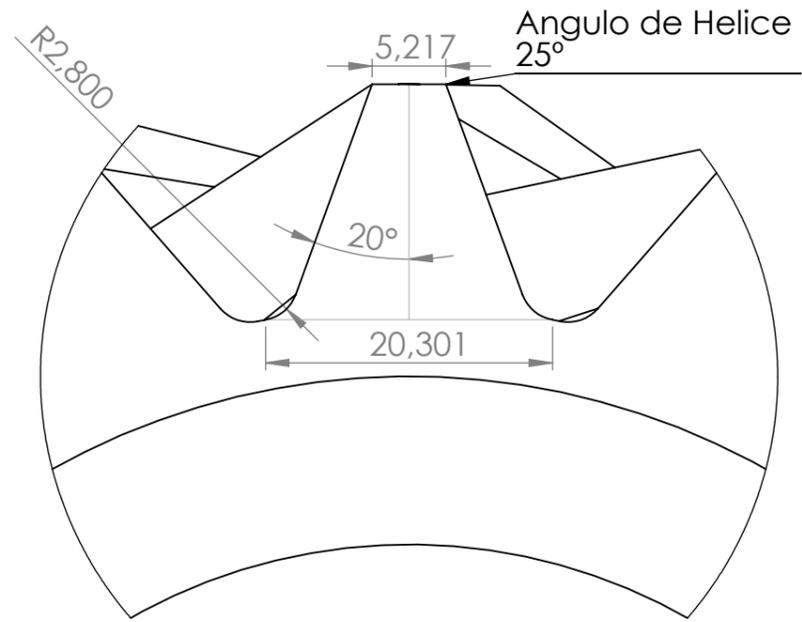
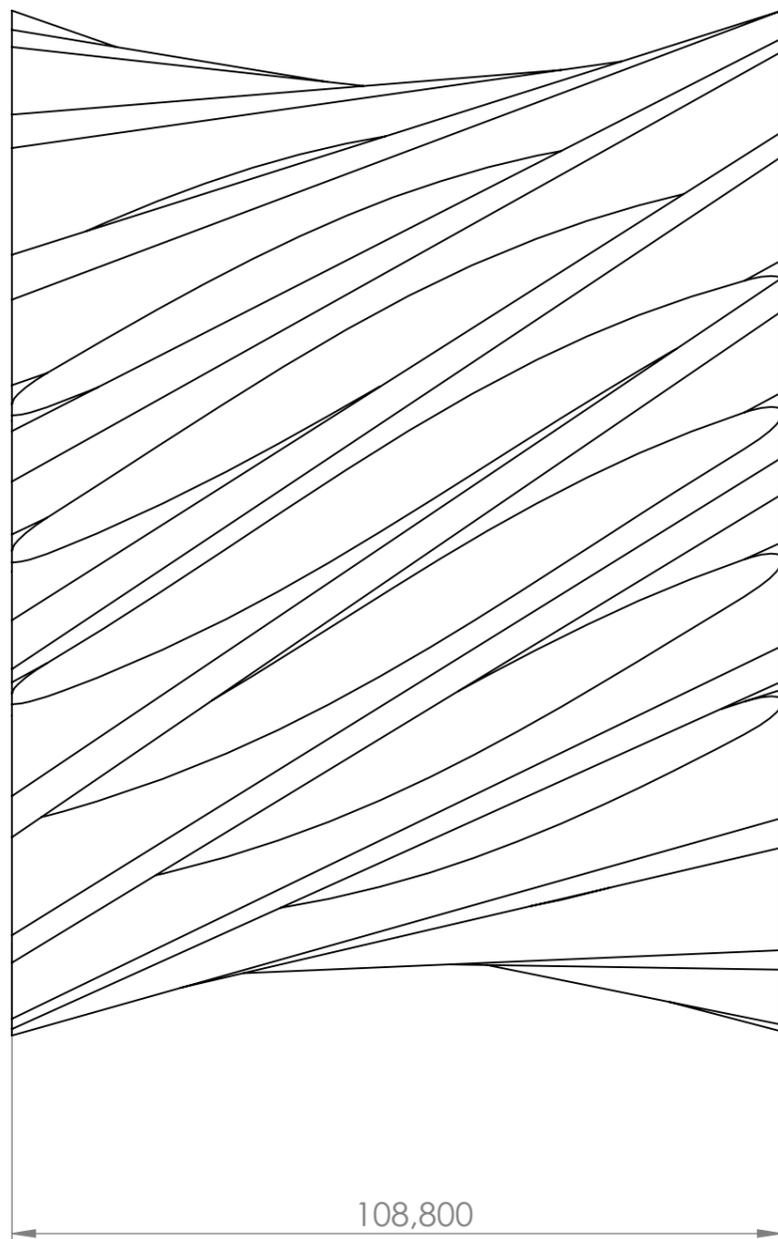
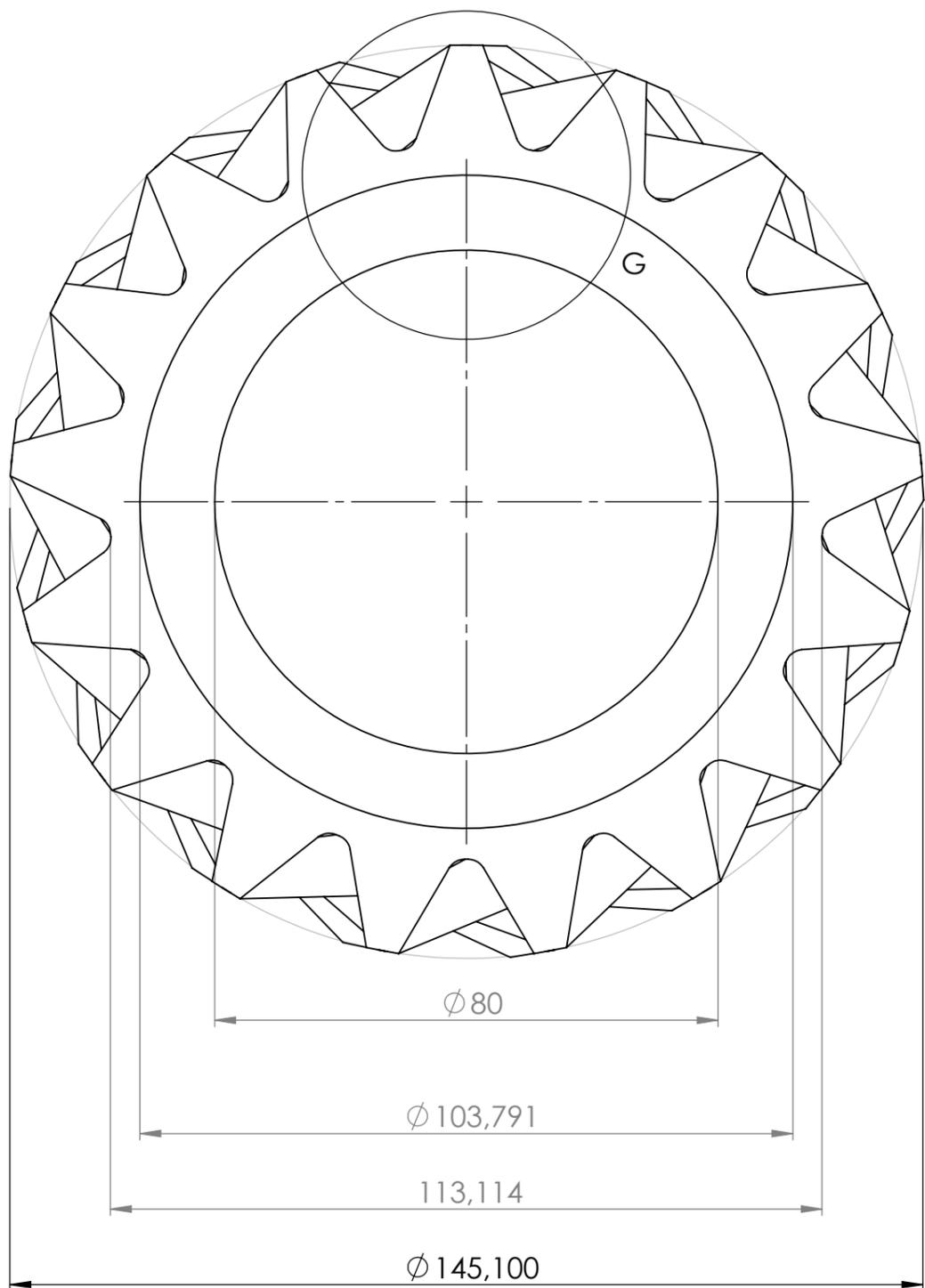
SECCIÓN E-E
ESCALA 1 : 5



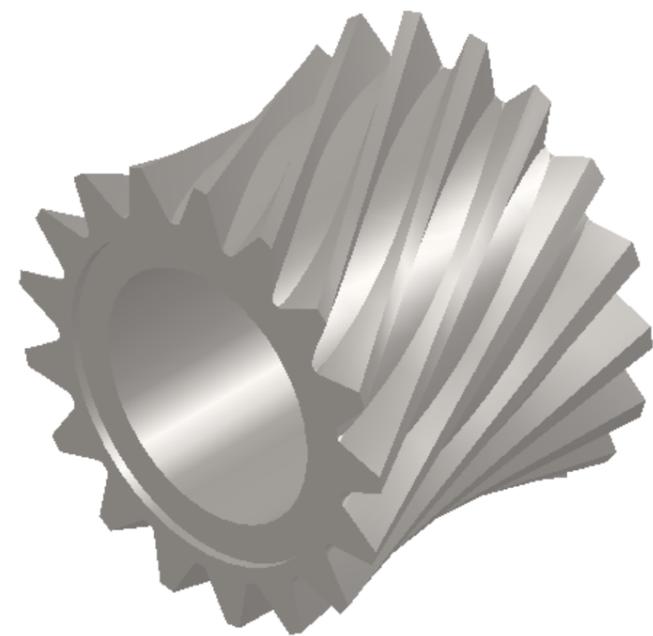
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
							Plano 6				
							TÍTULO: Diseño y Construcción de Castillete para plano (no ferroso)				
NOMBRE			FIRMA		FECHA		N.º DE DIBUJO		Castillete		A3
DIBUJ.			VERIF.		APROB.		MATERIAL:		Acero Fundido		ESCALA:1:10
FABR.			CALID.		PESO:		274.1 kg		HOJA 6 DE 11		



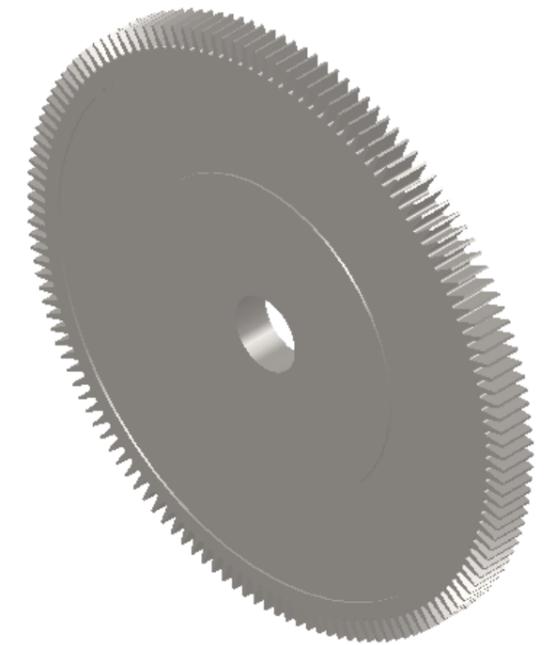
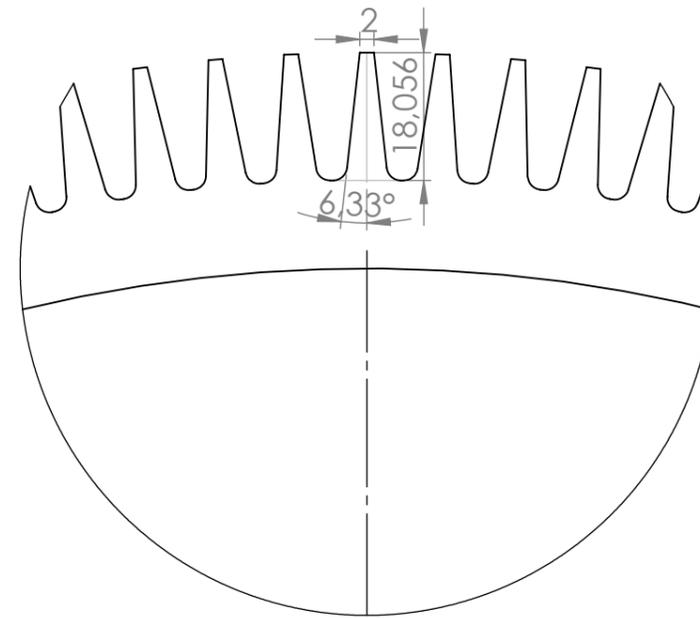
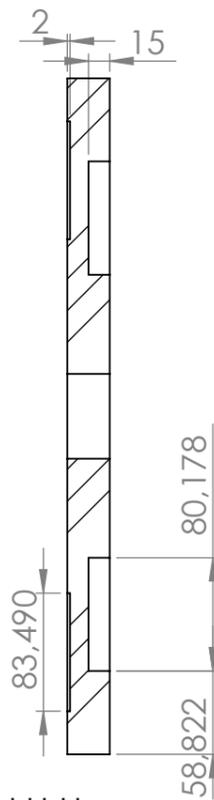
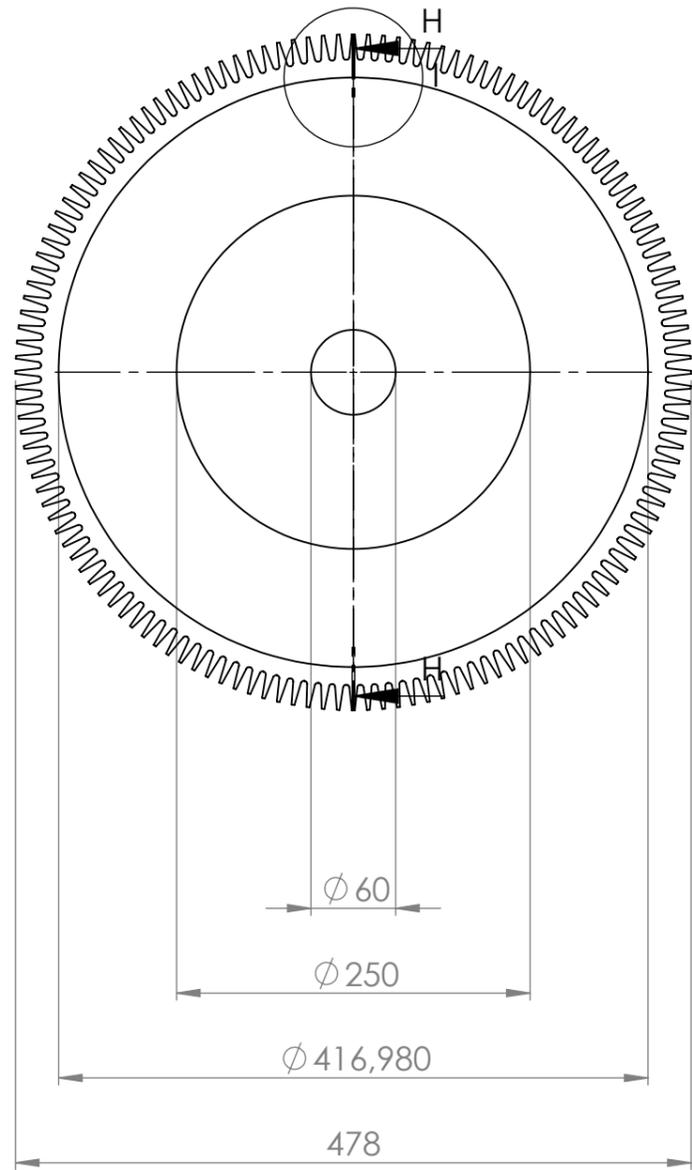
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					Plano 7	
					TÍTULO: Diseño y Construcción de Castillete para plano (no ferroso)	
DIBUJ.			FECHA		N.º DE DIBUJO	
VERIF.			23-01-12		Engrane Helicoidal de 95 dientes	
APROB.					A3	
FABR.						
CALID.			MATERIAL:			
			SAE 3215			
			PESO: 173.6 kg		ESCALA:1:10	
					HOJA 7 DE 11	



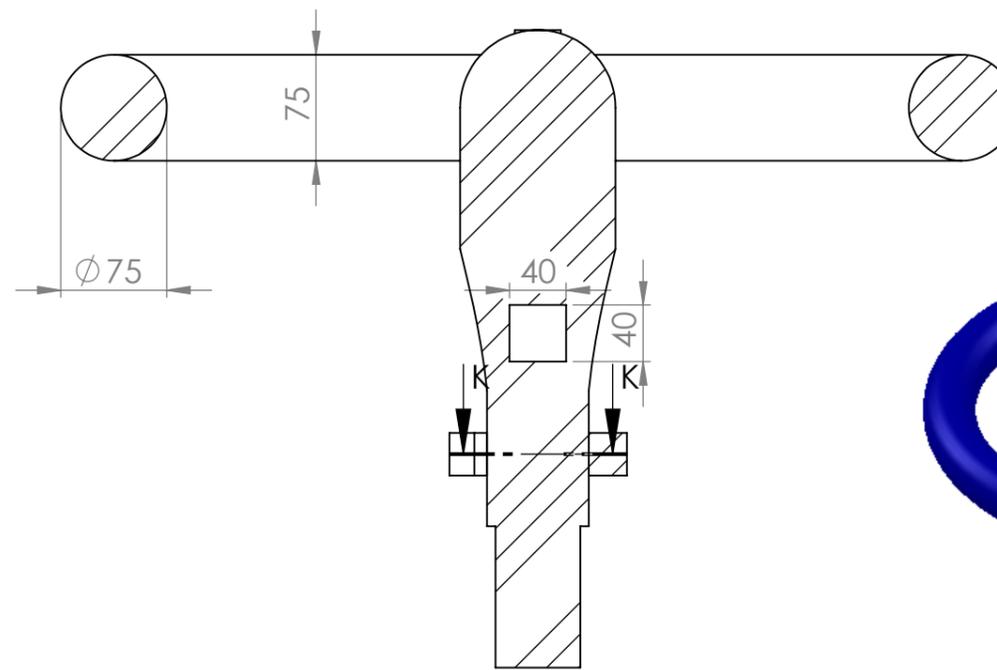
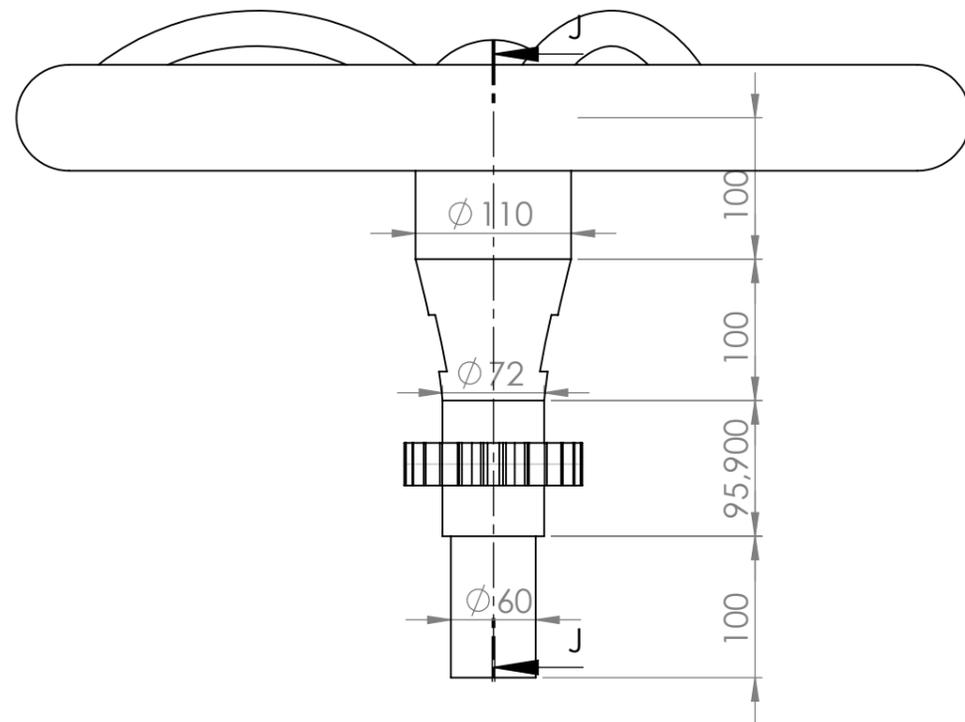
DETALLE G
ESCALA 2 : 1



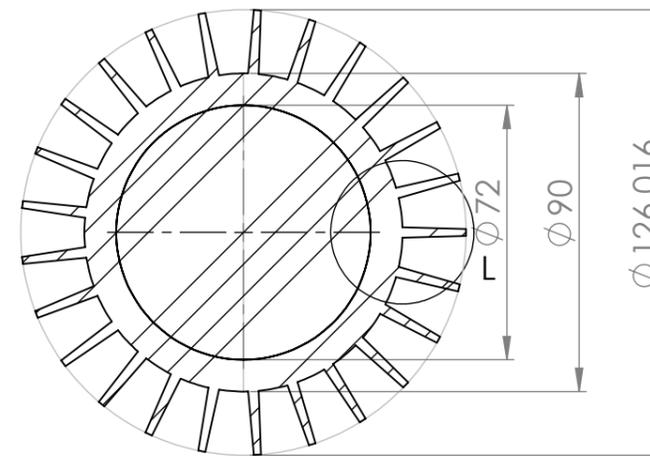
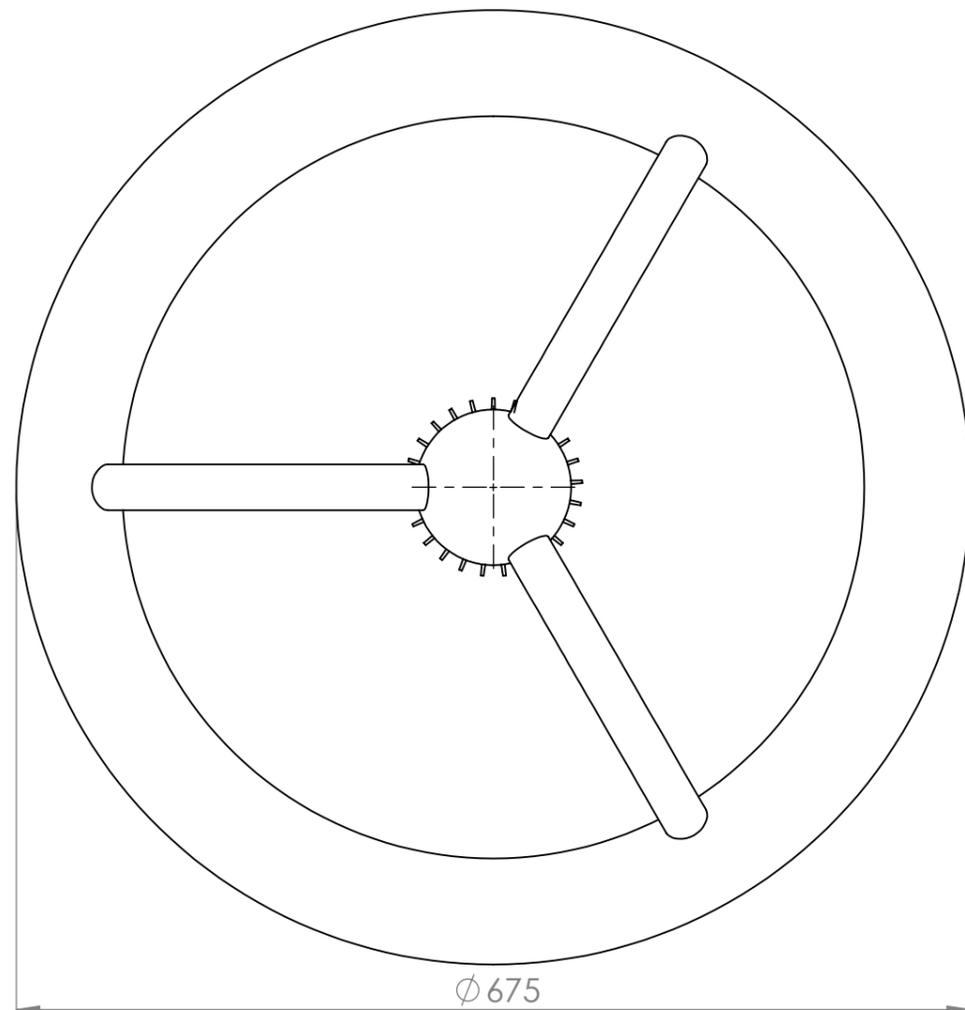
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					Plano 8	
					TÍTULO:	
					Diseño y Construcción de Castillete para plano (no ferroso)	
DIBUJ.			NOMBRE		N.º DE DIBUJO	
VERIF.			FIRMA		Piñón Helicoidal de 17 dientes	
APROB.			FECHA		A3	
FABR.			23-01-12			
CALID.					MATERIAL:	
					SAE 3215	
					PESO: 5.38 kg	
					ESCALA: 1:2	
					HOJA 8 DE 11	



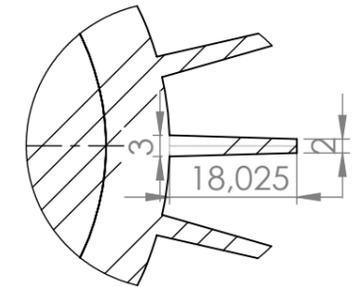
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
							Plano 9				
							TÍTULO:				
							Diseño y Construcción de Castillete para plano (no ferroso)				
NOMBRE			FIRMA		FECHA		N.º DE DIBUJO		A3		
DIBUJ.					23-01-12		Engrane Recto de 144 dientes				
VERIF.											
APROB.											
FABR.											
CALID.							MATERIAL:				
							SAE 3215				
							PESO:		28.08 kg		
							ESCALA:1:5		HOJA 9 DE 11		



SECCIÓN J-J
ESCALA 1 : 5

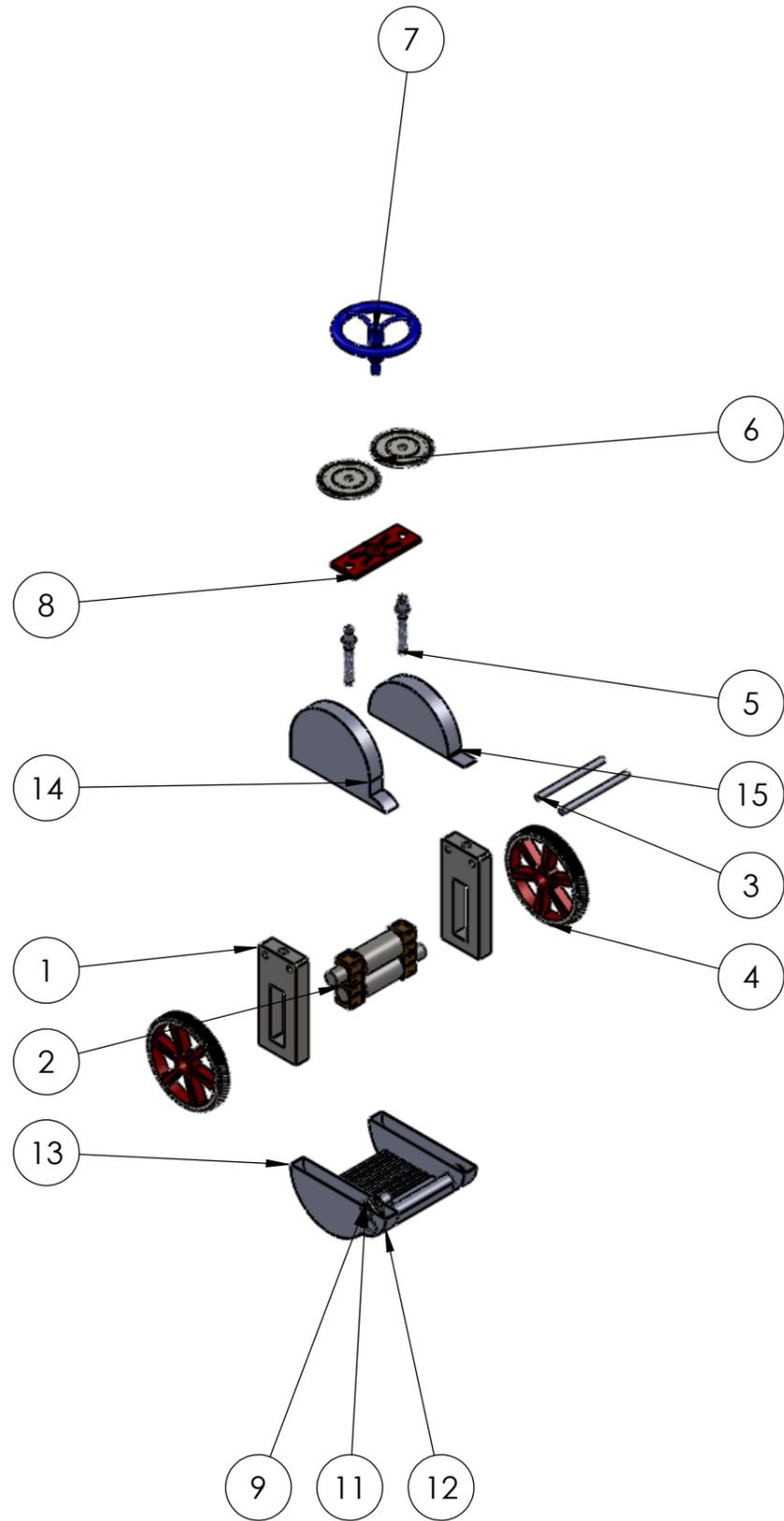


SECCIÓN K-K
ESCALA 1 : 2



DETALLE L
ESCALA 1 : 1

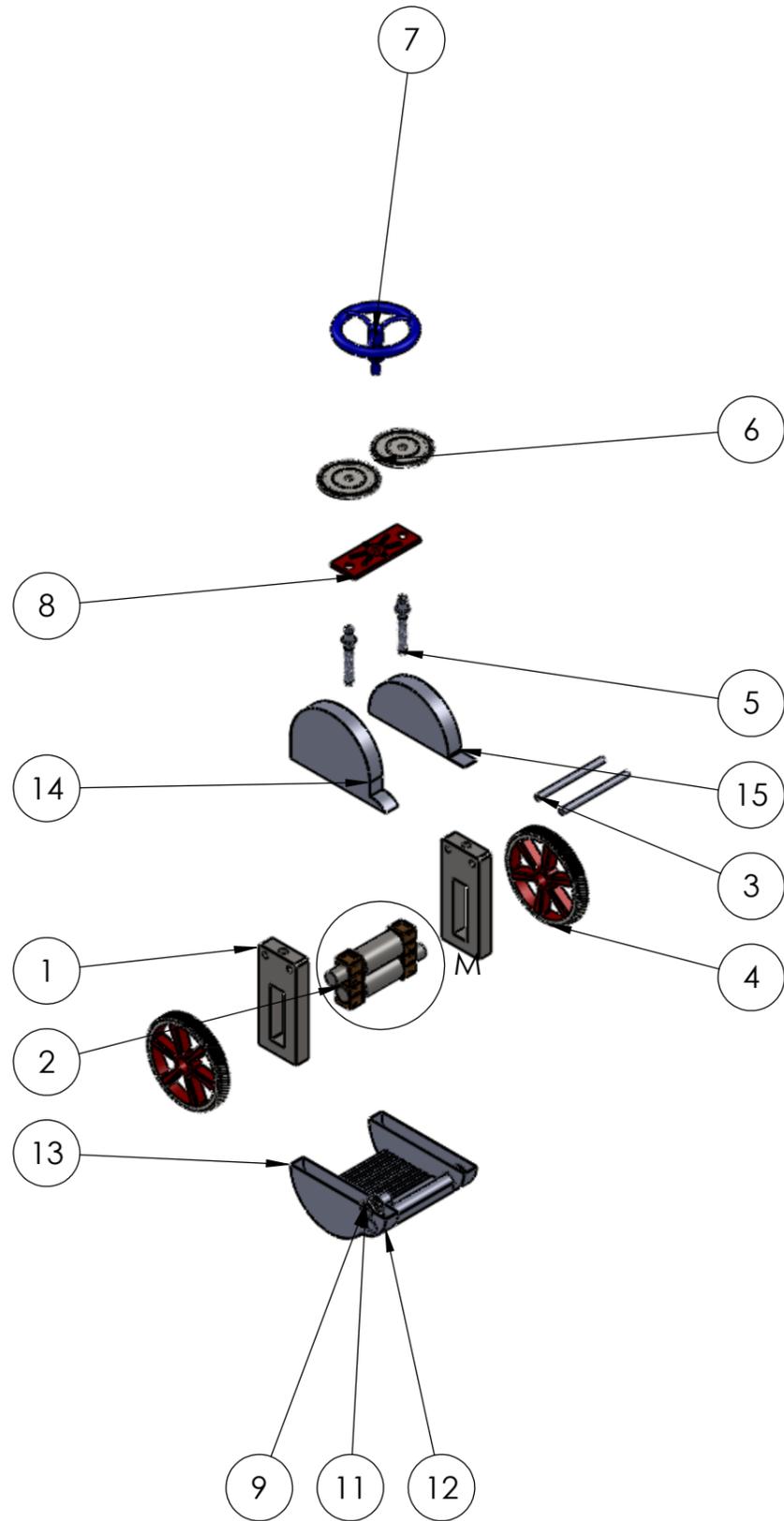
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					Plano 10	
					TÍTULO: Diseño y Construcción de Castillete para plano (no ferroso)	
DIBUJ.			FECHA		N.º DE DIBUJO	
VERIF.			23-01-12		Volante con 25 dientes rectos	
APROB.					A3	
FABR.						
CALID.			MATERIAL:			
			SAE 3215			
			PESO: 88.64 kg		ESCALA:1:10	
					HOJA 10 DE 11	



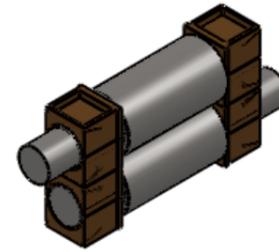
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	castillete	2
2	Cojinetes con rodillo	1
3	castillete rigidizadores	2
4	Engrane	2
5	reductor	2
6	engrane 140	2
7	volante25	1
8	placa para engranes	1
9	piñon	3
10	eje-piñon	1
11	eje-loco	1
12	sistema piñon	1
13	base	1
14	tapa reservorio izq	1
15	tapa reservorio	1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN			
							Plano 11					
							TÍTULO: Diseño y Construcción de Castillete para palnos (no ferroso)					
							N.º DE DIBUJO:		Despiece de Laminadora Industrial			A3
							PESO:		ESCALA:1:10		HOJA 11 DE 11	

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			23-01-12
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	castillete	2
2	Cojinetes con rodillo	1
3	castillete rigidizadores	2
4	Engrane	2
5	reductor	2
6	engrane 140	2
7	volante25	1
8	placa para engranes	1
9	piñon	3
10	eje-piñon	1
11	eje-loco	1
12	sistema piñon	1
13	base	1
14	tapa reservorio izq	1
15	tapa reservorio	1



DETALLE M
ESCALA 1 : 20

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.			NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:
VERIF.			23-01-12			Diseño y Construcción de Castillete para palnos (no ferroso)
APROB.						
FABR.						
CALID.						
			MATERIAL:			N.º DE DIBUJO
			PESO:			Despiece de Laminadora Industrial
			ESCALA:1:10			A3
			HOJA 11 DE 11			