

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

"Diseño de maquina industrial para laminación de masa de harina"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Marcos Andrés Espinoza Ordóñez

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios y a mis amados Padres quienes me han apoyado durante toda mi vida y carrera universitaria.

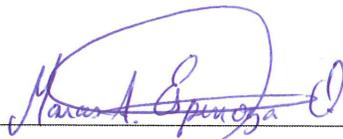
DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Marcos Andrés Espinoza Ordóñez

Jorge Medardo Marcial Hernández, M.Sc.

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Marcos Andrés Espinoza Ordóñez

Autor



Jorge Medardo Marcial Hernández, MSc..

Tutor de la Materia Integradora

RESUMEN

La presente tesis comprende la realización del diseño de una maquina laminadora industrial para masa de harina. El proyecto del diseño de la maquina surge por la necesidad de una pequeña empresa de aumentar su producción de láminas de masa de harina en el proceso de elaboración de discos de empanadas, siendo este uno de los muchos posibles productos con los que podría trabajar la maquina laminadora.

El dimensionamiento general de la maquina está basado en función de los requerimientos de producción y de las dimensiones de los elementos mecánicos seleccionados. En lo que concierne a los ejes rotatorios se realizó el respectivo análisis de esfuerzo a la fatiga de estos. En el caso de los rodillos se analizó el factor de seguridad a la fatiga obteniendo como resultado un valor de 2,24 lo cual indicó que las dimensiones soportan las condiciones fluctuantes con la potencia establecida de 5.5 KW. En lo que respecta al eje de transmisión se utilizó un factor de seguridad a la fatiga de 2, obteniendo como resultado un diámetro de 37,34 mm, por razones de disponibilidad del material en el mercado se utilizó para el diseño un eje de 50 mm de diámetro.

Para la transmisión de potencia desde el motor eléctrico de 5,5 KW hacia los dos rodillos laminadores, se utilizó un sistema mixto de bandas-poleas y cadenas-piñones, los cuales en conjunto responden muy bien a las condiciones de trabajo.

El costo económico estimado dentro del mercado nacional de la construcción de un prototipo de la maquina laminadora es aproximadamente \$6.000, lo cual incluye materiales, mecanizado y mano de obra.

Se cumplió con el objetivo general de diseñar una maquina laminadora para ser construida dentro del contexto nacional, para contribuir al consumo de productos propios, al desarrollo de la pequeña y mediana empresa, y así sustituir la importación de este tipo de máquina.

Palabras Claves: Laminadora, masa de harina, rodillos, transmisión

ABSTRACT

The present thesis reaches the design of an industrial rolling machine for flour dough. The project of the design of this machine arises from the need of the small enterprise to increase the production of thin layers of dough flour in the process of making empanadas discs, this being one of the many possible products for which the laminating machine could work.

The general dimensioning of the machine was based depending on the production requirements and the dimensions of the mechanic elements selected. As far as the rotating axes were concerned, their respective fatigue stress analysis was performed. In the case of the rollers the safety factor for fatigue failure obtained was 2.24 which indicate that the dimensions support the fluctuating conditions within the established power of 5.5 KW. With respect to the transmission axis, a fatigue safety factor of magnitude 2 was used, obtaining as a result a diameter of 37,34 mm, for reasons of material availability a shaft of 50 mm diameter shaft was used for the design.

For the transmission of power from the 5.5 KW electric motor to the two rolling mills, a mixed system of belt-pulleys and chains-pinions was used, which together responded well to the working conditions.

The estimated economic cost within the national market for the construction of a prototype of the laminating machine is approximately \$ 6.000, which includes materials, machining and labor.

The general objective of designing a laminating machine to be built within the national context was fulfilled, to contribute to the consumption of own products, to the development of small and medium enterprises, and thus replace the importation of this type of machine.

Keywords: flour dough, laminator, rollers, transmission

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	V
SIMBOLOGÍA	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XI
ÍNDICE DE TABLAS	XII
ÍNDICE DE PLANOS	XIV
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción	1
1.1 Descripción del problema	1
1.2 Objetivos.....	1
1.2.1 Objetivo General	1
1.2.2 Objetivos Específicos	1
1.3 Marco teórico	2
CAPÍTULO 2.....	9
2. Metodología	9
2.1 Aspectos Generales	11
2.1.1 Alternativas de solución del problema.....	11
2.1.2 Elección de la mejor alternativa	12
2.2 Diseño Conceptual	14
2.3 Criterios de diseño.....	16
2.3.1 Parámetros de operación	16

2.4	Diseño, cálculos, selección de componentes de los diferentes elementos mecánicos de laminadora.	19
2.4.1	Calculo para el diseño de rodillo de laminación	19
2.4.2	Calculo del castillete.....	31
2.4.3	Calculo de eje de transmisión de potencia.....	34
2.4.4	Calculo de pernos en castillete de soporte de rodillos	41
2.4.5	Calculo de resistencia de tornillo de desplazamiento vertical de rodillo superior	45
2.4.6	Calculo de resorte en castillete.	46
2.4.7	Calculo de sistema de transmisión de potencia	49
2.4.8	Estructura de soporte	58
2.4.9	Selección de rodamientos	60
CAPÍTULO 3.....		63
3.	Resultados	63
3.1	Valoración de Rodillos laminadores:.....	64
3.2	Valoración de eje de transmisión de potencia:	64
3.3	Valoración de castillete de soporte de rodillos de laminación:.....	65
3.4	Valoración de sistema de bandas y poleas:.....	65
3.5	Valoración de sistema de cadenas y piñones:.....	65
3.6	Valoración de estructura de soporte:	66
3.7	Valoración de rodamientos:	66
CAPÍTULO 4.....		68
4.	Discusión y Conclusiones	68
4.1.	Conclusiones	68
4.2.	Recomendaciones	69

BIBLIOGRAFÍA

APÉNDICES

ABREVIATURAS

<i>mm</i>	milímetro
<i>m</i>	metro
<i>N</i>	newton
<i>KN</i>	kilonewton
<i>MPa</i>	megapascal
<i>HP</i>	caballos de fuerza
<i>KW</i>	kilovatio
<i>s</i>	segundo
<i>mm²</i>	milímetros cuadrados
<i>Rpm</i>	revoluciones por minuto
<i>MPa</i>	megapascal
<i>KN</i>	kilonewton
In	Pulgada
lb	Libra fuerza
psi	Libras por pulgada cuadrada
Kpsi	Kilolibras por pulgada cuadrada
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
SAE	Society of Automotive Engineers

SIMBOLOGÍA

d	Draft
t_o	Espesor inicial de laminado
t_f	Espesor final de laminado
r_e	Reducción
d_{max}	Draft máximo
μ'	Coefficiente de fricción
R_r	Radio del rodillo
ϵ	Esfuerzo real experimentado
Y_f	Esfuerzo de fluencia promedio
K	Constante de materiales dúctiles
F	Fuerza por trabajo de laminación
w	Ancho de rodillos
L	Longitud de contacto
T	Momento de torsión en cada rodillo
P	Potencia requerida para un rodillo
i	Relación de velocidad
P_{total}	Potencia requerida para dos rodillos
FR	Fuerza de laminación en un rodillo
F_{gtan1}	Fuerza tangencial ejercida por el piñón de transmisión de 40 dientes
F_{gtan2}	Fuerza tangencial ejercida por el piñón de transmisión de 17 dientes
F_{y1}	Componente vertical de la reacción en soporte en el punto A
F_{y2}	Componente vertical de la reacción en soporte en el punto B
F_{y3}	Componente vertical de la reacción en soporte en el punto C
F_{y4}	Componente vertical de la reacción en soporte en el punto D
F_{grad1}	Fuerza radial ejercida por el piñón de transmisión de 40 dientes

F_{grad2}	Fuerza radial ejercida por el piñón de transmisión de 17 dientes
F_{x1}	Componente axial de la reacción en soporte en el punto A
F_{x2}	Componente axial de la reacción en soporte en el punto B
F_{x3}	Componente axial de la reacción en soporte en el punto C
F_{x4}	Componente axial de la reacción en soporte en el punto D
σ_a	Componente alternante del esfuerzo
σ_m	Componente media del esfuerzo
S_e	Límite corregido de la resistencia a la fatiga.
C_{carga}	Coeficiente correctivo de carga.
$C_{tamaño}$	Coeficiente correctivo de tamaño.
C_{sup}	Coeficiente correctivo de superficie.
C_{temp}	Coeficiente correctivo de temperatura.
C_{conf}	Coeficiente correctivo de confiabilidad.
C_e	Coeficiente correctivo de efectos varios
S'_e	Límite de resistencia a la fatiga sin corregir
S_{ut}	Resistencia Última a la Tensión
d_a	Diámetro analizado
σ_o	Esfuerzo normal principal
τ_o	Esfuerzo torsional principal
M	Momento flexionante
c	radio del eje
I	Inercia del eje
T	Torque
J	Momento angular
K_f	Factor de concentrador de esfuerzo dinámico
K_t	Factor de concentrador de esfuerzo estático
q	Sensibilidad a la muesca
q_f	Sensibilidad a la muesca en flexión
q_t	Sensibilidad a la muesca en torsión

\sqrt{a}	Constante de Neuber
σ_a	Esfuerzo alternante modificado
σ_m	Esfuerzo medio modificado
N_f	Factor de seguridad en fatiga
A_{95}	Área 95%
d_{equi}	Diámetro equivalente
b	Base
h	Altura
r_e	radio de esbeltez
L_e	longitud de esbeltez
S_r	Razón de esbeltez
S_y	Resistencia a la fluencia
E	Módulo de elasticidad
FS	Factor de seguridad
σ_t	Esfuerzo Tangencial
F_t	Fuerza Tangencial
A_c	Área de contacto
δ	deflexión
P_r	Mitad de la carga aplicada por rodillos
L_a	Longitud de alojamiento de rodamientos
A_t	Área de la sección transversal del castillete
F_n	Fuerza ejercida por la polea.
F_{Gtan1}	Fuerza tangencial ejercida por el piñón de transmisión de 17 dientes
$F_{y'1}$	Componente vertical de la reacción en soporte en el punto A'
$F_{y'2}$	Componente vertical de la reacción en soporte en el punto B'
$F_{y'3}$	Componente vertical de la reacción en soporte en el punto C'
F_s	Fuerza radial ejercida por el piñón de transmisión de 17 dientes
F_{Grad1}	Fuerza radial ejercida por el piñón de transmisión de 17

	dientes
$F_{x'1}$	Componente axial de la reacción en soporte en el punto A
$F_{x'2}$	Componente axial de la reacción en soporte en el punto B
$F_{x'3}$	Componente axial de la reacción en soporte en el punto C
d_e	Diámetro del eje de transmisión
K_{fsm}	Es el factor de concentración de esfuerzo medio de fatiga por torsión
M_a	Momento alternante debido a la flexión
T_m	Momento medio debido a la torsión
P_d	Potencia de diseño
C_a	Factor de servicio
P_r	Potencia de nominal del motor
I_r	relación de velocidad en poleas
CC_p	Distancia entre centros de las poleas
L_d	Longitud de la banda
L_c	Longitud de la cadena en pasos
C_{10}	Clasificación de catálogo
F_D	Carga radial deseada
L_D	Vida deseada
n_D	Velocidad deseada
F_i	Precarga
S_p	Resistencia de Prueba
A_t	Área de esfuerzo por tensión
l_j	Longitud del perno dentro de la junta
D_j	Tamaño de la junta
l_{perno}	Longitud del perno
d_b	Diámetro del perno
l_s	Longitud del vástago
l_{cuerda}	Longitud de la cuerda
l_t	Longitud de la cuerda en sujeción
k_b	Rigidez del perno

A_b	Área transversal del perno
k_m	Rigidez del material
C	Factor de rigidez
P_b	Carga en el perno
P_p	Carga externa
P_m	Carga en el material
F_b	Carga resultante en el perno
F_m	Carga resultante en el material
σ_b	Esfuerzo de tensión máximo en el perno
N_s	Factor de seguridad bajo fluencia
σ_{tor}	Esfuerzo del tornillo
F_t	Carga del tornillo
N_t	Factor de seguridad estático del tornillo
F_{max}	Carga máxima del resorte
F_{min}	Carga mínima del resorte
F_a	Fuerza alternante en el resorte
F_m	Fuerza media en el resorte
K_s	Factor de cortante directo
τ_i	Esfuerzo cortante de deflexión inicial
τ_m	Esfuerzo cortante medio
K_w	Factor de Wahl
τ_a	Esfuerzo cortante alternante
d_{al}	Diámetro del alambre
D_r	Diámetro de la espira del resorte
S_{us}	Resistencia última cortante
S_{ys}	Resistencia a la fluencia por torsión
S_{ew}	El límite de resistencia para resortes granallados
N_f	Factor de seguridad

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Proceso de laminación en plano	5
Figura 1.2	Esquema del proceso de laminación, donde se muestra el espesor inicial y final.....	7
Figura 2.1	Metodología de Diseño a seguir en el presente proyecto	9
Figura 2.2	Metodología de diseño de la maquina laminadora de masa de harina.	10
Figura 2.3	Rodillo de laminación con las dimensiones estimadas.	20
Figura 2.4	Diagrama de cuerpo libre del rodillo plano YZ.	20
Figura 2.5	Diagrama cortante en el plano YZ del rodillo	21
Figura 2.6	Diagrama Momento flector en el plano YZ del rodillo	21
Figura 2.7	Diagrama de cuerpo libre del rodillo plano XZ.	22
Figura 2.8	Diagrama cortante en el plano XZ del rodillo	22
Figura 2.9	Diagrama Momento flector en el plano XZ del rodillo	23
Figura 2.10	Diagrama Momento flector del rodillo	23
Figura 2.11	Grafico para seleccionar el factor geométrico para un eje con filete de hombro en flexiona	26
Figura 2.12	Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión en el plano YZ.....	35
Figura 2.13	Diagrama de cortante en el plano YZ del eje de transmisión.....	35
Figura 2.14	Diagrama Momento flector en el plano YZ del eje de transmisión.....	36
Figura 2.15	Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión en el plano YZ.....	36
Figura 2.16	Diagrama cortante en el plano XZ del eje de transmisión.....	37
Figura 2.17	Diagrama Momento flector en el plano XZ del eje de transmisión	37
Figura 2.18	Diagrama Momento flector del eje de transmisión	38
Figura 2.19	Grafica de sensibilidad a la muesca a partir de los Sut de los aceros	39
Figura 2.20	Grafica de tipos de bandas	51
Figura 2.21	Diagrama de cargas de la estructura de soporte	58
Figura 2.22	Vista de estructura con cargas de laminación	59
Figura 2.23	Resultados de la simulación, esfuerzo de Von Mises	59
Figura 2.24	Esfuerzo de Von Mises máximo en la estructura de soporte	60

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Composición química aproximada y propiedades de la masa de harina de trigo.....	2
Tabla 1.2 Propiedades físicas de masa de harina de trigo.	3
Tabla 2.1. Ponderación de criterios de evaluación de la alternativa de problemas de calibración	12
Tabla 2.2. Ponderación de criterios de evaluación de la alternativa de sistema de transmisión	12
Tabla 2.3. Matriz de decisión (Calibración).....	13
Tabla 2.4 Matriz de decisión (Transmisión).	14
Tabla 2.5 Especificaciones Técnicas estimadas preliminares para la maquina laminadora de masa.	15
Tabla 2.6 Coeficientes para factor de superficie.....	25
Tabla 2.7 Factores de confiabilidad	25
Tabla 2.8 Coeficientes para la obtener concentrador de esfuerzo estático en flexión	27
Tabla 2.9 Coeficientes para la obtener concentrador de esfuerzo estático en flexión	28
Tabla 2.10 Constante de Neuber para aceros	29
Tabla 2.11 Cuadro de dimensiones de las cuerdas de tornillos del sistema estándar nacional unificado.....	41
Tabla 2.12 Cuadro del valor de Resistencias de la SAE para pernos de acero.....	42
Tabla 2.13 Resistencia de los distintos tipos de alambre	48
Tabla 2.14 Tabla de factor de servicio	50
Tabla 2.15 Tabla de factor de servicio	54
Tabla 2.16 Tabla de factor de velocidad	54
Tabla 2.17 Tabla de número de dientes de piñones	55
Tabla 2.18 Tabla de factor de cadena	56
Tabla 2.19 CARGAS EN LOS APOYO DEL RODILLO DE LAMINACION	60
Tabla 2.20 CARGAS EN LOS APOYO DEL EJE DE TRANSMISION.....	61
Tabla 2.21 Selección de rodamientos.....	62

Tabla 3.1 Especificaciones técnicas de la maquina laminadora industrial	63
Tabla 3.2 Cuadro de valoración de construcción de rodillos.....	64
Tabla 3.3 Cuadro de valoración de construcción de eje de transmisión de potencia	64
Tabla 3.4 Cuadro de valoración de construcción de castilletes de soporte	65
Tabla 3.5 Cuadro de valoración de bandas y poleas	65
Tabla 3.6 Cuadro de valoración de cadena y piñones primario	66
Tabla 3.7 Cuadro de valoración de cadena y piñones secundario.....	66
Tabla 3.8 Cuadro de valoración de estructura de soporte	66
Tabla 3.9 Cuadro de valoración de rodamientos SKF SY50.....	67
Tabla 3.10 Cuadro de valoración de rodamientos SKF 7210 BE-2RZP	67
Tabla 3.11 Costos total estimado de la fabricacion de la maquina laminadora industrial	67

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Plano de Maquina laminadora industrial de masa de harina
PLANO 2	Plano de vista lateral de maquina laminadora industrial
PLANO 3	Plano de vista en explosión de maquina laminadora industrial
PLANO 4	Plano de los componentes mecánicos de la maquina laminadora industrial
PLANO 5	Plano del Rodillo laminador inferior
PLANO 6	Plano del Rodillo laminador Superior
PLANO 7	Plano de estructura de castillete primaria
PLANO 8	Plano de estructura de castillete secundaria inferior
PLANO 9	Plano de estructura de castillete secundaria superior
PLANO 10	Plano de tornillo de desplazamiento vertical de rodillo
PLANO 11	Plano de soporte del tornillo de desplazamiento vertical de rodillo
PLANO 12	Plano de estructura de soporte de maquina laminadora
PLANO 13	Plano de estructura de soporte de maquina laminadora 2
PLANO 14	Plano de cubierta de castilletes

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

Los laminados de masa de harina cada vez tienen una mayor demanda dentro mercado nacional, debido a la variedad de productos que se pueden elaborar a partir de este producto. El aumento de esta demanda proviene principalmente de cadenas de hoteles, restaurantes y comercio en general.

Este proyecto nace debido a la necesidad de una pequeña empresa de incrementar la producción de discos de empanadas elaborados a partir de láminas de masa de harina, de una manera sostenible y mejorando los estándares de calidad del producto terminado.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseño de maquina laminadora de masa de harina para la producción de discos de empanadas para la pequeña industria utilizando componentes y materiales disponibles en el mercado local.

1.2.2 Objetivos Específicos

- 1 Identificar las variables a considerar en el análisis del proceso de laminación de la masa de harina.
- 2 Diseñar una maquina laminadora de masa de harina con un producción de 25 láminas por hora (dimensione de lámina: 2000 x 600 x 5 mm) utilizando componentes y materiales disponibles en el mercado nacional.
- 3 Desarrollar un modelo 3D y planos detallados de la maquinaria de laminadora.

1.3 Marco teórico

Harina de trigo

A la harina de trigo se la clasifica como el producto que se obtiene de la molturación del endospermo del grano de trigo. Si en esta molienda aparecen componentes del grano y no solo el endospermo se denomina harina integral. (Mesas & Alegre, 2002).

La harina de trigo, como materia prima, es un ingrediente mayoritario en una dieta equilibrada. Se lo considera un producto de gran complejidad, por la riqueza de sus distintos componentes, tales como proteínas y almidón. Es dicha composición de la harina de trigo, la que le confiere características tecnológicas e idoneidad para ser utilizada en los diferentes procesos productivos (Holguín & Alvarado, 2017).

Composición:

Tabla 1.1 Composición química aproximada y propiedades de la masa de harina de trigo.

Humedad [g.100 g⁻¹]	12.89 ± 0.00
Proteínas [g.100 g⁻¹]	13.99 ± 0.04
Fibra dietética [g.100 g⁻¹]	1.40 ± 0.08
Cenizas[g.100 g⁻¹]	0.75 ± 0.02
Materias grasas [g.100 g⁻¹]	1.16 ± 0.44
Absorción (%)	62,1 ± 0,14
DDT (min)	1.8 ± 0.00
Estabilidad (min)	13.8 ± 0.07
MTI (FU)	37.0 ± 4.24
Gluten húmedo (%)	28.81 ± 0.97
Max Visc (RVU)	200,4 ± 3,54
Desglose (RVU)	55,95 ± 3,36
Visc final (RVU)	242,67 ± 7,07
Retrograd (RVU)	98,12 ± 0,18

Fuente: (Boita et al., 2016)

Los resultados se expresaron como la media de tres determinaciones \pm desviación estándar. DDT: tiempo de desarrollo de la masa. MTI: índice de tolerancia de mezcla. FU: unidades farinográficas. Max visc: viscosidad máxima. Visc mín: viscosidad mínima a temperatura constante. Visc final: viscosidad final. Retrograd: retrogradación.

Alimentos viscoelásticos

La masa es considerada como un sistema complejo e inestable que cambia continuamente sus características físicas producto de las acciones de las fuerzas físicas, químicas y biológicas.

Las masas elaboradas a partir de harinas son descritas como materiales viscoelásticos y sensibles a la deformación cuyas propiedades reológicas dependen de su composición química y las condiciones utilizadas durante el proceso de elaboración.

Cuando la masa es sometida a un esfuerzo, sus componentes unidos por entrecruzamientos físicos o puentes químico débiles se rompen generando una reorganización y permitiendo su relajamiento parcial o completo.

Para el caso de las interacciones entre proteínas hidratadas encontramos al gluten que es una mezcla heterogénea de gliadinas y gluteninas con limitadas solubilidad en agua (Fennena et al., 2010).

Las gliadinas al hidratarse producen una masa muy tenaz, elástica y cohesiva (Dergal, 2006) mientras que las gluteninas por su capacidad de polimerización mediante reacciones de intercambio sulfhidrido-disulfuro, contribuyen mucho a la elasticidad de la masa.

Propiedades físicas

Tabla 1.2 Propiedades físicas de masa de harina de trigo.

Propiedad		Referencia
Difusividad Efectiva [m²/seg], Temperatura [°C], Contenido de humedad [%],	3.3 × 10 ⁻¹⁰ –5.1 × 10 ⁻⁰⁸ , 25, 0.06– 0.17	(Heldman, Dennis R; Lund, 2006)

Densidad [g/cm³]	1.45-1.49	(Heldman, Dennis R; Lund, 2006)
Densidad aparente [g/cm³]	0.55-0.65	(Heldman, Dennis R; Lund, 2006)
Contenido de humedad [%], Conductividad Térmica [W/m*K], Temperatura [°C]	8.8, 43, 0.45 8.8, 65.5, 0.689 8.8, 1.7, 0.542	(Heldman, Dennis R; Lund, 2006)
Energía de activación [KJ/mol]	22.5 ± 0.524	(Heldman, Dennis R; Lund, 2006)
Energía mecánica específica [KJ/kg]	23.6 ± 1.1	(Le Bleis, Chaunier, Chiron, Della Valle, & Saulnier, 2015)
Índice de Consistencia [kPa.sⁿ]	16.6 ± 0.3	(Le Bleis et al., 2015)
Conductividad térmica [W/m .°C]	18.13	(Heldman, Dennis R; Lund, 2006)
Calor específico [J/kg. °C]	134.19	(Heldman, Dennis R; Lund, 2006)

Fuente: Elaboración propia

Producción de trigo en Ecuador

El trigo es uno de los cereales más importantes cuyo cultivo ocupa el tercer lugar en producción después del maíz y el arroz en todo el mundo. Es el producto junto con el arroz y la cebada, el cereal de mayor importancia en Ecuador (INIAP, 2008). Según (Moreta, 2015) el consumo es de 468 000 toneladas de harina en el país y la demanda de trigo anualmente incrementa entre el 2 y el 3%.

En Ecuador, el actual consumo per cápita de trigo está sobre 30 kg/año, pero la producción ha descendido en los últimos 50 años (de 78.170 TM en 1961 a 7.605 TM en 2010). Ecuador importa el 98% del trigo y solo un abastece el 2% de la necesidad con producción nacional (Holguín & Alvarado, 2017).

PROCESO DE LAMINACION

El proceso de laminación consiste en la reducción del espesor de un material, esta deformación sucede debido a las fuerzas de compresión que los rodillos ejercen sobre el material laminado (Groover, 2007).

Los rodillos giran en sentido opuesto como se ilustra en la figura 1.1, para a través de la fuerza de fricción entre el material del rodillo y el material de trabajo jalar dicho material de trabajo.

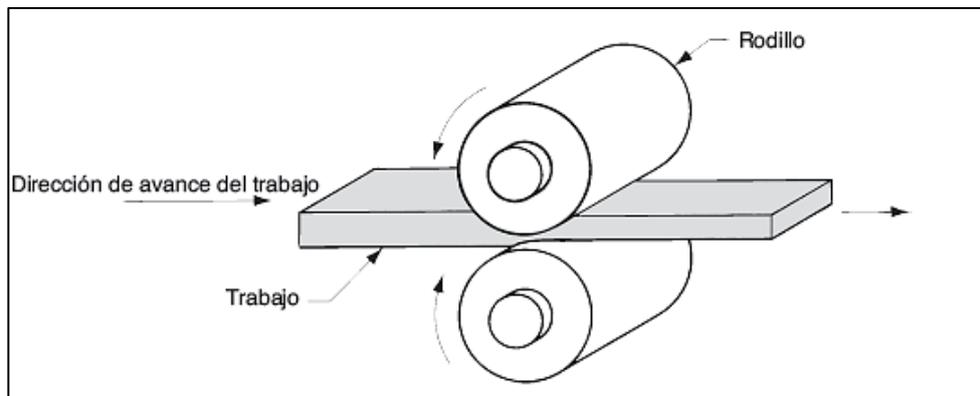


Figura 1.1 Proceso de laminación en plano

Fuente: (Groover, 2007)

El draft es un término que se utiliza para determinar la reducción de espesor inicial al espesor final.

Para obtener el draft en la laminación en plano los rodillos se presionan hasta reducir el espesor del material (Groover, 2007):

$$d = t_o - t_f \quad (\text{Groover, 2007}) \quad (\text{Ec. 1})$$

Dónde:

d = draft en mm o in,

t_o = espesor inicial en mm o in

t_f = espesor final.

El valor de reducción se puede obtener de la fracción entre el draft y el espesor inicial (Groover, 2007):

$$r_e = \frac{d}{t_o} \quad (\text{Ec. 2})$$

Donde r_e = reducción.

Cuando dos materiales entran en contacto se presenta un coeficiente denominado coeficiente de fricción el cual es un valor que multiplicado por una fuerza normal produce una oposición al movimiento, debido a este coeficiente se produce la laminación, ya que cuando los rodillos entran en contacto con el material de trabajo se produce una fuerza de compresión de los rodillos hacia el material, el material producirá una fuerza normal a los rodillos, lo que multiplicado por el coeficiente de fricción entre ambos materiales producirá la fuerza de fricción entre el material de trabajo (masa de harina) y los rodillos laminadores. La laminación es posible gracias a esta fuerza, puesto de no existir los rodillos se deslizarían sobre el material de trabajo y no hubiera movimiento alguno del material de trabajo. (Groover, 2007)

Existen dos fuerzas de fricción en el laminado, la fuerza de entrada y la fuerza de salida, la fuerza de entrada siempre será mayor a la de salida debido a que esta fuerza debe jalar el material de trabajo, es debido a esta diferencia que el laminado es posible ya que esta sin esta diferencia no se jalaría el material de trabajo a través de los rodillos laminadores.

Para determinar el valor máximo al que se puede reducir el material de trabajo, se debe encontrar el valor máximo de draft a partir de un cierto coeficiente de fricción, y este draft máximo está dado por la siguiente ecuación:

$$d_{max} = \mu'^2 * R_r \quad (\text{Groover, 2007}) \quad (\text{Ec. 3})$$

Donde μ' es el coeficiente de fricción entre los dos materiales, en donde en el laminado en frío este valor es alrededor de 0,1 y R_r = radio de los rodillos.

El esfuerzo real experimentado por el proceso de laminado está directamente relacionado con el espesor inicial y el espesor final al que se desea llevar al material de trabajo, dada por la siguiente ecuación:

$$\epsilon = \ln\left(\frac{t_o}{t_f}\right) \quad (\text{Ec. 4})$$

Uno de los términos importantes para la determinación de cargas en el proceso de laminado plano es el esfuerzo de fluencia promedio que básicamente depende del material de trabajo, la ecuación para determinar este valor es la siguiente:

$$Y_f = \frac{K * \epsilon^n}{n + 1} \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde K y n son valores obtenidos de cada material.

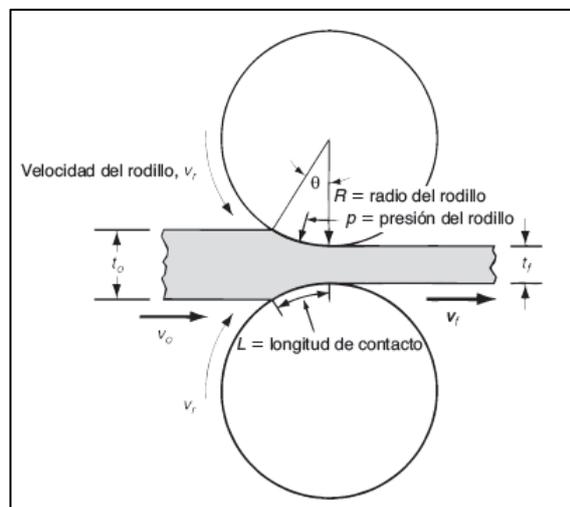


Figura 1.2 Esquema del proceso de laminación, donde se muestra el espesor inicial y final

Fuente: (Groover, 2007)

La fuerza que experimentara por los rodillos está directamente relacionada con el esfuerzo de fluencia promedio del material, el ancho del rodillo y la longitud de contacto.

$$F = Y_f * w * L \quad (\text{Ec. 6})$$

Donde w = ancho del rodillo y L = a longitud de contacto la cual se puede obtener un valor aproximado a través de la ecuación:

$$L = \sqrt{R_r * (t_o - t_f)} \quad (\text{Groover, 2007}) \quad (\text{Ec. 7})$$

Para la simplificar el proceso de laminación se puede suponer que la fuerza que ejerce los rodillos sobre el material de trabajo se ubica en el centro del material, donde solo la mitad de la longitud de contacto es la magnitud del brazo de palanca con el cual se determina el momento de torsión de cada rodillo (Groover, 2007):

$$T = 0,50 * F * L \quad (\text{Ec. 8})$$

Para la determinación de la potencia requerida para que los rodillos puedan generar el proceso de laminación, la ecuación adecuada para determinar esta potencia en cada rodillo es la siguiente:

Donde el termino N corresponde a las RPM de los rodillos.

$$P = 2\pi * N * T \quad (\text{Ec. 9})$$

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

La figura 2.1 muestra la metodología de diseño que se seguirá en el presente proyecto.

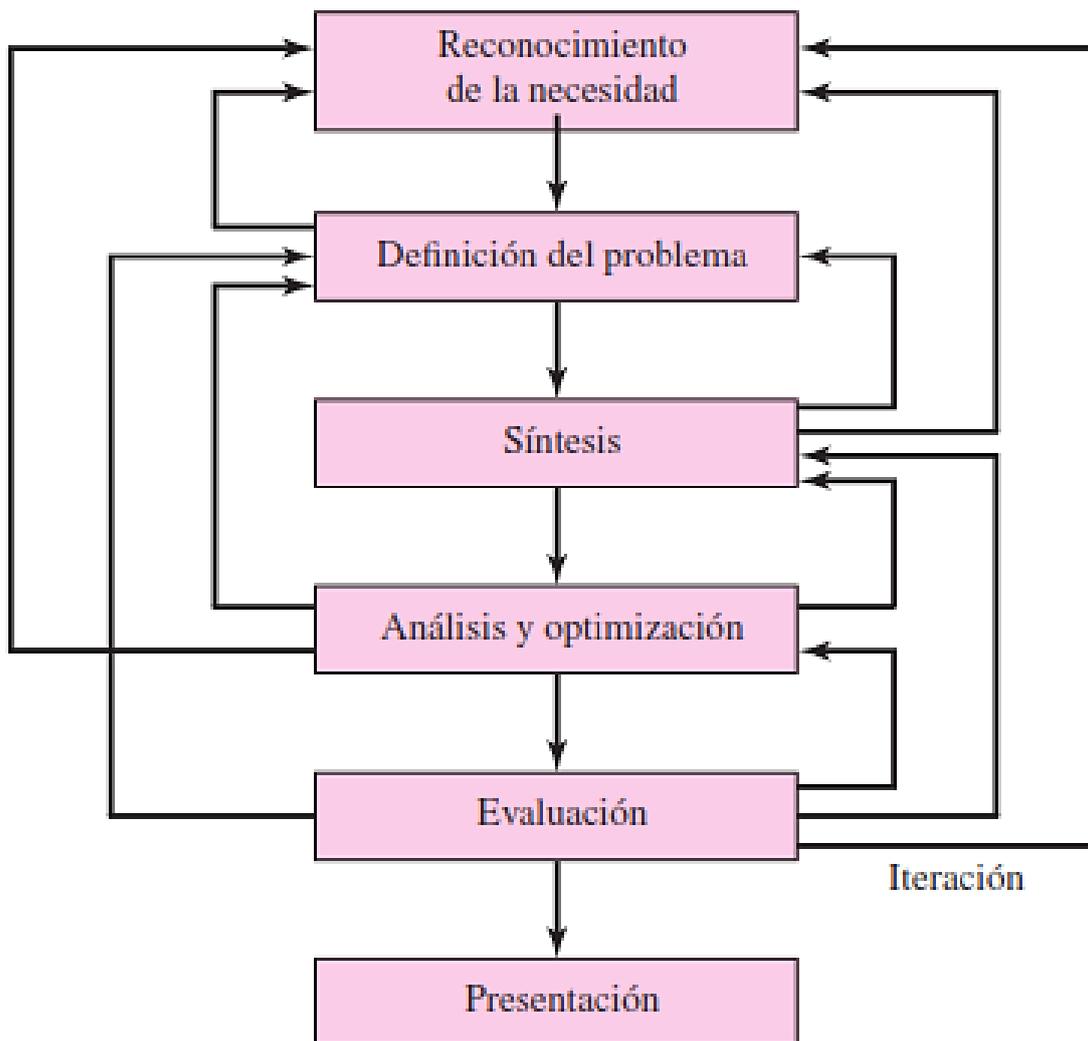


Figura 2.1 Metodología de Diseño a seguir en el presente proyecto

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2002)

De acuerdo a las diversas circunstancias del presente proyecto la metodología para el diseño de la maquina laminadora está determinado en la figura 2.2 que se muestra a continuación:

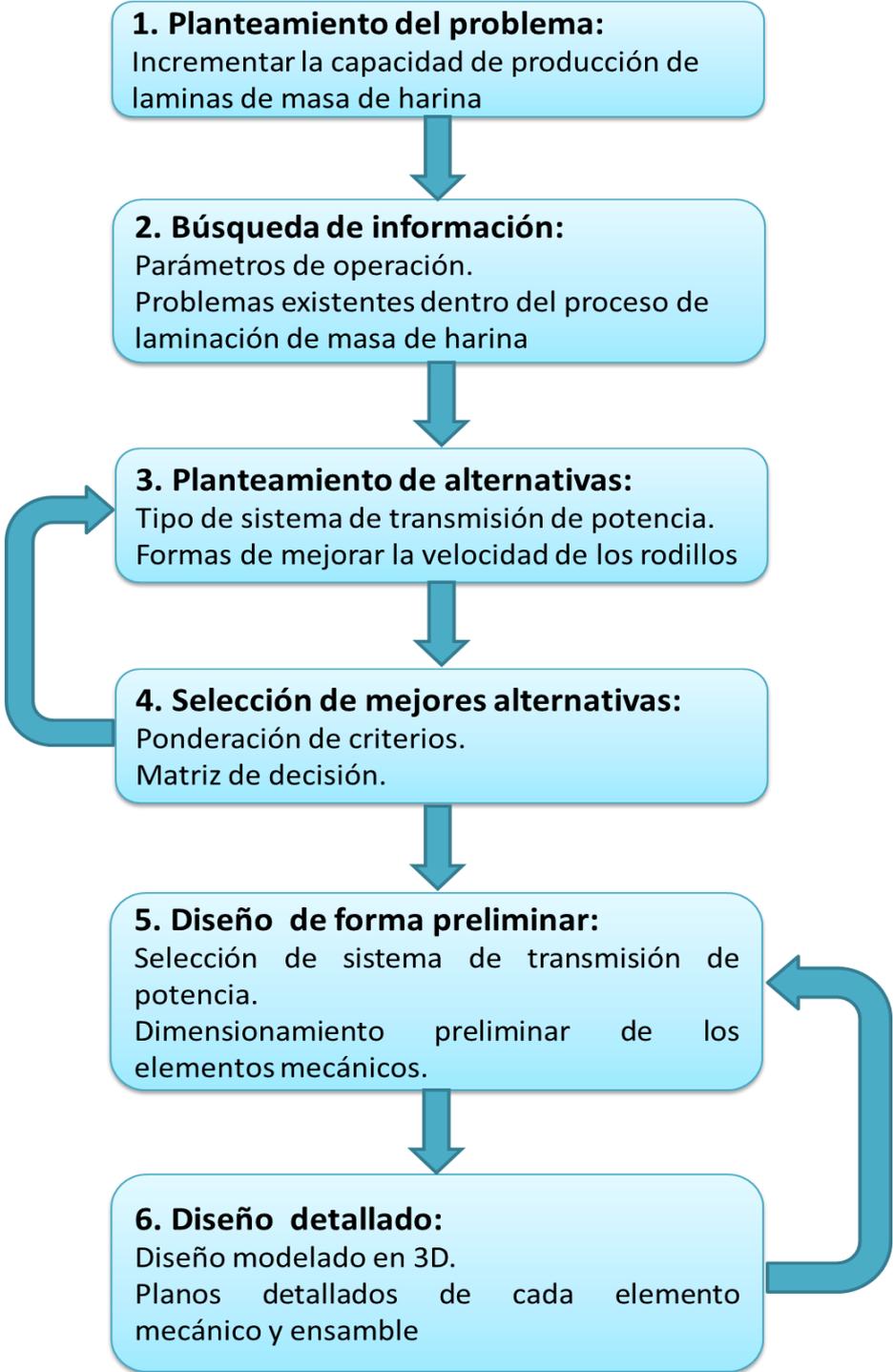


Figura 2.2 Metodología de diseño de la maquina laminadora de masa de harina.

Fuente: Elaboración propia

2.1 Aspectos Generales

La máquina laminadora industrial de masa de harina debe tener la capacidad de producir 25 láminas por hora para el tendido lo que corresponde a una masa de 20 Kg aproximadamente, con esta capacidad de producción se podrá alcanzar el tiempo de trabajo de 8 horas diarias que el operador debe trabajar con el equipo.

Es importante priorizar la salud del operador, y con la laminadora de masas, se debe dimensionar los equipos para que satisfagan esta necesidad.

2.1.1 Alternativas de solución del problema

Para las alternativas de solución en el diseño de la maquina laminadora se tiene un diseño definido, pero se deberá aplicar varias modificaciones de se discutirán adecuadamente mediante una matriz de decisión que se mostrara más adelante, las posibles modificaciones se presentaran en forma de opciones, para el diseño de las maquinas laminadoras de masa de harina:

Opciones para resolver el problema de calibración:

- A. Opción I:** Calibrar los rodillos por el operador de forma de que el error sea mínimo para la producción sin necesidad de detener el equipo y hacer una parada para calibración
- B. Opción II:** Calibrar los rodillos por parte de un técnico mecánico que tenga la experticia necesaria para realizar el trabajo.

Opciones para sistema de transmisión del eje de transmisión principal a rodillos laminadores:

- A. Opción I:** Sistema de transmisión por bandas y poleas
- B. Opción II:** Sistema de transmisión por piñones y cadenas.

2.1.2 Elección de la mejor alternativa

2.1.2.1 Criterios de evaluación de las opciones de diseño de la maquina laminadora industrial.

La evaluación de las opciones para el diseño de la maquina laminadora en cuanto se refiere a la calibración de rodillos con su respectiva ponderación se presenta en la tabla 2.1 mostrada a continuación:

Tabla 2.1. Ponderación de criterios de evaluación de la alternativa de problemas de calibración

Criterio	Ponderación
Complejidad de diseño	30
Seguridad	15
Costo de fabricación	25
Vida útil	15
Mantenimiento	25
Facilidad de montaje	10
Facilidad de operación	15
Carga	10

Fuente: Elaboración propia

La evaluación de las opciones para el diseño de la maquina laminadora en cuanto se refiere al sistema de transmisión de potencia desde el eje principal a los rodillos de laminación con su respectiva ponderación se presenta en la tabla 2.2 mostrada a continuación:

Tabla 2.2. Ponderación de criterios de evaluación de la alternativa de sistema de transmisión

Criterio	Ponderación
Complejidad de diseño	30
Seguridad	15
Costo de instalación	25
Vida útil	15
Facilidad de Mantenimiento	25

Facilidad de montaje	10
Potencia - tamaño	30
reducción de ruido	15

Fuente: Elaboración propia

2.1.2.1.1 Matriz de decisión para la calibración en los rodillos

En base a los criterios de las opciones I y II para la calibración de los rodillos, los resultados se muestran en la tabla 2.3 a continuación:

Tabla 2.3. Matriz de decisión (Calibración).

Criterio	Ponderación	I	II
Complejidad de diseño	30	25	20
Seguridad	15	10	15
Costo de fabricación	25	15	15
Vida útil	15	13	15
Mantenimiento	25	25	25
Facilidad de montaje	10	10	10
Facilidad de operación	15	15	10
Carga	10	10	5
Total		123	115

Fuente: Elaboración propia

Como resultado de la ponderación la **opción I** tiene el mayor valor de puntuación en la matriz de decisión.

2.1.2.2 Matriz de decisión para el problema en la transmisión de potencia del eje principal a los rodillos de laminación.

En base a los criterios de las opciones I y II para decidir el tipo de transmisión de potencia del eje principal a los rodillos, los resultados se muestran en la tabla 2.4 a continuación:

Tabla 2.4 Matriz de decisión (Transmisión).

Criterio	Ponderación	I	II
Complejidad de diseño	30	15	15
Seguridad	15	15	15
Costo de instalación	25	20	20
Vida útil	15	15	10
Facilidad de Mantenimiento	25	15	20
Facilidad de montaje	10	10	5
Potencia - tamaño	30	30	15
reducción de ruido	15	8	15
Total		128	115

Fuente: Elaboración propia

Como resultado de la ponderación la **opción I** tiene el mayor valor de puntuación en la matriz de decisión, por lo que la transmisión de potencia se la realizara por cadenas y piñones.

2.2 Diseño Conceptual

Para el desarrollo de la maquina laminadora industrial de masa debemos considerar varias consideraciones importantes:

1. La cantidad de masa que el equipo puede receptar para la laminación.
2. La máquina debe cumplir la altura adecuada para que el operador no sufra problema de salud.
3. La masa debe quedar 100% laminada sin ningún tipo de imperfección y tener uniformidad en la masa.
4. El mantenimiento y calibración de la máquina de ser de fácil acceso.
5. La laminadora de masa debe ser de fácil transporte e instalación.

Considerando todos estos puntos el equipo tendrá las siguientes especificaciones técnicas preliminares de la maquina:

Tabla 2.5 Especificaciones Técnicas estimadas preliminares para la maquina laminadora de masa.

Descripción	Detalle
Voltaje del motor eléctrico:	220 Voltios
Peso:	Máximo 400 Kg
cantidad de masa:	15 - 20 Kg
Dimensiones de apertura	0-25 mm
Sistema de transmisión	Transmisión por bandas y poleas transmisión por piñones y cadenas
Velocidad y potencia del motor eléctrico:	1750 RPM; 5,5 KW
Velocidad de rodillo	100 RPM
Tipo de lubricante para los piñones y cadenas	Grasa Chevron FM ALC EP 2
Estructura de soporte	Perfiles de acero comercial
Material de rodillos y elementos que mantengan contacto con la masa de harina	Acero Inoxidable de grado alimentaria (AISI 304)

Fuente: Elaboración propia

La máquina laminadora tendría el siguiente funcionamiento:

1. El motor de 1750 RPM a través de un sistema de transmisión de bandas y poleas reduce su velocidad a 240 RPM aproximadamente, luego por un conjunto de piñones y cadenas se reducirá la velocidad del rodillo a 100 RPM, es importante mencionar que el detalle de los descrito será realizado en secciones posteriores.
2. La máquina laminadora posee dos rodillo que realizan la laminación los cuales tienen un sistema de posicionamiento vertical mediante un sistema de engranes cónicos y un volante. El rodillo inferior se mantiene en la misma posición mientras que el rodillo superior es el que se desplaza, este desplazamiento determinara el espesor de la

masa, el cual estará en función del engrane cónico recto que será impulsado manualmente por el operador a través de un volante.

2.3 Criterios de diseño

2.3.1 Parámetros de operación

2.3.1.1 Relación de transmisión por bandas y poleas

Las bandas o correa es un bucle utilizado para transmitir potencia y velocidad entre dos o más ejes giratorios, generalmente paralelos.

Son muy utilizadas para la reducción de velocidad, en velocidades muy altas a velocidades bajas.

En un sistema de dos poleas, la reducción es directa en medida de los diámetros de las poleas.

Para la selección de los elementos de transmisión, como son las bandas y poleas se debe identificar la relación de velocidad de entrada y salida, que son 1750 Rpm del motor y 240Rpm

$$i = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} \quad (\text{Ec. 10})$$

En base a este valor de relación de velocidad seleccionamos mediante catalogo la mejores opciones de poleas que se aproximen mejor a nuestra relación de velocidad además de seleccionar el tipo y el número de bandas realizado también una criterio de evaluación para la mejor selección.

2.3.1.2 Relación de transmisión por catarinas y cadenas

Las cadenas de transmisión sirven para transmitir velocidad y potencia de arrastre entre las ruedas dentadas (piñones).

Para la selección de los elementos de transmisión, como son los piñones y catarinas se debe identificar la relación de velocidad de entrada y salida, que son 240 Rpm del motor y 100 Rpm.

$$i = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} \quad (\text{Ec. 11})$$

$$i = 2.40$$

En base a este valor de relación de velocidad seleccionamos mediante catalogo la mejores opciones de piñones que se aproximen mejor a esta relación de velocidad realizado también una criterio de evaluación para la mejor selección

2.3.1.3 Diseño de rodillos de laminación

Para el diseño del rodillo se debe considerar varios factores, partiendo de la potencia de trabajo para el proceso, teniendo en consideración la potencia transmitida a partir del motor eléctrico. En base a la investigación denotada en el marco teórico la potencia que transfiere el motor eléctrico de 5.50 KW es la adecuada para el proceso de laminación de masa de harina, pero de igual forma se comprobara mediante el diseño detallado del rodillo.

La velocidad de trabajo del rodillo se estableció en 100 Rpm para lograr el objetivo planteado de que la producción promedio de la maquina sea de 25 láminas por horas.

Los rodillos cumplen la función principal de la laminación que es reducir el espesor de la masa, que inicialmente tienes un espesor superior a 25 mm que sale de las maquinas unidoras de masa.

2.3.1.4 Diseño de estructura de soporte de todos los componentes de la maquina laminadora

La estructura de soporte de los componentes de la maquina laminadora cumple con un rol muy importante tanto para el desempeño de la maquina como para la salud y seguridad del operador.

La estructura debe ser capaz de absorber las vibraciones provocadas por el sistema de trasmisión por bandas y poleas además también por el sistema de cadenas y piñones que producen ruido y mayor magnitud

de vibración, por lo que debe ser robusta pero también se considera la movilidad de la misma,

En lo que respecta a la salud y seguridad del operador, se debe considerar dos temas, el primero tiene que ver con la buena postura de trabajo, dado que el trabajar con cantidades considerables de masa de harina genera un esfuerzo en el operador debemos tener en cuenta que la maquina laminadora no provoque que el mismo trabaje en condiciones inadecuadas o peligrosa.

2.3.1.5 Sistema de soporte y movimiento de rodillos

El sistema de soporte consiste en dos castilletes, uno en cada extremo de los rodillos, este castillete será desplazado mediante un tornillo que está conectado a un juego de engranes cónicos que son impulsados mediante un volante conectado a un eje.

Es importante mencionar que para la calibración de los rodillos depende mucho del sistema engranes cónicos – tornillo, por lo que se tomara todas opciones posibles para obtener el mejor resultado.

2.3.1.6 Diseño del sistema eléctrico.

Para el control eléctrico del motor eléctrico que es el que genera el movimiento de toda la maquina laminadora, se estima que tendrá simplemente un botón de encendido y un botón de apagado, y por ultimo un botón de parada de emergencia que corte la energía y que se encuentre en posiciones estratégicas.

2.4 Diseño, cálculos, selección de componentes de los diferentes elementos mecánicos de laminadora.

2.4.1 Calculo para el diseño de rodillo de laminación

Para realizar el diseño de los rodillos laminadores no se siguió el orden que se mencionó anteriormente, puesto que se hizo un análisis inverso, debido a que el material de trabajo de la masa de harina. Se estimó un valor de potencia de 5,50 KW que es la potencia requerida con la que trabajan máquinas de este tipo de producción. A partir de este valor de potencia del motor se determinó la fuerza y el momento de torsión en cada rodillo.

Calculo de momento:

$$P_{total} = 4\pi * N * T$$
$$5,50 \text{ KW} = 4\pi * 100 \text{ rpm} * T$$
$$T = 262,60 \text{ Nm}$$

A partir de lo obtenido se calcula la fuerza que actual sobre el rodillo y así poder hacer el cálculo a fatiga del mismo, entonces se tiene que:

$$L = \sqrt{R_r * (t_o - t_f)} = \sqrt{0,0815 * (0,025 - 0,005)} = 0,040$$
$$F = \frac{2 * T}{L} = \frac{2 * 262,60}{0,040} = 13008,61 \text{ [N]}$$

A partir del cálculo de la fuerza se realiza el diagrama de cuerpo libre del rodillo:

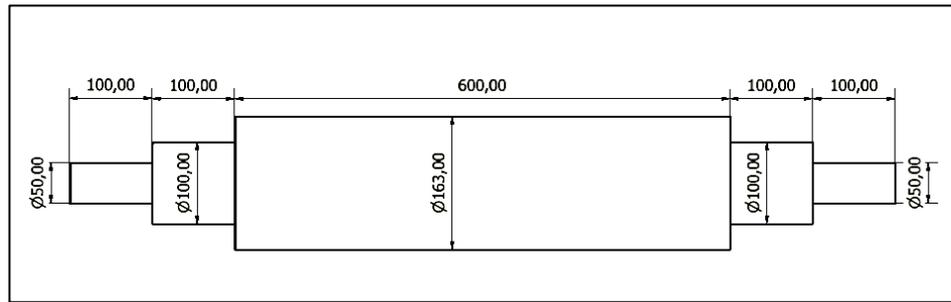


Figura 2.3 Rodillo de laminación con las dimensiones estimadas.

El diagrama de cuerpo libre del rodillo en los planos de trabajo es el siguiente: **Plano YZ:**

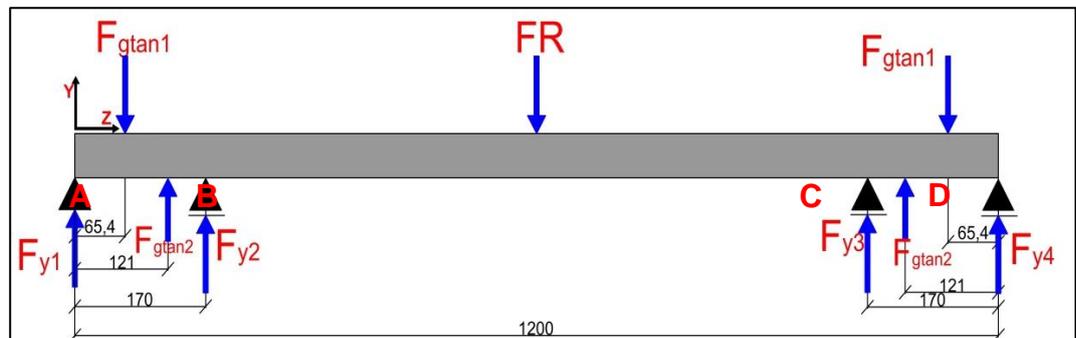


Figura 2.4 Diagrama de cuerpo libre del rodillo plano YZ.

Donde las fuerzas que actúan son:

$FR = 13008,61$ [N] (Fuerza ejercida por la laminación)

$F_{gtan1} = 540,77$ [N] (Fuerza ejercida por el piñón de transmisión de 40 dientes)

$F_{gtan2} = -1266$ [N] (Fuerza ejercida por el piñón de transmisión de 17 dientes)

$F_{y1} = -632,70$ [N], Componente vertical de la reacción en soporte en el punto A

$F_{y2} = 6422,05$ [N], Componente vertical de la reacción en soporte en el punto B

$F_{y3} = 6157,26$ [N], Componente vertical de la reacción en soporte en el punto C

$F_{y4} = -888,12$ [N], Componente vertical de la reacción en soporte en el punto D

Se obtiene los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector:
 V [N]

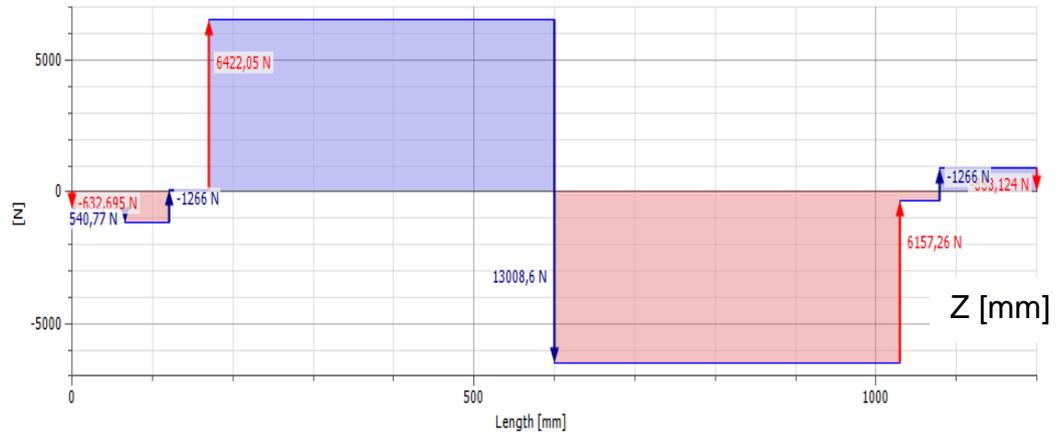


Figura 2.5 Diagrama cortante en el plano YZ del rodillo

M [Nm]

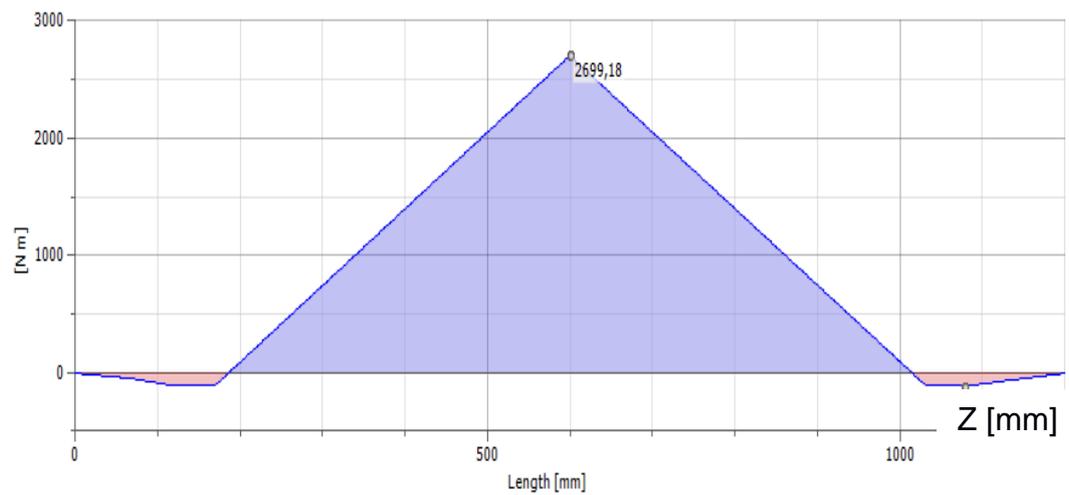


Figura 2.6 Diagrama Momento flector en el plano YZ del rodillo

Plano XZ:

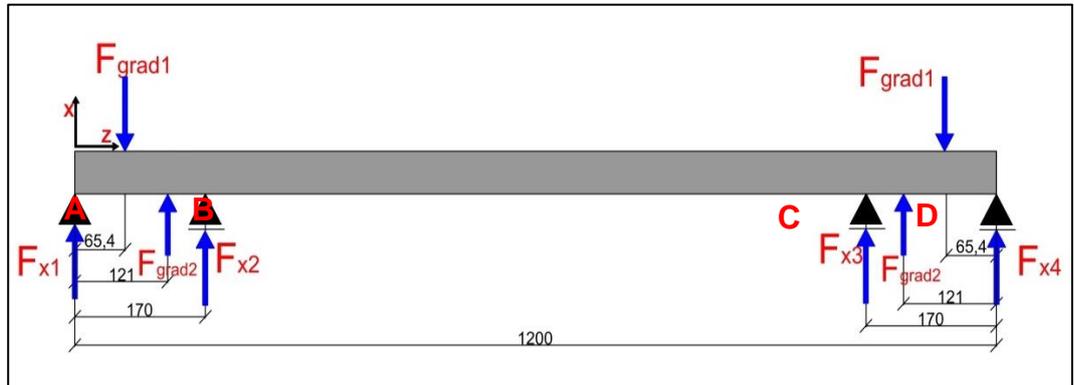


Figura 2.7 Diagrama de cuerpo libre del rodillo plano XZ.

$F_{grad1} = 85,64$ [N] (Fuerza ejercida por el piñón de transmisión de 40 dientes)

$F_{grad2} = -563,87$ [N] (Fuerza ejercida por el piñón de transmisión de 17 dientes)

$F_{x1} = -59,605$ [N] Componente axial de la reacción en soporte en el punto A

$F_{x2} = -427,62$ [N] Componente axial de la reacción en soporte en el punto B

$F_{x3} = -189,61$ [N] Componente axial de la reacción en soporte en el punto C

$F_{x4} = -173,945$ [N] Componente axial de la reacción en soporte en el punto D

Se obtienen los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector:

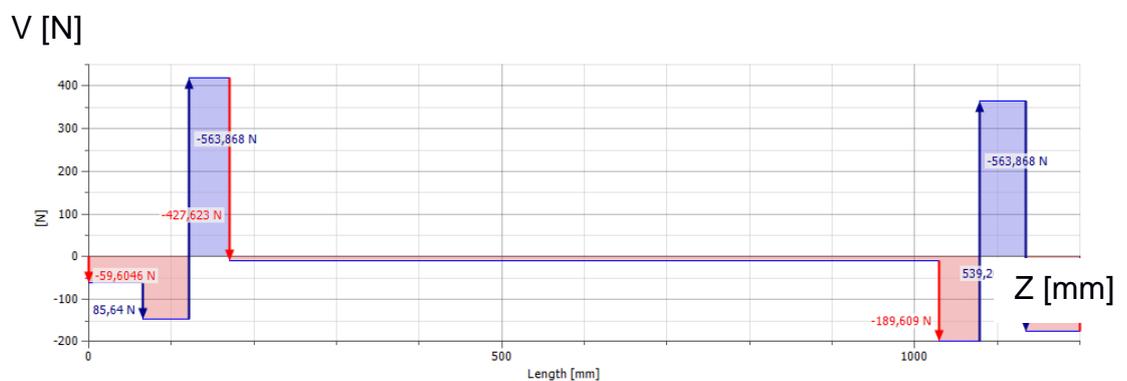


Figura 2.8 Diagrama cortante en el plano XZ del rodillo

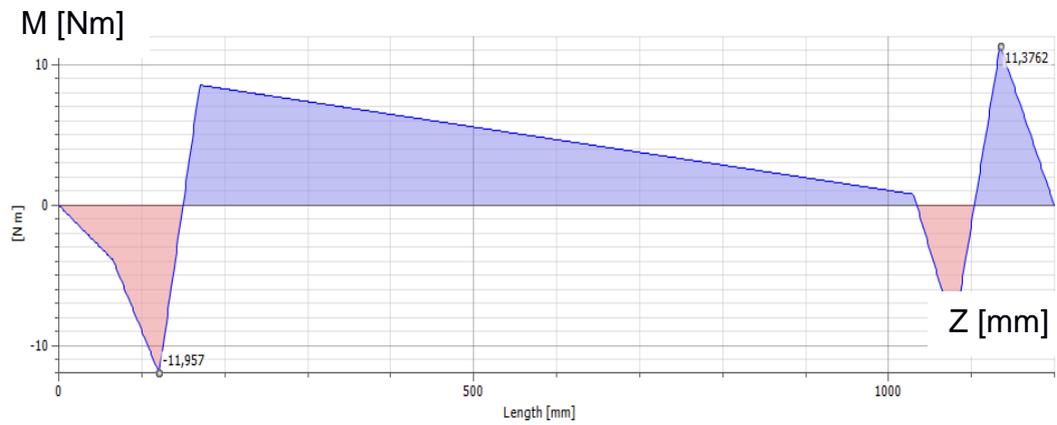


Figura 2.9 Diagrama Momento flector en el plano XZ del rodillo

Con estos diagramas de momento flector se encuentra el diagrama total de momento flector donde se obtiene el valor del momento máximo y momento crítico:

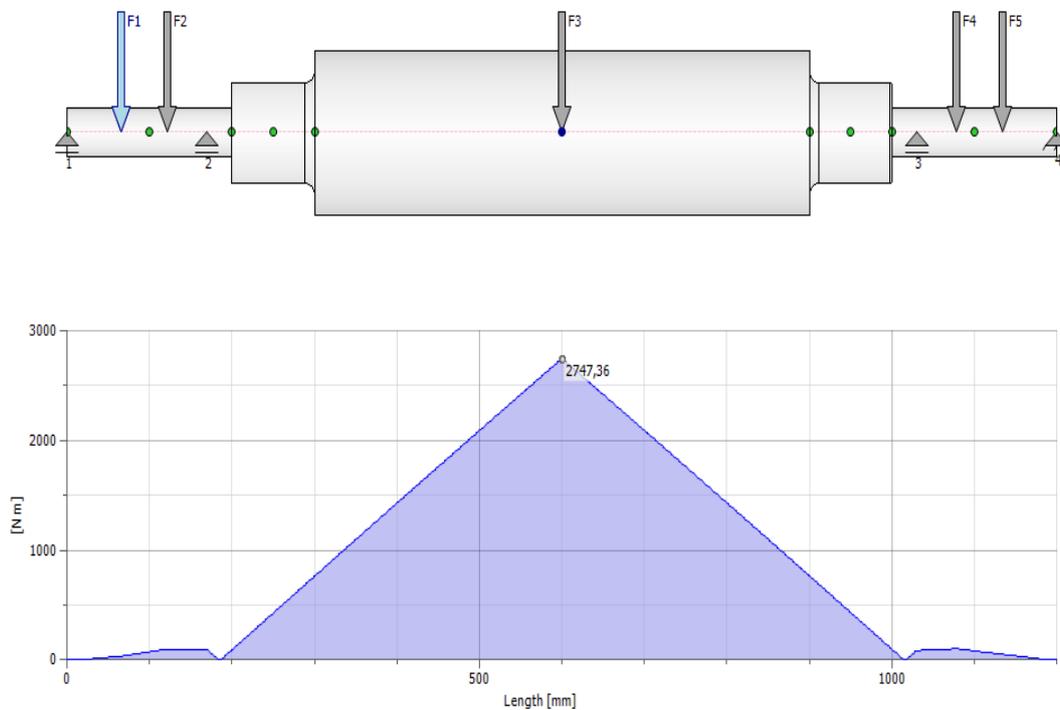


Figura 2.10 Diagrama Momento flector del rodillo

Análisis por fatiga del rodillo:

En el análisis por fatiga del rodillo se debe encontrar el factor de seguridad usando de la ecuación de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{N_f} \quad (\text{Budynas \& Nisbett, 2002}) \quad (\text{Ec. 12})$$

Dónde:

σ_a : Componente alternante del esfuerzo

σ_m : Componente media del esfuerzo

S_e : Límite corregido de la resistencia a la fatiga.

$$S_e = C_{sup} C_{carga} C_{conf} C_{temp} C_{tamaño} C_e S_e' \quad (\text{Norton, 2011}) \quad (\text{Ec. 13})$$

Dónde:

C_{carga} : Coeficiente correctivo de carga.

$C_{tamaño}$: Coeficiente correctivo de tamaño.

C_{sup} : Coeficiente correctivo de superficie.

C_{temp} : Coeficiente correctivo de temperatura.

C_{conf} : Coeficiente correctivo de confiabilidad.

C_e : Coeficiente correctivo de causas varias.

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga sin corregir

Se tiene que S_e' es igual $0.5S_{ut}$. Para determinar los coeficientes correctivos se analiza con respecto a las características del rodillo.

Donde los coeficientes C_{temp} y C_{carga} son igual a 1, debido a que las temperaturas de trabajo son la ambiente de aproximadamente 25°C y el rodillo está sometido a flexión.

Con lo que respecta al $C_{tamaño}$ se obtiene de la ecuación 14:

$$C_{tamaño} = 1,189 (d_a)^{-0.097} \quad (\text{Norton, 2011}) \quad (\text{Ec. 14})$$

$$C_{tamaño} = 1,189 (100)^{-0.097} = 0,7606$$

Para obtener el factor C_{sup} se utiliza los coeficientes de la tabla 2.6 en la ecuación 15 con el respectivo S_{ut} del material del rodillo.

Tabla 2.6 Coeficientes para factor de superficie

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

Fuente: (Norton, 2011)

$$C_{sup} = a(S_{ut})^b \text{ (Budynas \& Nisbett, 2002)} \quad (\text{Ec. 15})$$

$$C_{sup} = 4,51(515)^{-0,265} = 0,86$$

Para el coeficiente correctivo de porcentaje de confiabilidad en el diseño se usara un 99%, obteniendo un $C_{conf} = 0.814$ según la tabla 2.5.

Tabla 2.7 Factores de confiabilidad

% de confiabilidad	Factor
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2002)

Para efectuar el análisis a fatiga del rodillo se deberá encontrar los esfuerzos principales para luego encontrar la componente alternante del esfuerzo (σ_a) y La componente media del esfuerzo (σ_m)

Entonces tenemos que:

$$\sigma_o = \frac{M * c}{I} \quad (\text{Norton, 2011}) \quad (\text{Ec. 16})$$

$$\sigma_o = \frac{M * c}{I} = \frac{64 * 2747,36 * (50 \times 10^{-3})}{\pi * (100 \times 10^{-3})^4} = 27,98 \text{ MPa}$$

$$\tau_o = \frac{T * c}{J} \quad (\text{Norton, 2011}) \quad (\text{Ec. 17})$$

$$\tau_o = \frac{T * c}{J} = \frac{32 * 262,6 * (50 \times 10^{-3})}{\pi * (100 \times 10^{-3})^4} = 1,33 \text{ MPa}$$

Se utilizara un factor para los concentradores de esfuerzos como son los cambios de sección.

$$C_e = \frac{1}{K_f} \quad (\text{Ec. 18})$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (\text{Ec. 19})$$

Para determinar el valor de K_t debemos considerar la figura 2.11 de concentradores de esfuerzo del libro de Norton

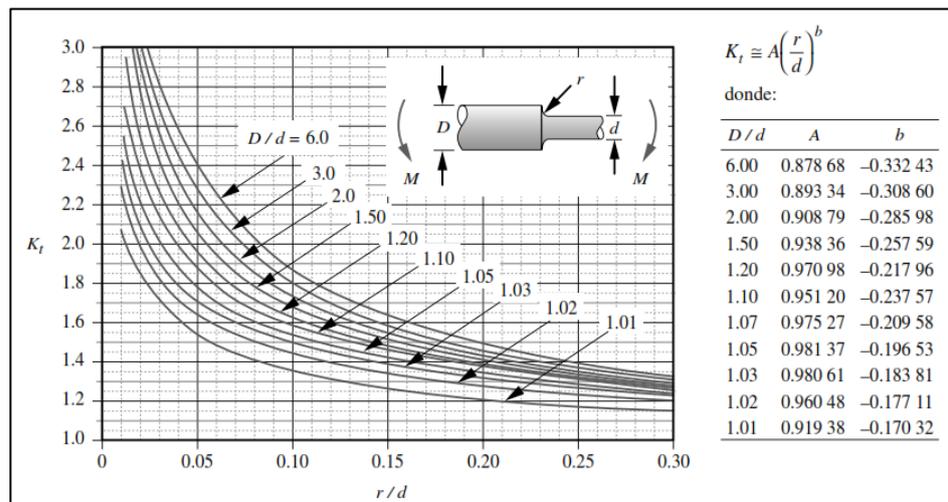


Figura 2.11 Grafico para seleccionar el factor geométrico para un eje con filete de hombro en flexión

Fuente: (Norton, 2011).

Donde tenemos los siguientes:

$$\frac{D}{d} = \frac{163}{100} = 1,63$$

$$\frac{r}{d} = \frac{12}{100} = 0,12$$

Entonces con los valores encontrados procedemos la ecuación de la figura 2.13 para determinar el K_t :

Flexion:

$$K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b \quad (\text{Norton, 2011}) \quad (\text{Ec. 20})$$

Tabla 2.8 Coeficientes para la obtener concentrador de esfuerzo estático en flexión

D/d	A	b
2	0,90879	-0,28598
1,63	0,93067	-0,26497
1,5	0,93836	-0,25759

Fuente: Elaboración propia.

Para A:

$$\frac{2 - 1,5}{2 - 1,63} = \frac{0,90879 - 0,93836}{0,90879 - X} \rightarrow X = 0,93067$$

Para b:

$$\frac{2 - 1,5}{2 - 1,63} = \frac{-0,28598 - (-0,25759)}{-0,28598 - X} \rightarrow X = -0,26497$$

Entonces se obtiene:

$$K_t = 0,93067(0,12)^{-0,26497} = 1,63$$

Torsion:

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

Tabla 2.9 Coeficientes para la obtener concentrador de esfuerzo estático en flexión

D/d	A	b
2	0.86331	-0.23865
1,63	0,85518	-0,23476
1,33	0.84897	-0.23161

Fuente: Elaboración propia.

Para A:

$$\frac{2 - 1,33}{2 - 1,63} = \frac{0,86331 - 0,84897}{0,86331 - X} \rightarrow X = 0,85518$$

Para b:

$$\frac{2 - 1,33}{2 - 1,63} = \frac{-0.23865 - (-0.23161)}{-0.23865 - X} \rightarrow X = -0,23476$$

Entonces se encuentra el concentrador de esfuerzo:

$$K_t = 0,85518(0,12)^{-0,23476} = 1,41$$

Se debe encontrar la sensibilidad a la muesca q, a partir de la tabla 2.10 donde nos muestra las constantes de Neuber para aceros, entonces tenemos que:

Tabla 2.10 Constante de Neuber para aceros

S_{ut} (kspi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0.130
55	0.118
60	0.108
70	0.093
80	0.080
90	0.070
100	0.062
110	0.055
120	0.049
130	0.044
140	0.039
160	0.031
180	0.024
200	0.018
220	0.013
240	0.009

Fuente: (Norton, 2011)

Para flexión:

$$q_f = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (\text{Ec. 21})$$

$$q_f = \frac{1}{1 + \frac{0,0865}{\sqrt{0,5}}} = 0,721$$

Para torsión:

$$q_t = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,066}{\sqrt{0,05}}} = 0,97$$

Se obtiene los concentradores esfuerzos para el análisis:

$$K_f = K_{tf} = 1 + q_f(k_t - 1) = 1 + 0,721(1,63 - 1) = 1,454$$

$$K_{tt} = 1 + q_t(k_{ts} - 1) = 1 + 0,97(1,41 - 1) = 1,40$$

Con la ecuación 22 y 23 se puede obtener el valor de los esfuerzos para determinar el factor de seguridad del rodillo

$$\sigma = K_{tf} * \sigma_o \quad (\text{Ec. 22})$$

$$\sigma = K_{tf} * \sigma_o = 1,454 * 27,98 \text{ MPa} = 40,69 \text{ MPa}$$

$$\tau = K_{tt} * \tau_o \quad (\text{Ec. 23})$$

$$\tau = K_{tt} * \tau_o = 1,40 * 1,33 \text{ MPa} = 1,86 \text{ MPa}$$

La componente del esfuerzo a flexión es igual a 0 mientras que la alternante es diferente de cero, mientras que la componente alternante del esfuerzo cortante es cero y el esfuerzo cortante medio es diferente de cero:

$$\sigma_a = 11,37 \text{ MPa} ; \sigma_m = 0$$

$$\tau_a = 0 ; \tau_m = 1,86 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (\text{Ec. 24})$$

$$\sigma_a' = \sqrt{40,69 \text{ MPa}^2 + 3(0)^2} = 40,69 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad (\text{Ec. 25})$$

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{0^2 + 3(1,86)^2} = 3,22 \text{ MPa}$$

Se aplica Goodman modificado para determina el factor de seguridad, el cual debe ser mayor 1,4.

$$C_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1,454} = 0,69$$

$$S_e = (1)(1)(0,7606)(0,86)(0,814)(0,69)(257,5) = 94,60 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{40,69}{94,60} + \frac{3,22}{205} \rightarrow N_f = 2,24$$

2.4.2 Calculo del castillete

Análisis 1:

El presente análisis para el cálculo del castillete se lo realiza en fin de conocer cuanta carga podría soportar la estructura sin que la misma se deforme por flexión debido a que el elemento tiene un comportamiento tal cual a una columna corta, por esta razón se debe obtener la razón de esbeltez. Debido a que la razón de esbeltez es directamente dependiente del radio del elemento y que el elemento es de forma rectangular se aplicara la ecuación de radio equivalente y A_{95} .

$$A_{95} = 0,05 bh \quad (\text{Ec. 26})$$

Dónde:

A_{95} : Porción aproximada del 95% del área de la sección transversal de la pieza no redonda sometida (Norton, 2011)

b: La dimensión base del elemento rectangular

h: la dimensión altura del elemento rectangular

$$A_{95} = 0,05(40)(130) = 260 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto el diámetro equivalente se obtiene a partir de la ecuación 27:

$$d_{equi} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} \quad (\text{Ec. 27})$$

$$d_{equi} = \sqrt{\frac{260 \text{ mm}^2}{0,0766}} = 58,26 \text{ mm}$$

Ahora determinaremos la relación de esbeltez con el radio:

$$r_e = \frac{d_{equi}}{2} = \frac{58,26 \text{ mm}}{2} = 29,13 \text{ mm}$$

$$\frac{L_e}{r_e} = \frac{2(20)}{29,13} = 1,37$$

Ahora el valor obtenido anteriormente se lo comparara con el valor de razón de Esbeltez S_r a partir de la ecuación de Euler la cual está definida de la siguiente manera:

$$S_r = \sqrt{\frac{2*\pi^2 E}{S_y}} \quad (\text{Budynas \& Nisbett, 2002}) \quad (\text{Ec. 28})$$

Dónde:

E= módulo de elasticidad del material de la columna

Sy= Resistencia a la fluencia del material de la columna

El material del castillete que fue seleccionado fue Acero A36 puesto que es muy común en área estructural, debido a que el castillete forma parte de la estructura de soporte de laminadora.

$$\text{Por lo tanto tenemos un } S_r = \sqrt{\frac{2*\pi^2*200*10^9}{250*10^6}} = 125,66$$

Donde $S_r > \frac{L_e}{r}$, Debido a que el valor S_r conseguido es mucho mayor que la razón de esbeltez geométrica, se aplica la ecuación parabólica para la determinación del esfuerzo tangencial (Jibaja Rivadeneira, Leuschner Ubilla, & Peñafiel Montaña, 2012), la cual está dada por:

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3\left(\frac{Le}{r}\right)}{8c_c} - \frac{\left(\frac{Le}{r}\right)^3}{8c_c^3} \quad (\text{Ec. 29})$$

(Jibaja Rivadeneira, Leuschner Ubilla, & Peñafiel Montaña, 2012)

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3(4,11)}{8(125,66)} - \frac{(4,11)^3}{8(125,66)^3} = 1,68$$

$$\sigma_t = \left[1 - \frac{\left(\frac{Le}{r}\right)}{2c_c^2} \right] \frac{S_y}{FS} \quad (\text{Ec. 30})$$

(Jibaja Rivadeneira, Leuschner Ubilla, & Peñafiel Montaña, 2012)

$$\sigma_t = \left[1 - \frac{(4,11)}{2(125,66)^2} \right] \frac{250 \times 10^6}{1,68} = 148,79 \text{ MPa}$$

Con el esfuerzo calculado se determina la máxima carga que podrá soportar la columna corta que es el castillete con la ecuación 31:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_c} \quad (\text{Ec. 31})$$

$$Fc = \sigma_t A = 148,79 \times 10^6 * 50 \times 10^{-3} * 130 \times 10^{-3} = 967135 \text{ [N]}$$

La carga base de soporte del castillete es 6530 [N], el cual fue obtenido del diagrama de esfuerzo cortante del rodillo, y al compararla con la fuerza que puede soportar nos queda un factor de seguridad alto, lo que permite demostrar que las dimensiones del castillete son las adecuadas.

Análisis 2:

Elongación de la columna

Se debe establecer un valor menor a 1 mm de elongación para el proceso de laminación debido a que el material a laminar es muy sensible a las imperfecciones por lo que se adoptara el valor de 0.00118 mm (Jibaja Rivadeneira, Leuschner Ubilla, & Peñafiel Montaña, 2012).

A partir de la ecuación Obtendremos las dimensiones adecuadas para el diseño del castillete:

$$\delta = \frac{P_r L_a}{A_t E} \quad (\text{Ec. 32})$$

Donde P_r corresponde a la mitad de la carga que aplican los rodillos sobre los castilletes más el peso estimado de los rodillos, la dimensión L_a es la distancia donde se alojan los cojinetes o rodamientos dentro del castillete, E es el módulo de elasticidad del material del castillete, y A_t es el área de sección transversal.

$$0.0118 \times 10^{-3} = \frac{\left(\frac{6530 + 2250}{2}\right) * (344,78 \times 10^{-3})}{A * (200 \times 10^9)}$$

$$A = 6,88 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A = X * 0,05$$

$$6,88 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = X * 0,05 \rightarrow X = 13,76 \text{ mm}$$

Con el valor obtenido se garantiza que el castillete no fallara, pero para el diseño se utilizara un valor mayor de la dimensión calculada debido a las vibraciones que genera el proceso de laminado, al ser más rígido disminuye la posibilidad de errores en el material laminado.

2.4.3 Cálculo de eje de transmisión de potencia

Para la selección del material se consideró un acero que este dirigido a transmisiones de potencia, además se consideró la comercialización del mismo así como su precio, en base a estos factores se seleccionó el acero AISI 4340.

El diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión en los planos de trabajo son los siguientes:

Plano YZ:

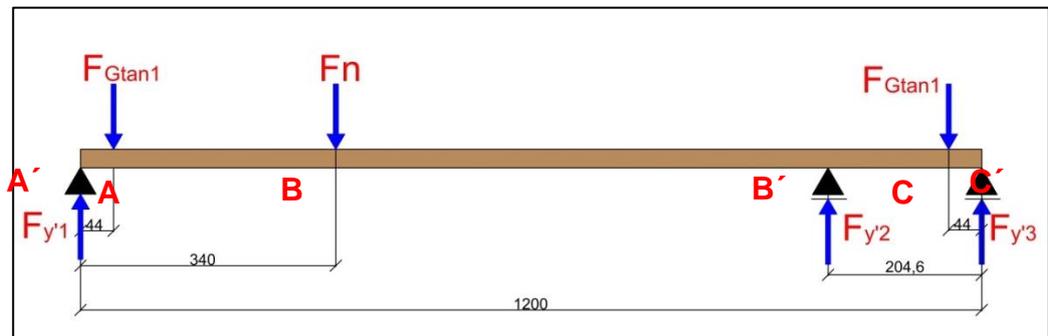


Figura 2.12 Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión en el plano YZ.

Donde las fuerzas que actúan son:

$F_n = 2182,54$ [N] (Fuerza ejercida por la polea)

$F_{Gtan1} = -6631,36$ [N] (Fuerza ejercida por el piñón de transmisión de 17 dientes)

$F_{y'1} = -4951,07$ [N], Componente vertical de la reacción en soporte en el punto A'.

$F_{y'2} = -180,177$ [N] Componente vertical de la reacción en soporte en el punto B'.

$F_{y'3} = -5778,22$ [N] Componente vertical de la reacción en soporte en el punto C'.

Se obtiene los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector:

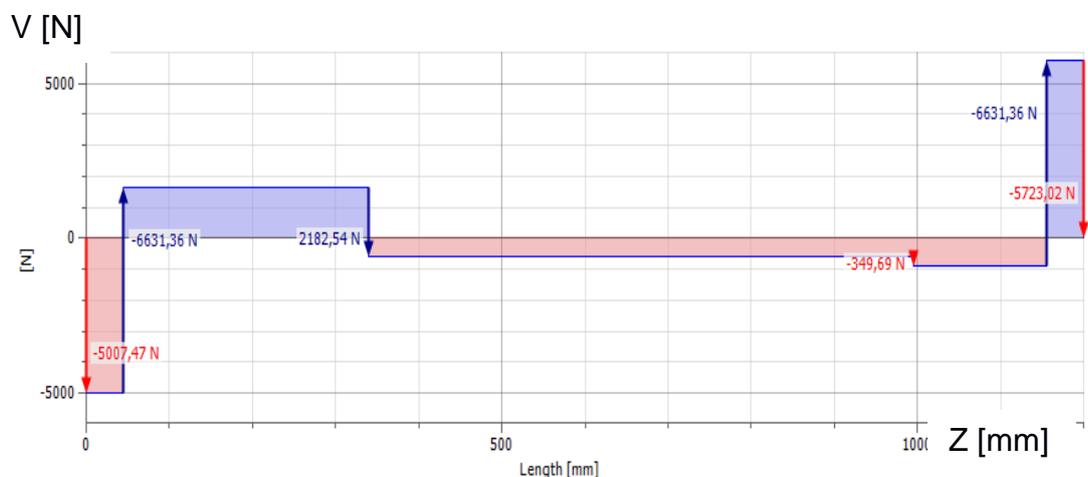


Figura 2.13 Diagrama de cortante en el plano YZ del eje de transmisión

M [Nm]

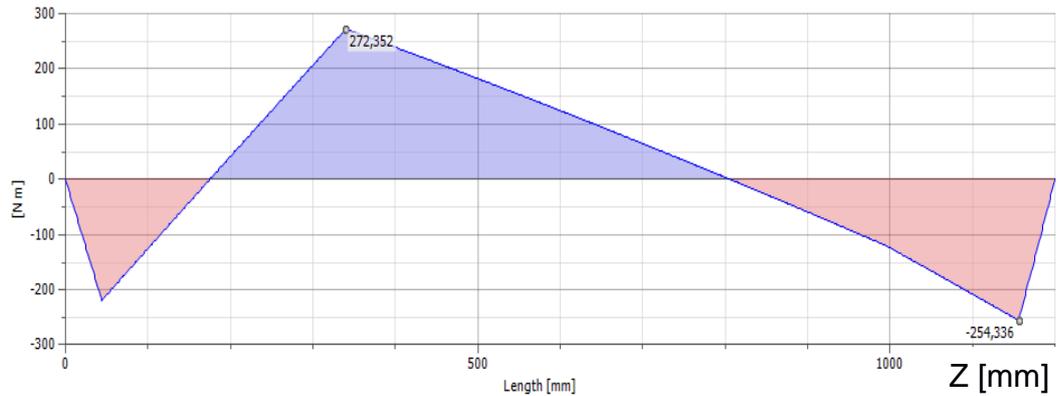


Figura 2.14 Diagrama Momento flector en el plano YZ del eje de transmisión

Plano XZ:

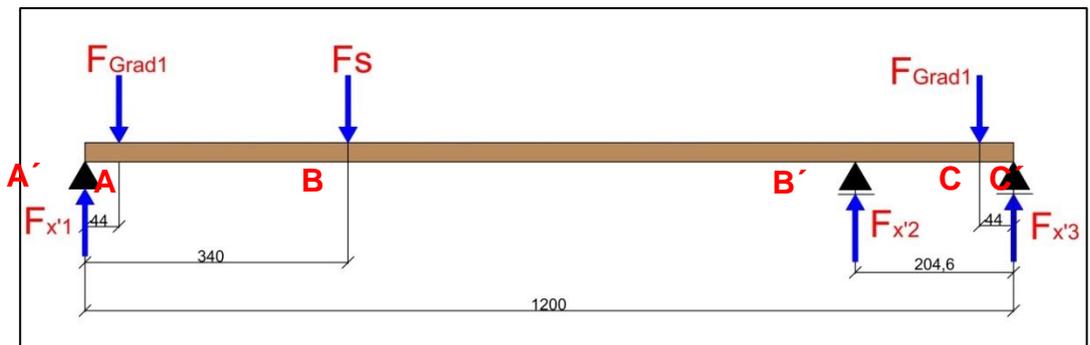


Figura 2.15 Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión en el plano YZ

$F_s = 3273,81$ [N] (Fuerza ejercida por el piñón de transmisión de 17 dientes)

$F_{Grad1} = -2545,40$ [N] (Fuerza ejercida por el piñón de transmisión de 17 dientes)

$F_{x'1} = -613,38$ [N] Componente axial de la reacción en soporte en el punto A'

$F_{x'2} = 2424,67$ [N] Componente axial de la reacción en soporte en el punto B'

$F_{x'3} = -3628,28 \text{ [N]}$ Componente axial de la reacción en soporte en el punto C'

Se obtiene los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector:

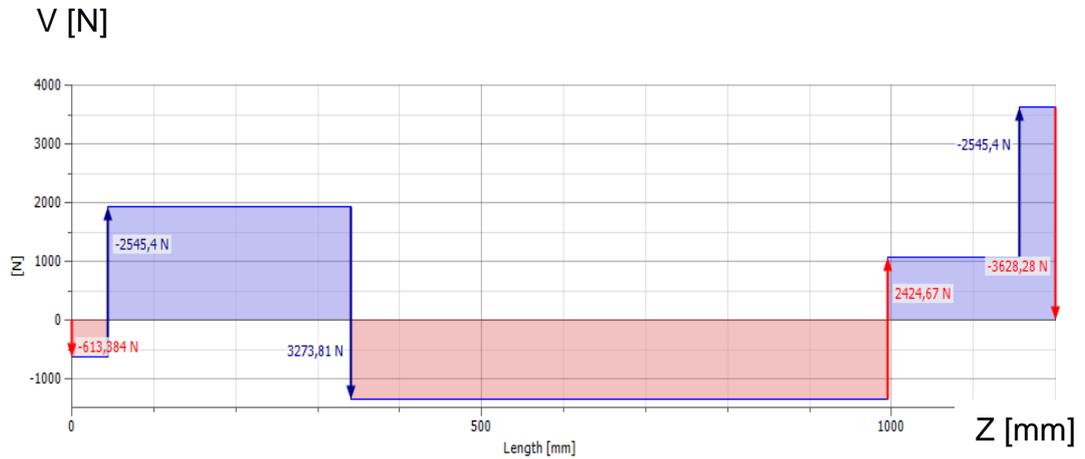


Figura 2.16 Diagrama cortante en el plano XZ del eje de transmisión

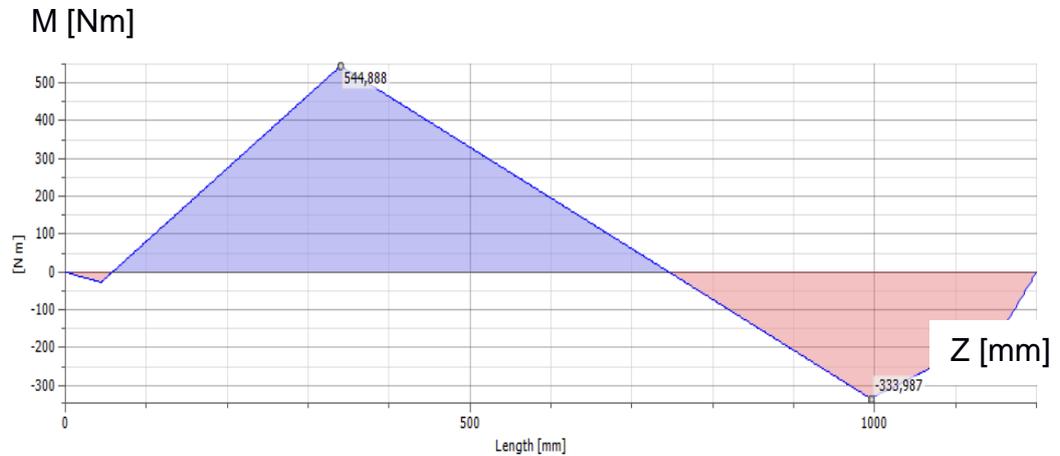


Figura 2.17 Diagrama Momento flector en el plano XZ del eje de transmisión

Con estos diagramas de momento flector se encuentra el diagrama total de momento flector donde obtendremos el valor del momento máximo y momento crítico:

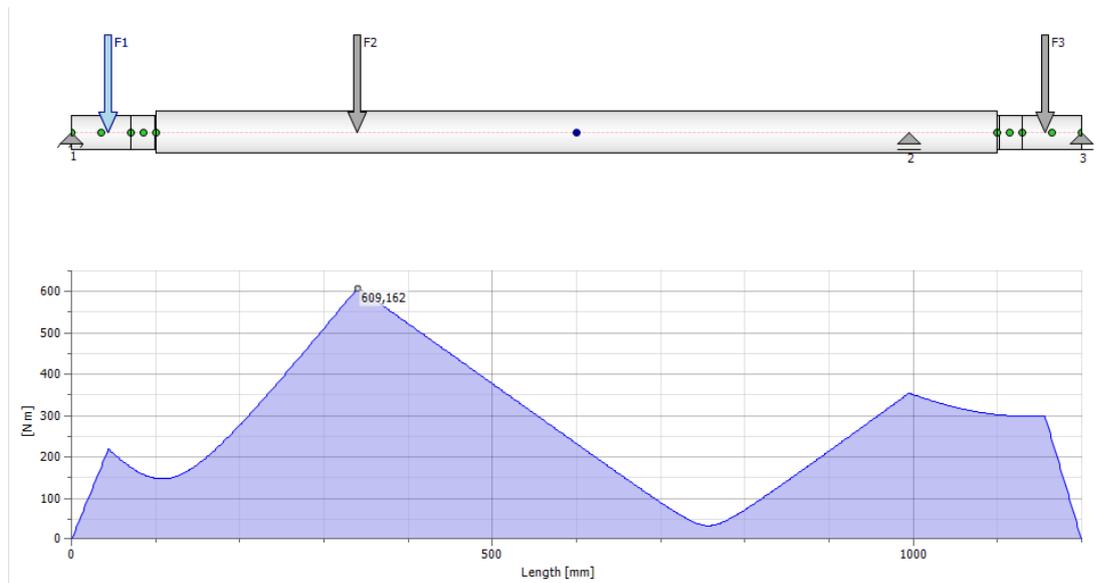


Figura 2.18 Diagrama Momento flector del eje de transmisión

Análisis por fatiga del eje de transmisión:

El material seleccionado para el diseño del eje de transmisión de potencia es el acero AISI 4340 el cual posee una resistencia última de tensión 1076 MPa y una resistencia a la fluencia de 686 MPa.

Para la transmisión de potencia desde el motor eléctrico hacia los rodillos se encuentra un eje el cual debido a las cargas de las poleas y piñones está sometido a cargas de flexión y torsión. Las cargas a flexión son debido a la rotación del eje, si se analiza en un punto cualquiera de eje, en este punto en un momento estará en tensión y 180° después no tendrá ninguna carga, es decir la carga será cero, lo que nos presenta una carga cíclica en flexión, mientras que debido a transmisión de torque por parte de la polea, que no varía con el tiempo, el eje está sometido a torsión constante. Debido a estas premisas se debe utilizar la ecuación 33 para determinar el diámetro del eje.

$$d_e = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fsm} T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Norton, 2011}) \quad (\text{Ec.33})$$

Dónde:

N_f : Factor de seguridad en fatiga para ejes.

K_f : Factor de concentración de esfuerzo de fatiga por flexión para ejes

K_{fsm} : Es el factor de concentración de esfuerzo medio de fatiga por torsión

M_a : Momento alternante debido a la flexión

T_m : Es el momento medio debido a la torsión

Para la determinación de los diámetros del eje se analizarán dos casos, el primero donde existe el momento máximo que se encuentra en la zona intermedia del eje y el segundo análisis es el cambio de sección donde estarán asentados los piñones.

Para el caso del momento máximo se ubica en la sección donde se encuentra la polea la cual tiene un chavetero, por lo tanto se considerara un factor de concentración geométrico estático (K_t y K_{ts}) de 4. Las mismas consideraciones se tomaran para el segundo análisis.

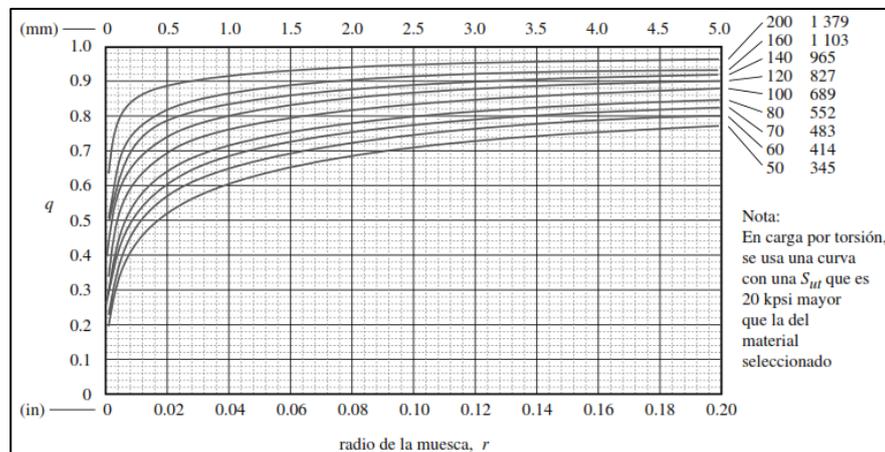


Figura 2.19 Grafica de sensibilidad a la muesca a partir de los Sut de los aceros

Fuente: (Norton, 2011)

Suponiendo un radio de muesca de 0,5 mm, mediante el gráfico de la figura 2.21 se tiene que para el momento flector la sensibilidad de la muesca es un valor de $q=0,64$ y para el momento de torsión un valor de $q=0,68$.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,64(4 - 1) = 2,92$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) = 1 + 0,68(4 - 1) = 3,04$$

Donde los coeficientes C_{temp} y C_{carga} son igual a 1, debido a que la laminadora trabaja a temperaturas ambiente de aproximadamente 25°C y el eje de transmisión está sometido a flexión.

Con lo que respecta al $C_{tamaño}$ se lo obtiene de la ecuación 14:

$$C_{tamaño} = 1,189 (50)^{-0.097} = 0,814$$

Para obtener el factor C_{sup} se utiliza los coeficientes de la tabla 2.6 en la ecuación 15 con el respectivo S_{ut} del material del rodillo.

$$C_{sup} = 0,84$$

Para el coeficiente correctivo de confiabilidad en el diseño se usara un 99% con la que se obtiene un factor de $C_{conf} = 0.814$ según la tabla 2.7

$$Se = C_{sup}C_{carga}C_{conf}C_{temp}C_{tamaño}Se'$$

$$Se = (0,84)(1)(0,814)(1)(0,814)(0,5)1078 = \mathbf{300 MPa}$$

Teniendo en cuenta un factor de seguridad a la fatiga de 2 se realizara el cálculo del diámetro crítico en el punto B (revisar diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión).

$$d_e = \left\{ \frac{32 * 2}{\pi} \left[\left(\frac{2,92(609,16)}{300 * 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{3,04(1375)}{1076 * 10^9} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 49,60 \text{ mm}$$

Para el segundo análisis se aplica los mismos concentradores de esfuerzos en el chavetero con el fin de determinar si el diámetro anteriormente calculado es suficiente para la sección donde se encuentran los piñones:

$$d_e = \left\{ \frac{32 * 2}{\pi} \left[\left(\frac{2,92(300)}{300 * 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{3,04(1375)}{1076 * 10^9} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 37,34 \text{ mm}$$

Esto indica que el eje de transmisión puede tener una sola sección de diámetro $d = 50 \text{ mm}$.

2.4.4 Cálculo de pernos en castillete de soporte de rodillos

Como se mencionó en secciones anteriores el castillete es la pieza mecánica que sostiene a los rodillos, y este elemento estará sujeto a la estructura general de la máquina mediante pernos para esto se seleccionó un grupo de 4 pernos de acero 5/16-18 UNC-2A de la clase SAE 5.2. Distribuidos dos en cada pie del soporte, a los cuales se les aplica una carga máxima de 3,25 [KN] a cada uno. Para la comprobación de la fiabilidad de la selección se precargara a los pernos con el 90% de la resistencia de prueba.

Tabla 2.11 Cuadro de dimensiones de las cuerdas de tornillos del sistema estándar nacional unificado

Tamaño	Diámetro mayor d (in)	Cuerdas gruesas, UNC			Cuerdas finas, UNF		
		Cuerdas por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo por tensión A_t (in ²)	Cuerdas por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo por tensión A_t (in ²)
0	0.0600	–	–	–	80	0.0438	0.0018
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258
1/4	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187
1/2	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560
3/4	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630

Fuente: (Norton, 2011)

Tabla 2.12 Cuadro del valor de Resistencias de la SAE para pernos de acero

Número de grado de la SAE	Intervalo del tamaño del diám. ext. (in)	Resistencia de prueba mínima (kpsi)	Resistencia a la fluencia mínima (kpsi)	Resistencia a la tensión mínima (kpsi)	Material
1	0.25–1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
2	0.25–0.75	55	57	74	bajo o medio carbono
2	0.875–1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
4	0.25–1.5	65	100	115	medio carbono, forjado en frío
5	0.25–1.0	85	92	120	medio carbono, Q&T*
5	1.125–1.5	74	81	105	medio carbono, Q&T
5.2	0.25–1.0	85	92	120	martensita al bajo carbono, Q&T
7	0.25–1.5	105	115	133	aleación al medio carbono, Q&T
8	0.25–1.5	120	130	150	aleación al medio carbono, Q&T
8.2	0.25–1.0	120	130	150	martensita al bajo carbono, Q&T

* Templado y revenido

Fuente: (Norton, 2011)

En base a la tabla 2.10 obtenemos las dimensiones principales del perno seleccionado y en la tabla 2.11 el valor de la resistencia de prueba el cual nos da un valor de 85 Kpsi.

Entonces:

$$F_i = 0.9(S_p)(A_t) \text{ (Norton, 2011)} \quad (\text{Ec. 34})$$

Dónde:

F_i : Precarga

S_p : Resistencia de Prueba

A_t : Área de esfuerzo por tensión (Tabla 2.10)

$$F_i = 0.9(85000)(0.052431) = 4011 \text{ lb}$$

Otra dimensión seleccionada y sujeta a comprobación son la longitud del perno dentro de la junta $l_j = 2''$, el tamaño de la junta $D_j = \frac{3}{4}''$ y la longitud total del perno de $l_{perno} = 2,5''$

Entonces se calcula la longitud de la cuerda y la longitud del vástago dada por la ecuación 36:

$$l_{cuerda} = 2d_b + 0,25 \text{ (Norton, 2011)} \quad \text{(Ec. 35)}$$

$$l_{cuerda} = 2(0,3125) + 0,25 = 0,875$$

$$l_s = l_{perno} - l_{cuerda} \quad \text{(Ec. 36)}$$

$$l_s = 2,5 - 0,875 = 1,625 \text{ in}$$

Ahora el cálculo de la longitud de la cuerda en sujeción:

$$l_t = l_j - l_s = 2 - 1,625 = 0,375 \text{ in}$$

Para el cálculo de la rigidez del perno se utiliza la ecuación siguiente:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t E} + \frac{l_s}{A_b E} \text{ (Norton, 2011)} \quad \text{(Ec. 37)}$$

Dónde:

E : Módulo de Young del acero

A_b : Área transversal del perno

$$k_b = 1,059 \times 10^6 \text{ lb/in}$$

Para el cálculo de la rigidez del material de la junta tenemos:

$$k_m = \frac{\pi(D_j^2 - d_b^2)}{4} * \frac{E}{l_j} \text{ (Norton, 2011)} \quad \text{(Ec. 38)}$$

Dónde:

D_j : Diámetro de la junta.

d_b : Diámetro del perno.

l_j : Longitud del perno

Entonces queda:

$$k_m = 5,48 \times 10^6 \text{ lb/in}$$

Para el valor del factor de rigidez de la junta tenemos la siguiente ecuación:

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b} \text{ (Norton, 2011)} \quad (\text{Ec. 39})$$

Dónde:

k_b : Rigidez del perno

k_m : Rigidez del material

$$C = 0,162$$

Tanto para el perno como para el material de la junta la carga se distribuye y esta distribución de carga está dada por las siguientes ecuaciones:

$$P_b = CP_p \quad (\text{Ec. 40})$$

$$P_b = 0,162 * 730,63 \text{ lb} = 118,36 \text{ lb}$$

$$P_m = (1 - C)P_p \quad (\text{Ec. 41})$$

$$P_m = (1 - 0,162) * 730,63 = 612,27 \text{ lb}$$

Las ecuaciones para determinar las cargas resultantes después de aplicar inicial P, tanto en el perno como en el material están dadas por:

$$F_b = F_i + P_b \quad (\text{Ec. 42})$$

$$F_b = 4129,32 \text{ lb}$$

$$F_m = F_i - P_b \quad (\text{Ec. 43})$$

$$F_m = 3398,28 \text{ lb}$$

Para el esfuerzo de tensión máxima que puede soportar el perno nos referimos a la ecuación 44:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} \quad (\text{Ec. 44})$$

$$\sigma_b = 78758 \text{ psi}$$

Para encontrar el factor de seguridad bajo fluencia debe utilizar la ecuación 45 mostrada a continuación:

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_b} \quad (\text{Ec. 45})$$

$$n_y = \frac{92000 \text{ psi}}{78758 \text{ psi}} = 1.2$$

2.4.5 Cálculo de resistencia de tornillo de desplazamiento vertical de rodillo superior

Para que el rodillo superior pueda desplazarse de forma vertical la distancia de hasta 25 mm se ha seleccionado un tornillo 1-8 UNC-2A, el cual está sometido a una carga de tensión, se estimó que la carga es de 15 [kN] por lo que se calculará el factor de seguridad estático:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_t} \quad (\text{Ec. 46})$$

Dónde:

σ_t : Esfuerzo del tornillo

F_t : Carga del tornillo

A_t : Área de esfuerzo por tensión (Tabla 2.10)

$$\sigma_t = \frac{15.000}{3,91 \times 10^{-4}} = 38,38 \text{ MPa}$$

El material para el tornillo es acero con una resistencia a la fluencia $S_y = 250 \text{ MPa}$ (Norton, 2011).

Nuestro factor de seguridad estático del tornillo no queda:

$$N_t = \frac{250 \text{ MPa}}{38,38 \text{ MPa}} = 6,5$$

El valor del factor de seguridad es alto lo que nos dice que el tornillo no fallara.

2.4.6 Calculo de resorte en castillete.

En la sección 2.4.5 se calculó el tornillo de desplazamiento que sostiene y desplaza el rodillo superior, en esta sección calcularemos el factor de seguridad del resorte de apoyo al desplazamiento del rodillo, para esto seleccionamos como parámetros base un diámetro de alambre un valor de $d_a = 3,75 \text{ mm}$, un índice de resorte $C = 9$, una carga máxima de 500 N y una carga mínima de 200 N .

Primero se calcula as fuerzas medias y alternantes con la siguiente ecuación:

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \text{ (Norton, 2011)} \quad (\text{Ec. 47})$$

$$F_a = \frac{500 - 200}{2} = 150 \text{ N}$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \text{ (Norton, 2011)} \quad (\text{Ec. 48})$$

$$F_m = \frac{500 + 200}{2} = 300 \text{ N}$$

El diámetro medio del resorte D_r lo encontramos multiplicando el índice por el diámetro del alambre, obteniendo $D_r = 8 * 3,75 = 30 \text{ mm}$.

El cálculo de del factor de cortante directo lo obtenemos de la ecuación 49:

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} \quad (\text{Ec. 49})$$

$$K_s = 1,0625$$

Una vez obtenido el factor de cortante se calcula el esfuerzo cortante de deflexión inicial τ_i , y esfuerzo medio τ_m , con las ecuaciones 50 y 51.

$$\tau_i = K_s \frac{8F_i D_r}{\pi d_a^3} \quad (\text{Norton, 2011}) \quad (\text{Ec. 50})$$

$$\tau_i = 308 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = K_s \frac{8F_m D_r}{\pi d_a^3} \quad (\text{Norton, 2011}) \quad (\text{Ec. 51})$$

$$\tau_m = 538,72 \text{ MPa}$$

Se obtiene el factor de Wahl K_w y para calcular el esfuerzo cortante alternante τ_a :

$$K_w = \frac{4C_a - 1}{4C_a - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (\text{Ec. 52})$$

$$K_w = 1.184$$

$$\tau_a = K_w \frac{8F_a D_r}{\pi d_a^3} \quad (\text{Ec. 53})$$

$$\tau_a = 32,16 \text{ MPa}$$

Se obtiene la resistencia última de tensión del alambre de cromo vanadio, mediante la ecuación 54 y la tabla 2.12

$$S_{ut} = Ad_a^b \quad (\text{Ec. 54})$$

Donde A y b son factores que se determinan mediante la tabla 2.13.

Tabla 2.13 Resistencia de los distintos tipos de alambre

ASTM #	Material	Intervalo		Exponente b	Coeficiente A		Factor de correlación
		mm	in		MPa	psi	
A227	Forjado en frío	0.5–16	0.020–0.625	-0.182 2	1 753.3	141 040	0.998
A228	Alambre musical	0.3–6	0.010–0.250	-0.162 5	2 153.5	184 649	0.9997
A229	Revenido en aceite	0.5–16	0.020–0.625	-0.183 3	1 831.2	146 780	0.999
A232	Cromo-v.	0.5–12	0.020–0.500	-0.145 3	1 909.9	173 128	0.998
A401	Cromo-s.	0.8–11	0.031–0.437	-0.093 4	2 059.2	220 779	0.991

Fuente: (Norton, 2011).

$$S_{ut} = 1576,17 \text{ MPa}$$

$$S_{us} = 0,67S_{ut} \quad (\text{Ec. 55})$$

$$S_{us} = 1056,033 \text{ MPa}$$

$$S_{ys} = 0,60S_{ut} \quad (\text{Ec. 56})$$

$$S_{ys} = 945,77 \text{ MPa}$$

$$S_{ew} = 465 \text{ MPa (Norton, 2011)}$$

$$S_{es} = 0.5 \frac{S_{ew} S_{us}}{S_{us} - 0.5 S_{ew}} \quad (\text{Norton, 2011}) \quad (\text{Ec. 57})$$

$$S_{es} = 298 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad N_f se calcula con la ecuación 62:

$$N_f = \frac{S_{es}(S_{us} - \tau_i)}{S_{es}(\tau_m - \tau_i) + S_{us}\tau_a} \quad (\text{Norton, 2011}) \quad (\text{Ec. 58})$$

$$N_f = 2,17$$

El factor de seguridad nos indica que el resorte no fallara a las cargas establecidas y en el montaje se verificara la longitud del mismo.

2.4.7 Calculo de sistema de transmisión de potencia

El sistema de transmisión de la maquina laminadora es un conjunto de varias piezas que transmiten una potencia nominal de 5,50 KW a 1750 RPM desde un motor eléctrico convencional hasta la velocidad nominal de los rodillos de 100 RPM con un torque de 1375 N-m.

Selección del sistema de bandas y poleas

Para la selección de las bandas y poleas del sistema de transmisión de la laminadora se utilizó el catálogo de SKF para bandas y poleas, y se detallara cada uno de los procedimientos para determinar las características de cada elemento.

De acuerdo al catálogo de SKF debemos seleccionar un factor de servicio mediante la tabla 2.14 de acuerdo a los requerimientos del sistema:

Tabla 2.14 Tabla de factor de servicio

Types of driven machinery		Soft starts			Heavy starts		
		Duty time h/day 10 and under	Over 10 to 16	Over 16	Duty time h/day 10 and under	Over 10 to 16	Over 16
Class 1 Light duty	Blowers, exhausters and fans (up to 7,5 kW), centrifugal compressors and pumps. Belt conveyors (uniformly loaded).	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Class 2 Medium duty	Agitators (uniform density), blowers, exhausters and fans (over 7,5 kW). Rotary compressors and pumps (other than centrifugal). Belt conveyors (not uniformly loaded), generators and exciters, laundry machinery, lineshafts, machine tools, printing machinery, sawmill and woodworking machinery, screens (rotary).	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Class 3 Heavy duty	Agitators and mixers (variable density), brick machinery, bucket elevators, compressors and pumps (reciprocating), conveyors (heavy duty). Hoists, mills (hammer), pulverisers, punches, presses, shears, quarry plant, rubber machinery, screens (vibrating), textile machinery.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Class 4 Extra heavy duty	Crushers (gyratory-jaw roll), mills (ball-rod-tube).	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Fuente: (Group, SKF TRANSMISSION BELTS, 2016)

El valor de factor de servicio seleccionado es 1.2 debido a que la laminadora es una máquina de carga de trabajo medio.

La potencia de diseño se establece mediante la ecuación 59:

$$P_d = C_a * P_r \quad (\text{Group, SKF TRANSMISSION BELTS, 2016}) \quad (\text{Ec. 59})$$

Dónde:

P_d : Potencia de diseño [KW]

C_a : Factor de servicio

P_r : Potencia de nominal del motor [KW]

$$P_d = 1.2 * 5,50 = 6,6 \text{ KW}$$

Para la selección de sección transversal de la banda adecuado para la potencia de diseño y la velocidad del motor a partir de la figura 2.20:

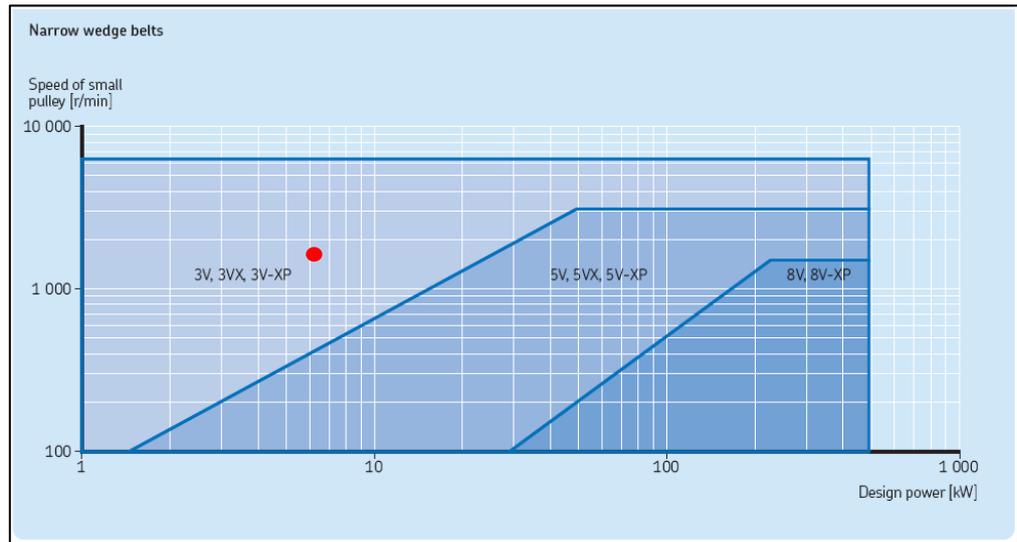


Figura 2.20 Grafica de tipos de bandas

Fuente: (Group, SKF TRANSMISSION BELTS, 2016)

Para la selección de las poleas debemos determinar el speed ratio con las velocidades de entrada y de salida, es decir la velocidad del motor y la velocidad reducida, la ecuación speed ratio es:

$$I_r = \frac{Rpm\ Faster\ shaft}{Rpm\ Slower\ shaft} \quad (\text{Group, SKF TRANSMISSION BELTS, 2016}) \quad (\text{Ec. 60})$$

$$I_r = \frac{1750}{240} = 7,29$$

La tabla 6a del catálogo de SKF para bandas y poleas que se encuentra en el apéndice A, nos recomienda una variedad de diámetros estandarizados para la polea del motor, por lo que seleccionamos una polea de diámetro de 3,35 in o 85,09 mm para el motor. En base a esta selección nos dirigimos a la tabla 6b para seleccionar el diámetro de la polea de mayor tamaño con el speed ratio ya calculado y la mejor opción es una polea de diámetro de 24,80 in o 629,92 mm.

Ahora debemos determinar la distancia entre centros de las poleas, donde el catálogo de SKF para bandas y poleas nos recomienda:

$$CC_p\ min = 0,7 (D + d) \quad (\text{Ec. 61})$$

$$CC_p\ max = 2(D + d) \quad (\text{Ec. 62})$$

Dónde:

CC_p= Distancia entre centros de las poleas (Group, SKF TRANSMISSION BELTS, 2016)

D: diámetro de la polea grande

d: diámetro de la poleas pequeña (motor)

$$CC_p \text{ min} = 0,7 (24,80 + 3,35) = 19,705 \text{ in} = 500,507 \text{ mm}$$

$$CC_p \text{ min} = 2 (24,80 + 3,35) = 56,03 \text{ in} = 1430,02 \text{ mm}$$

En base a los diámetros de la polea se debe determinar la longitud de la banda:

$$L_d = 2CC_p + 1,57 (D + d) + \frac{(D-d)^2}{4CC_p} \text{ (Group, SKF TRANSMISSION BELTS, 2016)} \quad (\text{Ec. 63})$$

Dónde:

L_d: Longitud de la banda

CC_p= Distancia entre centros de las poleas definido (500 mm)

D: diámetro de la polea grande

d: diámetro de la poleas pequeña (motor)

$$L_d = 2(500) + 1,57 (715,01) + \frac{(544,83)^2}{4(500)} = 2270,99 \text{ mm}$$

Al ir al catálogo encontramos que la longitud de banda más cercada a la que acabamos de calcular es de 2286 mm o 100 in (Designación PHG 3V900), por lo tanto debemos calcular la nueva distancia entre centros.

$$CC_p = \frac{a + \sqrt{a^2 - 8(D - d)^2}}{8} \quad (\text{Ec. 64})$$

Dónde:

$$a = 2L_d - \pi(D - d)$$

L_d: Longitud de la polea seleccionada

D: diámetro de la polea grande (Group, SKF TRANSMISSION BELTS, 2016)

d: diámetro de la poleas pequeña (motor) (Group, SKF TRANSMISSION BELTS, 2016)

Por lo tanto tenemos:

$$CC_p = \frac{2859,83 + \sqrt{2859,83^2 - 8(544,83)^2}}{8} = 658,62 \text{ mm}$$

Para determinar el número de bandas, debemos calcular el power rating de la banda, la cual la encontramos en la tabla que se encuentra en la sección de apéndice B:

$$P_b = 2,1 \text{ KW} + 0,225 \text{ Kw} = 2,325 \text{ KW}$$

Corregimos este valor con respecto a las características de la banda y tenemos que:

$$P_r = P_b(0,89)(1,17) = 2,42 \text{ KW}$$

Comparamos con la potencia de diseño y obtenemos el número de bandas

$$N_b = \frac{6,60}{2,42} = 2,73, \text{ entonces se escoge 3 bandas PHG 3V1000}$$

Designación de las poleas: Polea del motor PHP 3-3V335SF, Segunda polea PHP 3-3V2500SF.

Selección del sistema de piñones y cadenas

Para la selección de los piñones y cadena que forman parte del sistema de transmisión de la laminadora se utilizó el catálogo de SFK para este tipo de elementos, y en esta sección se detalla cada uno de los procedimientos para determinar las características específicas.

De acuerdo al catálogo de SKF de cadenas debemos seleccionar un factor de servicio mediante la tabla 2.15 de acuerdo a los requerimientos del sistema:

Tabla 2.15 Tabla de factor de servicio

Application service factor (F_a)		Type of prime mover		
Load classification	Driven equipment	Electric motor or turbine	Internal combustion engine > 6 cylinders, with flywheel, or hydraulic coupling	Internal combustion engine < 6 cylinders, with NO flywheel, or hydraulic coupling
Uniform load (U)	Agitators; centrifugal blowers; generators, centrifugal pumps; Uniformly loaded belt conveyor, lightly loaded chain conveyors	1.0	1.0	1.2
Moderate shock (M)	Centrifugal compressors; kilns and dryers; conveyors and elevators with intermittent, medium load fluctuations; Dryers; Pulverisers; machinery with moderate pulsating loads (machine tools paper, textiles)	1.3	1.2	1.4
Heavy shock (H)	Press, construction and mining equipment; reciprocating machinery, (compressors, reciprocating feeders, oil well rigs) rubber mixers, roll lines, machinery with heavy shock or reversing torques	1.5	1.4	1.7 – 1.9

Fuente: (Group, SKF TRANSMISSION CHAINS, 2013)

Debido a las características del trabajo de laminado se seleccionó un factor de servicio de 1.3, y según la tabla 2.16 se seleccionó un factor velocidad de 1.1.

Tabla 2.16 Tabla de factor de velocidad

Speed of chain	Speed factor	Speed of chain	Speed factor
m/s	F_n	m/s	F_n
Less than 0.17	1.0	>0.5 – < 0.67	1.3
>0.17 and <0.33	1.1	>0.67 – < 0.83	1.4
>0.33 and < 0.5	1.2	>0.83 – <1.17	1.6

Fuente: (Group, SKF TRANSMISSION CHAINS, 2013)

Entonces la potencia de diseño se calcula a partir de la ecuación 65:

$$P_D = P_M F_a F_n \quad (\text{Group, SKF TRANSMISSION CHAINS, 2013}) \quad (\text{Ec. 65})$$

Dónde:

P_D : Potencia de diseño

P_M : Potencia nominal del motor

F_a : Factor de servicio

F_v : Factor de velocidad

$$P_D = 2,75 * 1,1 * 1,3 = 3,93 \text{ KW}$$

Ahora debemos seleccionar la mejor combinación de piñón – Catarina en base al Sprocket ratio:

$$i = \frac{\text{Faster Speed } N1}{\text{Fster speed } N2} \quad (\text{Ec. 66})$$

$$i = \frac{240 \text{ Rpm}}{100 \text{ Rpm}} = 2,4$$

La relación de piñones más conveniente para nuestro diseño es la relación ANSI 17T-40T. El número de piñones se lo obtiene de la tabla 2.17

Tabla 2.17 Tabla de número de dientes de piñones

BS / DIN preferred sprockets											
11	12	13	15	17	19	20	21	23	25	27	30
38	45	57	76	95	114						
ANSI preferred sprockets											
9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
28	30	32	35	36	40	42	45	48	52	54	60
70	72	80	84	96	112						

Fuente: (Group, SKF TRANSMISSION CHAINS, 2013)

Debido que se usa doble torón en el diseño de la laminadora debemos considerar un factor de corrección en la Power rating de los piñones: En función del número de dientes menor y su velocidad angular seleccionamos el paso adecuado para la potencia requerida, en la tabla 10d del catálogo de SKF que se encuentra en la sección de apéndices, encontramos el paso para el cual cumple con nuestro requerimiento de potencia, donde el paso seleccionado es **15,875 mm** con un Power Rating nominal de 2,678 KW, pero debido a que se utilizara doble torón, se multiplico por el factor 1,7 como lo indica la tabla 2.12, por lo que

obtenemos un valor de power rating de 4,55 KW, que supera a la potencia de diseño ya calculada de 3,93 KW.

Tabla 2.18 Tabla de factor de cadena

Multiple strand factor			
No. strands	Multiplier K2	No. strands 1	Multiplier K2
1	1.0	4	3.3.
2	1.7	5	3.9
3	2.5	6	4.6

¹ BS or DIN chain are only available up to "triplex" or 3 strand configuration, unless against special demand (MTO)

Fuente: (Group, SKF TRANSMISSION CHAINS, 2013)

En el apéndice B se encuentran las dimensiones de las catarinas seleccionadas para el diseño, identificándolas con el siguiente código:

Catarina de 17 dientes: código PHS 50-2BH17

Catarina de 40 dientes: código PHS 50-2B40

Ahora debemos calcular la longitud de la cadena teniendo en cuenta que el catálogo de SKF sugiere que la distancia entre centros de las catarinas se encuentre en 30 y 80 pasos para una duración mayor de la cadena, por lo que se decide tomar el valor de 45 pasos como distancia entre centros, esto es aproximadamente 714,38 mm.

Con la ecuación determinaremos la longitud de la cadena:

$$L_c = \frac{Z_2 + Z_1}{2} + 2C + \frac{K}{C} \quad (\text{Ec. 67})$$

Dónde:

L_c : Longitud de la cadena en pasos

Z_1 : Potencia nominal del motor

Z_2 : Factor de servicio

C : Factor de velocidad

K : Constante determinada por la tabla 8 del catálogo de SKF. Ver apéndice.

$$L_c = \frac{40 + 17}{2} + 2(45) + \frac{13,40}{45} = 118,80 \text{ pasos}$$

Utilizaremos 119 pasos incluyendo el conector lo que nos da una longitud total de 1889,13 mm.

Para proporcionar movimiento angular a los rodillos se diseñara un juego de 4 piñones de 19 dientes debido a que se desea mantener la misma velocidad angular en ambos rodillos, dos de los piñones estarán conectados a los rodillos uno en cada rodillo laminador, un piñón servirá para cambiar de dirección la velocidad angular del rodillo superior, y el cuarto piñón servirá como pivote para al momento de que el rodillo se desplace en dirección vertical no se afecte la tensión de la cadena.

A partir de los datos de las tablas 2.9 y 2.10 los valores de los factores de servicio y factor de velocidad son 1,3 y 1 respectivamente por lo que la potencia de diseño es:

$$P_D = 2,75 * 1 * 1,3 = 3,58KW$$

$$i = 1 = 1:1$$

Debido a que la relación de piñones es 1, el catalogo recomienda seleccionar piñones con números de dientes mayores o iguales 19, por lo que los piñones serán de 19 dientes.

Debido a que la velocidad de los piñones es más baja a partir de las tablas de power ratings del catálogo de SKF se determinó que el paso adecuado para cumplir con el requerimiento de potencia es 19,05 mm llegando a alcanzar una potencia de 3,77 KW con doble torón, que es un valor mayor a la potencia de diseño.

Pero al ser un requerimiento de diseño una longitud que no se puede calcular con la ecuación 67, debido a que no cumple con algunos argumentos la longitud se obtendrá mediante el CAD de la laminadora.

2.4.8 Estructura de soporte

La estructura donde va soportado todo la maquina laminadora, es una estructura conformada por tubos cuadrados de 50 x 50 x 3 mm. Las dimensiones de la estructura esta especificadas en el apéndice de planos. Para verificar si la estructura soporta las cargas generadas por el proceso de laminación se realizó una simulación estática a la estructura.

Las cargas a las que está sometida la estructura son:

Carga 1= 1000 N

Carga 2= 6500 N

Carga 3= 6500 N

Carga 4= 1000 N

La estructura está fijada en la base como se muestra en la figura 2.21:

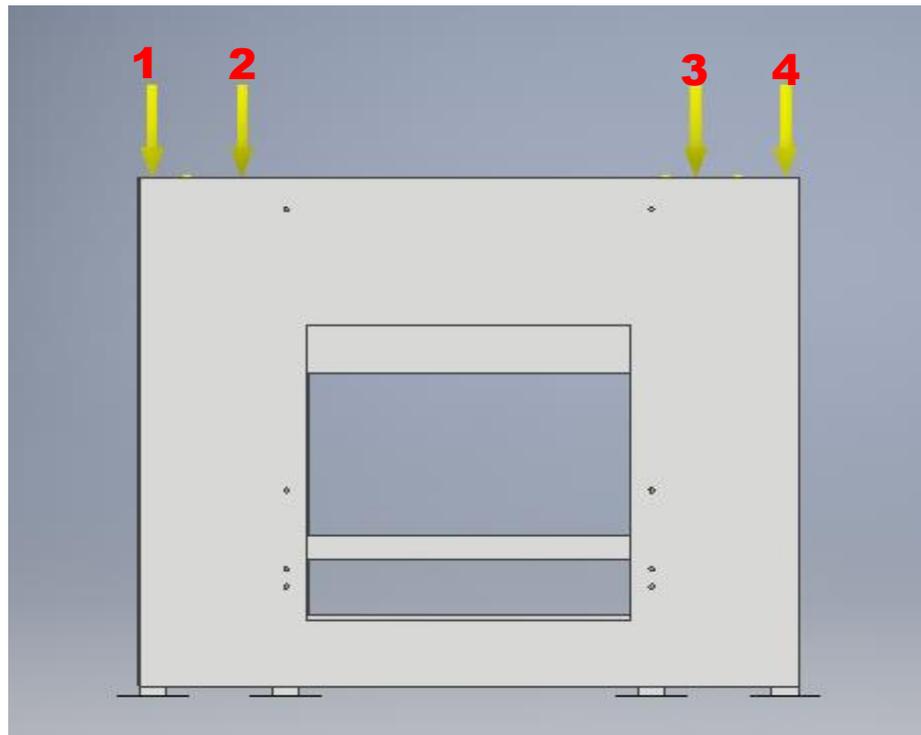


Figura 2.21 Diagrama de cargas de la estructura de soporte

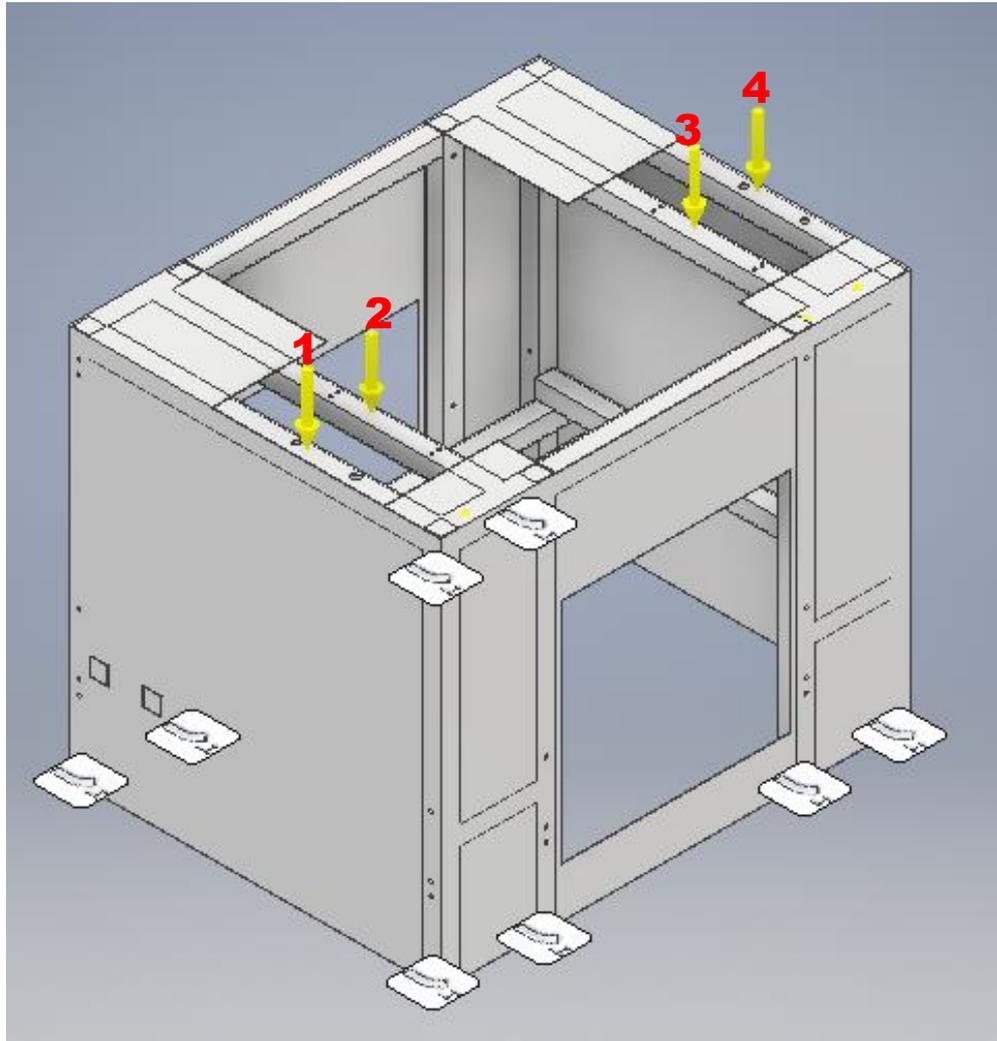


Figura 2.22 Vista de estructura con cargas de laminación

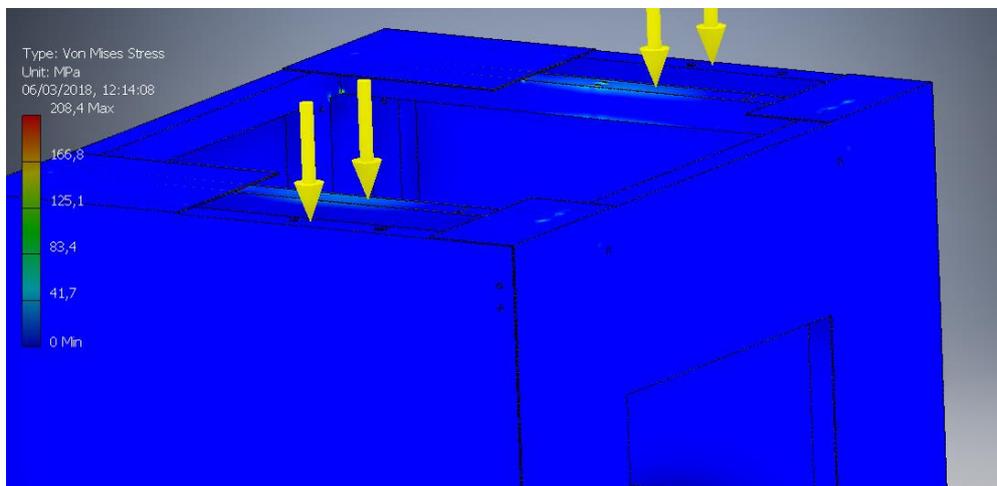


Figura 2.23 Resultados de la simulación, esfuerzo de Von Mises

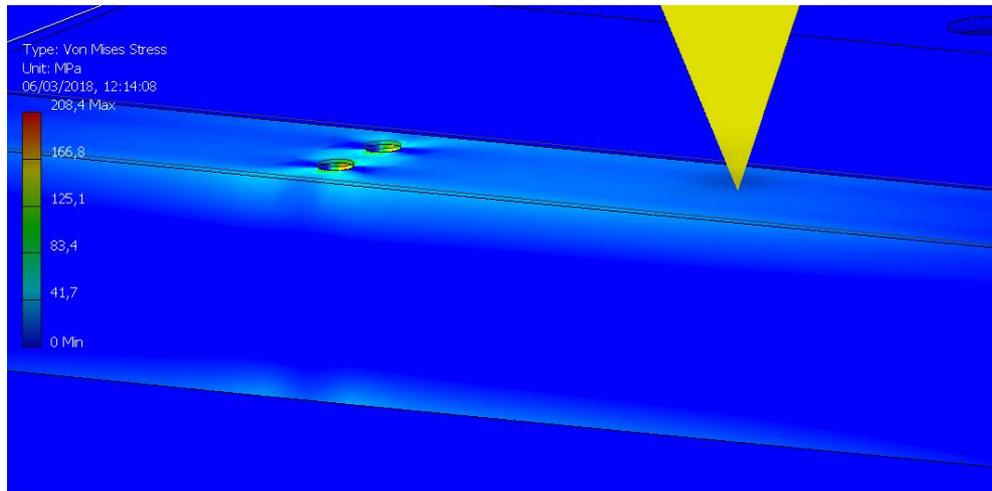


Figura 2.24 Esfuerzo de Von Mises máximo en la estructura de soporte

Como resultado de la simulación se obtuvo un valor de esfuerzo de Von Mises máximo de aproximadamente de 60 MPa.

A partir de este valor de esfuerzo de Von Mises y con un valor de esfuerzo a la fluencia $S_y = 250$ MPa para el acero A36 se obtuvo un factor de seguridad de 4.2 lo que nos indica que la estructura soportara sin ningún tipo de problema las cargas producidas por la laminación

2.4.9 Selección de rodamientos

Para la selección de los rodamientos debemos considerar la carga radial que actuara sobre ellos, de forma que se mostrara en las tablas 2.19 Y 2.20 cuales son las cargas en cada uno de los apoyos donde se ubicaran los rodamientos.

Tabla 2.19 CARGAS EN LOS APOYO DEL RODILLO DE LAMINACION

Posición	Carga radial [KN]
Punto A	0,63
Punto B	6,63
Punto C	6,35
Punto D	0,90

Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en la tabla 2.19 los apoyos con mayores cargas son los que se encuentran en los puntos B y C, que son los apoyos centrales, por tanto se seleccionara un rodamiento para la carga de 6,63 KN y otro para la carga de 0,90 KN.

Tabla 2.20 CARGAS EN LOS APOYO DEL EJE DE TRANSMISION

Posición	Carga radial [KN]
Punto A´	5,00
Punto B´	2,43
Punto C´	6,82

Fuente: Elaboración propia

De igual forma podemos observar en la tabla 2.20 que las mayores cargas se encuentran en los apoyos de los extremos del eje, por lo tanto se seleccionara un rodamiento para una carga de 6,82 KN, el cual se utilizara en todos los apoyos.

Para la selección utilizaremos la ecuación para determinar la capacidad de la carga dinámica de los rodamientos:

$$C_{10} = F_D \left[\frac{L_D * n_D * 60}{10^6} \right]^{\frac{1}{a}} \quad (\text{Budynas \& Nisbett, 2002}) \quad (\text{Ec. 68})$$

Dónde:

C_{10} : Clasificación de catálogo, en lbf o KN

F_D : Carga radial deseada, en lbf o KN

L_D : Vida deseada, horas

n_D : Velocidad deseada, rpm

$a = 3$ para cojinetes de bolas

Tanto para el caso del rodillo de laminación y como para el eje de transmisión la vida deseada será de 10.000 horas.

Para el caso del rodillo laminador tenemos lo siguiente:

$$C_{10} = 6,63 \times 10^3 \left[\frac{10.000 * 100 * 60}{10^6} \right]^{\frac{1}{3}} = 25,95 \text{ KN} \approx 26 \text{ KN}$$

$$C_{10} = 0,9 \times 10^3 \left[\frac{10.000 * 100 * 60}{10^6} \right]^{\frac{1}{3}} = 3,52 \text{ KN} \approx 4 \text{ KN}$$

Para el caso del eje de transmisión tenemos lo siguiente:

$$C_{10} = 6,82 \times 10^3 \left[\frac{10.000 * 240 * 60}{10^6} \right]^{\frac{1}{3}} = 35,74 \text{ KN} \approx 36 \text{ KN}$$

$$C_{10} = 2,83 \times 10^3 \left[\frac{10.000 * 240 * 60}{10^6} \right]^{\frac{1}{3}} = 12,74 \text{ KN} \approx 13 \text{ KN}$$

Todos los rodamientos que se seleccionaran tienen un diámetro interior de 50 mm, y en base a los resultados de los cálculos de la capacidad dinámica de los rodamientos, se muestran en la tabla 2.15 los rodamientos que se utilizaran en cada punto tanto en el rodillo de laminación y el eje de transmisión seleccionados del catálogo de SKF para rodamientos:

Tabla 2.21 Selección de rodamientos

Posición	Designación SKF
Punto A	SY 50 TF
Punto B	7210
Punto C	7210
Punto D	SY 50 TF
Punto A´	SY 50 TF
Punto B´	SY 50 TF
Punto C´	SY 50 TF

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

Una vez establecido las dimensiones bajo un criterio de diseño de cada una de las partes que confirma la laminadora, así como también haber seleccionado diferentes elementos mecánicos, en la siguiente tabla se muestra las especificaciones finales de la maquina laminadora con las que se puede presentar al mercado:

Tabla 3.1 Especificaciones técnicas de la maquina laminadora industrial

Descripción	Detalle
Voltaje del motor eléctrico:	220 Voltios
Peso:	Máximo 300 Kg
cantidad de masa:	15 - 20 Kg
Dimensiones:	1.228 x 975 x 1572 mm
Dimensiones de apertura	0-25 mm
Sistema de transmisión	Transmisión por bandas y poleas transmisión por piñones y cadenas
Velocidad y potencia del motor eléctrico:	1700 RPM; 7.4 HP
Producción:	25 láminas por hora
Tamaño de láminas:	200 x 60 x 0.05 cm
Velocidad de rodillo:	100 RPM
Estructura de soporte:	Tubos cuadrados de 50x50x3 mm
Material de rodillos y elementos que mantengan contacto con la masa de harina	Acero Inoxidable de grado alimenticio AISI 304, sugerido por la Norma INEN-EN 1672-2
Costo total estimado	\$6.000,00

Fuente: Elaboración propia

Se realizó la valoración de los elementos mecánicos y materiales con el fin de establecer un costo aproximado para la construcción de la maquina laminadora. Para la valoración de los diferentes elementos de la maquina laminadora se realizó mediante la cotización dentro del mercado nacional:

3.1 Valoración de Rodillos laminadores:

Para los rodillos de laminación se estableció un costo por materia prima, trabajo de maquinado y rectificado, obteniendo lo siguiente:

Tabla 3.2 Cuadro de valoración de construcción de rodillos

Material de rodillos:	Acero AISI 304
Costo por Kg:	\$ 4,62
Peso de los dos rodillos:	316,23 Kg
Costo por el material de los rodillos:	\$ 1.462,24
Costo por maquinado y rectificado:	\$ 800,00
Costo total:	\$ 2.262,25

Fuente: Elaboración propia

3.2 Valoración de eje de transmisión de potencia:

Para el eje de transmisión de potencia se estableció un costo por materia prima, trabajo de maquinado y rectificado, obteniendo lo siguiente:

Tabla 3.3 Cuadro de valoración de construcción de eje de transmisión de potencia

Material de eje:	Acero AISI 4340
Costo por Kg:	\$ 3,15
Peso de los dos rodillos:	18,50 Kg
Costo por el material de eje	\$ 58,28
Costo por maquinado y rectificado:	\$ 100,00
Costo total:	\$ 158,28

Fuente: Elaboración propia

3.3 Valoración de castillete de soporte de rodillos de laminación:

Para los castilletes de estableció un costo por materia prima, trabajo de maquinado, obteniendo lo siguiente:

Tabla 3.4 Cuadro de valoración de construcción de castilletes de soporte

Material de castillete:	Acero fundido ASTM A48
Numero de castilletes	2
Costo por Kg:	\$ 5,50
Peso de los dos rodillos:	38,73 Kg
Costo por castillete	\$ 213,02
Costo por maquinado	\$ 10
Costo total:	\$ 446,04

Fuente: Elaboración propia

3.4 Valoración de sistema de bandas y poleas:

El sistema de bandas y poleas fue seleccionado a partir de un catálogo y al cotizar con los distribuidores autorizados se obtuvo lo siguiente:

Tabla 3.5 Cuadro de valoración de bandas y poleas

Costo de Polea del motor:	\$85,24
Costo de Polea secundaria	\$ 223,84
Costo de banda:	\$ 21,85
Numero de bandas:	3
Costo total:	\$ 374,63

Fuente: Elaboración propia

3.5 Valoración de sistema de cadenas y piñones:

El sistema de cadenas y piñones fue seleccionado a partir de un catálogo de SKF y al cotizar con los distribuidores autorizados se obtuvo lo siguiente:

Tabla 3.6 Cuadro de valoración de cadena y piñones primario

Costo de piñón dúplex paso 50, 17 dientes:	\$42,22
Numero de piñones de 17 dientes:	2
Costo de piñón dúplex paso 50, 40 dientes:	\$ 229,78
Numero de piñones de 40 dientes:	2
Cadena ANSI dúplex paso 50:	\$ 297.43
Costo total:	\$ 841,43

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.7 Cuadro de valoración de cadena y piñones secundario

Costo de piñón dúplex paso 60 19 dientes:	\$42,22
Numero de piñones de 19 dientes:	8
Cadena ANSI dúplex paso 60:	\$ 297.43
Costo total:	\$ 635,19

Fuente: Elaboración propia

3.6 Valoración de estructura de soporte:

Tabla 3.8 Cuadro de valoración de estructura de soporte

Material de estructura :	ACERO ASTM A36
Costo estimado por estructura:	\$600,00
Material de mesas	Acero ANSI 304
Costo estimado por mesa:	\$300,00
Costo total:	\$ 900,00

Fuente: Elaboración propia

3.7 Valoración de rodamientos:

Los rodamientos fueron seleccionados a partir de un catálogo de SKF y al cotizar con los distribuidores autorizados se obtuvo lo siguiente:

Tabla 3.9 Cuadro de valoración de rodamientos SKF SY50

Costo de rodamiento con chumacera SKF SY50 TF (UCP210):	\$49,07
Numero de rodamientos:	5
Costo total:	\$ 343,49

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.10 Cuadro de valoración de rodamientos SKF 7210 BE-2RZP

Costo de rodamiento con Rodamiento SKF 7210 BE-2RZP	\$20,00
Numero de rodamientos:	4
Costo total:	\$ 80,00

Fuente: Elaboración propia

En base a los valores antes mencionados se mostrara una tabla que resume toda la valoración

Tabla 3.11 Costos total estimado de la fabricacion de la maquina laminadora industrial

Ítem	Costo
Rodillos laminadores	\$ 2.262,25
Eje de transmisión de potencia	\$158,28
Castillete de soporte de rodillos de laminación	\$ 446,04
Sistema de bandas y poleas	\$ 374,63
Sistema de cadenas y piñones	\$ 635,19
Estructura de soporte y mesas de respaldo	\$ 900,00
Selección de rodamientos	\$ 423,49
Motor Eléctrico 5,5 KW	\$ 700,00
Costo total estimado:	\$ 5.899,88

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

En base a los objetivos planteados en el presente trabajo de grado, se puede concluir lo siguiente:

4.1. Conclusiones

Conclusión 1

Se diseñó una maquina laminadora para la producción discos para empanadas, considerando materiales y componentes disponibles en el mercado local y para ser construida dentro del país, de forma que no sea necesario importar.

Conclusión 2

Los rodillos de laminación son la parte más importante de la maquina laminadora puesto que estos depende la calidad y textura de la masa de harina, por tanto mediante el método de Goodman modificado, que es el método más común para cargas fluctuantes, se determinó los esfuerzos de fatiga a los que estará sometida la maquina laminadora, obteniendo un factor de seguridad de 2.24, el cual descarta posibles fallas debido a las cardas por la laminación. Para el análisis de los rodillos de laminación se escogió el acero inoxidable AISI 304, el cual posee propiedades mecánicas adecuadas el proceso de laminado, además es muy utilizado en la industria alimenticia y farmacéutica.

Conclusión 3

El sistema de transmisión de potencia comprende un sistema de bandas y poleas que está conectado a un eje de transmisión de acero AISI 4340 el cual a su vez estará conectado a dos juegos de ruedas dentadas y cadenas. Se seleccionó cadenas para el sistema de transmisión hacia los rodillos debido a que transmiten mayor potencia que las bandas, es decir, que en caso de que se seleccionara bandas, debido a la potencia de transmisión la

polea tendría un mayor tamaño que los piñones y se utilizaron muchas bandas de transmisión.

Conclusión 4

De acuerdo a los costos obtenidos mediante la valoración de cada uno de los elementos mecánicos que involucran la máquina laminadora, se estimó que la máquina tendrá un costo aproximado a \$6.000,00, costo total que cubre los procesos de mecanizado y la mano de obra de construcción.

4.2.Recomendaciones

Recomendación 1

Se recomienda que una vez construida la laminadora se ponga en marcha un plan de promoción de la máquina con el fin de que más medianas empresas puedan disponer de los servicios de la máquina y pueda sustituir cualquier producto de similares características que sea importado al Ecuador.

BIBLIOGRAFÍA

MARTIN SPROCKET GEARS, INC. (2013).

Budynas, R., & Nisbett, K. (2002). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. Octava Edición*. Ciudad de México: The McGraw - Hills Companies, Inc.

Groover, M. P. (2007). *Fundamentos de manufactura moderna, tercera edición*. Ciudad de Mexico: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.

Group, S. (Junio de 2013). SKF TRANSMISSION CHAINS. Sweden, Göteborg.

Group, S. (Octubre de 2015). SKF ROLLING BEARINGS. Sweden , Göteborg.

Group, S. (Abril de 2016). SKF TRANSMISSION BELTS. Sweden, Göteborg.

Jibaja Rivadeneira, S. E., Leuschner Ubilla, D. P., & Peñafiel Montaña, C. E. (2012). *Análisis y Corrección de Fallas de Elementos Mecánicos de Laminador Plano Artesanal y Diseño de Laminador Semiindustrial*. ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción.

Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas. Cuarta Edición*. Ciudad de México: Editorial Prentice Hall, Inc.

Boita, E. R. F., Oro, T., Bressiani, J., Santetti, G. S., Bertolin, T. E., & Gutkoski, L. C. (2016). Rheological properties of wheat flour dough and pan bread with wheat bran. *Journal of Cereal Science*, 71, 177–182. <http://doi.org/10.1016/j.jcs.2016.08.015>

Dergal, S. B. (2006). *Química de los alimentos*. (E. Q. Duarte & M. B. Gutierrez, Eds.) (4ta ed.). Naucalpan de Juárez, Edo. de México: Pearson Educación de México, S.A.

- Fennena, O. R., Damodaran, S., & Parkin, K. L. (2010). *Introducción a la química de los alimentos* (3era ed.). Zaragoza (España): Acribia.
- Heldman, Dennis R; Lund, D. (2006). *Handbook of Food Engineering*, Second Edition. *Crc Press*. <http://doi.org/10.1201/9781420014372>
- Holguín, B., & Alvarado, A. (2017). Comportamiento de la producción de harina de trigo en Ecuador. *Observatorio de La Economía Latinoamericana, Ecuador*, 1–16. Retrieved from <http://www.eumed.net/coursecon/ecolat/ec/2017/produccion-harina-trigo.html>
- INIAP. (2008). *Plan de recuperación y fomento del cultivo de trigo en Ecuador, mediante el desarrollo y producción de semilla con énfasis en difusión de variedades mejoradas, transferencia de tecnología y capacitación*. Retrieved from www.iniap.gob.ec/nsite/images/stories/descargas/proyectos_inversion_iniap/priorizados_senplades/trigo/PlanderecuperacionyfomentodelcultivodetrigoenEcuador.doc+%&cd=2&hl=es&ct=clnk&gl=ec
- Le Bleis, F., Chaunier, L., Chiron, H., Della Valle, G., & Saulnier, L. (2015). Rheological properties of wheat flour dough and French bread enriched with wheat bran. *Journal of Cereal Science*, 65, 167–174. <http://doi.org/10.1016/j.jcs.2015.06.014>
- Mesas, J. M., & Alegre, M. T. (2002). El Pan y su Proceso de Elaboración. *Ciencia Y Tecnología Alimentaria*, 3(5), 307313. <http://doi.org/1135-8122>
- Moreta, M. (2015). 48 000 toneladas de harina consume el país. Retrieved February 4, 2018, from <http://www.revistalideres.ec/lideres/consumo-harina-ecuador-toneladas-molinos.html>
- Ramírez, J. (2006). *Introducción a la reología de alimentos*. Cali. Retrieved from <http://tarwi.lamolina.edu.pe/~dsa/Fundamentos de Reologia.pdf>

APÉNDICES

APÉNDICE A
SECCIONES UTILIZADAS DEL CATALOGO DE SKF PARA
POLEAS

Recommended standard pulley diameters for faster shaft

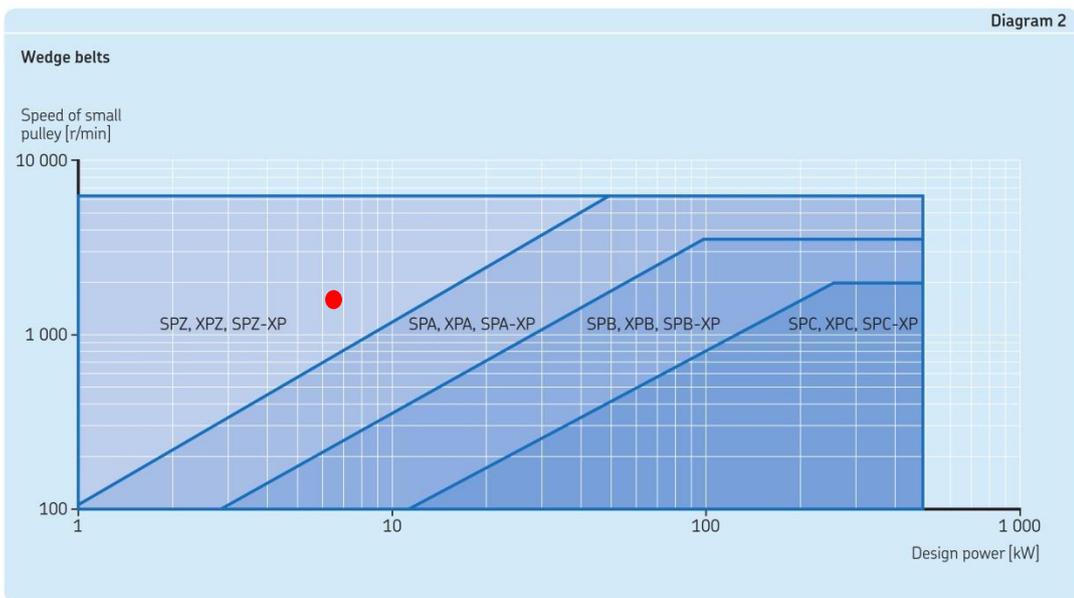
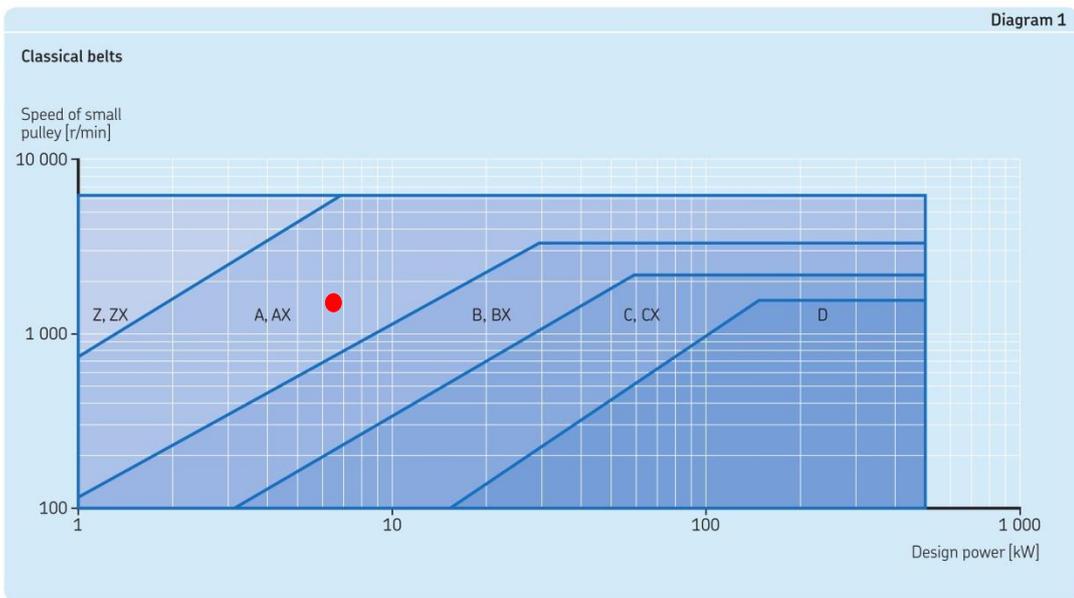
Pulley outside diameter	Pulley outside diameter																									
	2.65	2.8	3	3.15	3.35	3.65	4.12	4.5	4.75	5	5.3	5.6	6	6.5	6.9	7.1	7.5	8	8.5	9	9.25	9.75	10.3	10.6	10.9	
—	—																									
3V/3V-XP	✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
5V/5V-XP																										
8V/8V-XP																										
3VX	✓*	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
5VX																										

*Shows minimum pulley diameter for particular section. If smaller pulley diameter is used, the belt service life could be affected.

Speed ratios with standard pulley diameters

Pulley outside diameter	Pulley outside diameter																									
	2.65	2.8	3	3.15	3.35	3.65	4.12	4.5	4.75	5	5.3	5.6	6	6.5	6.9	7.1	7.5	8	8.5	9	9.25	9.75	10.3	10.6	10.9	
in.	—																									
2.65	1	1.06	1.13	1.19	1.26	1.38	1.55	1.70	1.79	1.89	2	2.11	2.26	2.45	2.60	2.68	2.83	3.02	3.21	3.40	3.49	3.68	3.89	4	4.11	
2.8		1	1.07	1.13	1.20	1.30	1.47	1.61	1.70	1.79	1.89	2	2.14	2.32	2.46	2.54	2.68	2.86	3.04	3.21	3.30	3.48	3.68	3.79	3.89	
3			1	1.05	1.12	1.22	1.37	1.50	1.58	1.67	1.77	1.87	2	2.17	2.30	2.37	2.50	2.67	2.83	3	3.08	3.25	3.43	3.53	3.63	
3.15				1	1.06	1.16	1.31	1.43	1.51	1.59	1.68	1.78	1.90	2.06	2.19	2.25	2.38	2.54	2.70	2.86	2.94	3.10	3.27	3.37	3.46	
3.35					1	1.09	1.23	1.34	1.42	1.49	1.58	1.67	1.79	1.94	2.06	2.12	2.24	2.39	2.54	2.69	2.76	2.91	3.07	3.16	3.25	
3.65						1	1.13	1.23	1.30	1.37	1.45	1.53	1.64	1.78	1.89	1.95	2.05	2.19	2.33	2.47	2.53	2.67	2.82	2.90	2.99	
4.12							1	1.09	1.15	1.21	1.29	1.36	1.46	1.58	1.67	1.72	1.82	1.94	2.06	2.18	2.25	2.37	2.50	2.57	2.65	
4.5								1	1.06	1.11	1.18	1.24	1.33	1.44	1.53	1.58	1.67	1.78	1.89	2	2.06	2.17	2.29	2.36	2.42	
4.75									1	1.05	1.12	1.18	1.26	1.37	1.45	1.49	1.58	1.68	1.79	1.89	1.95	2.05	2.17	2.23	2.29	
5										1	1.06	1.12	1.20	1.30	1.38	1.42	1.50	1.60	1.70	1.80	1.85	1.95	2.06	2.12	2.18	
5.3											1	1.06	1.13	1.23	1.30	1.34	1.42	1.51	1.60	1.70	1.75	1.84	1.94	2	2.06	
5.6												1	1.07	1.16	1.23	1.27	1.34	1.43	1.52	1.61	1.65	1.74	1.84	1.89	1.95	
6													1	1.08	1.15	1.18	1.25	1.33	1.42	1.50	1.54	1.63	1.72	1.77	1.82	
6.5														1	1.06	1.09	1.15	1.23	1.31	1.38	1.42	1.50	1.58	1.63	1.68	
6.9															1	1.03	1.09	1.16	1.23	1.30	1.34	1.41	1.49	1.54	1.58	
7.1																1	1.06	1.13	1.20	1.27	1.30	1.37	1.45	1.49	1.54	
7.5																	1	1.07	1.13	1.20	1.23	1.30	1.37	1.41	1.45	
8																		1	1.06	1.13	1.16	1.22	1.29	1.33	1.36	
8.5																			1	1.06	1.09	1.15	1.21	1.25	1.28	
9																				1	1.03	1.08	1.14	1.18	1.21	
9.25																					1	1.05	1.11	1.15	1.18	
9.75																						1	1.06	1.09	1.12	
10.3																							1	1.03	1.06	
10.6																								1	1.03	
10.9																									1	
11.8																										
12.5																										
13.2																										
14																										
15																										
16																										
17																										
18																										
19																										
20																										
21.2																										
22.4																										
24.8																										
25																										
28																										
30																										
33.5																										
35.5																										
37.5																										
40																										
44.5																										
50																										
53																										

Belt cross section



Power ratings
Section SPZ/3V

Table 9f

Faster shaft speed	Rated power per belt for small pulley datum diameter [mm]												Additional power per belt for speed ratio			
	67	71	75	80	85	90	95	100	112	125	132	140	1.00 to 1.05	1.06 to 1.24	1.25 to 1.59	> 1.59
r/min	kW												kW			
100	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.21	0.22	0.26	0.31	0.33	0.36	-	0.01	0.01	0.01
500	0.45	0.51	0.57	0.65	0.72	0.80	0.87	0.95	1.13	1.32	1.42	1.54	0.01	0.03	0.06	0.06
720	0.61	0.69	0.78	0.89	0.99	1.10	1.20	1.31	1.56	1.82	1.97	2.13	0.01	0.05	0.08	0.09
800	0.66	0.76	0.85	0.97	1.09	1.20	1.32	1.43	1.71	2.00	2.16	2.34	0.01	0.05	0.09	0.10
900	0.73	0.83	0.94	1.07	1.20	1.33	1.46	1.59	1.89	2.22	2.40	2.60	0.01	0.06	0.10	0.11
960	0.77	0.88	0.99	1.13	1.27	1.41	1.54	1.68	2.00	2.35	2.54	2.75	0.02	0.07	0.11	0.12
1000	0.79	0.91	1.03	1.17	1.31	1.46	1.60	1.74	2.08	2.44	2.63	2.85	0.02	0.07	0.11	0.13
1100	0.86	0.98	1.11	1.27	1.42	1.58	1.74	1.89	2.26	2.65	2.86	3.10	0.02	0.08	0.12	0.14
1200	0.92	1.06	1.19	1.36	1.53	1.70	1.87	2.04	2.43	2.86	3.08	3.34	0.02	0.08	0.13	0.15
1300	0.98	1.13	1.28	1.46	1.64	1.82	2.00	2.18	2.61	3.06	3.30	3.58	0.02	0.09	0.14	0.17
1400	1.04	1.20	1.35	1.55	1.75	1.94	2.13	2.32	2.78	3.26	3.52	3.81	0.02	0.10	0.15	0.18
1440	1.06	1.22	1.39	1.59	1.79	1.99	2.18	2.38	2.84	3.34	3.61	3.90	0.02	0.10	0.16	0.18
1500	1.10	1.27	1.43	1.64	1.85	2.05	2.26	2.46	2.94	3.46	3.73	4.04	0.02	0.10	0.17	0.19
1600	1.15	1.32	1.51	1.72	1.96	2.17	2.38	2.60	3.11	3.65	3.94	4.27	0.03	0.11	0.18	0.20
1700	1.21	1.40	1.59	1.82	2.05	2.28	2.51	2.73	3.27	3.84	4.15	4.49	0.03	0.12	0.19	0.22
1800	1.26	1.46	1.66	1.90	2.15	2.39	2.63	2.87	3.43	4.03	4.35	4.71	0.03	0.12	0.20	0.23
1900	1.32	1.52	1.73	1.99	2.24	2.50	2.75	3.00	3.59	4.21	4.55	4.92	0.03	0.13	0.21	0.24
2000	1.37	1.59	1.80	2.07	2.34	2.60	2.87	3.13	3.74	4.39	4.74	5.13	0.03	0.14	0.22	0.26
2100	1.42	1.65	1.87	2.15	2.43	2.71	2.98	3.25	3.89	4.57	4.93	5.33	0.03	0.14	0.23	0.27
2200	1.47	1.71	1.94	2.23	2.52	2.81	3.09	3.38	4.04	4.74	5.11	5.53	0.03	0.15	0.24	0.28
2300	1.52	1.77	2.01	2.31	2.61	2.91	3.21	3.50	4.19	4.91	5.30	5.73	0.04	0.16	0.25	0.29
2400	1.57	1.82	2.08	2.39	2.70	3.01	3.31	3.62	4.33	5.08	5.47	5.92	0.04	0.16	0.27	0.31
2500	1.61	1.88	2.14	2.47	2.79	3.11	3.42	3.73	4.47	5.24	5.65	6.10	0.04	0.17	0.28	0.32
2600	1.66	1.93	2.20	2.54	2.87	3.20	3.53	3.85	4.60	5.40	5.81	6.28	0.04	0.18	0.29	0.33
2700	1.70	1.99	2.27	2.61	2.96	3.30	3.63	3.96	4.74	5.55	5.98	6.45	0.04	0.18	0.30	0.34
2800	1.75	2.04	2.33	2.69	3.04	3.39	3.73	4.07	4.87	5.70	6.14	6.62	0.04	0.19	0.31	0.36
2880	1.78	2.08	2.38	2.74	3.10	3.46	3.81	4.16	4.97	5.82	6.26	6.76	0.05	0.20	0.32	0.37
2900	1.79	2.09	2.39	2.76	3.12	3.48	3.83	4.18	5.00	5.85	6.29	6.79	0.05	0.20	0.32	0.37
3000	1.83	2.14	2.45	2.83	3.20	3.57	3.93	4.29	5.12	5.99	6.45	6.95	0.05	0.21	0.33	0.38
3100	1.87	2.19	2.51	2.89	3.27	3.65	4.02	4.39	5.24	6.13	6.59	7.10	0.05	0.21	0.34	0.40
3200	1.91	2.24	2.56	2.96	3.35	3.74	4.12	4.49	5.36	6.27	6.73	7.25	0.05	0.22	0.35	0.41
3300	1.95	2.29	2.62	3.02	3.42	3.82	4.21	4.59	5.48	6.40	6.87	7.39	0.05	0.23	0.36	0.42
3400	1.99	2.33	2.67	3.09	3.50	3.90	4.30	4.68	5.59	6.52	7.00	7.53	0.05	0.23	0.38	0.43
3500	2.03	2.38	2.72	3.15	3.57	3.98	4.38	4.78	5.70	6.64	7.13	7.66	0.06	0.24	0.39	0.45
3600	2.06	2.42	2.77	3.21	3.63	4.05	4.47	4.87	5.80	6.76	7.25	7.78	0.06	0.25	0.40	0.46
3700	2.10	2.46	2.82	3.27	3.70	4.13	4.55	4.96	5.90	6.87	7.36	7.90	0.06	0.25	0.41	0.47
3800	2.13	2.50	2.87	3.32	3.77	4.20	4.63	5.04	6.00	6.98	7.47	8.01	0.06	0.26	0.42	0.48
3900	2.17	2.55	2.92	3.38	3.83	4.27	4.70	5.13	6.10	7.08	7.58	8.11	0.06	0.27	0.43	0.50
4000	2.20	2.58	2.97	3.43	3.89	4.34	4.78	5.21	6.19	7.18	7.67	8.21	0.06	0.27	0.44	0.51
4200	2.26	2.66	3.05	3.54	4.01	4.47	4.92	5.36	6.36	7.36	7.85	8.39	0.07	0.29	0.46	0.54
4400	2.31	2.73	3.14	3.63	4.12	4.59	5.05	5.50	6.51	7.52	8.01	8.53	0.07	0.30	0.49	0.56
4600	2.37	2.79	3.21	3.72	4.22	4.70	5.17	5.63	6.65	7.65	8.14	8.65	0.07	0.32	0.51	0.59
4800	2.41	2.85	3.28	3.81	4.32	4.81	5.29	5.75	6.78	7.77	8.25	8.74	0.08	0.33	0.53	0.61
5000	2.46	2.91	3.35	3.88	4.40	4.90	5.39	5.85	6.88	7.86	8.32	8.80	0.08	0.34	0.55	0.64
5200	2.49	2.96	3.41	3.95	4.48	4.99	5.47	5.94	6.97	7.93	8.38	8.82	0.08	0.36	0.57	0.66
5400	2.53	3.00	3.46	4.01	4.55	5.06	5.55	6.02	7.04	7.97	8.40	-	0.09	0.37	0.60	0.69
5600	2.56	3.04	3.50	4.07	4.61	5.13	5.62	6.08	7.09	7.99	-	-	0.09	0.38	0.62	0.71
5800	2.58	3.07	3.54	4.11	4.66	5.18	5.67	6.14	7.12	-	-	-	0.09	0.40	0.64	0.74
6000	2.60	3.10	3.58	4.15	4.70	5.22	5.71	6.17	7.14	-	-	-	0.09	0.41	0.66	0.77
6200	2.62	3.12	3.60	4.18	4.73	5.25	5.74	6.19	-	-	-	-	0.10	0.42	0.69	0.79
6400	2.62	3.13	3.62	4.21	4.76	5.27	5.76	6.20	-	-	-	-	0.10	0.44	0.71	0.82
6600	2.63	3.14	3.64	4.22	4.77	5.28	5.76	-	-	-	-	-	0.10	0.45	0.73	0.84
6800	-	3.14	3.64	4.23	4.77	-	-	-	-	-	-	-	0.11	0.47	0.75	0.87

For speeds exceeding 33 m/s, SKF recommends using dynamically balanced pulleys made of steel.

Correction factors

Table 7

Arc of contact power correction factor C_3		
$\frac{D-d}{CC} \cdot \alpha$	Arc of contact on small pulley	Arc of contact correction factor C_3
mm	deg.	-
0,00	180	1,00
0,05	177	0,99
0,10	174	0,99
0,15	171	0,98
0,20	169	0,97
0,25	166	0,97
0,30	163	0,96
0,35	160	0,95
0,40	157	0,94
0,45	154	0,93
0,50	151	0,93
0,55	148	0,92
0,60	145	0,91
0,65	142	0,90
0,70	139	0,89
0,75	136	0,88
0,80	133	0,87
0,85	130	0,86
0,90	127	0,85
0,95	123	0,83
1,00	120	0,82
1,05	117	0,81
1,10	113	0,80
1,15	100	0,78
1,20	107	0,77
1,25	104	0,75
1,30	101	0,73
1,35	97	0,72
1,40	93	0,70

*D Large pulley diameter
d Small pulley diameter
CC Centre to centre distance

Table 8

Belt length correction factor C_1										
Belt length	Correction factor									
	SPZ	SPA	SPB	SPC	8V	Z	A	B	C	D
	SPZ-XP	SPA-XP	SPB-XP	SPC-XP	8V-XP	ZX	AX	BX	CX	
	XPZ	XPA	XPB	XPC						
	3V		5V							
	3V-XP		5V-XP							
	3VX		5VX							
mm	-									
400	0,50					0,87	0,68			
475	0,65					0,90	0,74	0,64		
530	0,74					0,93	0,78	0,70		
630	0,82	0,77				0,96	0,81	0,76		
710	0,84	0,79				0,99	0,83	0,78		
900	0,88	0,83	0,76			1,05	0,87	0,82	0,73	
1 000	0,90	0,85	0,78			1,06	0,89	0,84	0,76	
1 120	0,93	0,87	0,80			1,08	0,91	0,86	0,78	
1 250	0,95	0,89	0,82			1,11	0,93	0,88	0,80	
1 400	0,96	0,91	0,84	0,70		1,14	0,96	0,90	0,82	
1 600	1,00	0,93	0,86	0,74		1,17	0,99	0,93	0,84	
1 800	1,01	0,95	0,88	0,77		1,22	1,01	0,95	0,86	
2 000	1,02	0,96	0,90	0,80	0,78	1,25	1,03	0,98	0,88	0,78
2 240	1,05	0,98	0,92	0,83	0,80	1,28	1,06	1,00	0,91	0,80
2 500	1,07	1,00	0,94	0,86	0,80	1,29	1,09	1,03	0,93	0,82
2 800	1,09	1,02	0,96	0,88	0,82	1,29	1,11	1,05	0,95	0,84
3 150	1,11	1,04	0,98	0,90	0,84		1,13	1,07	0,97	0,86
3 550	1,13	1,06	1,00	0,92	0,86		1,15	1,09	0,99	0,88
4 000	1,13	1,08	1,02	0,94	0,89		1,17	1,13	1,02	0,91
4 500	1,13	1,09	1,04	0,96	0,91		1,17	1,15	1,04	0,93
5 000		1,09	1,06	0,98	0,94		1,17	1,18	1,07	0,96
5 600		1,09	1,08	1,00	0,96		1,17	1,20	1,09	0,98
6 300			1,10	1,02	0,99		1,17	1,23	1,12	1,01
7 100			1,12	1,04	1,02			1,23	1,15	1,04
8 000			1,14	1,06	1,04			1,23	1,18	1,06
9 000			1,14	1,08	1,07			1,23	1,21	1,09
10 000			1,14	1,10	1,09			1,23	1,23	1,11
11 200				1,12	1,12				1,23	1,14
12 500				1,14	1,15				1,23	1,17



Poleas trapeciales estrechas QD



Perfil 3V

3 Canales

Diámetro Primitivo (PD)	Diámetro Externo (OD)	Tipo de Polea	Buje	Orificio		E	L	M	Peso lbs	Peso kg	Designación
				min	max						
2,45	2,50	E-1	JA	1/2	1 1/4	1 13/32	1	29/32	1,8	0,8	PHP 3-3V250-JA
2,60	2,65	D-1	JA	1/2	1 1/4	3/8	1	7/8	2,2	1,0	PHP 3-3V265-JA
2,75	2,80	D-1	JA	1/2	1 1/4	3/8	1	7/8	3,1	1,4	PHP 3-3V280-JA
2,95	3,00	E-1	SH	1/2	1 5/8	1 5/32	1 5/16	31/32	3,7	1,7	PHP 3-3V300-SH
3,10	3,15	E-1	SH	1/2	1 5/8	1 5/32	1 5/16	31/32	4,0	1,8	PHP 3-3V315-SH
3,30	3,35	D-1	SH	1/2	1 5/8	17/32	1 5/16	23/32	4,2	1,9	PHP 3-3V335-SH
3,60	3,65	D-1	SH	1/2	1 5/8	17/32	1 5/16	23/32	5,1	2,3	PHP 3-3V365-SH
4,07	4,12	A-1	SH	1/2	1 5/8	5/32	1 5/16	5/32	6,2	2,8	PHP 3-3V412-SH
4,45	4,50	A-1	SDS	1/2	2	1/32	1 5/16	5/32	7,7	3,5	PHP 3-3V450-SDS
4,70	4,75	A-1	SDS	1/2	2	1/32	1 5/16	5/32	8,8	4,0	PHP 3-3V475-SDS
4,95	5,00	A-1	SDS	1/2	2	1/32	1 5/16	5/32	9,9	4,5	PHP 3-3V500-SDS
5,25	5,30	A-1	SDS	1/2	2	1/32	1 5/16	5/32	11,5	5,2	PHP 3-3V530-SDS
5,55	5,60	A-1	SDS	1/2	2	1/32	1 5/16	5/32	13,2	6,0	PHP 3-3V560-SDS
5,95	6,00	A-2	SDS	1/2	2	1/32	1 5/16	5/32	15,4	7,0	PHP 3-3V600-SDS
6,45	6,50	A-2	SDS	1/2	2	1/32	1 5/16	5/32	17,9	8,1	PHP 3-3V650-SDS
6,85	6,90	A-2	SDS	1/2	2	1/32	1 5/16	5/32	19,6	8,9	PHP 3-3V690-SDS
7,95	8,00	D-2	SK	1/2	2 5/8	17/32	1 5/16	3/32	24,9	11,3	PHP 3-3V800-SK
10,55	10,60	D-3	SK	1/2	2 5/8	17/32	1 5/16	3/32	30,9	14,0	PHP 3-3V1060-SK
13,95	14,00	D-3	SK	1/2	2 5/8	17/32	1 5/16	3/32	47,6	21,6	PHP 3-3V1400-SK
15,95	16,00	D-3	SK	1/2	2 5/8	17/32	1 5/16	3/32	55,6	25,2	PHP 3-3V1600-SK
18,95	19,00	D-3	SF	1/2	2 15/16	19/32	2 1/16	1/32	70,8	32,1	PHP 3-3V1900-SF
24,95	25,00	D-3	SF	1/2	2 15/16	19/32	2 1/16	1/32	110,2	50,0	PHP 3-3V2500-SF
33,45	33,50	D-3	SF	7/8	3 1/2	19/32	2 1/16	1/32	172,0	78,0	PHP 3-3V3350-SF

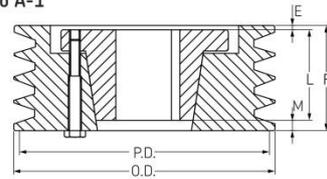
F = 1 1/2" (38,10 mm)

4 Canales

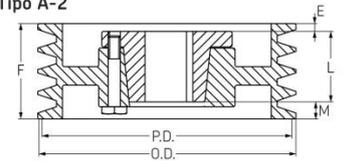
Diámetro Primitivo (PD)	Diámetro Externo (OD)	Tipo de Polea	Buje	Orificio		E	L	M	Peso lbs	Peso kg	Designación
				min	max						
2,60	2,65	D-1	JA	1/2	1 1/4	3/8	1	19/32	2,9	1,3	PHP 4-3V265-JA
2,75	2,80	D-1	JA	1/2	1 1/4	3/8	1	19/32	3,7	1,7	PHP 4-3V280-JA
2,95	3,00	E-1	SH	1/2	1 5/8	1/2	1 5/16	29/32	4,4	2,0	PHP 4-3V300-SH
3,10	3,15	E-1	SH	1/2	1 5/8	11/2	1 5/16	29/32	4,9	2,2	PHP 4-3V315-SH
3,30	3,35	D-1	SH	1/2	1 5/8	17/32	1 5/16	1 1/8	5,1	2,3	PHP 4-3V335-SH
3,60	3,65	D-1	SH	1/2	1 5/8	17/32	1 5/16	1 1/8	6,2	2,8	PHP 4-3V365-SH
4,07	4,12	A-1	SH	1/2	1 5/8	5/32	1 5/16	7/16	7,5	3,4	PHP 4-3V412-SH
4,45	4,50	A-1	SDS	1/2	2	5/32	1 5/16	7/16	8,8	4,0	PHP 4-3V450-SDS
4,70	4,75	A-1	SDS	1/2	2	5/32	1 5/16	7/16	10,1	4,6	PHP 4-3V475-SDS
4,95	5,00	A-1	SDS	1/2	2	5/32	1 5/16	7/16	11,5	5,2	PHP 4-3V500-SDS
5,25	5,30	A-1	SDS	1/2	2	5/32	1 5/16	7/16	12,8	5,8	PHP 4-3V530-SDS
5,55	5,60	A-1	SDS	1/2	2	5/32	1 5/16	7/16	15,0	6,8	PHP 4-3V560-SDS
5,95	6,00	D-1	SK	1/2	2 5/8	5/32	1 5/16	1/8	18,3	8,3	PHP 4-3V600-SK
6,45	6,50	D-1	SK	1/2	2 5/8	5/32	1 5/16	1/8	22,0	10,0	PHP 4-3V650-SK
6,85	6,90	D-1	SK	1/2	2 5/8	5/32	1 5/16	1/8	26,2	11,9	PHP 4-3V690-SK
7,95	8,00	D-2	SK	1/2	2 5/8	5/32	1 5/16	1/8	28,7	13,0	PHP 4-3V800-SK
10,55	10,60	D-3	SK	1/2	2 5/8	5/32	1 5/16	1/8	36,4	16,5	PHP 4-3V1060-SK
13,95	14,00	D-3	SK	1/2	2 5/8	5/32	1 5/16	1/8	49,6	22,5	PHP 4-3V1400-SK
15,95	16,00	D-3	SK	1/2	2 5/8	5/32	1 5/16	1/8	61,3	27,8	PHP 4-3V1600-SK
18,95	19,00	D-3	SF	1/2	2 15/16	7/32	2 1/16	1/16	77,2	35,0	PHP 4-3V1900-SF
24,95	25,00	D-3	SF	1/2	2 15/16	7/32	2 1/16	1/16	125,7	57,0	PHP 4-3V2500-SF
33,45	33,50	C-3	E	7/8	3 1/2	21/32	2 3/4	3/16	185,2	84,0	PHP 4-3V3350-E

F = 1 29/32" (48,42 mm)

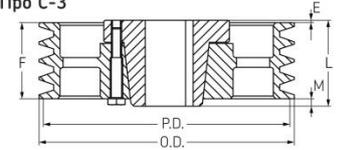
Tipo A-1



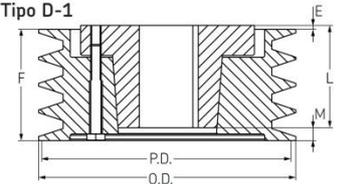
Tipo A-2



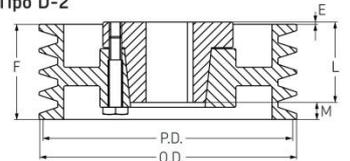
Tipo C-3



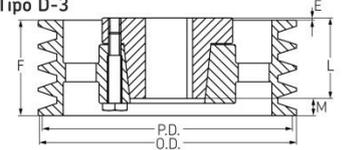
Tipo D-1



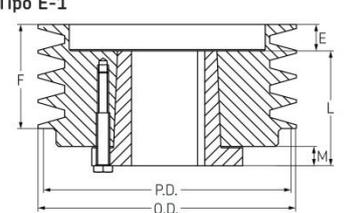
Tipo D-2



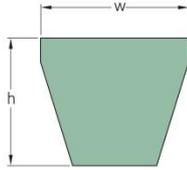
Tipo D-3



Tipo E-1



SKF Wrapped Narrow Wedge Belts
3V/9N | 5V/15N | 8V/25N



Section	Dimensions				Designation	Section	Dimensions				Designation	
	Outside length		w	h			Outside length		w	h		
	mm	in.			mm	mm		mm			in.	mm
3V/9N	635	25.0	9	8	PHG 3V250	5V/15N	5 080	200.0	15	13	PHG 5V2000	
	673	26.5	9	8	PHG 3V265		5 385	212.0	15	13	PHG 5V2120	
	711	28.0	9	8	PHG 3V280		5 690	224.0	15	13	PHG 5V2240	
	762	30.0	9	8	PHG 3V300		5 994	236.0	15	13	PHG 5V2360	
	800	31.5	9	8	PHG 3V315		6 350	250.0	15	13	PHG 5V2500	
	851	33.5	9	8	PHG 3V335		6 731	265.0	15	13	PHG 5V2650	
	902	35.5	9	8	PHG 3V355		7 112	280.0	15	13	PHG 5V2800	
	953	37.5	9	8	PHG 3V375		7 620	300.0	15	13	PHG 5V3000	
	1 016	40.0	9	8	PHG 3V400		8 001	315.0	15	13	PHG 5V3150	
	1 080	42.5	9	8	PHG 3V425		8 509	335.0	15	13	PHG 5V3350	
	1 143	45.0	9	8	PHG 3V450		9 017	355.0	15	13	PHG 5V3550	
	1 207	47.5	9	8	PHG 3V475			8V/25N	2 540	100.0	25	23
	1 270	50.0	9	8	PHG 3V500		2 692		106.0	25	23	PHG 8V1060
	1 346	53.0	9	8	PHG 3V530		2 845		112.0	25	23	PHG 8V1120
	1 422	56.0	9	8	PHG 3V560		2 997		118.0	25	23	PHG 8V1180
	1 524	60.0	9	8	PHG 3V600		3 175		125.0	25	23	PHG 8V1250
	1 600	63.0	9	8	PHG 3V630		3 353		132.0	25	23	PHG 8V1320
	1 702	67.0	9	8	PHG 3V670		3 556		140.0	25	23	PHG 8V1400
	1 803	71.0	9	8	PHG 3V710		3 810		150.0	25	23	PHG 8V1500
	1 905	75.0	9	8	PHG 3V750		4 064		160.0	25	23	PHG 8V1600
2 032	80.0	9	8	PHG 3V800	4 318	170.0	25		23	PHG 8V1700		
2 159	85.0	9	8	PHG 3V850	4 572	180.0	25	23	PHG 8V1800			
2 286	90.0	9	8	PHG 3V900	4 826	190.0	25	23	PHG 8V1900			
2 413	95.0	9	8	PHG 3V950	5 080	200.0	25	23	PHG 8V2000			
2 540	100.0	9	8	PHG 3V1000	5 385	212.0	25	23	PHG 8V2120			
2 692	106.0	9	8	PHG 3V1060	5 690	224.0	25	23	PHG 8V2240			
2 845	112.0	9	8	PHG 3V1120	5 994	236.0	25	23	PHG 8V2360			
2 997	118.0	9	8	PHG 3V1180	6 350	250.0	25	23	PHG 8V2500			
3 175	125.0	9	8	PHG 3V1250	6 731	265.0	25	23	PHG 8V2650			
3 353	132.0	9	8	PHG 3V1320	7 112	280.0	25	23	PHG 8V2800			
3 556	140.0	9	8	PHG 3V1400	7 620	300.0	25	23	PHG 8V3000			
5V/15N	1 346	53.0	15	13	PHG 5V530	8 001	315.0	25	23	PHG 8V3150		
	1 422	56.0	15	13	PHG 5V560	8 509	335.0	25	23	PHG 8V3350		
	1 524	60.0	15	13	PHG 5V600	9 017	355.0	25	23	PHG 8V3550		
	1 600	63.0	15	13	PHG 5V630	9 525	375.0	25	23	PHG 8V3750		
	1 702	67.0	15	13	PHG 5V670	10 160	400.0	25	23	PHG 8V4000		
	1 803	71.0	15	13	PHG 5V710	10 795	425.0	25	23	PHG 8V4250		
	1 905	75.0	15	13	PHG 5V750	11 430	450.0	25	23	PHG 8V4500		
	2 032	80.0	15	13	PHG 5V800	12 065	475.0	25	23	PHG 8V4750		
	2 159	85.0	15	13	PHG 5V850	12 700	500.0	25	23	PHG 8V5000		
	2 286	90.0	15	13	PHG 5V900							
	2 413	95.0	15	13	PHG 5V950							
	2 540	100.0	15	13	PHG 5V1000							
	2 692	106.0	15	13	PHG 5V1060							
	2 845	112.0	15	13	PHG 5V1120							
	2 997	118.0	15	13	PHG 5V1180							
	3 175	125.0	15	13	PHG 5V1250							
	3 353	132.0	15	13	PHG 5V1320							
	3 556	140.0	15	13	PHG 5V1400							
	3 810	150.0	15	13	PHG 5V1500							
	4 064	160.0	15	13	PHG 5V1600							
4 318	170.0	15	13	PHG 5V1700								
4 572	180.0	15	13	PHG 5V1800								
4 826	190.0	15	13	PHG 5V1900								

Non-standard lengths are also available.

Orificios en Pulgadas

Bujes	Orificios	Chavetero
JA	$\frac{3}{8} - \frac{7}{8}$	Sin Chaveta
	$\frac{1}{2} - 1$	STD
	$1 \frac{1}{16} - 1 \frac{1}{8}$	$\frac{1}{4} - \frac{1}{16}$
	$1 \frac{3}{16}$	$\frac{1}{4} - \frac{1}{16}$
SH	$1 \frac{1}{4}$	Sin Chaveta
	$\frac{1}{2} - 1 \frac{3}{8}$	STD
	$1 \frac{7}{16} - 1 \frac{1}{2}$	$\frac{3}{8} \times \frac{1}{16}$
	$1 \frac{9}{16} - 1 \frac{5}{8}$	$\frac{3}{8} \times \frac{1}{16}$
SDS	$1 \frac{11}{16}$	Sin Chaveta
	$\frac{1}{2} - 1 \frac{11}{16}$	STD
	$1 \frac{3}{4}$	$\frac{3}{8} \times \frac{1}{8}$
	$1 \frac{13}{16}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{8}$
SD	$1 \frac{7}{8} - 1 \frac{15}{16}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{16}$
	2	Sin Chaveta
	$\frac{1}{2} - 1 \frac{11}{16}$	STD
	$1 \frac{3}{4}$	$\frac{3}{8} \times \frac{1}{8}$
SK	$1 \frac{13}{16}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{8}$
	$1 \frac{7}{8}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{16}$
	$1 \frac{15}{16}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{16}$
	2	Sin Chaveta
SF	$\frac{1}{2} - 2 \frac{1}{8}$	STD
	$2 \frac{3}{16} - 2 \frac{1}{4}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{8}$
	$2 \frac{5}{16} - 2 \frac{1}{2}$	$\frac{5}{8} \times \frac{1}{16}$
	$2 \frac{9}{16} - 2 \frac{5}{8}$	Sin Chaveta
E	$\frac{1}{2} - 2 \frac{1}{4}$	STD
	$2 \frac{7}{16} - 2 \frac{1}{2}$	$\frac{7}{8} \times \frac{1}{16}$
	$2 \frac{9}{16} - 2 \frac{3}{4}$	$\frac{5}{8} \times \frac{1}{16}$
	$2 \frac{13}{16} - 2 \frac{7}{8}$	$\frac{3}{4} \times \frac{1}{16}$

Orificios Métricos

Buje	Orificio (mm)	Chaveta - WxT (mm)*
SH	24, 25	8 x 7
	28, 30	
	32, 35	10 x 8
SDS	24, 25	8 x 7
	28, 30	
	32, 35	10 x 8
SD	38	
	40, 42	12 x 8
	24, 25	8 x 7
SK	28, 30	
	32, 35	10 x 8
	38	
	40, 42	12 x 8
SF	24, 25	8 x 7
	28, 30	
	32, 35	10 x 8
	38	
E	40, 42	12 x 8
	48, 50	14 x 9
	55	16 x 10
	60	18 x 11

APÉNDICE B
SECCIONES UTILIZADAS DEL CATALOGO DE SKF PARA
PIÑONES- ALTERNATIVA DE CATALOGO DE MARTIN

Power Rating Tables (kW) – ANSI Chains

Table 10d

50-1 (10A-1); (15.875 mm Pitch) Power ratings in kilowatt (ANSI standard)

No of teeth	Pitch circle Dia.	rpm of small (faster) sprocket z ₁															
		10	25	50	100	140	200	300	500	700	900	1 200	1 500	1 800	2 100	2 500	3 000
13	66,34	0,10	0,23	0,46	0,89	1,22	1,72	2,54	4,15	5,73	7,29	9,61	7,03	5,34	4,24	3,27	2,48
15	76,35	0,11	0,27	0,52	1,02	1,41	1,98	2,93	4,78	6,61	8,41	11,09	8,71	6,62	5,26	4,04	3,08
17	86,39	0,13	0,31	0,60	1,16	1,60	2,25	3,32	5,42	7,49	9,53	12,57	10,50	7,99	6,34	4,89	3,72
19	96,45	0,14	0,34	0,66	1,29	1,78	2,51	3,72	6,06	8,37	10,65	14,05	12,41	9,44	7,50	5,77	4,39
21	106,51	0,16	0,38	0,73	1,43	1,98	2,78	4,10	6,70	9,25	11,78	15,52	14,43	10,97	8,71	6,71	5,10
23	116,59	0,17	0,41	0,81	1,57	2,16	3,04	4,49	7,33	10,13	12,90	17,00	16,53	12,58	9,98	7,68	5,85
25	126,66	0,19	0,45	0,87	1,70	2,35	3,31	4,89	7,97	11,02	14,02	18,48	18,73	14,26	11,31	8,71	6,62
Lubrication method		TYPE 1					TYPE 2					TYPE 3					

B

Table 10e

60-1 (12A-1); (19.05 mm Pitch) Power ratings in kilowatt (ANSI standard)

No of teeth	Pitch circle Dia.	rpm of small (faster) sprocket z ₁															
		10	25	50	100	120	200	400	600	800	1 000	1 200	1 400	1 800	2 000	2 500	3 000
13	79,60	0,16	0,40	0,78	1,52	1,81	2,95	5,75	7,12	11,19	13,86	11,36	9,01	6,18	5,28	3,77	2,87
15	91,62	0,19	0,46	0,90	1,75	2,09	3,41	6,64	8,22	12,91	15,99	14,08	11,18	7,66	6,54	4,68	3,56
17	103,67	0,22	0,52	1,02	1,98	2,36	3,86	7,52	9,32	14,64	18,13	16,99	13,48	9,25	7,89	5,65	4,30
19	115,74	0,25	0,59	1,14	2,22	2,65	4,32	8,41	10,41	16,35	20,26	20,07	15,93	10,93	9,33	6,68	5,08
21	127,82	0,27	0,65	1,26	2,45	2,92	4,77	9,30	11,51	18,08	22,39	23,32	18,51	12,70	10,84	7,76	5,90
23	139,90	0,30	0,71	1,38	2,69	3,20	5,23	10,18	12,61	19,80	24,53	26,74	21,22	14,55	12,43	8,89	6,77
25	151,99	0,32	0,78	1,50	2,92	3,48	5,68	11,06	13,70	21,52	26,66	30,30	24,04	16,49	14,08	10,08	7,66
Lubrication method		TYPE 1				TYPE 2				TYPE 3							

Table 10f

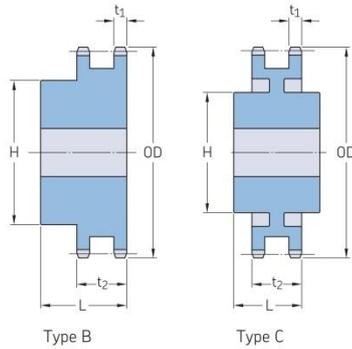
60H-1; (19.05 mm Pitch) Power ratings in kilowatt (ANSI standard)

No of teeth	Pitch circle Dia.	rpm of small (faster) sprocket z ₁															
		10	25	50	90	100	200	400	600	800	1 000	1 200	1 400	1 800	2 000	2 500	3 000
13	79,60	0,19	0,46	0,90	1,59	1,75	3,42	6,64	9,80	12,92	14,93	11,36	9,01	6,18	5,28	3,77	2,87
15	91,62	0,22	0,54	1,04	1,83	2,02	3,94	7,66	11,31	14,91	18,47	14,08	11,18	7,66	6,54	4,68	3,56
17	103,67	0,25	0,60	1,18	2,07	2,30	4,47	8,68	12,82	16,90	20,93	16,99	13,48	9,25	7,89	5,65	4,30
19	115,74	0,28	0,68	1,32	2,32	2,57	4,99	9,71	14,33	18,89	23,39	20,07	15,93	10,93	9,33	6,68	5,08
21	127,82	0,31	0,75	1,45	2,57	2,83	5,51	10,73	15,84	20,87	25,86	23,32	18,51	15,15	10,84	7,76	5,90
23	139,90	0,34	0,82	1,60	2,80	3,10	6,04	11,75	17,34	22,86	28,33	26,74	21,22	14,55	12,43	8,89	6,77
25	151,99	0,37	0,90	1,74	3,05	3,37	6,56	12,77	18,85	24,85	30,79	30,30	24,04	16,49	14,08	10,08	7,66
Lubrication method		TYPE 1				TYPE 2				TYPE 3							

For multiple strand ratings – Refer multiple strand factor multiplier on page.
For requirements at faster speeds, or sprocket sizes contact SKF

ANSI sprockets, duplex, pilot bore

ANSI 40-2 · 12,70 mm (1/2") pitch | ANSI 50-2 · 15,88 mm (5/8") pitch | ANSI 60-2 · 19,05 mm (3/4") pitch



Pitch	Number of teeth	Outside diameter	Type	Dimensions Bore				Plate thickness		Mass	Designation		
				Min.	Max.	H	L	t ₁	t ₂				
mm	in.	mm	-	mm				mm	mm	kg	-		
12,70	1/2	60	249,94	B	23,81	63,50	95,25	44,45	6,990	21,360	8,44	PHS 40-2B60	
		68	282,45	B	30,16	69,85	107,95	53,98	6,990	21,360	11,32	PHS 40-2B68	
		72	298,45	B	30,16	69,85	107,95	53,98	6,990	21,360	12,65	PHS 40-2B72	
		76	314,71	B	30,16	69,85	107,95	53,98	6,990	21,360	13,69	PHS 40-2B76	
		84	346,96	B	30,16	69,85	107,95	53,98	6,990	21,360	16,44	PHS 40-2B84	
		95	391,41	B	30,16	69,85	107,95	53,98	6,990	21,360	17,62	PHS 40-2B95	
	15,88	5/8	96	395,48	B	30,16	69,85	107,95	53,98	6,990	21,360	17,92	PHS 40-2B96
			102	419,86	B	30,16	69,85	107,95	53,98	6,990	21,360	19,38	PHS 40-2B102
			112	460,25	B	30,16	69,85	107,95	53,98	6,990	21,360	25,19	PHS 40-2B112
			11	63,50	B	15,88	23,81	37,31	44,45	8,430	26,540	0,44	PHS 50-2BH11
			12	68,83	B	15,88	28,58	42,86	44,45	8,430	26,540	0,57	PHS 50-2BH12
			13	73,91	B	15,88	33,34	47,63	44,45	8,430	26,540	0,71	PHS 50-2BH13
15,88	5/8	14	78,99	B	15,88	34,93	52,39	44,45	8,430	26,540	0,84	PHS 50-2BH14	
		15	84,33	B	19,05	38,10	58,74	44,45	8,430	26,540	1,01	PHS 50-2BH15	
		16	89,71	B	19,05	41,27	63,50	44,45	8,430	26,540	1,18	PHS 50-2BH16	
		17	94,49	B	19,05	47,63	68,26	44,45	8,430	26,540	1,38	PHS 50-2BH17	
		18	99,37	B	25,40	47,63	73,02	44,45	8,430	26,540	1,62	PHS 50-2BH18	
		19	104,65	B	25,40	53,98	79,38	44,45	8,430	26,540	1,77	PHS 50-2BH19	
		20	109,73	B	25,40	57,15	82,55	44,45	8,430	26,540	1,93	PHS 50-2BH20	
		21	114,81	B	25,40	60,33	88,90	44,45	8,430	26,540	2,22	PHS 50-2BH21	
		22	119,89	B	25,40	60,33	90,49	47,63	8,430	26,540	2,53	PHS 50-2BH22	
		23	124,97	B	25,40	63,50	92,08	47,63	8,430	26,540	2,77	PHS 50-2BH23	
		24	130,05	B	25,40	63,50	92,08	47,63	8,430	26,540	2,95	PHS 50-2BH24	
		25	135,13	B	25,40	63,50	92,08	47,63	8,430	26,540	3,15	PHS 50-2BH25	
		26	140,21	B	25,40	63,50	95,25	47,63	8,430	26,540	3,42	PHS 50-2B26	
		30	160,53	B	25,40	63,50	95,25	47,63	8,430	26,540	4,26	PHS 50-2B30	
		32	170,69	B	25,40	63,50	95,25	47,63	8,430	26,540	4,74	PHS 50-2B32	
		35	185,93	B	25,40	63,50	95,25	47,63	8,430	26,540	5,57	PHS 50-2B35	
		36	191,01	B	30,16	69,85	101,60	53,98	8,430	26,540	6,32	PHS 50-2B36	
		40	211,33	B	30,16	69,85	101,60	53,98	8,430	26,540	7,50	PHS 50-2B40	
		42	221,69	B	30,16	69,85	101,60	53,98	8,430	26,540	8,13	PHS 50-2B42	
		45	236,47	B	30,16	69,85	101,60	53,98	8,430	26,540	9,21	PHS 50-2B45	
		48	251,71	B	30,16	69,85	107,95	60,33	8,430	26,540	10,92	PHS 50-2B48	
		52	272,03	B	30,16	69,85	107,95	60,33	8,430	26,540	12,44	PHS 50-2B52	
		54	282,19	B	30,16	69,85	107,95	60,33	8,430	26,540	13,23	PHS 50-2B54	
		60	312,42	B	33,34	76,20	114,30	60,33	8,430	26,540	16,27	PHS 50-2B60	
68	352,81	B	33,34	76,20	114,30	60,33	8,430	26,540	20,40	PHS 50-2B68			
72	373,13	B	33,34	76,20	114,30	60,33	8,430	26,540	22,78	PHS 50-2B72			
76	393,45	B	33,34	76,20	114,30	60,33	8,430	26,540	20,70	PHS 50-2B76			
84	433,83	B	33,34	76,20	114,30	60,33	8,430	26,540	23,42	PHS 50-2B84			
95	489,46	B	33,34	76,20	114,30	60,33	8,430	26,540	29,18	PHS 50-2B95			
96	494,54	B	33,34	76,20	114,30	60,33	8,430	26,540	30,58	PHS 50-2B96			
102	524,76	B	33,34	76,20	114,30	60,33	8,430	26,540	32,97	PHS 50-2B102			
112	575,31	B	33,34	84,14	133,35	60,33	8,430	26,540	40,92	PHS 50-2B112			
19,05	3/4	11	76,20	B	25,40	31,75	46,04	53,98	11,280	34,060	0,73	PHS 60-2BH11	
		12	82,55	B	25,40	36,51	53,98	53,98	11,280	34,060	1,00	PHS 60-2BH12	
		13	88,65	B	25,40	38,10	57,15	53,98	11,280	34,060	1,18	PHS 60-2BH13	
		14	95,00	B	25,40	44,45	63,50	53,98	11,280	34,060	1,47	PHS 60-2BH14	
		15	101,09	B	25,40	47,63	71,44	53,98	11,280	34,060	1,80	PHS 60-2BH15	
		16	107,19	B	25,40	50,80	76,20	53,98	11,280	34,060	2,10	PHS 60-2BH16	
		17	113,28	B	25,40	57,15	82,55	53,98	11,280	34,060	2,45	PHS 60-2BH17	
		18	119,38	B	25,40	60,33	88,90	53,98	11,280	34,060	2,83	PHS 60-2BH18	
		19	125,73	B	25,40	63,50	93,66	53,98	11,280	34,060	3,18	PHS 60-2BH19	
		20	131,83	B	25,40	63,50	95,25	53,98	11,280	34,060	3,50	PHS 60-2BH20	

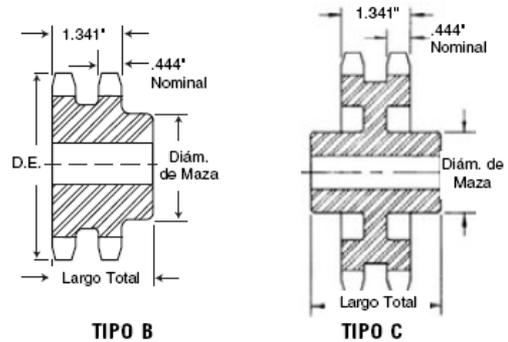
Maximum bores can accommodate standard keyways. Larger bores are available where a shallow keyway is used or no keyway is required. All Type B or C sprockets, up to and including 25 teeth, are with hardened teeth as standard. For any additional size sprockets with hardened teeth, add "H" before the number of teeth, e.g. PHS 35-2BH12.

Doble - Tipo B y C

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro Exterior	Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
				Piloto	Máx.	Diám.	Largo Total	
11	D60B11H	3.000	B	1	1 1/4	1 1/4	2 1/2	1.62
12	D60B12H	3.250	B	1	1 1/2	2	2 1/2	2.20
13	D60B13H	3.490	B	1	1 1/2	2 1/2	2 1/2	2.60
14	D60B14H	3.740	B	1	1 1/2	2 1/2	2 1/2	3.24
15	D60B15H	3.990	B	1	1 1/2	2 1/2	2 1/2	3.96
16	D60B16H	4.220	B	1	2	3	2 1/2	4.62
17	D60B17H	4.460	B	1	2 1/4	3 1/4	2 1/2	5.40
18	D60B18H	4.700	B	1	2 1/2	3 1/2	2 1/2	6.24
19	D60B19H	4.950	B	1	2 1/2	3 1/2	2 1/2	7.00
20	D60B20H	5.190	B	1	2 1/2	3 1/2	2 1/2	7.72
21	D60B21H	5.430	B	1	2 1/2	4	2 1/2	8.82
22	D60B22H	5.670	B	1	2 1/2	4	2 1/2	9.68
23	D60B23H	5.910	B	1	2 1/2	4	2 1/2	10.30
24	D60B24H	6.150	B	1	2 1/2	4	2 1/2	11.14
25	D60B25H	6.390	B	1	2 1/2	4	2 1/2	11.96
26	D60B26	6.630	B	1	2 1/2	4	2 1/2	12.70
30	D60B30	7.500	B	1	2 1/2	4	2 1/2	16.36
32	D60B32	8.070	B	1 1/4	3	4 1/2	2 1/2	19.52
35	D60B35	8.780	B	1 1/4	3	4 1/2	2 1/2	22.80
36	D60B36	9.020	B	1 1/4	3	4 1/2	2 1/2	23.82
40	D60B40	9.980	B	1 1/4	3 1/4	4 1/2	2 1/2	30.84
42	D60B42	10.460	B	1 1/4	3 1/4	4 1/2	2 1/2	33.08
45	D60B45	11.180	B	1 1/4	3 1/4	4 1/2	2 1/2	37.08
52	D60B52	12.850	B	1 1/4	3 1/4	4 1/2	2 1/2	48.70
60	D60B60	14.760	B	1 1/4	3 1/4	4 1/2	2 1/2	63.10
68	D60C68	16.670	C	1 1/4	3 1/2	5	3	53.68
72	D60C72	17.630	C	1 1/4	3 1/2	5	3	53.74
76	D60C76	18.580	C	1 1/4	3 1/2	5	3	60.28
95	D60C95	23.120	C	1 1/4	3 1/2	5 1/2	3 1/2	87.14

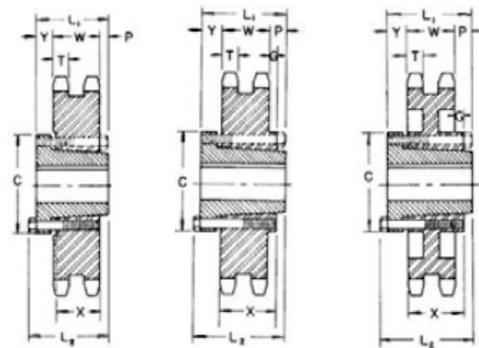
Los barrenos máximos indicados permiten que el muñero sea de dimensiones estándar con el opresor sobre el muñero. Se pueden obtener barrenos ligeramente mayores sin muñero, con muñero plano o con el opresor formando ángulo con el muñero.

NOTA: Los Sprockets dobles en existencia paso 60 de 25 dientes o menos tiene dientes endurecidos. El sufijo "H" en el número de parte indica que el sprocket tiene dientes endurecidos.



TIPO B

TIPO C

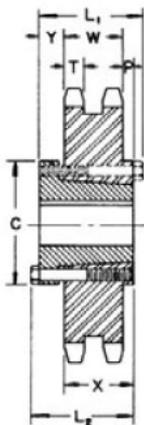


QD — TIPO C₁

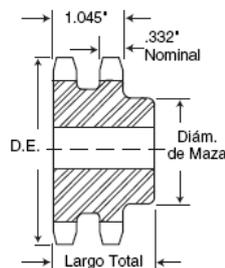
QD — TIPO C₂

QD — TIPO C₃

Para Conocer



QD — TIPO C



TIPO B

Para Conocer
Cargos por
Alteración
llame a *Martin*

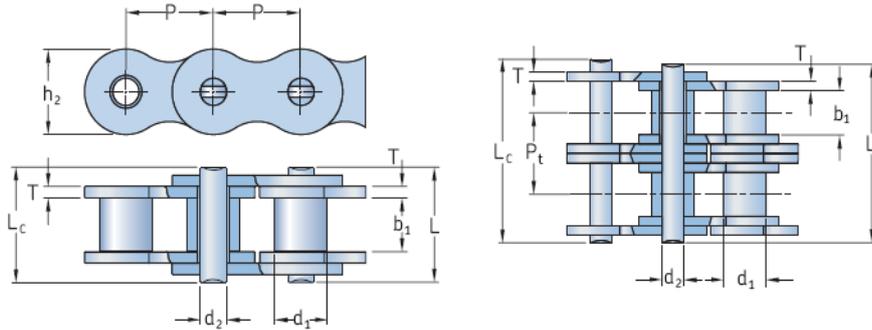
Doble - Tipo B

No. de Dientes	Número de Parte	Diámetro Exterior	Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
				Piloto	Barreno Máximo	Diám.	Largo Total	
11	D50B11H	2.500	B	5/8	5/8	1 1/2	1 1/2	.96
12	D50B12H	2.710	B	5/8	1 1/8	1 1/2	1 1/2	1.25
13	D50B13H	2.910	B	5/8	1 1/8	1 1/2	1 1/2	1.56
14	D50B14H	3.110	B	5/8	1 1/2	2 1/2	1 1/2	1.86
15	D50B15H	3.320	B	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	2.22
16	D50B16H	3.520	B	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	2.62
17	D50B17H	3.720	B	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	3.04
18	D50B18H	3.920	B	3/4	1 1/2	2 1/2	1 1/2	3.58
19	D50B19H	4.120	B	1	2 1/2	3 1/2	1 1/2	3.90
20	D50B20H	4.320	B	1	2 1/2	3 1/2	1 1/2	4.26
21	D50B21H	4.520	B	1	2 1/2	3 1/2	1 1/2	4.90
22	D50B22H	4.720	B	1	2 1/2	3 1/2	1 1/2	5.58
23	D50B23H	4.920	B	1	2 1/2	3 1/2	1 1/2	6.10
24	D50B24H	5.120	B	1	2 1/2	3 1/2	1 1/2	6.50
25	D50B25H	5.320	B	1	2 1/2	3 1/2	1 1/2	6.94
26	D50B26	5.520	B	1	2 1/2	3 1/2	1 1/2	7.54
30	D50B30	6.320	B	1	2 1/2	3 1/2	1 1/2	9.40
32	D50B32	6.720	B	1	2 1/2	3 1/2	1 1/2	10.46
35	D50B35	7.320	B	1	2 1/2	3 1/2	1 1/2	12.28
36	D50B36	7.520	B	1 1/4	2 1/2	4	2 1/2	13.94
40	D50B40	8.320	B	1 1/4	2 1/2	4	2 1/2	16.54
42	D50B42	8.720	B	1 1/4	2 1/2	4	2 1/2	17.92
45	D50B45	9.310	B	1 1/4	2 1/2	4	2 1/2	20.30
48	D50B48	9.910	B	1 1/4	2 1/2	4 1/2	2 1/2	24.08
52	D50B52	10.710	B	1 1/4	2 1/2	4 1/2	2 1/2	27.42
54	D50B54	11.110	B	1 1/4	2 1/2	4 1/2	2 1/2	29.16
60	D50B60	12.300	B	1 1/4	3	4 1/2	2 1/2	35.88
68	D50B68	13.890	B	1 1/4	3	4 1/2	2 1/2	44.98
72	D50B72	14.690	B	1 1/2	3	4 1/2	2 1/2	50.22
76	D50B76	15.490	B	1 1/2	3	4 1/2	2 1/2	45.64
84	D50B84	17.080	B	1 1/2	3	4 1/2	2 1/2	51.64
95	D50B95	19.270	B	1 1/2	3	4 1/2	2 1/2	64.32
96	D50B96	19.470	B	1 1/2	3	4 1/2	2 1/2	67.42
102	D50B102	20.660	B	1 1/2	3	4 1/2	2 1/2	72.68
112	D50B112	22.650	B	1 1/2	3 1/2	5 1/2	2 1/2	90.22

Los barrenos máximos indicados permiten que el muñero sea de dimensiones estándar con el opresor sobre el muñero. Se pueden obtener barrenos ligeramente mayores sin muñero, con muñero plano o

Roller chains

ANSI



ANSI Chain number	BS/ISO Chain number	Dimensions		Width between inner plates b_1 Min.	Pin diameter d_2 Max.	Pin length		Pin length cotted L_c Max.	Inner plate height h_2 Max.	Plate thickness T Max.	Transverse pitch P_t	Ultimate tensile strength Q Min.	Average tensile strength Q_0	Mass per meter	Designation
		Pitch P	Roller diameter d_1 Max.			L Max.	L_c Max.								
		mm											kN	kg/m	-
15-1 ¹⁾	03C ¹⁾	4,76	2,48	2,38	1,62	6,10	6,90	-	4,30	0,60	-	1,8	2,0	0,08	PHC 15-1...
25-1 ¹⁾	04C-1 ¹⁾	6,35	3,30	3,18	2,31	7,90	8,40	-	6,00	0,80	-	3,5	4,6	0,15	PHC 25-1...
35-1 ¹⁾	06C-1 ¹⁾	9,53	5,08	4,77	3,58	12,40	13,17	-	9,00	1,30	-	7,9	10,8	0,33	PHC 35-1...
41-1	085-1	12,70	7,77	6,25	3,58	13,75	15,00	-	9,91	1,30	-	6,7	12,6	0,41	PHC 41-1...
40-1	08A-1	12,70	7,95	7,85	3,96	16,60	17,80	-	12,00	1,50	-	14,1	17,5	0,62	PHC 40-1...
50-1	10A-1	15,88	10,16	9,40	5,08	20,70	22,20	23,3	15,09	2,03	-	22,2	29,4	1,02	PHC 50-1...
60-1	12A-1	19,05	11,91	12,57	5,94	25,90	27,70	28,3	18,00	2,42	-	31,8	41,5	1,50	PHC 60-1...
80-1	16A-1	25,40	15,88	15,75	7,92	32,70	35,00	36,5	24,00	3,25	-	56,7	69,4	2,60	PHC 80-1...
100-1	20A-1	31,75	19,05	18,90	9,53	40,40	44,70	44,7	30,00	4,00	-	88,5	109,2	3,91	PHC 100-1...
120-1	24A-1	38,10	22,23	25,22	11,10	50,30	54,30	54,3	35,70	4,80	-	127,0	156,3	5,62	PHC 120-1...
140-1	28A-1	44,45	25,40	25,22	12,70	54,40	59,00	59,0	41,00	5,60	-	172,4	212,0	7,50	PHC 140-1...
160-1	32A-1	50,80	28,58	31,55	14,27	64,80	69,60	69,6	47,80	6,40	-	226,8	278,9	10,10	PHC 160-1...
180-1	36A-1	57,15	35,71	35,48	17,46	72,80	78,60	78,6	53,60	7,20	-	280,2	341,8	13,45	PHC 180-1...
200-1	40A-1	63,50	39,68	37,85	19,85	80,30	87,20	87,2	60,00	8,00	-	353,8	431,6	16,15	PHC 200-1...
240-1	48A-1	76,20	47,63	47,35	23,81	95,50	103,00	103,0	72,39	9,50	-	510,3	622,5	23,20	PHC 240-1...
25-2 ¹⁾	04C-2 ¹⁾	6,35	3,30	3,18	2,31	14,50	15,00	-	6,00	0,80	6,40	7,0	8,6	0,28	PHC 25-2...
35-2 ¹⁾	06C-2 ¹⁾	9,53	5,08	4,77	3,58	22,50	23,30	-	9,00	1,30	10,13	15,8	19,7	0,63	PHC 35-2...
41-2	085-2	12,70	7,77	6,25	3,58	25,70	26,90	-	9,91	1,30	11,95	13,3	16,9	0,81	PHC 41-2...
40-2	08A-2	12,70	7,95	7,85	3,96	31,00	32,20	-	12,00	1,50	14,38	28,2	35,9	1,12	PHC 40-2...
50-2	10A-2	15,88	10,16	9,40	5,08	38,90	40,40	41,2	15,09	2,03	18,11	44,4	58,1	2,00	PHC 50-2...
60-2	12A-2	19,05	11,91	12,57	5,94	48,80	50,50	51,1	18,00	2,42	22,78	63,6	82,1	2,92	PHC 60-2...
80-2	16A-2	25,40	15,88	15,75	7,92	62,70	64,30	65,8	24,00	3,25	29,29	113,4	141,8	5,15	PHC 80-2...
100-2	20A-2	31,75	19,05	18,90	9,53	76,40	80,50	80,5	30,00	4,00	35,76	177,0	219,4	7,80	PHC 100-2...
120-2	24A-2	38,10	22,23	25,22	11,10	95,80	99,70	99,7	35,70	4,80	45,44	254,0	314,9	11,70	PHC 120-2...
140-2	28A-2	44,45	25,40	25,22	12,70	103,30	107,90	107,9	41,00	5,60	48,87	344,8	427,5	15,14	PHC 140-2...

APÉNDICE C
CATALGO DE ACERO AISI 4349



DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO

EJES Acero 705



EJES

Especificaciones Generales

Calidad	AISI 4340 (705)
Descripción	Es un acero bonificado al cromo, níquel, molibdeno, altamente resistente a la tracción, torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a la fragilidad del revenido.
Aplicaciones	Partes de maquinarias sometidas a altos esfuerzos, brazo de dirección, cigueñales, árboles de leva, barras de torsión, embragues, piñones, barras de cardán, ejes de bombas, ejes para aviones, muñones, pernos de alto grado de tensión, rodillos de transportadora, etc...
Longitud	6 m

Composición Química

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0.34	0.1 - 0.35	0.60 - 0.80	0.04 - 0.30	0.002 - 0.03

Propiedades Mecánicas

Diámetro (mm)	Resistencia Mecánica (N/mm ²)	Punto de Fluencia (N/mm ²)	Elongación % Min.	Dureza ROKWELL B
16 o menos	1200 - 1400	1000	9	240 - 380
16 - 40	1100 - 1300	900	10	240 - 380
41 - 100	1000 - 1200	800	11	240 - 380

Dimensiones

Diámetro
25 mm
32 mm
38 mm
45 mm
50 mm
60 mm
70 mm
90 mm

APÉNDICE D
CATALGO DE ACERO AISI 304

EJES Acero Inoxidable



Especificaciones Generales

Calidad	AISI 304
Descripción	Acero inoxidable austenítico al cromo-níquel con bajo contenido de carbono. Resiste a la corrosión intercrystalina hasta 300°C. Resiste al efecto corrosivo del medio ambiente, vapor, agua y ácidos, así como de soluciones alcalinas si se emplea con la superficie pulida espejo.
Aplicaciones	industrias alimenticias, cerveceras, azucarera, utensilios domésticos, industria del cuero, farmacéutica, dental etc...
Longitud	6 m

Composición Química						
%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Ni	%Cr
0 - 0.08	0 - 1	0 - 2	0 - 0.045	0 - 0.03	8 - 10.5	18 - 20

Propiedades Mecánicas			
Resistencia Mecánica (N/mm ²)	Punto de Fluencia (N/mm ²)	Elongación %Min.	Dureza ROKWELL B
520	220	20	249 - 278

Dimensiones

Diámetro
3/16"
1/4"
5/16"
3/8"
1/2"
5/8"
3/4"
1"
1 1/4"
1 1/2"
2"
2 1/2"
3"
3 1/2"
4"
5"
6"



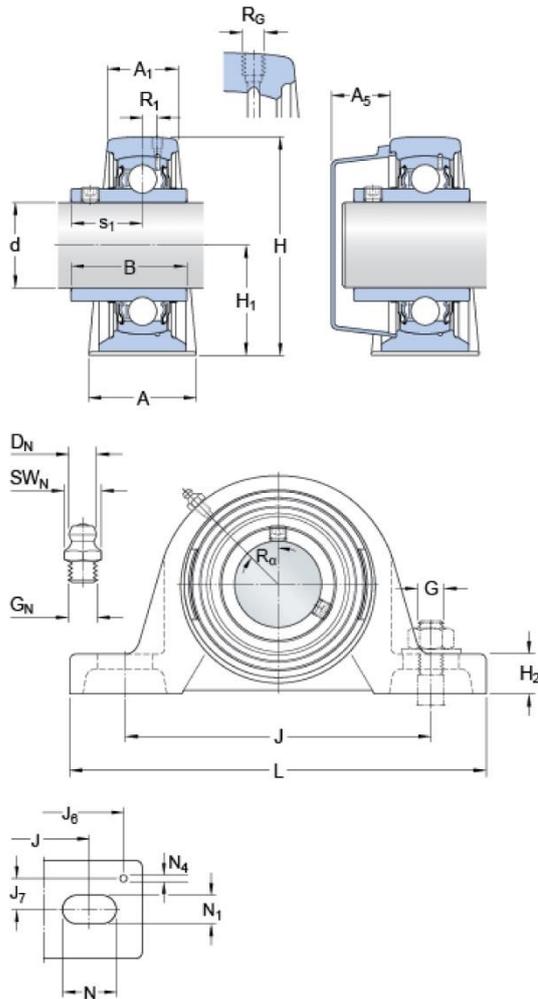
APÉNDICE E
CARACTERÍSTICAS DEL RODAMIENTO SELECCIONADO

SY 50 TF

Material

Fundición

Dimensiones



d	50	mm
A	54	mm
A ₁	34	mm
A ₅	29.5	mm
B	51.6	mm
H	114	mm
H ₁	57.2	mm
H ₂	22	mm
J	157	mm
J	max. 165	mm
J	min. 149	mm
L	203	mm
N	26	mm
N ₁	18	mm
s ₁	32.6	mm

Orificio roscado

R _G	1/4-28 UNF	
R ₁	4	mm
R	45	°

Boquilla engrasadora

D _N	6.5	mm
SW _N	7	mm
G _N	1/4-28 SAE-LT	

Fijas de situación

J ₆	187	mm
J ₇	19	mm
N ₄	4	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	35.1	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	23.2	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.98	kN
Velocidad límite (con tolerancia de eje h6)		4000	r/min

Masa

Unidad de masa	2.6	kg
----------------	-----	----

Información de montaje

Tamaño de llave hexagonal para prisionero	N	5	mm
Par de apriete recomendado para el prisionero		16.5	N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	16	mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.625	in

Productos correspondientes

Soporte	SY 510 M
Rodamiento	YAR 210-2F

Productos adecuados

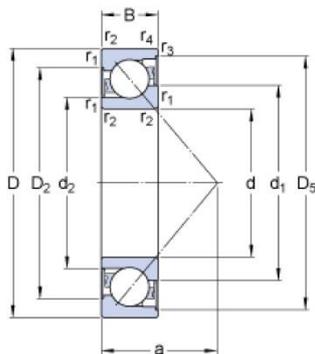
Designación de tapa lateral adecuada	ECY 210
--------------------------------------	---------



7210 BE-2RZP

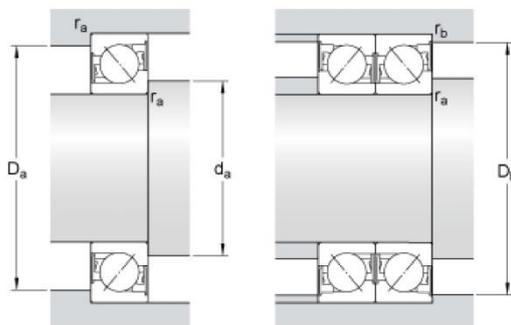
product_table_popular_item[96]

Dimensiones



d	50	mm
D	90	mm
B	20	mm
d ₁	65.75	mm
d ₂	57.68	mm
D ₂	76.8	mm
a	39	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm
r _{3,4}	min. 0.6	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 57	mm
d _a	max. 65	mm
D _a	max. 83	mm
D _b	max. 85.8	mm
r _a	max. 1	mm
r _b	max. 0.6	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	37.7	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	28.5	kN
Carga límite de fatiga	P _u	1.22	kN
Velocidad de referencia		6300	r/min
Velocidad límite		7000	r/min
Factor de cálculo	A	0.014	
Factor de cálculo	k _r	0.095	
Factor de cálculo	e	1.14	

Rodamiento individual o par de rodamientos dispuestos en tándem

Factor de cálculo	X	0.35	
Factor de cálculo	Y ₀	0.26	

Factor de cálculo	Y_2	0.57
-------------------	-------	------

Par de rodamientos dispuestos espalda con espalda o cara a cara

Factor de cálculo	X	0.57
-------------------	---	------

Factor de cálculo	Y_0	0.52
-------------------	-------	------

Factor de cálculo	Y_1	0.55
-------------------	-------	------

Factor de cálculo	Y_2	0.93
-------------------	-------	------

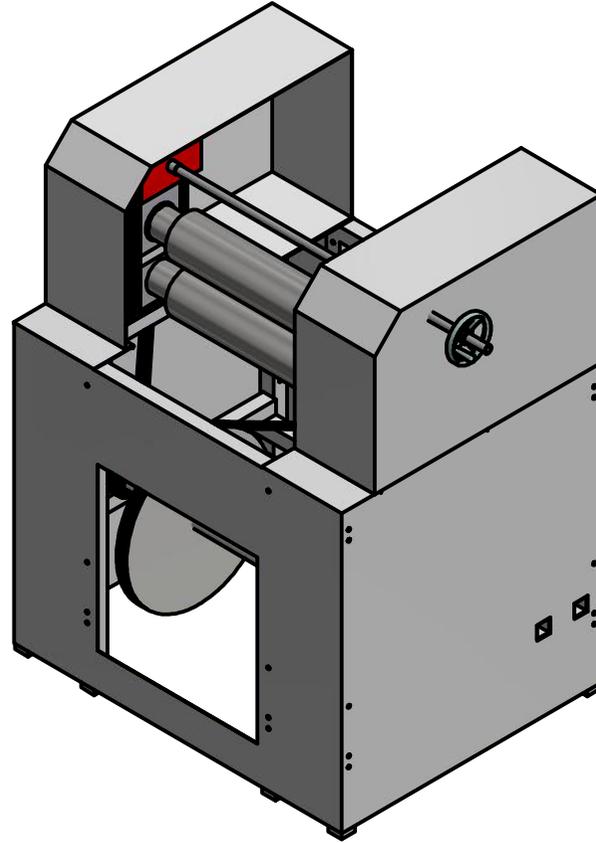
Lubrication

Grasa estándar	GXN
----------------	-----

Masa

Rodamiento de masa	0.55	kg
--------------------	------	----

APÉNDICE F
PLANOS



TODAS LAS MEDIDAS TIENE TOLERANCIAS DE ± 0.1 mm Y ANGULOS CON TOLERANCIA DE $\pm 0^\circ 20''$, A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO

PLANO N°:

1

MAQUINA:

LAMINADORA INDUSTRIAL

CANTIDAD:

1

ESCALA:

1:20

REVISIONES

NOMBRE DEL ELEMENTO:

Plano de Maquina laminadora industrial de masa de harina

MATERIAL:

Varios

OBSERVACIONES

FIMCP

ESPOL

DISEÑADO POR:

Marcos Espinoza Ordóñez

FECHA:

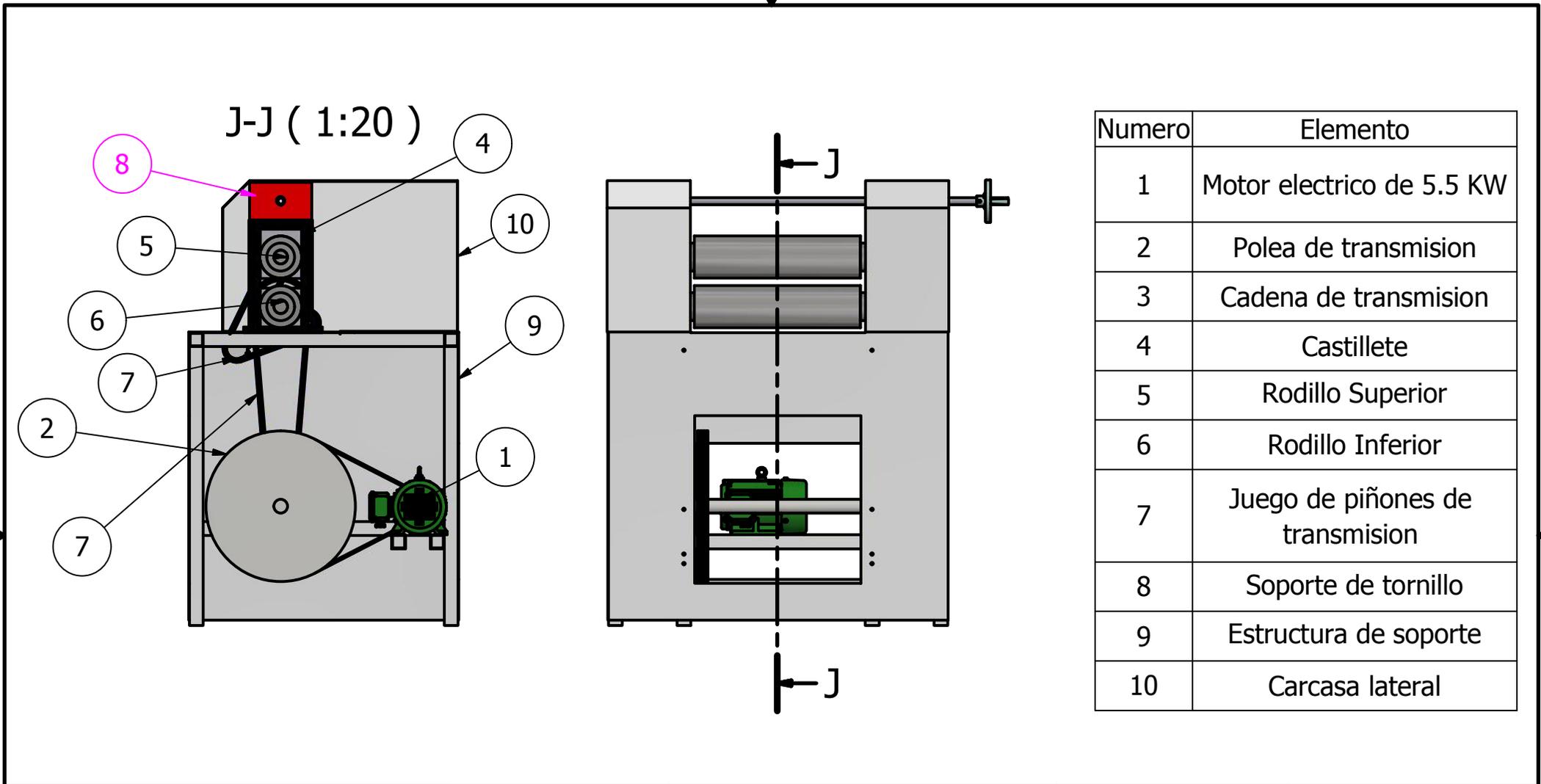
09/02/2018

REVISADO POR:

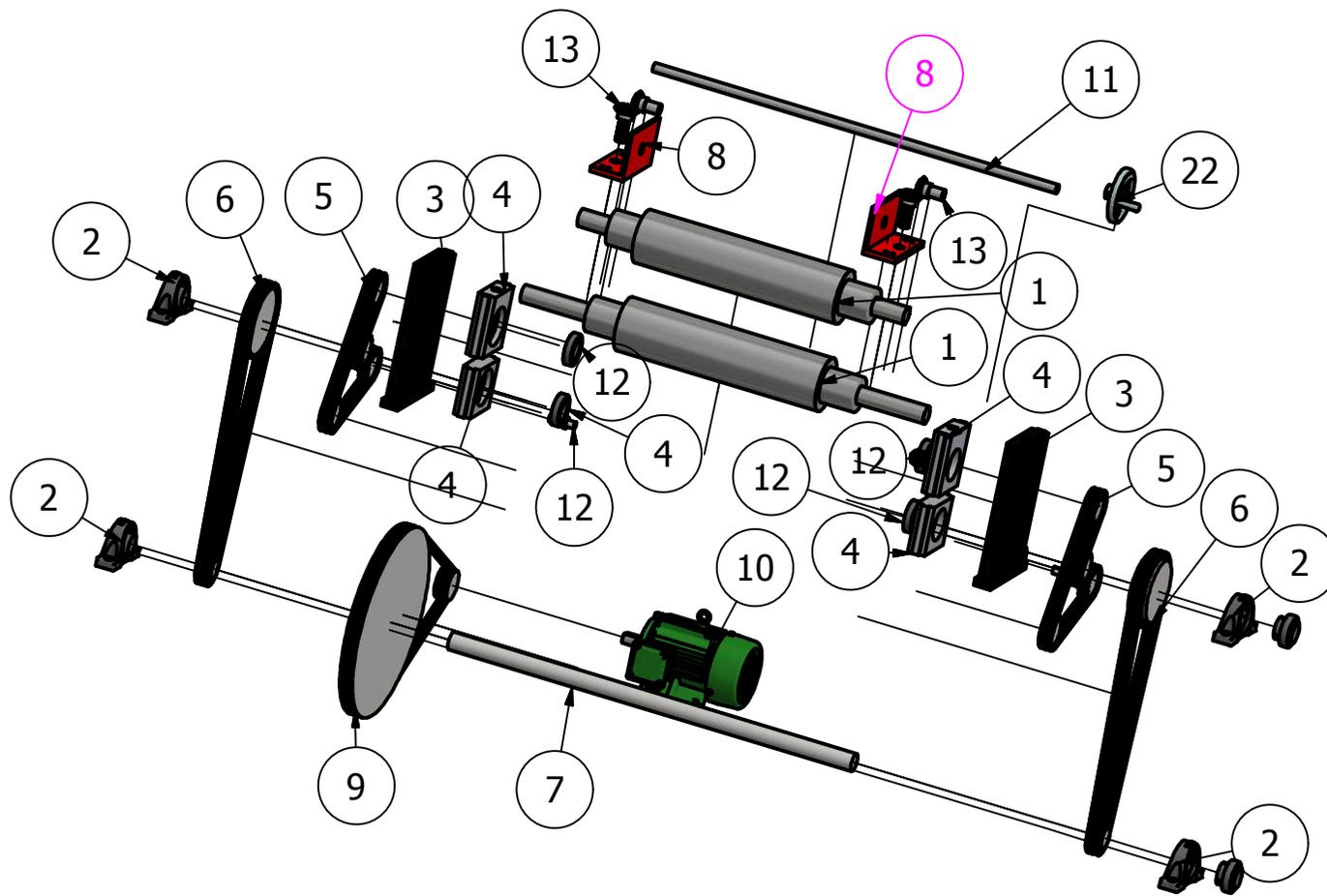
Ms.C Jorge Marcial Hernández

FECHA:

09/02/2018



TODAS LAS MEDIDAS TIENE TOLERANCIAS DE ± 0.1 mm Y ANGULOS CON TOLERANCIA DE $\pm 0^\circ 20''$, A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PLANO N°: 2	MAQUINA: LAMINADORA INDUSTRIAL	CANTIDAD: 1	ESCALA: 1:20	ESPOL
REVISIONES	NOMBRE DEL ELEMENTO: Plano de vista lateral de Maquina laminadora industrial	MATERIAL: Varios	FIMCP		
OBSERVACIONES	DISEÑADO POR: Marcos Espinoza Ordóñez	FECHA: 09/02/2018			
	REVISADO POR: Ms.C Jorge Marcial Hernández	FECHA: 09/02/2018			



Numero	Elemento
1	Rodillos laminaodres
2	Chumaceras con rodamientos
3	Castillete
4	Soportes castillete
5	Juego de piñones de 19 dientes
6	Conjunto de piñones de tranmision de 17 y 40 dientes
7	Eje de transmision
8	Soportes de tornillo
9	Poleas de transmision de potencia
10	Motor electrico 5.5 KW
11	Eje de volante
12	Rodameintos en castillete
13	Engranos conicos y tornillo de desplazamiento

TODAS LAS MEDIDAS TIENE TOLERANCIAS DE ± 0.1 mm Y ANGULOS CON TOLERANCIA DE $\pm 0^\circ 20''$, A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO

PLANO N°:
3

MAQUINA:
LAMINADORA INDUSTRIAL

CANTIDAD:
1

ESCALA:
1 : 20

REVISIONES

NOMBRE DEL ELEMENTO:
Plano de vista en explosión de Maquina laminadora industrial

MATERIAL:
Varios

OBSERVACIONES

DISEÑADO POR:
Marcos Espinoza Ordóñez

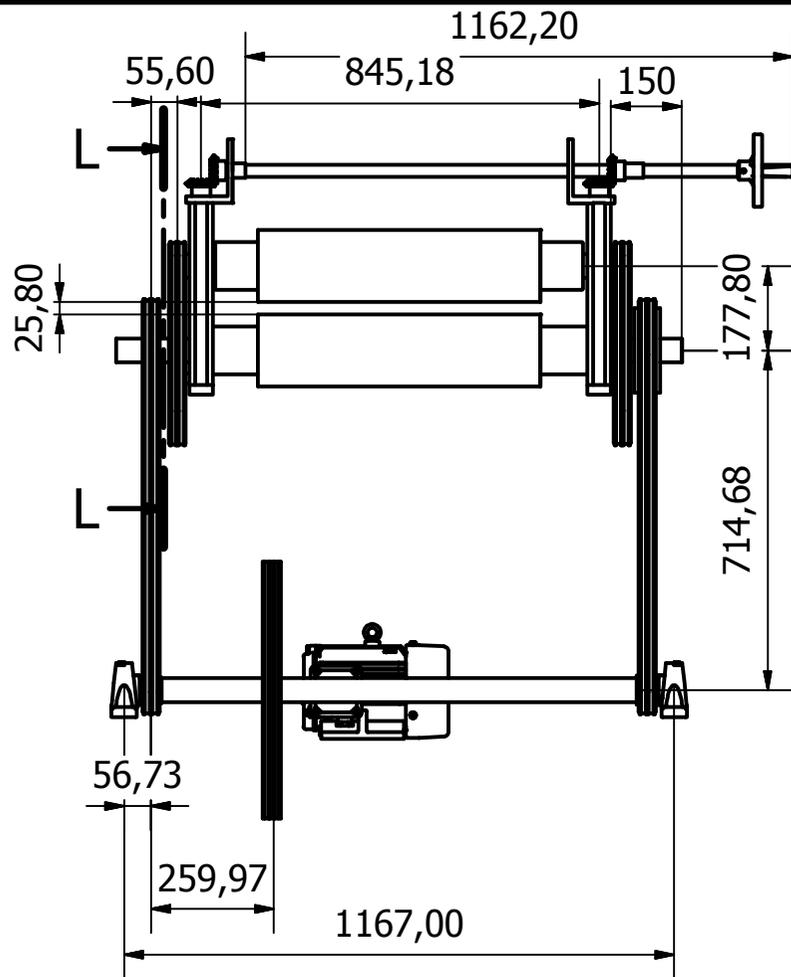
FECHA:
09/02/2018

REVISADO POR:
Ms.C Jorge Marcial Hernández

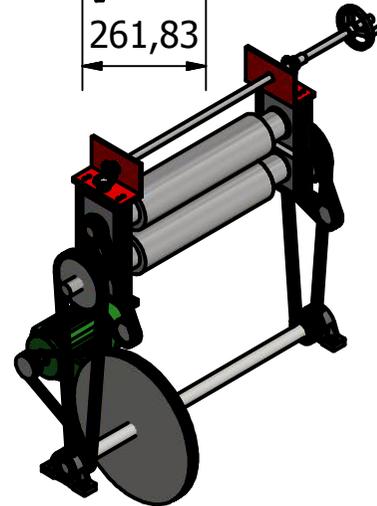
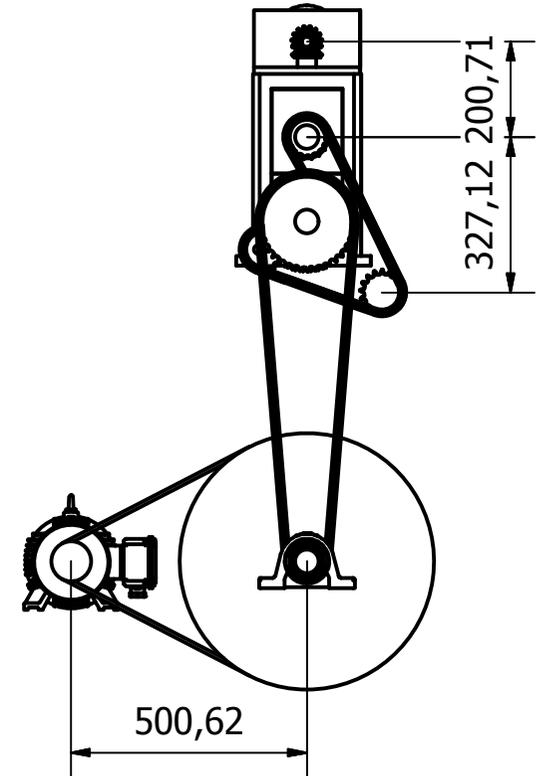
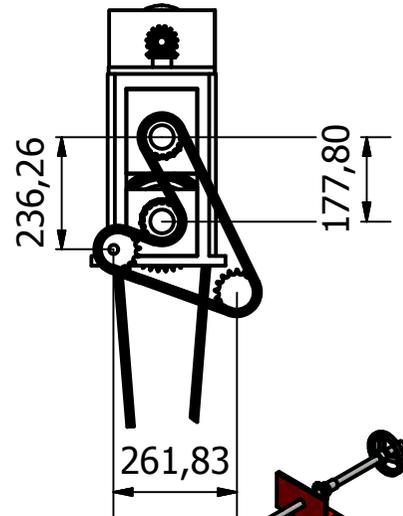
FECHA:
09/02/2018

FIMCP

ESPOL



L-L (1 : 16)



TODAS LAS MEDIDAS TIENE TOLERANCIAS DE ± 0.1 mm Y ANGULOS CON TOLERANCIA DE $\pm 0^\circ 20'$, A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO

PLANO N°:

4

MAQUINA:

LAMINADORA INDUSTRIAL

CANTIDAD:

1

ESCALA:

1 : 16

REVISIONES

NOMBRE DEL ELEMENTO:

MATERIAL:

OBSERVACIONES

Plano de los componentes mecanicos de la maquina laminadora industrial

Varios

DISEÑADO POR:

Marcos Espinoza Ordóñez

FECHA:

09/02/2018

REVISADO POR:

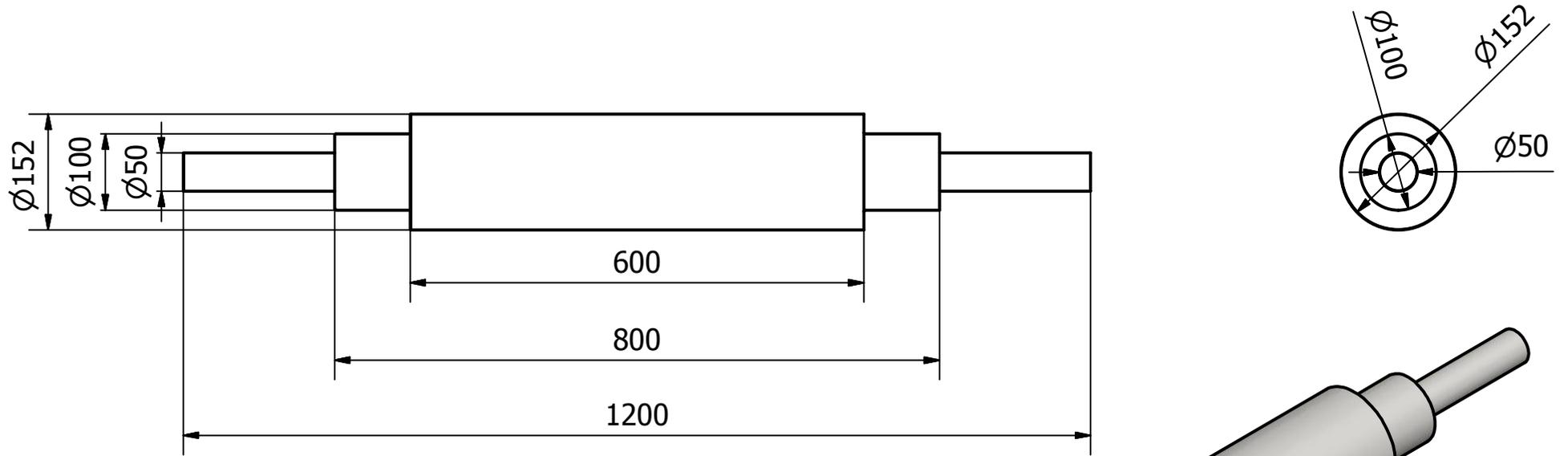
Ms.C Jorge Marcial Hernández

FECHA:

09/02/2018

FIMCP

ESPOL



TODAS LAS MEDIDAS TIENE TOLERANCIAS DE ± 0.1 mm Y ANGULOS CON TOLERANCIA DE $\pm 0^\circ 20'$, A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO

PLANO N°:

5

MAQUINA:

LAMINADORA INDUSTRIAL

CANTIDAD:

1

ESCALA:

1:8

REVISIONES

NOMBRE DEL ELEMENTO:

Plano de Rodillo laminador inferior

MATERIAL:

Acero AISI 304

OBSERVACIONES

FIMCP

ESPOL

DISEÑADO POR:

Marcos Espinoza Ordóñez

FECHA:

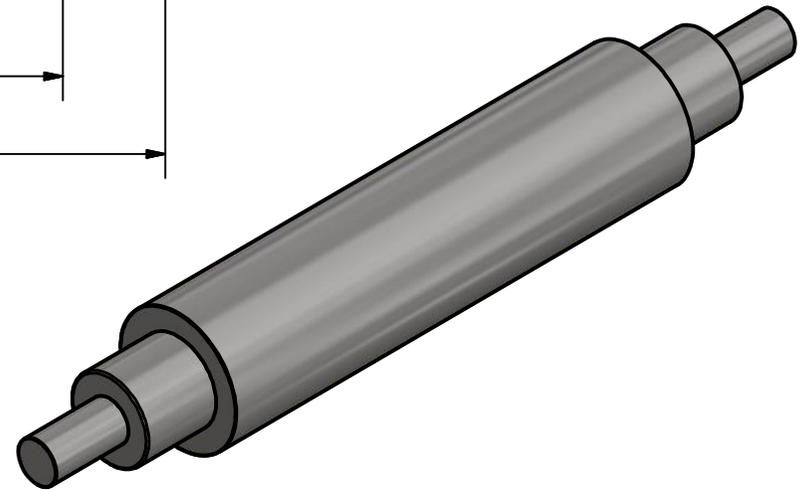
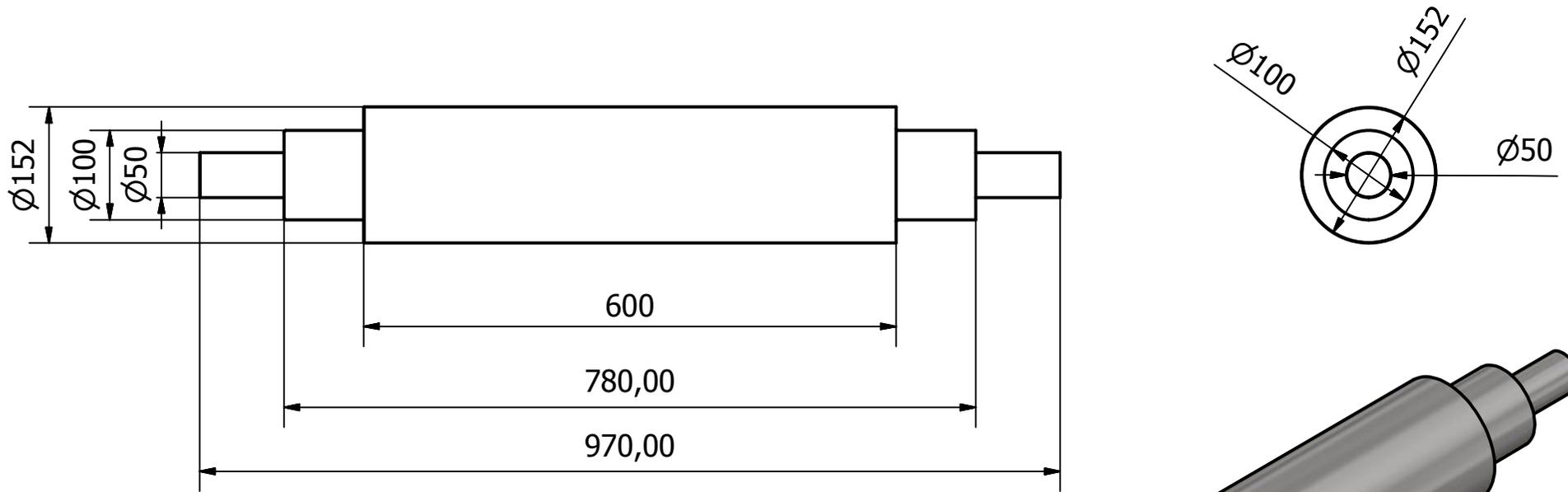
09/02/2018

REVISADO POR:

Ms.C Jorge Marcial Hernández

FECHA:

09/02/2018



TODAS LAS MEDIDAS TIENE TOLERANCIAS DE ± 0.1 mm Y ANGULOS CON TOLERANCIA DE $\pm 0^\circ 20'$, A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO

PLANO N°:

6

MAQUINA:

LAMINADORA INDUSTRIAL

CANTIDAD:

1

ESCALA:

1 : 7

REVISIONES

NOMBRE DEL ELEMENTO:

Plano de Rodillo laminador superior

MATERIAL:

Acero AISI 304

OBSERVACIONES

FIMCP

ESPOL

DISEÑADO POR:

Marcos Espinoza Ordóñez

FECHA:

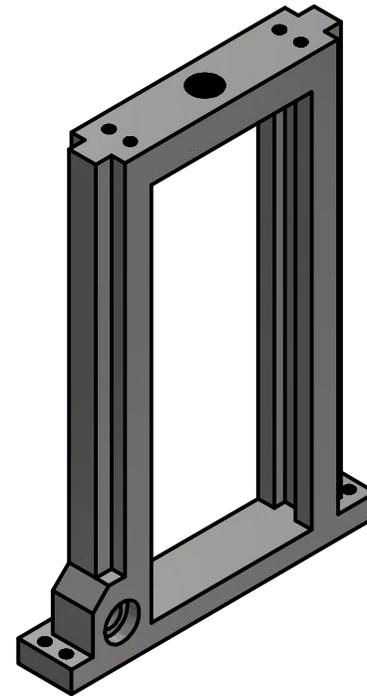
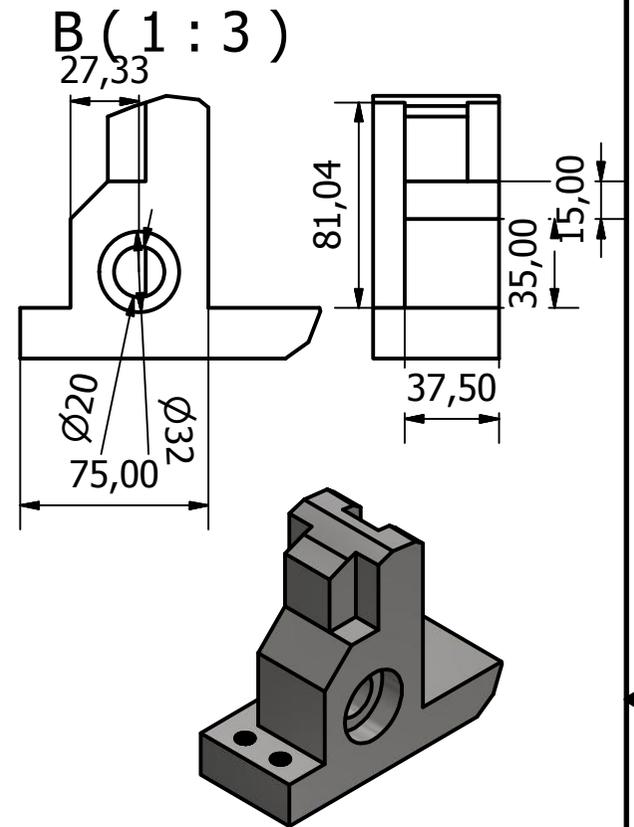
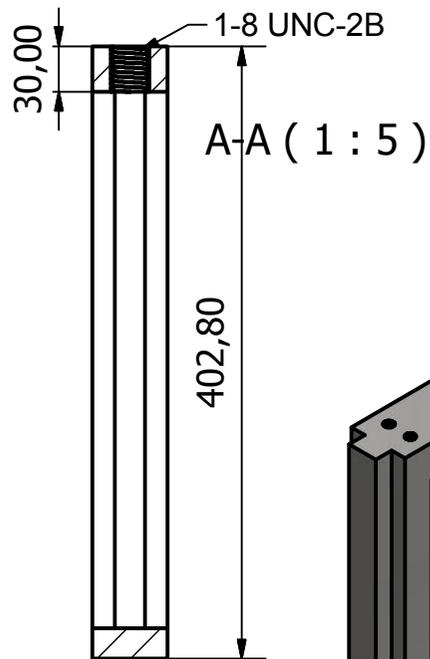
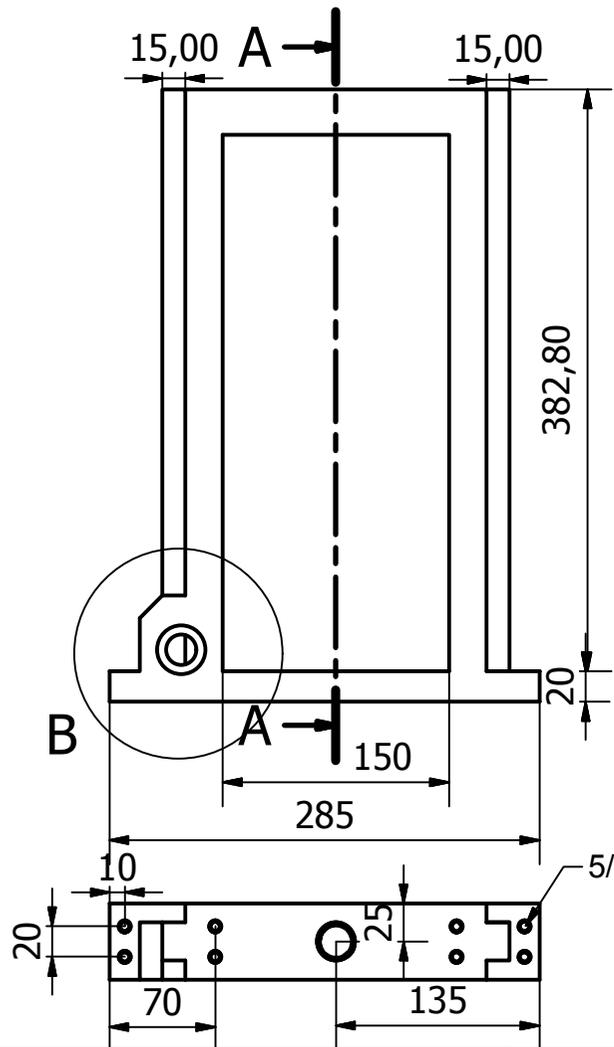
09/02/2018

REVISADO POR:

Ms.C Jorge Marcial Hernández

FECHA:

09/02/2018



TODAS LAS MEDIDAS TIENE TOLERANCIAS DE ± 0.1 mm Y ANGULOS CON TOLERANCIA DE $\pm 0^\circ 20'$, A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO

PLANO N°:

7

MAQUINA:

LAMINADORA INDUSTRIAL

CANTIDAD:

1

ESCALA:

1 : 5

REVISIONES

NOMBRE DEL ELEMENTO:

Plano de estructura de castillete primaria

MATERIAL:

Acero A36

OBSERVACIONES

FIMCP

ESPOL

DISEÑADO POR:

Marcos Espinoza Ordóñez

FECHA:

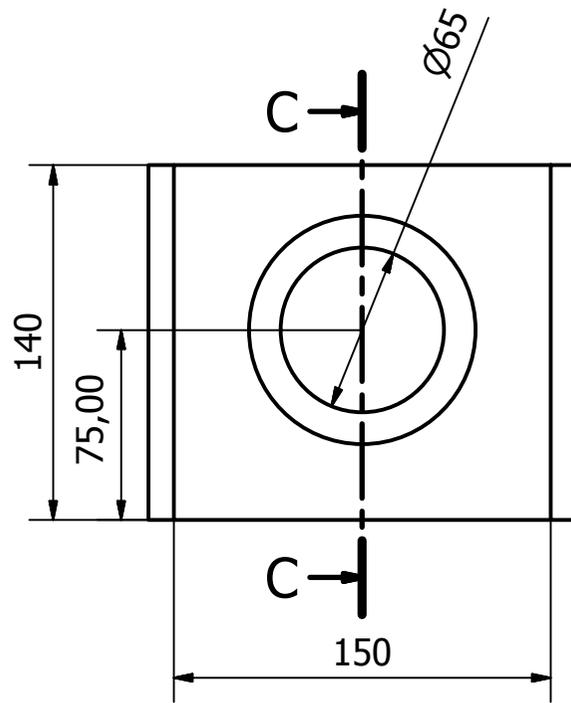
09/02/2018

REVISADO POR:

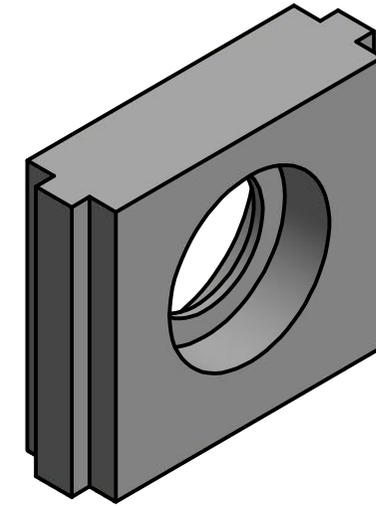
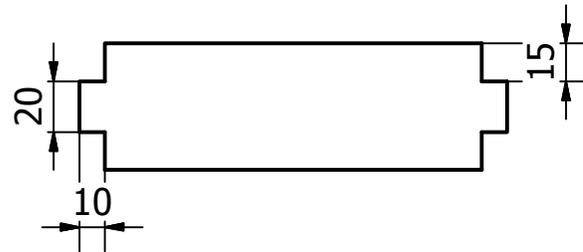
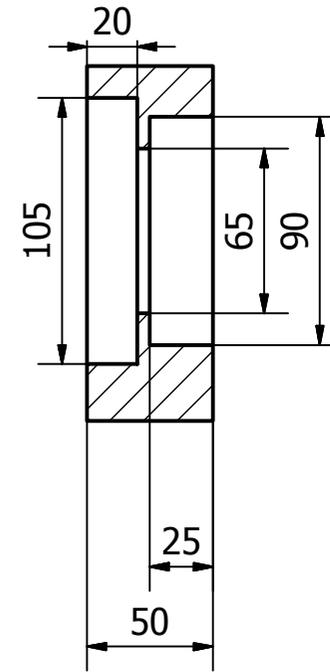
Ms.C Jorge Marcial Hernández

FECHA:

09/02/2018



C-C (1 : 3)



TODAS LAS MEDIDAS TIENE TOLERANCIAS DE ± 0.1 mm Y ANGULOS CON TOLERANCIA DE $\pm 0^\circ 20'$, A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO

PLANO N°:

8

MAQUINA:

LAMINADORA INDUSTRIAL

CANTIDAD:

1

ESCALA:

1 : 3

REVISIONES

NOMBRE DEL ELEMENTO:

Plano de estructura de castillete secundaria inferior

MATERIAL:

Acero A36

OBSERVACIONES

FIMCP

ESPOL

DISEÑADO POR:

Marcos Espinoza Ordóñez

FECHA:

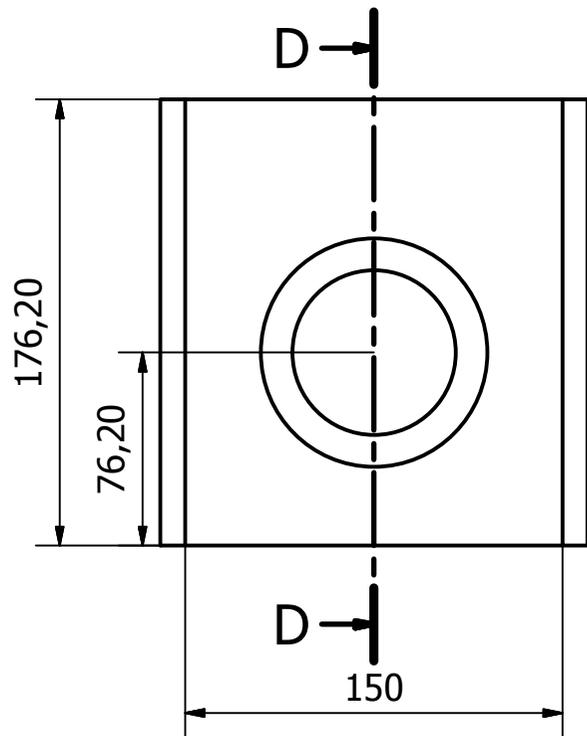
09/02/2018

REVISADO POR:

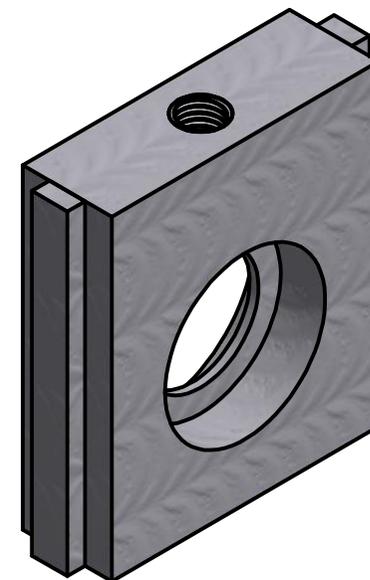
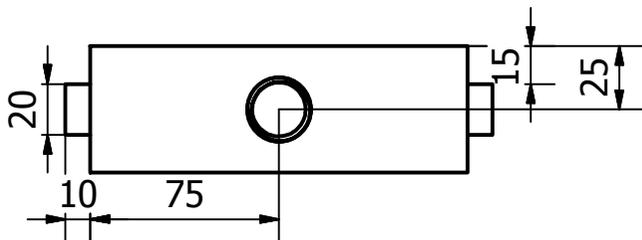
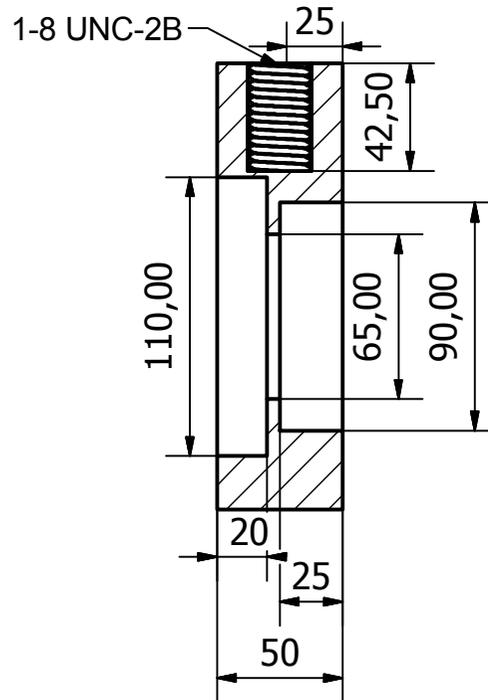
Ms.C Jorge Marcial Hernández

FECHA:

09/02/2018



D-D (1 : 3)



TODAS LAS MEDIDAS TIENE TOLERANCIAS DE ± 0.1 mm Y ANGULOS CON TOLERANCIA DE $\pm 0^\circ 20''$, A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO

PLANO N°:

9

MAQUINA:

LAMINADORA INDUSTRIAL

CANTIDAD:

1

ESCALA:

1 : 3

REVISIONES

NOMBRE DEL ELEMENTO:

Plano de estructura de castillete secundaria superior

MATERIAL:

Acero A36

OBSERVACIONES

FIMCP

ESPOL

DISEÑADO POR:

Marcos Espinoza Ordóñez

FECHA:

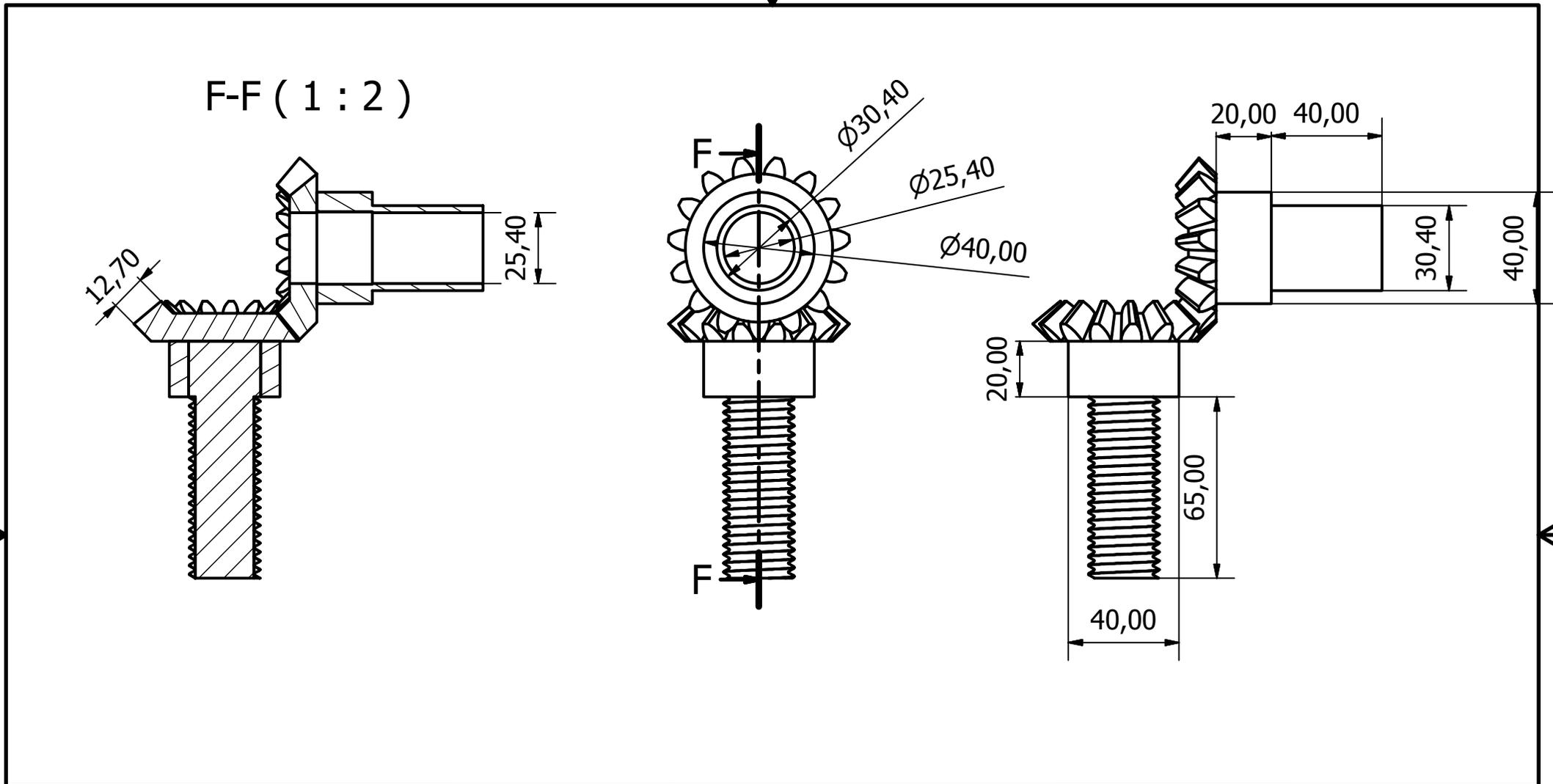
09/02/2018

REVISADO POR:

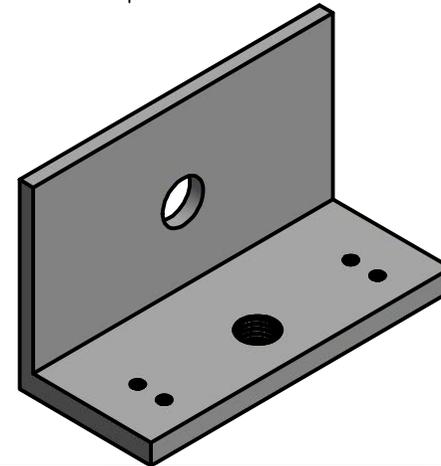
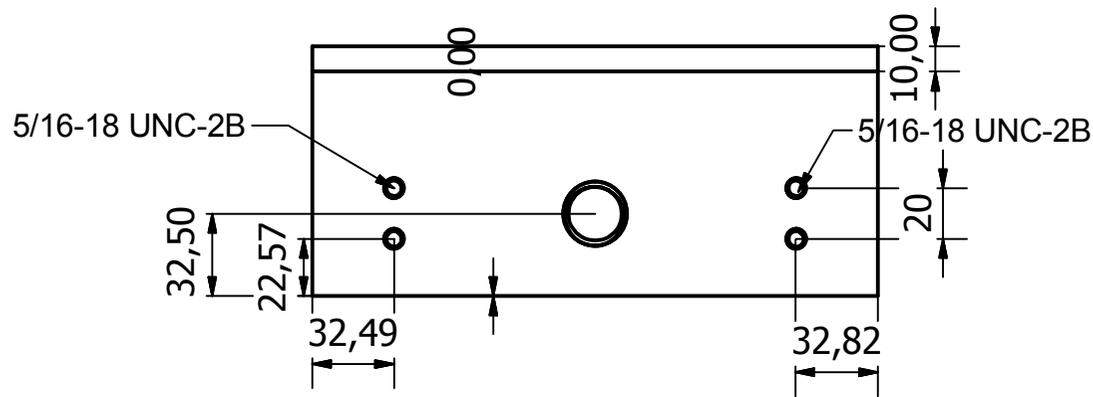
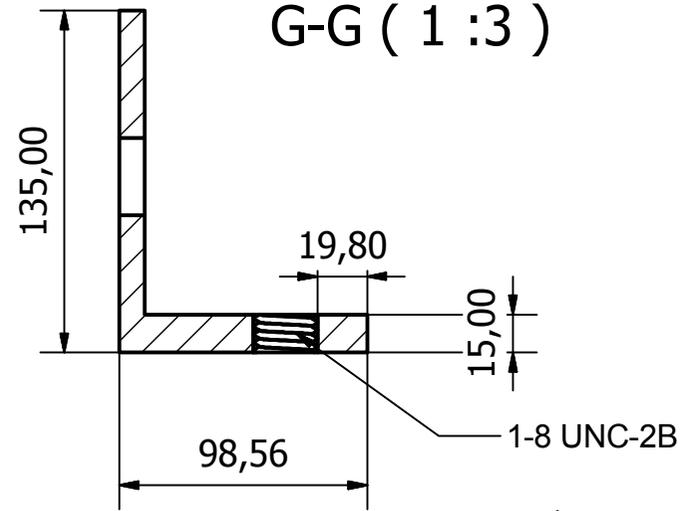
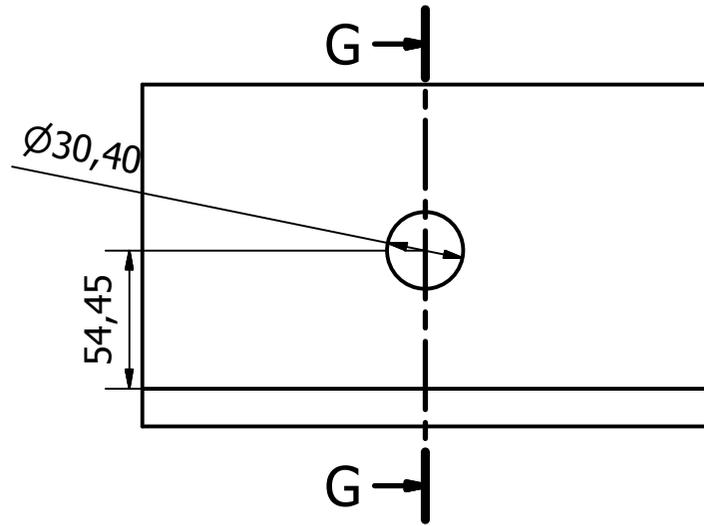
Ms.C Jorge Marcial Hernández

FECHA:

09/02/2018



TODAS LAS MEDIDAS TIENE TOLERANCIAS DE ± 0.1 mm Y ANGULOS CON TOLERANCIA DE $\pm 0^\circ 20'$, A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO		PLANO N°: 10	MAQUINA: LAMINADORA INDUSTRIAL	CANTIDAD: 1	ESCALA: 1 : 2	ESPOL
REVISIONES	NOMBRE DEL ELEMENTO: Plano de Tornillo de desplazamiento vertical de rodillo	MATERIAL: Acero AISI 4340	FIMCP			
OBSERVACIONES	DISEÑADO POR: Marcos Espinoza Ordóñez	FECHA: 09/02/2018				
Engrane conico de 15 dientes	REVISADO POR: Ms.C Jorge Marcial Hernández	FECHA: 09/02/2018				



TODAS LAS MEDIDAS TIENE TOLERANCIAS DE ± 0.1 mm Y ANGULOS CON TOLERANCIA DE $\pm 0^\circ 20'$, A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO

PLANO N°:

11

MAQUINA:

LAMINADORA INDUSTRIAL

CANTIDAD:

1

ESCALA:

1 : 3

REVISIONES

NOMBRE DEL ELEMENTO:

Plano de soporte de tornillo de desplazamiento

MATERIAL:

Acero A36

OBSERVACIONES

FIMCP

ESPOL

Engrane conico de 15 dientes

DISEÑADO POR:

Marcos Espinoza Ordóñez

FECHA:

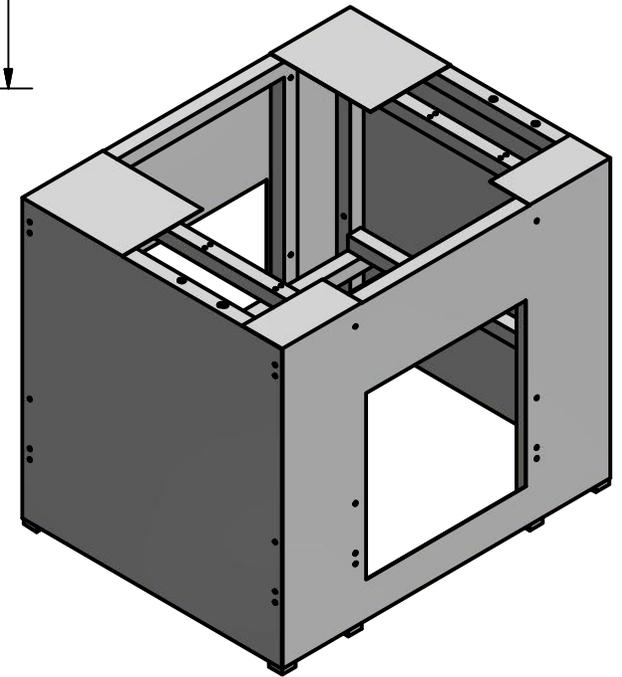
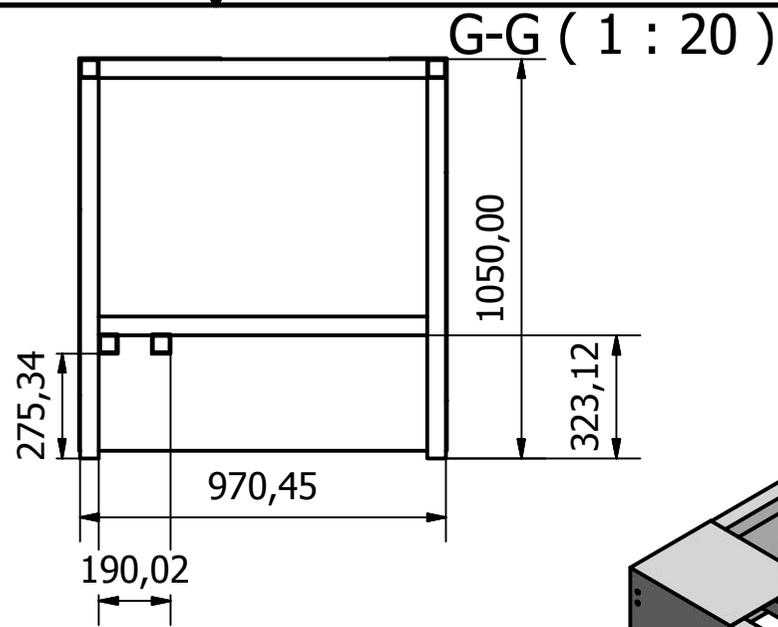
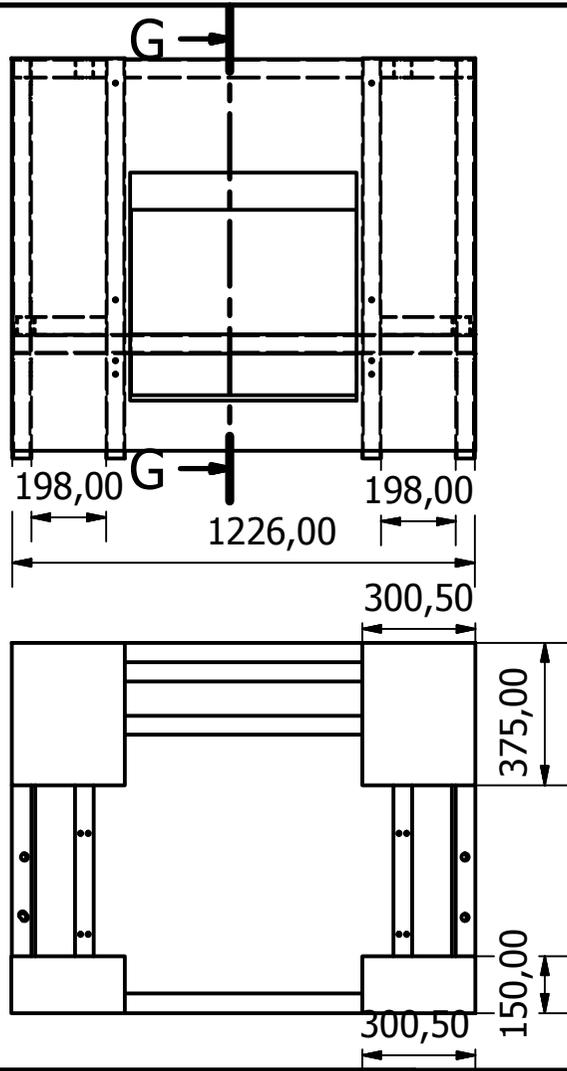
09/02/2018

REVISADO POR:

Ms.C Jorge Marcial Hernández

FECHA:

09/02/2018



TODAS LAS MEDIDAS TIENE TOLERANCIAS DE ± 0.1 mm Y ANGULOS CON TOLERANCIA DE $\pm 0^\circ 20'$, A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO

PLANO N°:

12

MAQUINA:

LAMINADORA INDUSTRIAL

CANTIDAD:

1

ESCALA:

1 : 20

REVISIONES

NOMBRE DEL ELEMENTO:

MATERIAL:

OBSERVACIONES

Plano de estructura de soporte de maquina laminadora

Acero A36

FIMCP

ESPOL

Estructura con tubos cuadrados de 50 x 50 x 3 mm y planchas de acero de 3 mm de espesor

DISEÑADO POR:

Marcos Espinoza Ordóñez

FECHA:

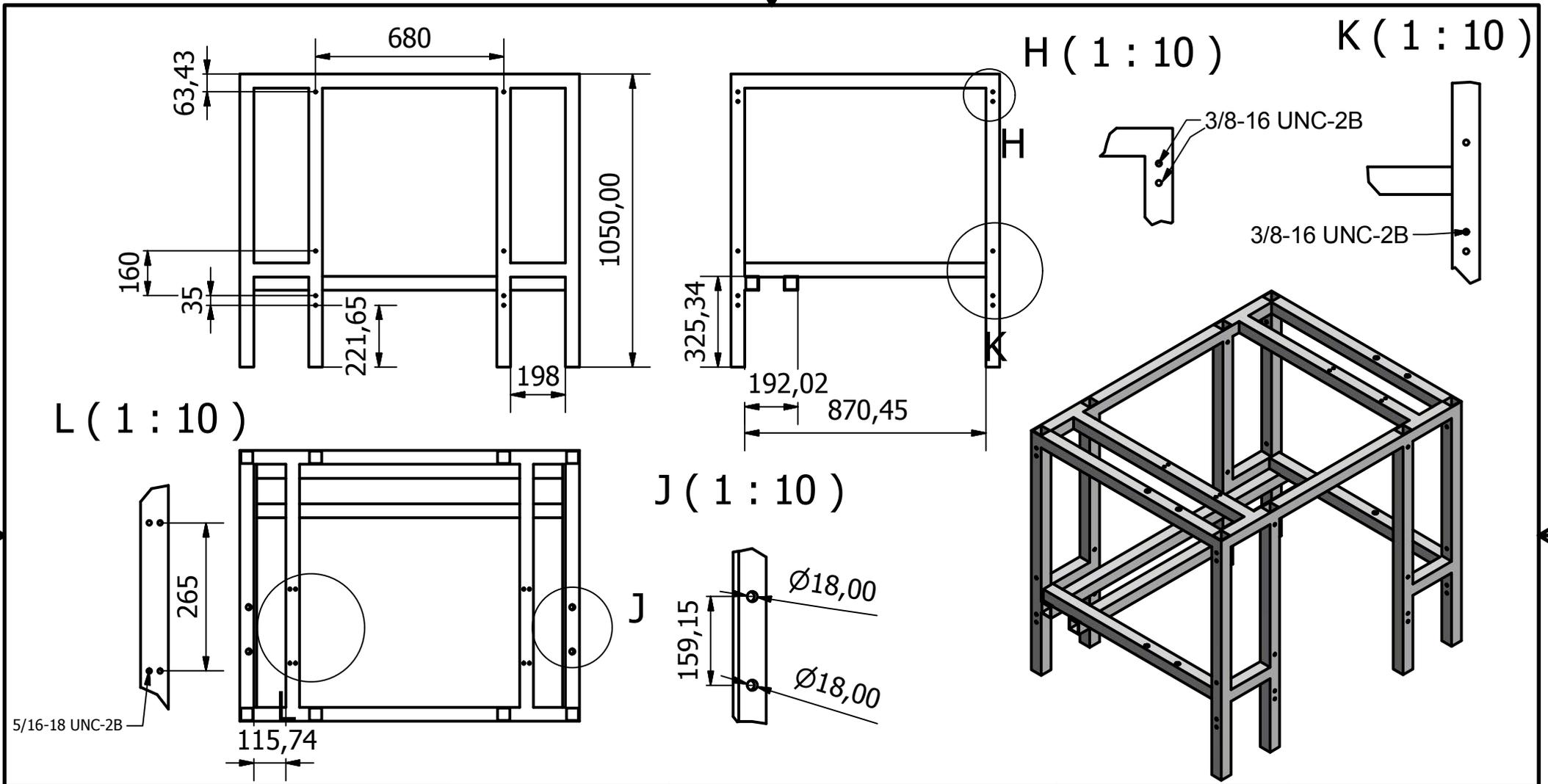
09/02/2018

REVISADO POR:

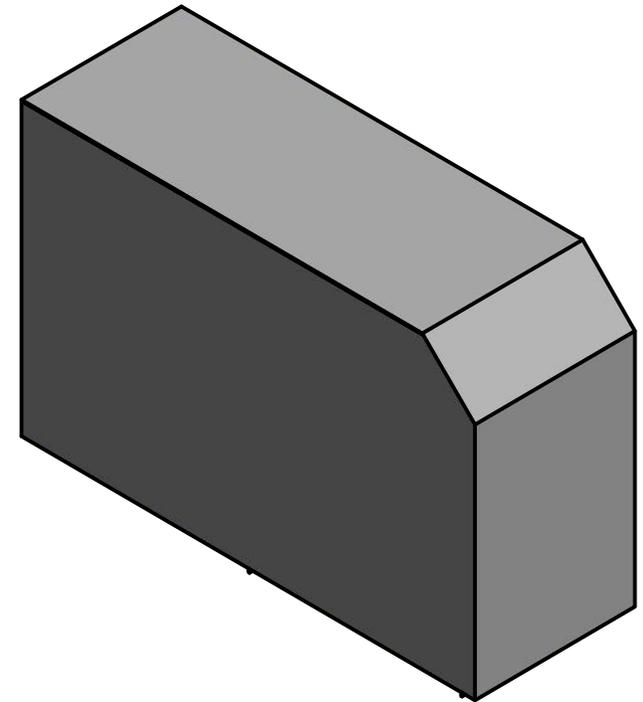
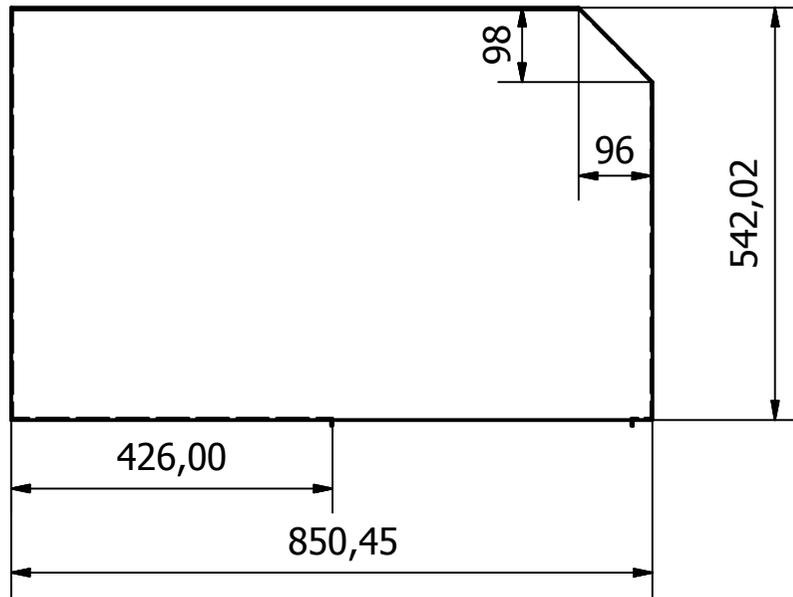
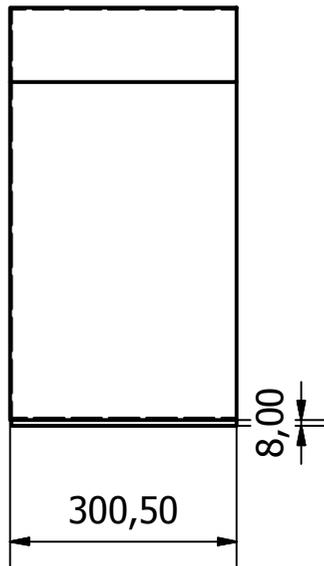
Ms.C Jorge Marcial Hernández

FECHA:

09/02/2018



TODAS LAS MEDIDAS TIENE TOLERANCIAS DE ± 0.1 mm Y ANGULOS CON TOLERANCIA DE $\pm 0^\circ 20'$, A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO	PLANO N°: 13	MAQUINA: LAMINADORA INDUSTRIAL	CANTIDAD: 1	ESCALA: 1 : 20	FIMCP ESPOL
REVISIONES	NOMBRE DEL ELEMENTO: Plano de estructura de soporte de maquina laminadora	MATERIAL: Acero A36	FIMCP		
OBSERVACIONES	DISEÑADO POR: Marcos Espinoza Ordóñez	FECHA: 09/02/2018			
Estructura con tubos cuadrados de 50 x 50 x 3 mm y planchas de acero de 3 mm de espesor	REVISADO POR: Ms.C Jorge Marcial Hernández	FECHA: 09/02/2018			



TODAS LAS MEDIDAS TIENE TOLERANCIAS DE ± 0.1 mm Y ANGULOS CON TOLERANCIA DE $\pm 0^\circ 20''$, A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO

PLANO N°:

14

MAQUINA:

LAMINADORA INDUSTRIAL

CANTIDAD:

1

ESCALA:

1:10

REVISIONES

NOMBRE DEL ELEMENTO:

Plano de cubierta de Castilletes

MATERIAL:

Acero A36

OBSERVACIONES

FIMCP

ESPOL

Estructura con planchas de acero de 3 mm de espesor

DISEÑADO POR:

Marcos Espinoza Ordóñez

FECHA:

09/02/2018

REVISADO POR:

Ms.C Jorge Marcial Hernández

FECHA:

09/02/2018