

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE
LA PRODUCCIÓN**

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PORTA BANDEJA MÓVIL PARA
PRUEBAS DE SECADO DE PRODUCTOS ALIMENTARIOS"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

JAIME ANDRÉS ANDRADE CUJI
FERNANDO ANDRÉS SOLANO BORJA

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

AGRADECIMIENTOS

Principalmente agradecemos a Dios por permitirnos concluir este capítulo importante de nuestras vidas junto a nuestros seres queridos y amigos cercanos.

A nuestros padres, los pilares fundamentales, que con su esfuerzo, dedicación y sobre todo el apoyo incondicional hace que seguimos creciendo como personas, con valores y virtudes, consiguiendo alcanzar y culminar los objetivos planteados en el presente y en un futuro.

A nuestros círculos de amistad que de algún u otro modo han estado para apoyarnos de forma anímica, académica y moral en todo momento.

A la Ingeniera Emérita Delgado por haber creído, apoyarnos y darnos la confianza para realizar este proyecto integrador y guiarnos en todo el camino hasta el final.

DECLARACIÓN EXPRESA

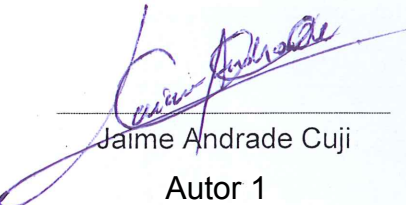
“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Jaime Andrés Andrade Cuji

Fernando Andrés Solano Borja

Emérita Alexandra Delgado Plaza, Ph.D.

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”.



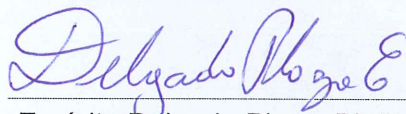
Jaime Andrade Cuji

Autor 1



Fernando Solano Borja

Autor 2



Emérita Delgado Plaza, Ph.D.

Tutor

RESUMEN

El proyecto se trata sobre el **“Diseño y construcción de un porta bandeja móvil para pruebas de secado de productos alimentarios”**. Para el proyecto se establece un sistema compuesto por el horno previamente construido y el portabandejas móvil. El sistema consta del conjunto de cinco porta bandejas capaz de soportar el peso del producto a secar de 2 kg por bandeja y de su correspondiente transmisión de potencia que permite desplazar verticalmente 50 mm al sistema entero por medio de mecanismos tornillo sinfín – corona y cadenas – catarinas siendo de módulo 1,5 y módulo 4 respectivamente, para realizar el dimensionamiento del mecanismo se tomó en cuenta la geometría de la cámara de secado (1,05 x 1,16 x 1,14) metros.

El procedimiento para mover el sistema comienza desde el tornillo sinfín con revoluciones bajas pero con un torque elevado, el tornillo sinfín se engrana a una corona, la cual está conectada mediante a un eje de transmisión macizo que brinda la potencia necesaria hacia piñones situados a los extremos para poder desplazarse por la cadena. Cada componente del porta bandeja móvil se diseñó para que sea capaz de soportar todo el peso del sistema, el peso del producto, el torque y movimiento tanto para el caso estático y dinámico.

La razón del diseño y construcción propuestos fueron por características específicas dadas las cuales fueron, manejo individual de cada porta bandeja y uso de manivela, además de tener el mínimo contacto de componentes mecánicos con el producto para así evitar dañar la calidad de secado del producto final. La construcción final se hizo de plástico por los altos costos que demanda hacer cada componente de los materiales antes mencionados y de la mano de obra, esto debido a que se trata de un diseño para fines de laboratorio y no del sector industria.

Por medio del diseño y construcción del sistema móvil de porta bandeja se puede afirmar que el sistema móvil es seguro porque no falla dinámicamente ya que el valor obtenido de factor de seguridad para el mecanismo tornillo sinfín – corona es $\eta = 3,9$.

Además por medio de un software se verificó que los componentes mecánicos críticos del sistema móvil no falla ni estáticamente ni dinámicamente es decir que el sistema móvil de porta bandeja es seguro porque tiene autobloqueo.

Palabras Clave:

Factor de seguridad, humedad, porta bandeja, ángulo de avance, auto bloqueo, tornillo sinfín, torque, eje de transmisión, corona.

ABSTRACT

Project is about "Design and construction of a tray holder with movement for drying tests of foodstuff ". For project was established a system consisting of the previously constructed oven and a tray holder with movement. System consists of a set of five tray holders able to support the weight of the product to be dried (2 kg per tray) and its corresponding power transmission that allows a vertically move of 50 mm to the whole system by means of worm gear - crown and chains - pinion being of module 1,5 and module 4 respectively, to realize the sizing of the mechanism, it was taken into account the geometry of the drying chamber (1.05 x 1.16 x 1.14) meters.

Each component of tray holder with movement was designed to be able to support the entire weight of the system, product weight, torque and movement for both the static and dynamic case. Materials used were selected depending of its operation, the tray holders were made of stainless steel - AISI 304 - to avoid any contamination from humidity and high temperature that will be exposed, the worm gear was machined in transmission steel and crow was machined in commercial bronze crown to reduce the friction.

Reason for the proposed design and construction were chosen for specific characteristics given as individual handling of each tray holder and use of crank, in addition to having the minimum contact of mechanical components with the product in order to avoid damaging the drying quality of the product final. The final construction was made of plastic due to the high costs demanded by each component for its materials and labor, due to the fact that the tray holder with movement was designed for laboratory purposes and not for industry sector.

Through design and construction of the mobile tray system it can be said that system is safe because it does not fail dynamically because value obtained from the safety factor for the worm gear is $\eta = 3,9$.

Also through software, was verified that the critical mechanical components of the tray holder with movement (tray holder, transmission shaft, and worm crown) won't fail neither statically nor dynamically, this mean, the tray holder with movement is safe.

Keywords:

Safety factor, humidity, tray holder, feed angle, self-locking, worm, torque, drive shaft, screw.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
SIMBOLOGÍA	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS	XI
ÍNDICE DE PLANOS	XIII
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
1.3.1 Deshidratación.....	2
1.3.2 Tipos de secadores	3
1.3.3 Parámetros a considerar en la deshidratación de un producto.....	4
1.3.4 Tipos de mecanismos de transmisión de potencia mecánica para bandejas.....	6
CAPÍTULO 2.....	10
2. METODOLOGÍA.....	10
2.1 Formulación de diferentes alternativas	10
2.2 Descripción y selección de la mejor alternativa	11
2.3 Diseño conceptual.....	17
2.4 Diseño detallado del producto	18
2.4.1 Metodología.....	18

2.4.2	Normativas	19
2.4.3	Principios técnicos	19
2.4.4	Selección de materiales	21
2.4.5	Procesos de fabricación.....	24
2.4.6	Dimensionamiento y selección de componentes mecánicos.....	25
2.4.7	Tolerancias	33
2.4.8	Simulación	36
2.4.9	Análisis de costos	39
CAPÍTULO 3.....		41
3.RESULTADOS		41
3.1	Dimensiones de componentes	41
3.2	Simulación de componentes	45
3.3	Comparación de resultados.....	49
3.4	Comparación del sistema móvil de porta bandejas con respecto a diseños existentes.....	51
3.5	Pruebas de funcionamiento del sistema móvil.....	53
CAPÍTULO 4.....		56
4.DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES		56
4.1	Conclusiones.....	56
4.2	Recomendaciones.....	58
BIBLIOGRAFÍA		
APÉNDICES		

ABREVIATURAS

AISI	American Iron and Steel Institute
ANSI	American National Standards Institute
ANSYS	Analysis Systems
AGMA	American Gear Manufacturers Association
ASME	American Society of Mechanical Engineers
CAD	Computer Aided Design
DIN	Deutsches Institut für Normung
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
EPP	Equipo de protección personal
FDS	Factor de Seguridad
HRC	Hardness Rockwell C
ISO	International Organization for Standardization
HT	Humedad – Temperatura
PLC	Controlador Lógico Programable
PVR	Presión de Vapor Relativa
SDK	Software Development Kit
SKF	Svenska Kullager Fabriken

SIMBOLOGÍA

A	Área transversal
ABS	Acrilonitrilo butadieno estireno
A_s	Área del esfuerzo cortante
a	Cabeza del acoplamiento tornillo sinfín – corona
a_w	Actividad acuosa
b	Altura para bandas
b'	Raíz del acoplamiento tornillo sinfín - corona
C	Distancia entre centros
C_{CA}	Factor de carga
C_m	Factor de corrección de relación
C_R	Factor por confiabilidad
Cr	Cromo
C_s	Factor de corrección del material
C_{su}	Factor de superficie
C_{TA}	Factor de tamaño
C_{TE}	Factor de temperatura
C_v	Factor de corrección de velocidad
c	Holgura entre tornillo sinfín – corona
c'	Distancia a un punto desde el eje neutro
D_m	Diámetro medio del eje del tornillo sinfín
D_G	Diámetro de cara de la corona del tornillo sinfín
d	Diámetro
d_{teo}	Diámetro teórico
d_{sim}	Diámetro simulación
D	Diámetro de paso
D_t	Diámetro de garganta del tornillo sinfín
d_o	Diámetro exterior del tornillo sinfín
d_p	Diámetro de perno
d_r	Diámetro de raíz del tornillo sinfín
d'	Distancia desde centroide hasta punto de acción del peso del producto
E	Módulo de elasticidad

F	Fuerza resultante de perno
F_e	Ancho efectivo de la cara de la corona del tornillo sinfín
F_G	Ancho de cara del tornillo sinfín
\vec{F}	Fuerza primaria ejercida sobre perno
\vec{F}'	Fuerza secundaria ejercida sobre perno
$(F_w)_{m\acute{a}x}$	Ancho de cara máximo del tornillo sinfín
g	Gravedad del planeta Tierra
h_t	Profundidad completa del acoplamiento tornillo sinfín – corona
I	Momento de inercia de área
J	Joules
K	Kelvin
K_v	Factor de carga dinámica
k_f	Concentrador de esfuerzos por fatiga
k_{fm}	Concentrador de esfuerzos medio por fatiga
k_{fsm}	Concentrador de esfuerzos por torsión medio por fatiga
k_{fs}	Concentrador de esfuerzos por torsión por fatiga
kg	Kilógramo
ksi	Kilo libras por pulgadas cuadradas
k_t	Concentrador de esfuerzos teórico (estático)
k_{ts}	Concentrador de esfuerzos teórico (estático) a la torsión
L	Longitud
m	Metro
m^3	Metro cúbico
m'	Módulo
mm	Milímetro
M	Momento
M_a	Momento alternante
M_m	Momento medio
M_{p1}	Masa del producto
M_{p2}	Masa del porta bandeja
Mo	Molibdeno
MPa	Megapascal

N	Newton
N_f	Factor de seguridad
n	Número de dientes de la corona del tornillo sinfín
n_G	Velocidad de rotación de la corona del tornillo sinfín
n'	Número de pernos
q	Radio de la muesca
P_x	Paso circunferencial circular de corona del tornillo sinfín
p	Paso
R	Distancia del centroide hasta el centro de cada perno
S_b	Esfuerzo de flexión de corona del tornillo sinfín
S_f	Límite de fatiga de flexión pura
S'_b	Resistencia de fluencia a la tensión del tornillo sinfín
S_e'	Resistencia a la fatiga sin corregir
S_f	Límite de fatiga en flexión pura
S_{ut}	Resistencia última a la tracción
S_y	Resistencia mínima a la fluencia
T	Torque
T_a	Torque alternante
T_{amb}	Temperatura media anual del ambiente
T_h	Temperatura máxima del horno
T_G	Par Torsión del Tornillo sinfín
T_m	Torque medio
t	Espesor
V	Fuerza cortante
V_G	Velocidad tangencial de corona del tornillo sinfín
W	Watts
W_d	Carga dinámica
W_{GT}	Fuerza tangencial real de la corona
W_r	Fuerza radial
W_t	Fuerza tangencial
W_{total}	Peso total
$(W_t)_{perm}$	Fuerza tangencial permisible en diente del engrane del tornillo sinfín
\bar{x}	Coordenada del centroide en el eje x

\bar{y}	Coordenada del centoride en el eje y
y	Factor de Lewis
Z_w	Número de hileras del tornillo sinfín
ω	Velocidad angular del tornillo sinfín
α	Aceleración angular del tornillo sinfín
α'	Coeficiente de expansión térmica
λ	Ángulo de avance
μm	Micrómetro
ϕ_n	Ángulo normal de presión de la corona
$\sigma_{máxnom}$	Esfuerzo máximo nominal
σ_{term}	Esfuerzo térmico
σ_x	Esfuerzo de flexión ejercido en el eje x
σ_y	Resistencia de fluencia a la tensión
σ_y'	Esfuerzo de flexión ejercido en el eje y
Va	Vanadio
σ	Esfuerzo de flexión
τ	Esfuerzo cortante
η	Factor de seguridad
η_{teo}	Factor de seguridad teórico
η_{sim}	Factor de seguridad simulación
ΔT	Diferencia de temperatura
$^\circ$	Grados
$^\circ C$	Grados Celsius
'	Minutos

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Esquema de las fases alimento fluido del transporte	2
Figura 1.2 Esquema de secador de bandejas	4
Figura 2.1 Metodología del diseño	18
Figura 2.2 Vista Isométrica del sistema móvil de porta bandejas	20
Figura 2.3 Vista Lateral del sistema móvil de porta bandejas	20
Figura 2.4 Vista Frontal del sistema móvil de porta bandejas	21
Figura 2.5 Grados de precisión del Tornillo Sinfín (KHK W 001)	34
Figura 2.6 Grados de precisión de Corona (KHK W 002)	34
Figura 2.7 Tolerancias del Tornillo Sinfín	35
Figura 2.8 Tolerancias de la Corona del Tornillo Sinfín	35
Figura 2.9 Mallado del porta bandeja	36
Figura 2.10 Mallado del eje de transmisión de potencia	37
Figura 2.11 Fuerzas y momentos del eje de transmisión.....	37
Figura 2.12 Dimensiones de chavetas	38
Figura 2.13 Mallado del mecanismo tornillo sinfín – corona	38
Figura 2.14 Mallado del mecanismo tornillo sinfín – corona	39
Figura 3.1 Parámetros sometidos sobre el mecanismo tornillo sinfín – corona.....	45
Figura 3.2 Distribución de Esfuerzos Von Mises	45
Figura 3.3 Distribución de Esfuerzos Von Mises	46
Figura 3.4 Factor de Seguridad.....	46
Figura 3.5 Deformación (Deflexión) del porta bandeja con 1 kg por ala	47
Figura 3.6 Deformación (Deflexión) del eje de transmisión	47
Figura 3.7 Factor de Seguridad del eje de transmisión.....	48
Figura 3.8 Gráfica de diámetro vs longitud del eje de transmisión.....	49
Figura 3.9 Prueba de autobloqueo	54
Figura 3.10 Prueba de movimiento.....	55

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Tipos de Bandas.....	7
Tabla 1.2 Tipos de engranajes	8
Tabla 1.3 Tipos de cadenas	9
Tabla 2.1 Tabla de criterios de evaluación con su respectivo código	13
Tabla 2.2 Tabla de alternativas para selección del sistema de elevación con su ilustración	14
Tabla 2.3 Tabla de alternativas para selección de tipo sistema de desplazamiento (cadena – catarina, cremallera – piñón).....	14
Tabla 2.4 Tabla de valores asignados según importancia de criterios de evaluación ...	15
Tabla 2.5 Tabla de ponderación de criterios de evaluación para selección del sistema de elevación	15
Tabla 2.6 Tabla de rango de valores para calificación de criterios	16
Tabla 2.7 Tabla de calificación para cada sistema de elevación aplicando calificación de criterios según rango de valores.....	16
Tabla 2.8 Tabla de calificación de cada sistema de desplazamiento aplicando calificación de criterios según rango de valores.....	17
Tabla 2.9 Tabla de normas.....	19
Tabla 2.10 Tabla de propiedades mecánicas de los materiales correspondientes a diferentes componentes mecánicos del sistema móvil de porta bandejas ..	23
Tabla 2.11 Tabla de materiales correspondientes a los diferentes componentes mecánicos del sistema móvil de porta bandejas.....	24
Tabla 2.12 Tabla de costos para cada elemento mecánico para UNA BANDEJA	39
Tabla 2.13 Tabla de costos para cada elemento mecánico para CINCO BANDEJAS ..	40
Tabla 3.1 Tabla de las dimensiones de los parámetros del tornillo sinfín	42
Tabla 3.2 Tabla de las dimensiones de los parámetros de la corona.	42
Tabla 3.3 Tabla de las dimensiones de los parámetros de la catarina.....	43
Tabla 3.4 Tabla de las dimensiones de los parámetros de la cadena.....	43
Tabla 3.5 Tabla de las dimensiones de los parámetros del eje de transmisión	44
Tabla 3.6 Tabla de las dimensiones de los parámetros de la chaveta.....	44
Tabla 3.7 Tabla de las dimensiones de los parámetros de juntas empernadas	44
Tabla 3.8 Tabla de los diferentes sistemas de elevación para bandejas	52

Tabla 3.9 Tabla de componentes mecánicos y ensamblaje del prototipo del sistema
móvil de porta bandejas53

ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1: VISTA EN EXPLOSIÓN
- PLANO 2: PLANO DE CONJUNTO
- PLANO 3: PLANO DE CONJUNTO CARCASA
- PLANO 4: PLANO DE PORTA BANDEJA
- PLANO 5: PLANO DE TORNILLO SINFIN
- PLANO 6: PLANO DE CORONA
- PLANO 7: PLANO DE BASE DE PORTA BANDEJA
- PLANO 8: PLANO DE GUÍAS, GUÍAS PEQUEÑAS Y SOPORTE PARA GUÍAS
- PLANO 9: PLANO DE EJE DE TRANSMISIÓN
- PLANO 10: PLANO DE CADENA Y CATARINA
- PLANO 11: PLANO DE CARCASA
- PLANO 12: PLANO DE ESTRUCTURA

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

En la industria alimentaria uno de los problemas más comunes es que los deshidratadores se encuentran diseñados para un determinado producto, por lo que el espaciado entre cada bandeja está definido y esto provoca una no uniformidad de secado para toda la carga.

Para esto se ha procedido a diseñar y construir un sistema móvil para el secado de alimentos que regule el posicionamiento de cada bandeja teniendo en cuenta que el espaciado mínimo es de 50 *mm* y el espaciado máximo es de 70 *mm* para cada bandeja siendo fundamental para la uniformidad del secado.

Habría que decir también que otra restricción es que el sistema móvil de porta bandejas tiene que soportar una temperatura de 80 grados Celsius. Además, el peso total del producto a deshidratar será de 10 *kg*.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

- ◆ Diseñar y construir un sistema móvil de porta bandejas utilizado para realizar secado de productos alimentarios.

1.2.2 Objetivos Específicos

- ◆ Diseñar y seleccionar bajo catálogos y normas los componentes mecánicos presente en el mecanismo móvil.
- ◆ Seleccionar el tipo de mecanismo para el sistema móvil de porta bandejas por medio de matriz de decisión.
- ◆ Realizar pruebas del funcionamiento de porta bandeja móvil durante las pruebas de secado.

1.3 Marco teórico

1.3.1 Deshidratación

La deshidratación tiene como objetivo mantener las características y alargar la durabilidad de un producto.

El secado ha sido utilizado desde la antigüedad para preservar las diferentes clases de alimentos como lo son: vegetales, carnes, granos, frutas y pescados.

La deshidratación es un procedimiento mediante el cual se remueve de manera total o parcial el agua presente en los alimentos. Este procedimiento puede ser utilizado para líquidos, sólidos o gases, además de formar parte de las operaciones unitarias como lo son la adsorción, la evaporación, centrifugación, etcétera.

Hay que mencionar, además que los productos agroalimentarios se encuentran por lo general en estado sólido, debido a esto la deshidratación está definida como la Operación Básica en la cual el agua contenida en un sólido o disolución se transfiere hacia la parte fluida que lo rodea esto es gracias a los gradientes de actividad de agua a_w entre ambas fases. (Fito Maupoey, Andrés Grau, Barat Baviera, & Albors Sorolla, 2001)

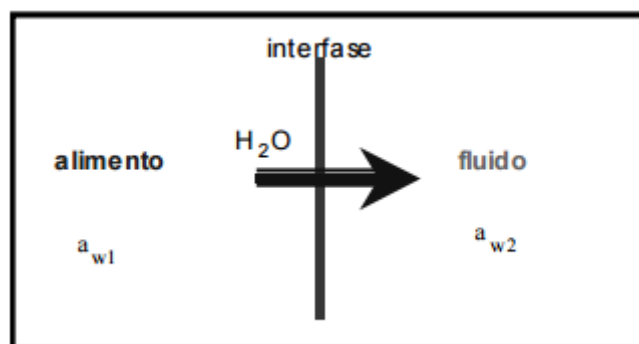


Figura 1.1 Esquema de las fases alimento fluido del transporte del agua durante la deshidratación debido al gradiente a_w

Fuente: Fito, Andrés, Barat, Albors, 2001.

1.3.2 Tipos de secadores

Acerca de los tipos de secadores hoy en día existen diferentes tipos de secadores, los cuales emplean transferencia de calor por radiación, convección o conducción en sus diseños, cabe mencionar que el agua, sol o aire caliente son las fuentes principales de energía para el secado. Se debe agregar que según el Método de transferencia de calor, los secadores para sólidos húmedos se clasifican en:

- ✓ Secadores por convección o directos.
- ✓ Secadores por conducción o indirectos.
- ✓ Secadores por radiación.

Y a su vez se subdividen según el tipo del contenedor del secador en:

- Secadores de estufa o horno.
- Secadores de bandejas o de armario.
- Secadores de túnel. (Fito Maupoey, Andrés Grau, Barat Baviera, & Albors Sorolla, 2001)

1.3.2.1 Secadores convectivos

Los secadores directos o convectivos tienen la particularidad de ser utilizados para eliminar el contenido de agua de las partículas y los alimentos en forma laminar. Habría que decir también que en los secadores convectivos el calor es suministrado por medio de gas o aire caliente, el cual de manera uniforme fluye secando la superficie del producto. (Fito Maupoey, Andrés Grau, Barat Baviera, & Albors Sorolla, 2001)

1.3.2.1.1 Secadores de bandeja

Los secadores de bandeja se caracteriza por formar parte de los secadores convectivos, además funcionan impulsando aire caliente por medio de un ventilador que circula a través de una cámara de secado. El aire puede ser calentado utilizando varias fuentes de energía, como vapor, aceite, combustible (gas natural), resistencias eléctricas. (Fito Maupoey, Andrés Grau, Barat Baviera, & Albors Sorolla, 2001)

Se debe agregar que este tipo de secador puede disponer de reguladores para controlar la velocidad del aire nuevo y la cantidad de aire de circulación. Todavía cabe señalar que a partir de la Tesis de Grado de Benites Calle y Baidal Aparicio en los sistemas de cabina de secado para hornos, las velocidades de aire utilizadas para flujo transversal están desde 2 hasta $5 \frac{m}{s}$, y para flujo ascendente debe ser de $1,5 \frac{m}{s}$ por cada metro cuadrado de bandeja. Finalmente a partir de la Tesis anteriormente citada se puede asegurar que el secador de bandeja es económico para su construcción y flexible para su mantenimiento. (Calle Benites & Aparicio Baidal, 2011)

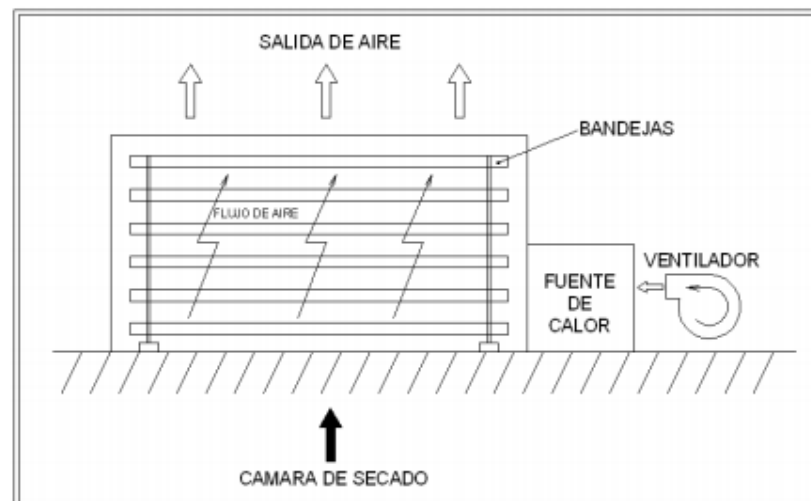


Figura 1.2 Esquema de secador de bandejas

Fuente: Calle, Aparicio, 2011.

1.3.3 Parámetros a considerar en la deshidratación de un producto

1.3.3.1 Temperatura

La temperatura es una magnitud escalar que mide la cantidad de calor que tiene cuerpo, objeto o ambiente.

La forma más común de medir la temperatura es el termómetro. (Cengel & Boles, 2012)

1.3.3.1.1 Control de temperatura

Para poner en funcionamiento un control de temperatura se necesita un controlador lógico programable (PLC), una termocupla tipo K que sirve para medir la temperatura, un sensor de humedad HT que sirve para medir la humedad, dos módulos de expansión para el PLC, para capturar señales de temperatura y humedad, y un panel que servirá para el interfaz con el usuario. (Montoya Otálvaro, 2009)

1.3.3.2 Contenido de humedad

Se refiere a toda el agua, de manera global que contiene un alimento. Puede expresarse sobre la base del peso húmedo, es decir la masa de agua por unidad de masa de producto húmedo. Otra manera de expresar el contenido de humedad es en base al peso seco, es decir la masa de agua por unidad de masa de componentes sólidos desecados. (Cengel & Boles, 2012)

1.3.3.3 Humedad específica

La humedad específica o absoluta se define como la masa de vapor de agua contenida en una unidad de masa de aire seco. (Cengel & Boles, 2012)

1.3.3.4 Humedad relativa

Se define como la relación entre la cantidad de humedad que contiene el aire con respecto a la cantidad de máxima humedad que el aire puede llegar a contener a la misma temperatura. (Cengel & Boles, 2012)

1.3.3.5 Actividad del agua

La actividad del agua sirve para la predicción del estado de cualquier tipo de alimento. Además esta resulta de la razón entre la presión de vapor de agua de un producto y la presión de vapor del agua pura, a la misma temperatura, por tanto, la actividad del agua es utilizado para caracterizar el estado de equilibrio del agua en una matriz alimenticia que iguala la presión relativa de equilibrio (PVR) en la atmósfera circundante. Para alcanzar el equilibrio, debe haber una transferencia de masa de agua del alimento al entorno o viceversa hasta llegar a un

equilibrio, donde los valores de a_w deben ser iguales en ambas fases a temperatura y presión constante. (Badui, 2006)

1.3.4 Tipos de mecanismos de transmisión de potencia mecánica para bandejas

Son mecanismos que sirven para transmitir potencia entre varios elementos mecánicos (bandas, poleas, engranes, cadenas) dentro de cualquier tipo de maquinaria.

Se dividen en:

- Poleas (Bandas o correas)
- Ruedas dentadas (Cadenas y Engranajes) (Budynas & Nisbett, 2002)

1.3.4.1 Transmisión de potencia por poleas

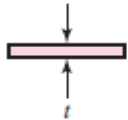
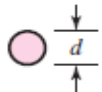
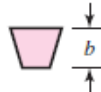
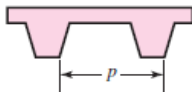
Para la transmisión de potencia por poleas se requiere utilizar bandas o correas. (Budynas & Nisbett, 2002)

1.3.4.1.1 Bandas

Las bandas son elementos mecánicos flexibles utilizados para unir mecánicamente dos o más flechas, casi siempre paralelas. Los diferentes tipos de bandas son:

- ❖ Plana.
- ❖ Redonda.
- ❖ Tipo V.
- ❖ De sincronización. (Budynas & Nisbett, 2002)

Tabla 1.1 Tipos de Bandas

	Plana	Redonda	Tipo V	De Sincronización
Características	No necesitan estar a ángulos rectos los ejes de las poleas donde se encuentren las bandas.	Puede transmitir potencia a una distancia entre centros grande.	Su forma sirve para aumentar la fuerza de fricción que se genera entre la banda y las poleas.	No se estira, ni se desliza por lo que se transmite potencia con una relación de velocidad angular constante
Eficiencia	98 %	98 %	70 – 96 %	97 – 99 %
Sección Transversal	Rectangular	Circular	Trapezoidal	Sistema de dentado
Ilustración				
Restricciones	$0,03 \leq t \leq 0,20$ pulg $0,75 \leq t \leq 5$ mm	$0,125 \leq d \leq 0,75$ pulg	$0,31 \leq b \leq 0,91$ pulg $8 \leq b \leq 19$ mm	$p \geq 2$ mm

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2002)

Elaboración propia

1.3.4.2 Transmisión de potencia por ruedas dentadas

Para la transmisión de potencia por ruedas dentadas se pueden utilizar engranajes o cadenas. (Budynas & Nisbett, 2002)

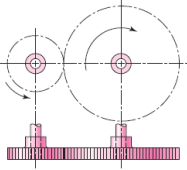
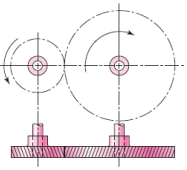
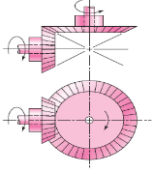
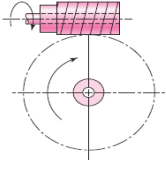
1.3.4.2.1 Engranajes

Los engranajes están formados por 2 o más engranes, los cuales sirven para transmitir torque y potencia en una variedad de aplicaciones sin deslizamiento gracias a los dientes de los engranes.

Los diferentes tipos de engranes que existen son:

- ✓ Rectos.
- ✓ Helicoidales.
- ✓ Cónicos.
- ✓ De tornillo sinfín. (Budynas & Nisbett, 2002)

Tabla 1.2 Tipos de engranajes

	Rectos	Helicoidales	Cónicos	Sinfín
Características de los dientes	Posee dientes paralelos al eje de rotación.	Posee dientes inclinados con respecto al eje de rotación.	Posee dientes formadas en superficies cónicas.	Los dientes del tornillo sinfín y de la corona del tornillo sinfín se envuelven de forma parcial uno alrededor del otro.
Función de los dientes	Sirven para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo.	Sirven para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo.	Se emplean para transmitir movimiento entre ejes que se intersectan.	Se emplean cuando la razón de velocidades de los ejes es muy altas (mayores a 3).
Esquema				

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2002)

Elaboración propia

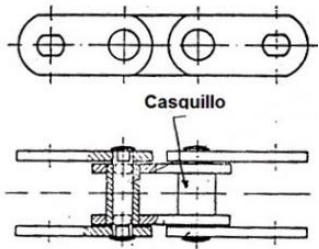
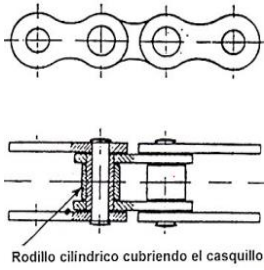
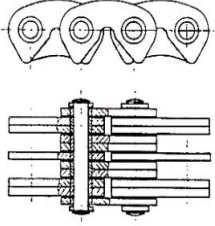
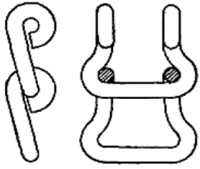
1.3.4.2.2 Cadenas

Posee como característica principal una relación constante de velocidad lo cual involucra que no exista deslizamiento, ni estiramiento. Además estas son más compactas y duraderas. Todavía cabe mencionar que las cadenas no necesitan tensión inicial como en el caso de las correas, y permite trabajar a distancias entre centros más pequeñas a comparación con la distancia entre centros de las poleas. (Budynas & Nisbett, 2002)

La clasificación de las cadenas según el tipo de cadena que se emplee es:

- ✓ De rodillos.
- ✓ De casquillos.
- ✓ Dentadas.
- ✓ Abiertas o Vaucanson. (Arias González, Luna Rojas, Munizaga, & Pizarro, 2015)

Tabla 1.3 Tipos de cadenas

	De rodillos	De casquillos	Dentadas	Abiertas o Vaucanson
Características de cadena	Tipo de cadena más utilizada para transmitir potencia. Consta de placas interiores y exteriores que se alternan sucesivamente y unidas entre sí de forma articulada	Estructuralmente coinciden con las cadenas de rodillos. No tienen rodillos, son más ligeras y baratas.	Conocidas como cadenas silenciosas. Constan de un juego de chapa con forma de dientes.	Diseñadas para aplicaciones de cargas altas y poca velocidad como máquinas elevadoras de carga
Esquema				

Fuente: (Arias González, Luna Rojas, Munizaga, & Pizarro, 2015)

Elaboración propia

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

2.1 Formulación de diferentes alternativas

Desde un principio del proyecto se puso claro el requisito fundamental para el diseño y construcción, éste es que por medio de una manivela se pueda transmitir la energía necesaria para el desplazamiento de mecanismo entero de forma vertical para una o varias portabandejas.

Para ello se dimensionó y seleccionó los componentes con respecto al horno ya previamente construido, dando un diseño sencillo y fiable.

Se tomará en cuenta la seguridad, el mantenimiento y la operatividad hacia el producto como factores importantes para la selección de los materiales de los componentes que pertenecen al sistema de porta bandejas, por ende, los materiales que se escogerán serán aquellos de fácil obtención en el mercado y los que cumplan con la función de soportar carga de forma estática y por falla de fatiga.

Las alternativas propuestas dependen de los requerimientos del cliente, los cuales son:

- El sistema soporte un peso de carga máxima de 10 kg.
- El sistema sea capaz de desplazar verticalmente las bandejas una distancia máxima entre 50 y 70 mm.
- El sistema sea capaz de desplazar verticalmente a 5 bandejas de forma individual.

También se debe tener en cuenta que las alternativas propuestas dependen de la operatividad, mantenimiento, y seguridad del sistema móvil.

Las alternativas propuestas para generar la transmisión de potencia son la siguiente:

- Sistema móvil tonillo sinfín y corona.
- Sistema móvil engranajes cónicos.

Las alternativas propuestas para generar el movimiento al sistema móvil son las siguientes:

- Sistema cadena – catarina.
- Sistema piñón – cremallera.

2.2 Descripción y selección de la mejor alternativa

Para seleccionar y diseñar el mecanismo para nuestro proyecto necesitamos conocer el movimiento que realizamos (movimiento de entrada) y el que deseamos (movimiento de salida) para después elegir la combinación de operadores (mecanismo) más adecuada.

Sistema móvil tornillo sinfín y corona:

Este tipo de sistema de engranaje se utiliza para la transmisión de movimiento entre dos árboles donde sus flechas se cruzan sin cortarse, normalmente formando 90 grados. Dicho sistema se compone principalmente por un engrane de gusano (tornillo sinfín) y su respectiva rueda dentada cilíndrica con dentado helicoidal (corona).

El movimiento será por medio del contacto lineal que existe entre el filete del sinfín y los dientes de la corona, al girar el tornillo sin desplazamiento axial, transmite un movimiento de giro a la corona; de tal manera que, en una revolución completa del tornillo sinfín, la corona rota un arco igual al paso de la rosca del sinfín. Por lo tanto, para un giro completo de la rueda dentada se necesitarán tantas vueltas como dientes tenga el mismo.

Sistema móvil engranajes helicoidales cruzados (engrane de tornillo)

El sistema consta de dos engranes helicoidales donde sus flechas están cruzadas, los engranes son convencionales, pero con ángulos de hélices opuestos. La instalación en ejes cruzados los convierte en engranajes de tornillo. Los dientes de los engranes helicoidales entran en zona de acoplamiento a medida que giran progresivamente, cada diente se engrana primero en un lado, y posteriormente el contacto aumenta hasta recorrer toda la longitud del diente conforme rote el engrane acoplado al volante. La

eficiencia es alta comparado con el sistema de engrane tipo gusano antes mencionado.

Se debe tener en cuenta que estos dos sistemas son similares en:

- ◆ Usan engranes de dientes helicoidales.
- ◆ Soportan la misma cantidad de carga.
- ◆ Son reductores de velocidades.
- ◆ Funcionan de manera suave y silenciosa.

Lo que diferencia a los engrane de tornillo y tipo gusano será sus eficiencias (70-95% y 30-90% respectivamente) y el auto bloqueo (agente externo e interno respectivamente), éste servirá para poder sostener cargas y darle mayor precisión de desplazamiento al sistema, estos parámetros están ligados a la seguridad y fiabilidad para realizar la operación de desplazar los porta bandejas.

Se debe entender que la transmisión de potencia lo genera el tornillo sinfín y la corona, transmitiéndolo por el eje hacia los piñones y así ejerciendo una rotación, entonces el sistema se desplazará a lo largo del camino (cadena o cremallera)

Mecanismo Cadena – Catarina

Está compuesto por dos componentes mecánicos como el piñón (Catarina) y la cadena, la catarina a diferencia de los piñones convencionales presenta dientes en punta y a la hora de adquirir uno deberá guiarse por el paso diametral y no por el módulo, dichos dientes se introducirán en los orificios de la cadena que para su correcto acople deberá tener el mismo paso de la catarina. Para el proyecto se tensionará la cadena para no obtener ninguna deflexión que dificulte el desplazamiento. Este mecanismo está pensado para transmitir pocas cantidades de potencia además de ser fáciles de conseguir en el mercado nacional.

Mecanismo Cremallera – Piñón.

Este mecanismo comprende una cremallera sólida de acero que servirá de camino para que mediante el piñón el mecanismo se traslade la distancia deseada, la cremallera a diferencia de la cadena contiene dientes y para su correcto acople con el piñón estos deberán tener el mismo módulo. El mecanismo podrá transmitir grandes cantidades de potencia así también como tener una mayor precisión al engranar sus dientes.

Para realizar la selección de la mejor alternativa se debe realizar una matriz de decisión definiendo diversos criterios de evaluación (Manzano Sánchez & Rodríguez Salazar, 2013) con su respectiva ponderación, dichos criterios se muestran en la tabla 2.1:

Tabla 2.1 Tabla de criterios de evaluación con su respectivo código

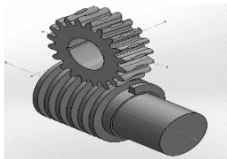

Código	Criterio de evaluación
I	Costo
II	Facilidad de ensamblaje
III	Facilidad de mantenimiento
IV	Facilidad de operación
V	Seguridad

Fuente: (Manzano Sánchez & Rodríguez Salazar, 2013)

Elaboración propia


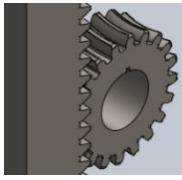
A continuación, en las tablas 2.2 y 2.3 se muestran las alternativas para la selección del sistema de elevación y el sistema de desplazamiento respectivamente con sus respectivas ilustraciones.

Tabla 2.2 Tabla de alternativas para selección del sistema de elevación con su respectiva ilustración

Código	Alternativas	Ilustración
A	Sistema Móvil Tornillo Sinfín – Corona	
B	Sistema Móvil Engrane de tornillo	

Elaboración propia

Tabla 2.3 Tabla de alternativas para selección de tipo sistema de desplazamiento (cadena – catarina, cremallera – piñón)

Código	Alternativas	Ilustración
A	Cadena – Catarina	
B	Cremallera – Piñón	

Elaboración propia

Se utilizó el **MÉTODO ORDINAL CORREGIDO DE CRITERIOS PONDERADOS** (Riva Romeva, 2002) para la asignación de la ponderación del peso a cada criterio de evaluación para seleccionar la mejor alternativa de cada sistema.

Este método se basa en una tabla de valores donde cada criterio de evaluación se confronta con los criterios restantes y se asignan los valores mostrados en la tabla 2.4:

Tabla 2.4 Tabla de valores asignados según importancia de criterios de evaluación

Valor	Criterios
1	Criterio I > Criterio II
0,5	Criterio I = Criterio II
0	Criterio I < Criterio II

Fuente: (Riva Romeva, 2002).

Elaboración propia

En la tabla 2.5 se muestra las ponderaciones asignadas para cada criterio de evaluación, los cuales son necesarios para realizar la selección de alternativa para cada tipo de sistema mediante matriz de decisión.

Tabla 2.5 Tabla de ponderación de criterios de evaluación para selección del sistema de elevación

	Costo	Facilidad de ensamblaje	Facilidad de mantenimiento	Facilidad de operación	Seguridad	$\sum +1$	Ponderación
Costo		1	0,5	0	1	3,5	0,23
Facilidad de ensamblaje	0		0,5	0	0	1,5	0,10
Facilidad de mantenimiento	0,5	0,5		0,5	0	2,5	0,17
Facilidad de operación	1	1	0,5		0,5	4	0,27
Seguridad	0	1	1	0,5		3,5	0,23
	TOTAL					15	1,00

Fuente: (Riva Romeva, 2002).

Elaboración propia

En la tabla 2.6 se define las categorías y su rango de valores para la calificación de cada criterio de evaluación, el rango de valores va desde 1 hasta 10 (Jamieson, 2009).

Tabla 2.6 Tabla de rango de valores para calificación de criterios

Categoría	Rango de valores
Excelente	10
Muy Bueno	8-9
Bueno	6-7
Regular	4-5
Malo	3-4
Muy Malo	1-2

Fuente: (Jamieson, 2009).

Elaboración propia

En la tabla 2.7 se puede apreciar las calificaciones asignadas para cada sistema móvil teniendo en cuenta cada uno de los criterios anteriormente mencionados con calificación y ponderación respectivamente. Además, se observa que de acuerdo con la Matriz de Decisión la mejor alternativa es el Sistema Móvil TORNILLO SIN FÍN – CORONA (Alternativa A) por tener mayor valoración en los criterios de evaluación de facilidad de operación y seguridad porque el mecanismo tornillo sinfín – corona posee una alta maniobrabilidad e inclusive montaje para el operador, además de un autobloqueo por parte de su geometría.

Tabla 2.7 Tabla de calificación de cada sistema de elevación aplicando calificación de criterios según rango de valores

Alternativas/Criterios de evaluación	I	II	III	IV	V	Total
	0,23	0,10	0,17	0,27	0,23	1,00
A	2,30	0,8	1,36	2,43	2,07	8,96
B	1,84	0,8	1,36	2,16	1,84	8,00

Elaboración propia

En la tabla 2.8 se puede apreciar las calificaciones asignadas para cada sistema teniendo en cuenta cada uno de los criterios anteriormente mencionados con su respectiva calificación y ponderación respectivamente. Además, se observa que de acuerdo con la Matriz de Decisión la mejor alternativa es Cadena – Catarina (Alternativa A) por tener mayor valoración en los criterios de evaluación de Costos y Facilidad de mantenimiento, por ser el mecanismo cadena – catalina mucho más económico comparado con el mecanismo piñón – cremallera, además de que el mecanismo cadena – catalina es muy sencillo realizarle un mantenimiento básico.

Tabla 2.8 Tabla de calificación de cada sistema de desplazamiento aplicando calificación de criterios según rango de valores

Alternativas/Criterios de evaluación	I	II	III	IV	V	Total
	0,23	0,10	0,17	0,27	0,23	1,00
A	2,30	1,00	1,53	2,43	1,84	9,10
B	1,61	1,00	1,36	2,43	1,84	8,24

Elaboración propia

2.3 Diseño conceptual

A continuación, se describen las especificaciones del diseño:

- ✓ El diseño tiene que regular la posición vertical de cada bandeja teniendo en cuenta que el espaciamiento mínimo y máximo es 50 y 70 *mm* respectivamente.
- ✓ El conjunto de bandejas y porta bandejas tiene que soportar una carga máxima de 10 *kg*.
- ✓ El conjunto de bandejas y porta bandejas tiene que tener un material que soportar una temperatura de 80 °C.
- ✓ El conjunto de porta bandejas debe estar construido de un material adecuado para el contacto con productos alimentarios.
- ✓ El diseño de porta bandejas debe ser el más seguro y económico posible, guardando una relación cercana entre ambos.

2.4 Diseño detallado del producto

2.4.1 Metodología

La metodología a seguir va a seguir la siguiente:

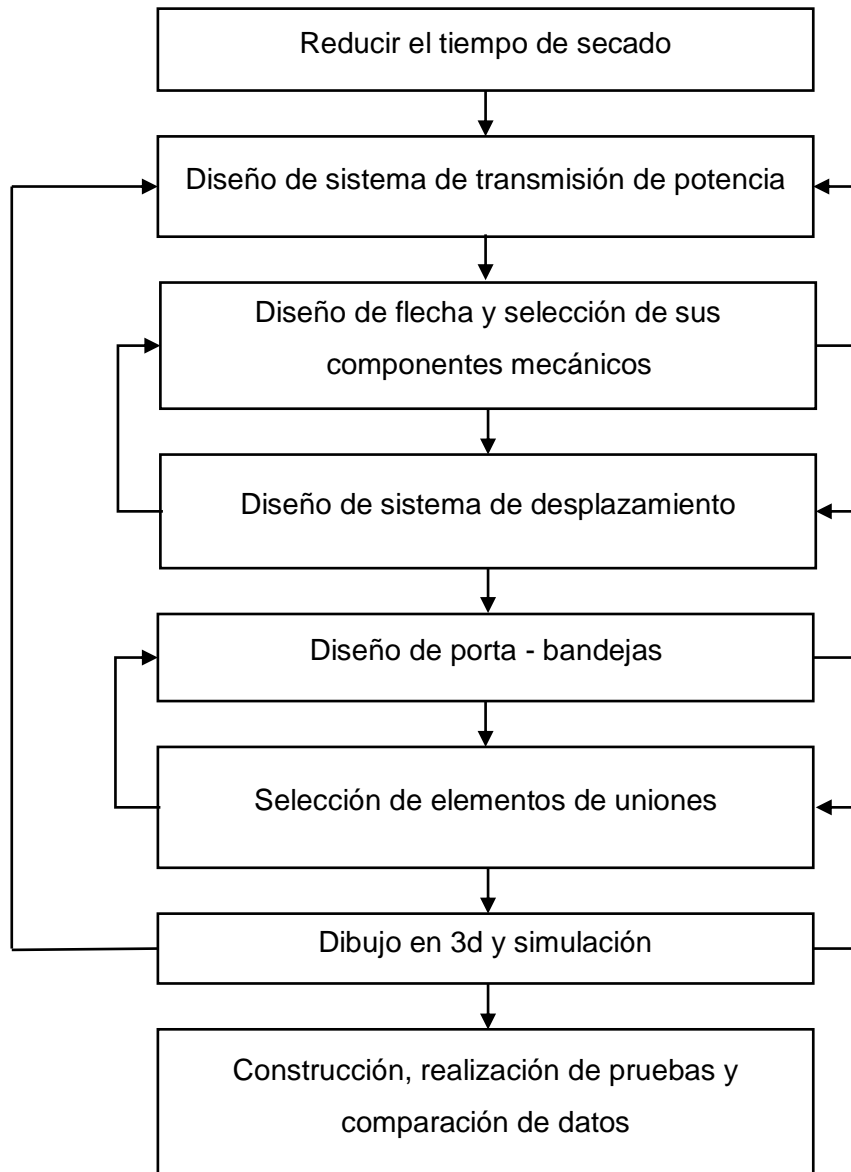


Figura 2.1 Metodología del diseño

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2002)

Elaboración propia

2.4.2 Normativas

Las normas usadas para realizar el diseño y selección de cada componente mecánico del sistema móvil de porta bandejas se detallan en la tabla 2.9:

Tabla 2.9 Tabla de normas

NORMA	ELEMENTO MECÁNICO
ANSI/AGMA 6022 – C93	Diseño de tornillo sinfín – corona
ANSI/AGMA 6022 – C93	Tabulaciones de factores empleadas en el diseño de tornillo sinfín – corona
ANSI/AGMA 2101 – D04	Diseño de engranes helicoidales
ANSI/ASME B106.1M-1985	Diseño de eje de transmisión de potencia
DIN 8187 / ISO 1977	Selección de cadenas – catarinas
ISO 2491 – B	Selección de chavetas

Elaboración propia

2.4.3 Principios técnicos

Diseño de forma del sistema

Para realizar el diseño de forma del sistema móvil de porta bandejas, primero fue necesario definir los componentes mecánicos a diseñar y seleccionar del sistema los cuales son: *tornillo sinfín, corona del tornillo sinfín, eje de transmisión de potencia, cadena, catarina, porta bandejas, juntas empernadas*. Para realizar el diseño y selección de los componentes mecánicos del sistema fue necesario conocer y establecer la carga máxima a levantar por parte del porta bandejas, material, temperatura, confiabilidad de los componentes mecánicos, velocidad angular del tornillo sinfín, dimensiones del horno para poder realizar el correcto diseño de todos los componentes mecánicos. El diseño se realiza por medio de Normas ISO, ASME, AGMA, DIN y ANSI. Además en las figuras 2.2, 2.3 y 2.4 se observa las vistas isométricas, lateral y frontal del esquema del sistema móvil de porta bandejas respectivamente. La ubicación exacta de cada componente mecánico del sistema móvil de porta bandejas se encuentra detallada en APÉNDICE A (Plano 2: PLANO DE CONJUNTO)

ESQUEMA DEL SISTEMA MÓVIL DE PORTA BANDEJAS

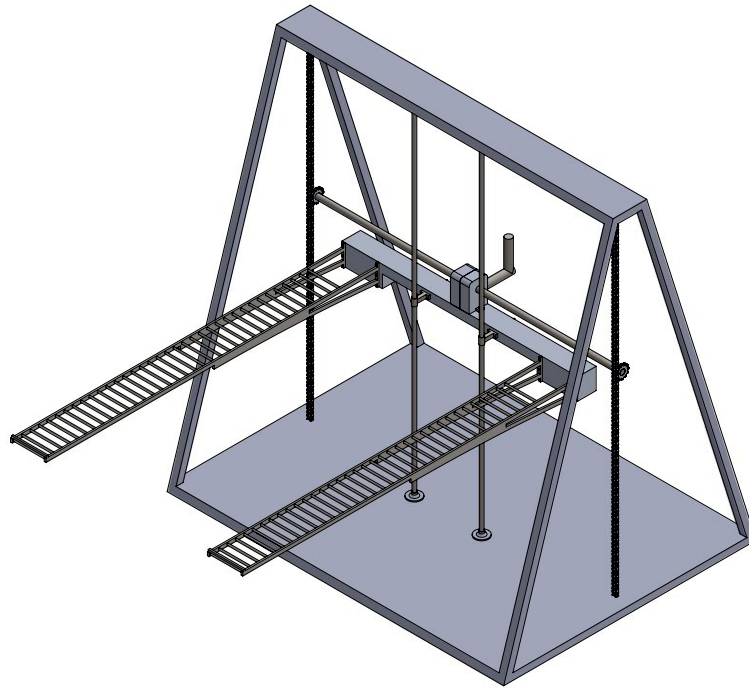


Figura 2.2 Vista Isométrica del sistema móvil de porta bandejas

Elaboración propia

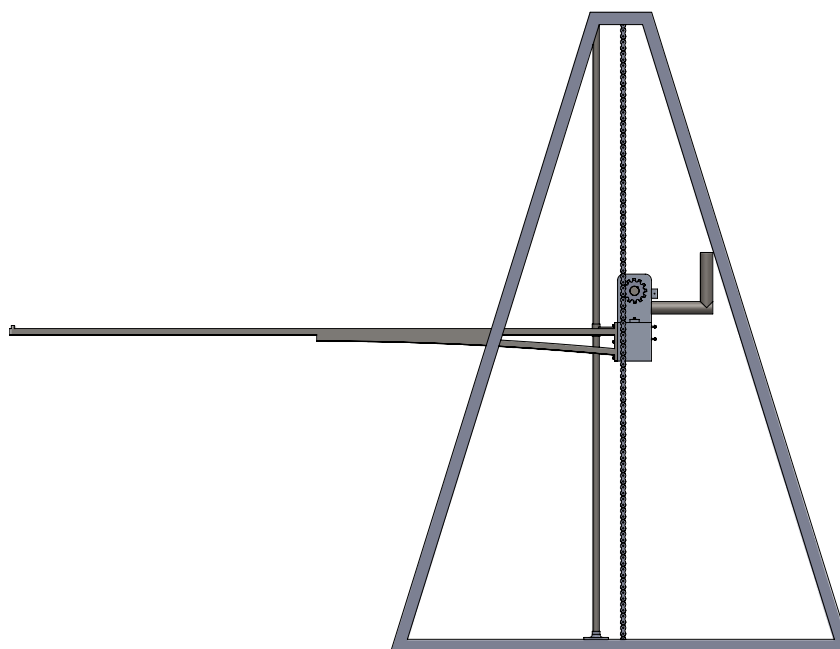


Figura 2.3 Vista Lateral del sistema móvil de porta bandejas

Elaboración propia

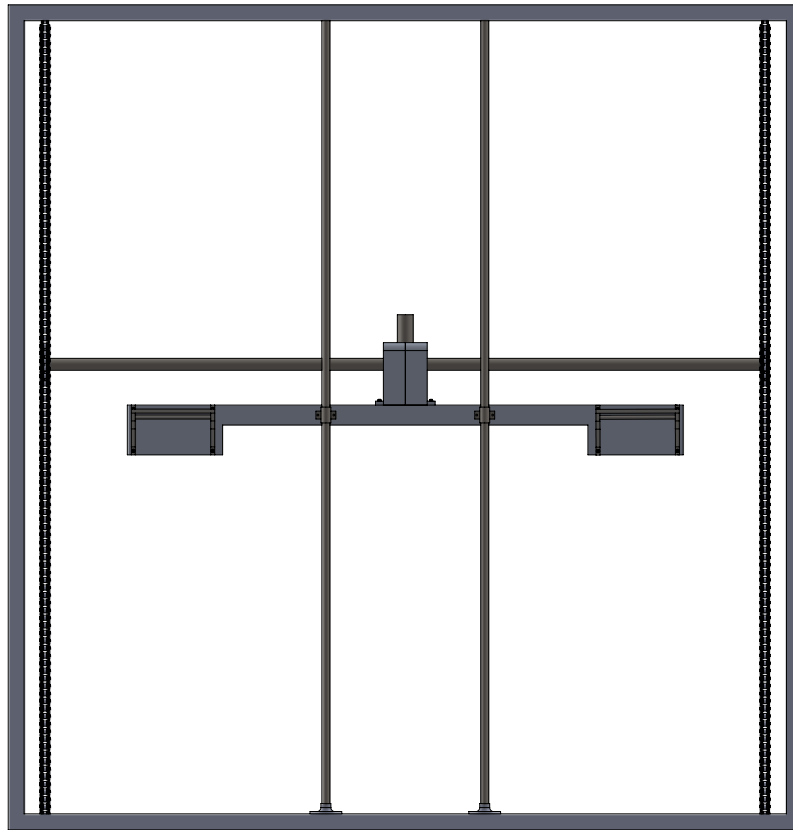


Figura 2.4 Vista Frontal del sistema móvil de porta bandejas

Elaboración propia

2.4.4 Selección de materiales

Para la selección de los materiales a utilizar en cada uno de los componentes del sistema se toma en cuenta su resistencia térmica, resistencia a la tracción, módulo de elasticidad y el peso del mismo para su mejor funcionamiento con bajo costo de fabricación y disponibilidad en el mercado. La selección se lo hace con materiales tradicionales que satisfagan las condiciones a las cuales estén sometidos cada uno de los componentes mecánicos.

El tornillo sinfín deberá soportar en su diente el peso total del mecanismo debido a su auto bloqueo con la corona, y ser capaz de transmitir el torque necesario mediante una manivela para desplazar de manera vertical los porta bandejas, dicho esto el material más común que se utiliza por catálogo es el AISI 1045, dicho material es un acero de transmisión siendo capaz de soportar dicha carga, también se lo implementará en el eje de transmisión que es el indicado para el diseño del mismo.

La corona del tornillo sinfín se la diseña con el material de Bronce comercial para facilitar el movimiento del sinfín disminuyendo notablemente la fricción entre dientes que pueden provocar un daño prematuro o hasta la fundición del mismo y que estos queden pegados, además el latón o también conocido como bronce comercial tiene la resistencia adecuada para soportar la carga siendo su factor de seguridad mayor a 1,5.

El porta bandeja se lo diseña con el material Acero Inoxidable (AISI 304) siendo el acero más común y óptimo debido a que se va a exponer a una alta humedad, alta temperatura y exposición directa a alimentos, sus características son las adecuadas tanto para soportar la carga de 2 *kg* máximo del producto como para soportar las altas temperaturas el cual es 70°C.

Para disminuir el peso del sistema sin afectar su funcionamiento la base del porta bandeja y la carcasa son diseñadas con una aleación de aluminio 6061, siendo un material liviano y barato.

El material de las chavetas debe poder soportar la carga de 2 *kg* y por su diseño deben ser menos resistentes que el Bronce comercial (material de la corona) y que el acero AISI 1045 (material del eje de transmisión típicamente usado por su facilidad al momento de soldar) para que así no se dañen a ninguno de los dos componentes mecánicos, por eso se selecciona el acero AISI 1010 que es el material más adecuado para aquello.

El material de la cadena se utiliza planchas laminadas en frío de acero aleado con 40 *Mo* y 50 *Cr* (placas), aceros para cementar con un tratamiento térmico Temple 50 - 65 HRC (pasadores), acero 60 *Cr* – *Va* (rodillos). El material de la catarina es acero medio al carbono 40 con un tratamiento térmico Temple 45 – 55 HRC.

Todos los cálculos serán mostrados en ANEXOS y los resultados se mostrarán en el capítulo 3.

Tabla 2.10 Tabla de propiedades mecánicas de los materiales correspondientes a los diferentes componentes mecánicos del sistema móvil de porta bandejas

	Acero AISI 304	Acero AISI 1045 (Laminado en frío)	Bronce comercial	Aleación de Aluminio 6061	Acero AISI 1010 (Laminado en caliente)
Modulo elástico [MPa]	190000	205000	110000	69000	200000
Coefficiente de Poisson	0,29	0,29	0,3	0,33	0,29
Módulo cortante [MPa]	75000	80000	43000	26000	80000
Densidad [$\frac{kg}{m^3}$]	8000	7850	7400	2700	7870
Límite de tracción [MPa]	517,02	625	551,49	124,08	325
Limite elástico [MPa]	206,81	530	275,74	55,15	180
Coefficiente de expansión térmica [$\frac{1}{K}$]	$1,8 \cdot 10^{-5}$	$1,15 \cdot 10^{-5}$	$1,7 \cdot 10^{-5}$	$2,4 \cdot 10^{-5}$	$1,22 \cdot 10^{-5}$
Conductividad térmica [$\frac{W}{m \cdot K}$]	16	49,8	56	170	51,9
Calor específico [$\frac{J}{kg \cdot K}$]	500	486	380	1300	448

Fuente: (Norton, 2011), (Hibbeler, 2011), (Budynas & Nisbett, 2002).

Elaboración propia

En la tabla 2.10 se muestran los valores de las diferentes propiedades mecánicas para cada uno de los diferentes materiales correspondientes a cada componente mecánico del sistema móvil de porta bandejas.

Tabla 2.11 Tabla de materiales correspondientes a los diferentes componentes mecánicos del sistema móvil de porta bandejas.

	Porta bandeja	Tornillo Sinfín Eje de transmisión	Corona	Base y carcasa del porta bandeja	Chavetas
Material	Acero AISI 304	Acero AISI 1045 (Laminado en frío)	Bronce comercial	Aleación de Aluminio 6061	Acero AISI 1010 (Laminado en caliente)

Elaboración propia.

En la tabla 2.11 se muestran los diferentes materiales correspondientes a cada componente mecánico del sistema móvil de porta bandejas.

2.4.5 Procesos de fabricación

Los componentes mecánicos del sistema a fabricar son:

- ✦ Tornillo Sinfín
- ✦ Corona
- ✦ Eje
- ✦ Carcasa
- ✦ Chavetas
- ✦ Piñones
- ✦ Cadenas
- ✦ Base del porta bandejas
- ✦ Portabandejas
- ✦ Guías y guías pequeñas

Además, cabe recalcar que las máquinas herramientas para maquinar dichos componentes fueron:

Torno

Las operaciones que se realizaron en el torno fueron:

- ◆ Desbaste.
- ◆ Refrentado frontal y perpendicular.
- ◆ Cilindrado exterior.
- ◆ Tronzado.

Fresadora:

Las operaciones que se realizaron en la fresadora fueron:

- ◆ Ranurado.
- ◆ Perfilado.
- ◆ Planeado.
- ◆ Dentado.

2.4.6 Dimensionamiento y selección de componentes mecánicos

MECANISMO TORNILLO SINFÍN – CORONA

El diseño del tornillo sinfín – corona se lo realiza a partir de las Normas ANSI/AGMA 6022 – C93 (Diseño del Tornillo Sinfín – Corona), ANSI/AGMA 6034 – B92 (Tabulaciones de factores empleados en el Diseño Tornillo Sinfín – Corona) y del libro de Diseño de Máquinas (Un Enfoque Integrado) Cuarta Edición (Budynas & Nisbett, 2002):

Además, se conoce que la velocidad angular del tornillo sinfín $\omega = 60 \text{ rpm}$, la aceleración angular del tornillo sinfín $\alpha = 3 \frac{\text{rev}}{\text{s}^2}$.

Se calcula el intervalo del diámetro medio del tornillo sinfín (D_m) a partir de la distancia entre centros de la corona con respecto al tornillo sinfín ($C = 10,83 \text{ in}$).

$$\frac{C^{0,875}}{3} \leq D_m \leq \frac{C^{0,875}}{1,6} \quad (\text{ec. 2.1})$$

El diámetro medio del tornillo sinfín por medio de la ecuación 2.2:

$$D_m = \frac{C^{0,875}}{2,2} \quad (\text{ec. 2.2})$$

Se calcula el valor de la fuerza tangencial permisible en el diente del engrane del tornillo sinfín $(W_t)_{perm}$, la cual depende del factor de corrección del material C_s , diámetro del eje del tornillo sinfín D_m , ancho efectivo de la cara de la corona F_e , factor de corrección de relación C_m , y factor de corrección de velocidad C_v (tomando en cuenta todas las consideraciones que recomienda la Norma ANSI/AGMA 6034 – B92) por medio de la ecuación 2.3:

$$(W_t)_{perm} = C_s * D_m^{0,8} * F_e * C_m * C_v \quad (\text{ec. 2.3})$$

Se calcula el Par Torsión del Tornillo Sinfín T_G , por medio de la ecuación 2.4:

$$T_G = \frac{(W_t)_{perm} * D_m}{2} \quad (\text{ec. 2.4})$$

Se calcula el valor del paso axial P_x , por medio de la ecuación 2.5):

$$P_x = m * \pi \quad (\text{ec. 2.5})$$

Se calcula el valor del largo del tornillo sinfín L por medio de la ecuación 2.6, la cual depende del número de hileras del tornillo sinfín Z_w :

$$L = P_x * Z_w \quad (\text{ec. 2.6})$$

Se calcula el ángulo de avance del tornillo sinfín λ , el cual depende de su longitud L y del diámetro medio D_m por medio de la ecuación 2.7:

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\pi * D_m} \right) \quad (\text{ec. 2.7})$$

Se calcula el diámetro de corona D_G por medio de la siguiente ecuación 2.8, la cual depende del paso axial P_x , número de hileras del tornillo sinfín Z_w :

$$D_G = \frac{P_x * Z_w}{\pi} \quad (\text{ec. 2.8})$$

Se calcula el número dientes de la corona del tornillo sinfín n por medio de la ecuación 2.9, que depende del diámetro de cara de la corona D_G y el módulo m' :

$$n = \frac{D_G}{m'} \quad (\text{ec. 2.9})$$

Se calcula la carga tangencial real de la corona W_{GT} , la cual depende del Par del tornillo sinfín T_G y del diámetro de la cara de la corona D_G a partir de la ecuación 2.10:

$$W_{GT} = \frac{2 * T_G}{D_G} \quad (\text{ec. 2.10})$$

Se calcula la velocidad tangencial de la corona V_G por medio de la ecuación 2.11, la cual depende del diámetro de cara de la corona D_G y la velocidad de rotación de la corona n_G :

$$V_G = \pi * D_G * n_G \quad (\text{ec. 2.11})$$

Se calcula el factor de carga dinámica K_v por medio de la ecuación 2.12, que depende de la velocidad tangencial de la corona V_G :

$$K_v = \frac{1200}{1200 + V_G} \quad (\text{ec. 2.12})$$

Se calcula el valor de la fuerza que produce la carga dinámica W_d por medio de la ecuación 2.13, que depende de carga tangencial real de la corona W_{GT} y el factor de carga dinámica K_v :

$$W_d = \frac{W_{GT}}{K_v} \quad (\text{ec. 2.13})$$

Se calcula el valor de esfuerzo de flexión producido por la carga dinámica S_b por medio de la ecuación 2.14, que depende de carga dinámica W_d , factor de Lewis y , cara de la corona F_e , paso axial de la corona P_x .

$$S_b = \frac{W_d}{y * F_e * P_x} \quad (\text{ec. 2.14})$$

Se calcula el valor del factor de seguridad η para el tornillo sinfín por medio de la ecuación 2.15, la cual depende de la resistencia mínima a la tensión S_y y el esfuerzo de flexión S_b :

$$\eta = \frac{S_y}{S_b} \quad (\text{ec. 2.15})$$

Cabe recalcar que el valor de factor de seguridad también se lo obtendrán por medio de simulaciones descritas en las secciones 2.7 y 3.2 para posteriormente compararlos en la sección 3.3.

Además es necesario mencionar que tanto el tornillo sinfín y la corona fueron seleccionados del KHK Gear Catalog a partir de la descripción detallada en APÉNDICE B

EJE DE TRANSMISIÓN:

Para realizar el diseño de un eje de transmisión se utilizó el Libro de Diseño de Máquinas (Un Enfoque Integrado) Cuarta Edición (Norton, 2011) y la Norma ANSI/ASME código B106.1M-1985, la cual nos proporciona la ecuación 2.16:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f * M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} * T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} * M_m)^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (\text{ec 2.16})$$

Donde:

N_f es el factor de seguridad

k_f es el concentrador de esfuerzos por fatiga

M_a es el momento alternante

k_{fs} es el concentrador de esfuerzos por torsión por fatiga

T_a es el torque alternante

k_{fm} es el concentrador de esfuerzos medio por fatiga

M_m es el momento medio

k_{fsm} es el concentrador de esfuerzos por torsión medio por fatiga

T_m es el torque medio

S_f es el límite de fatiga en flexión pura

S_{ut} es la resistencia última a la tracción

Cabe recalcar que la ecuación 2.16 es posible utilizarla porque se tiene un Torque variable y un Momento flector variable con respecto al tiempo.

Se debe hallar los valores de las fuerzas tangenciales W_t y fuerzas radiales W_r que generan los engranes sobre el eje, que dependen del Torque que

se genera sobre el eje $T = 0,8829 [N * m]$, diámetro de cara de la corona $D = 30 [mm]$ por medio de las ecuaciones 2.17 y 2.18:

$$W_t = \frac{2 * T}{D_G} \quad (\text{ec. 2.17})$$

$$W_r = W_t * \tan(20) \quad (\text{ec. 2.18})$$

Se calcula el valor de límite de fatiga de flexión pura S_f , que depende del factor de superficie C_{su} , factor de carga C_{CA} , factor por confiabilidad C_R , factor de tamaño C_{TA} , factor de temperatura C_{TE} , resistencia a la fatiga sin corregir S_e' , por medio de la ecuación 2.19:

$$S_f = C_{su} * C_{CA} * C_R * C_{TA} * C_{TE} * S_e' \quad (\text{ec. 2.19})$$

Cabe recalcar que la resistencia a la fatiga sin corregir S_e' depende de la resistencia última a la tracción por medio de la ecuación 2.20:

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} \quad (\text{ec. 2.20})$$

Se calcula el valor del factor de concentrador de esfuerzos por fatiga k_f , que depende del radio de la muesca $q = 0,5$ (flexión) y $k_t = 3,5$ por medio de la ecuación 2.21:

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1) \quad (\text{ec. 2.21})$$

Se calcula el valor del factor de concentrador de esfuerzos por torsión por fatiga k_{fs} , que depende del radio de la muesca $q = 0,57$ (torsión) y $k_{ts} = 2$ por medio de la ecuación 2.22:

$$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1) \quad (\text{ec. 2.22})$$

Se compara el valor del producto de k_f con $\sigma_{máxnom}$ con respecto a la resistencia de la fluencia S_y , se puede afirmar que:

$$k_{fsm} = k_{fs}$$

$$k_{fm} = k_f$$

$$k_f * |\sigma_{máxnominal}| < S_y \quad (\text{ec. 2.23})$$

Donde:

k_f es el concentrador de esfuerzos por fatiga

k_{fs} es el concentrador de esfuerzos por torsión por fatiga

k_{fm} es el concentrador de esfuerzos medio por fatiga

k_{fsm} es el concentrador de esfuerzos por torsión medio por fatiga

Finalmente se utiliza la ecuación 2.16 para hallar el valor del diámetro del eje.

MECANISMO CADENA – CATARINA

Al tener que transmitir sólo movimiento vertical el mecanismo cadena – catarina, se lo seleccionó del catálogo SKF TRANSMISSION CHAINS a partir del paso de la cadena p_c , número de dientes de la catarina N_c y la velocidad de rotación de la catarina n_c .

JUNTAS EMPERNADAS

Las juntas empernadas fueron seleccionadas a partir del Catálogo de SODIPER.

A continuación se procede a realizar el análisis del factor de seguridad para las juntas empernadas. Desde la ecuación 2.24 hasta la ecuación 2.29 se obtuvieron de los libros Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley, Octava Edición (Budynas & Nisbett, 2002) y Mecánica de Materiales, Octava Edición (Hibbeler, 2011).

Se calcula el peso total soportado por cada bandeja W_{total} por medio de la ecuación 2.24:

$$W_{total} = (m_1 + m_2) * g \quad (\text{ec. 2.24})$$

Donde:

m_1 es la masa del producto

m_2 es la masa del porta bandeja

g es la gravedad del planeta Tierra

Se calcula la fuerza primaria que soporta cada perno \vec{F}' por medio de la ecuación 2.25:

$$\vec{F}' = \frac{W_{total}}{n'} \quad (\text{ec. 2.25})$$

Donde:

W_{total} es el peso total soportado por cada bandeja

n' es el número de pernos

Se calcula el momento ejercido desde el centro del perno hasta el centroide del conjunto de pernos M por medio de la ecuación 2.26:

$$M = W_{total} * d' \quad (ec. 2.26)$$

Donde:

W_{total} es el peso total soportado por cada bandeja

d' es la distancia desde el centroide hasta el punto de acción del peso total soportado por cada bandeja

Se halla la fuerza secundaria que soporta cada perno $\overrightarrow{F''}$ por medio de la ecuación 2.27:

$$\overrightarrow{F''} = \frac{M * R_n}{\sum R_n^2} \quad (ec. 2.27)$$

Donde:

M es el momento

R es la distancia desde el centroide hasta el centro de cada perno

Se calcula el diámetro mínimo de cada perno d_p , por medio de la ecuación 2.28:

$$d_p = \sqrt{\frac{8 * F * \eta}{\pi * S_y}} \quad (ec. 2.28)$$

Donde:

F es el la fuerza resultante que se ejerce sobre cada perno

η es el factor de seguridad

S_y es la resistencia mínima a la fluencia del material del perno

Luego a partir del diámetro de perno se selecciona los pernos dependiendo de su disponibilidad en el mercado (Catálogo SODIPER)

Finalmente se calcula el factor de seguridad de perno seleccionado η por medio de la ecuación 2.29:

$$\eta = \frac{S_y * \pi * d_p^2}{8 * F} \quad (\text{ec. 2.29})$$

Donde:

S_y es la resistencia mínima a la fluencia del material del perno

d_p es el diámetro del perno

F es la fuerza resultante aplicada al perno

PORTA BANDEJAS

Los porta bandejas fueron dimensionadas a partir de las dimensiones de la cámara de secado. Es necesario mencionar que de los libros de Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley (Octava Edición) y Mecánica de Materiales (Octava Edición) Russell C. Hibbeler se obtuvieron las ecuaciones 2.30 – 2.35.

En el porta bandeja están presentes los esfuerzos por flexión σ que se calculan por medio de la ecuación 2.30:

$$\sigma = \frac{Mc'}{I} \quad (\text{ec. 2.30})$$

Siendo:

M = momento aplicado en el centro del portabandejas

c' = distancia a un punto desde el eje neutro

I = momento de inercia de área

También están presente esfuerzos térmicos σ_{term} , la cual se obtiene por la ecuación 2.31:

$$\sigma_{term} = E * \alpha' * \Delta T \quad (\text{ec. 2.31})$$

Siendo:

E = Módulo de elasticidad

α' = Coeficiente de expansión térmica

ΔT = Diferencia de temperatura

Además la diferencia de temperatura se la obtiene por la ecuación 2.32:

$$\Delta T = (T_h - T_{amb}) \quad (\text{ec. 2.32})$$

Donde:

T_h es la temperatura del horno

T_{amb} es la temperatura media anual del ambiente

También está sometido a esfuerzos cortantes τ que se calculan por medio de la ecuación 2.33:

$$\tau = \frac{3V}{2A} \text{ (ec. 2.33); para secciones rectangulares}$$

Siendo:

V = Fuerza cortante

A = Área transversal del portabandejas

Luego se hace el análisis se hace por medio de la energía de distorsión utilizando el esfuerzo Von Mises σ' por medio de la ecuación 2.34:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_{y'} + \sigma_{y'}^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{(ec. 2.34)}$$

Donde:

σ_x es el esfuerzo de flexión ejercido en el eje x

$\sigma_{y'}$ es el esfuerzo de flexión ejercido en el eje y

τ_{xy} es el esfuerzo cortante en el plano xy

Finalmente se calcula el factor de seguridad mínimo para el porta bandeja por medio de la ecuación 2.35:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \text{(ec. 2.35)}$$

Donde:

S_y es la resistencia mínima a la fluencia del material

σ' es el esfuerzo de von Mises

2.4.7 Tolerancias

Teniendo como datos las dimensiones procedemos a identificar los grados precisión y tolerancias adecuadas para los componentes mecánicos por medio del KHK Gear Catalog:

Grados de Precisión:

Grade	Error	Module				
		over m0.4 up to 1	over m1 up to 1.6	over m1.6 up to 2.5	over m2.5 up to 4	over m4 up to 6
1	Tooth profile error	8	12	16	20	25
	Lead error	7	9	11	13	16
2	Tooth profile error	12	16	20	24	29
	Lead error	15	18	21	25	28
3	Tooth profile error	16	23	30	37	50
	Lead error	20	23	27	33	37
4	Tooth profile error	20	30	40	50	70
	Lead error	30	32	38	46	52

Figura 2.5 Grados de precisión del Tornillo Sinfín (KHK W 001)

Fuente: (KHK Gear Catalog, 2015)

En la figura 2.5 se muestran los grados de precisión para el tornillo sinfín, los cuales están definidas por su módulo (1,5) y el grado con el cual fue manufacturado (KHK W 001 grado 4), dichos resultados tienen como unidad el micrómetro (μm), siendo el error del perfil del diente 30 y el error de avance 32.

Grade	Error	Over m0.4 up to 1		Over m1 up to 1.6				Over m1.6 up to 2.5				Over m2.5 up to 4				Over m4 up to 6										
		Pitch diameter (mm)																								
		6 up to 12	12 up to 25	25 up to 50	50 up to 100	100 up to 200	12 up to 25	25 up to 50	50 up to 100	100 up to 200	200 up to 400	12 up to 25	25 up to 50	50 up to 100	100 up to 200	200 up to 400	400 up to 800	25 up to 50	50 up to 100	100 up to 200	200 up to 400	400 up to 800				
1	Single pitch error	5	6	7	7	9	6	7	8	9	10	7	7	8	9	11	8	9	10	11	13	9	10	11	13	14
	Total composite error	21	24	26	30	34	25	28	31	35	41	27	30	33	37	43	33	36	40	46	53	37	40	45	50	57
2	Single pitch error	8	8	9	10	12	9	10	11	12	14	9	10	12	13	15	11	13	14	16	18	13	14	16	18	20
	Total composite error	30	33	37	42	48	35	39	44	50	57	38	42	46	52	60	46	51	57	64	74	52	57	63	71	80
3	Single pitch error	11	12	13	15	17	12	14	16	18	20	13	15	16	19	21	16	18	20	23	26	19	20	22	25	29
	Total composite error	43	47	53	60	68	50	55	62	71	81	53	59	66	74	85	65	72	81	91	105	74	81	90	100	115
4	Single pitch error	15	17	19	21	24	18	19	22	25	29	19	21	23	26	30	23	25	28	32	37	26	28	32	35	40
	Total composite error	60	66	74	83	95	70	77	87	99	115	75	83	92	105	120	91	100	115	130	145	105	115	125	140	160
5	Single pitch error	21	24	26	30	34	25	28	31	35	41	27	30	33	37	43	33	36	40	46	53	37	40	45	50	57
	Total composite error	86	94	105	120	135	100	110	125	140	165	105	120	130	150	170	130	145	160	185	210	150	160	180	200	230

Figura 2.6 Grados de precisión de Corona (KHK W 002)

Fuente: (KHK Gear Catalog, 2015)

En la figura 2.6 se muestran los grados de precisión para la corona, los cuales están definidas por su módulo (1,5), el grado con el cual fue manufacturado (KHK W 001 grado 4) y el diámetro de paso (30,05 mm), dichos resultados tienen como unidad el micrómetro (μm), siendo el error del paso simple 19 y el error del compuesto total de 77.

Tolerancia del Tornillo Sinfín:

Series	Total length(mm)	Tolerance
KWGDL	Uniform	0 - 0.10
SWG SW SUW	Less than 100	0 - 0.15
	Over 100	0 - 0.20
KWGDLS KWG	Uniform	Normal tolerance

Figura 2.7 Tolerancias del Tornillo Sinfín

Fuente: (KHK Gear Catalog, 2015)

En la figura 2.7 se muestra el rango de longitudes del tornillo sinfín, los cuales está dividido en 2 partes, menos de 100 *mm* y sobre 100 *mm*, las longitudes del tornillo sinfín comprende el largo del tornillo sinfín siendo menor que 100 *mm* (40 *mm*) es decir que el rango de tolerancia está desde -0,15 hasta 0.

Tolerancia de la corona:

Total length(mm)	Tolerance
below 30	0 - 0.10
over 30 up to 100	0 - 0.15
over 100	0 - 0.20

Figura 2.8 Tolerancias de la Corona del Tornillo Sinfín

Fuente: (KHK Gear Catalog, 2015)

En la figura 2.8 se muestra el rango de longitudes, el cual está dividido en 3 partes, menos de 30 *mm*, sobre 30 *mm* hasta 100 *mm* y sobre los 100 *mm*, las longitudes de la corona comprenden el largo (espesor) del mismo siendo menor que 30 *mm* (14 *mm*) siendo el rango de tolerancia de -0,10 a 0.

2.4.8 Simulación

A partir de ANSYS Student, Autodesk Inventor Student y Solidworks (versión estudiantil) se realizó las simulaciones a cada uno de los componentes mecánicos del sistema móvil.

Los parámetros utilizados en la simulación fueron 12 *kg* (peso de todo el sistema móvil de porta bandeja), los soportes del mecanismo (juntas empernadas en la unión del porta bandejas con las guías del porta bandejas)

Además cabe recalcar que mediante los programas ANSYS Student se realizó el mallado tipo fino de los componentes que estarán directamente enlazados con fuerza o momentos que se generan por la carga a soportar las cuales son el peso del mecanismo y el producto a secar además de la representación de las sujeciones a las que se encuentran sometidas.

Dichos mecanismos son:

- Portabandejas.
- Tornillo sinfín.
- Corona.
- Eje de transmisión de potencia.
- Chavetas.

Porta bandeja

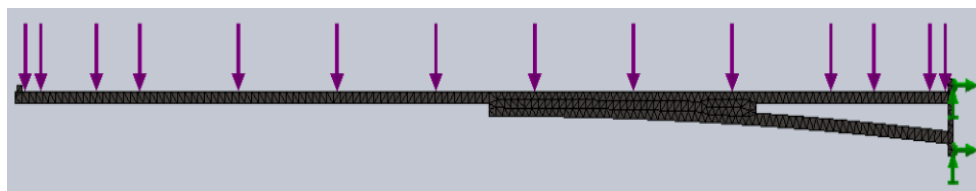


Figura 2.9 Mallado del porta bandeja

Elaboración propia

En la figura 2.9 se observa el mallado del porta bandeja, el cual se realizó con una función de tamaño curva, un centro de relevancia medio, un método de suavizado medio y de transición rápida por medio del programa Solidworks (versión estudiantil).

Eje de transmisión

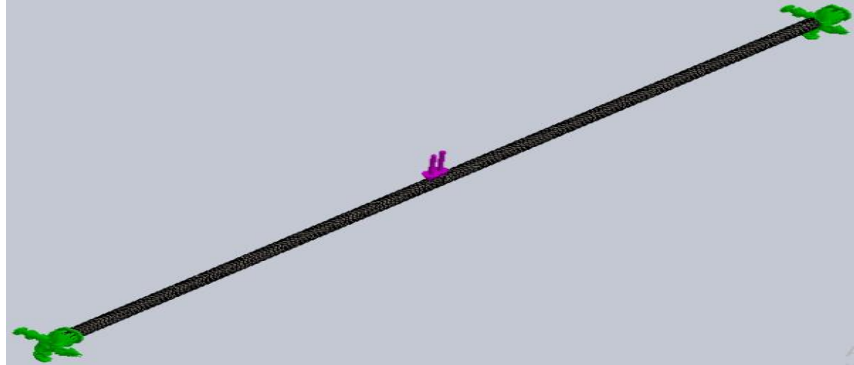


Figura 2.10 Mallado del eje de transmisión de potencia

Elaboración propia

En la figura 2.10 se observa el mallado del eje de transmisión de potencia, el cual se realizó con una función de tamaño Curva, un centro de relevancia Medio, un método de suavizado medio y de transición rápida por medio del programa Solidworks (versión estudiantil).

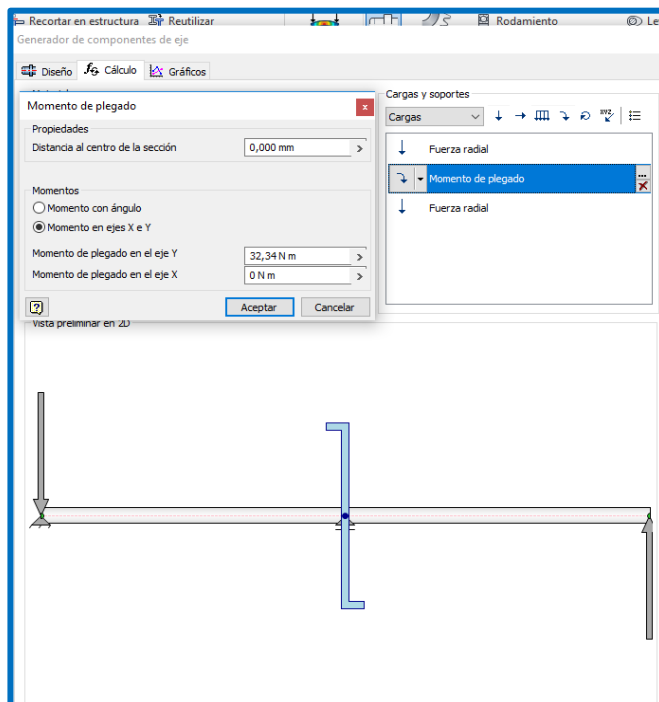


Figura 2.11 Fuerzas y momentos del eje de transmisión

Elaboración propia

En la figura 2.11 se observa el valor y ubicación de cada fuerza y momento ejercido sobre el eje de transmisión para posteriormente obtener el valor del diámetro de eje sugerido por el programa Autodesk Inventor.

Chavetas

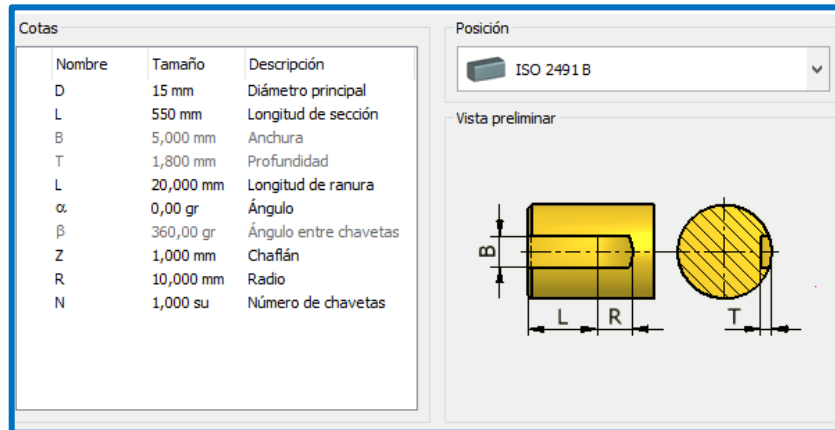


Figura 2.12 Dimensiones de chavetas

Elaboración propia

En la figura 2.12 se observa las dimensiones de las chavetas de los componentes mecánicos: eje de transmisión, corona, catarina, los cuales se obtuvieron por medio del simulador de Autodesk Inventor y además cumplen con la Norma ISO 2491-B.

Tornillo Sinfín - Corona

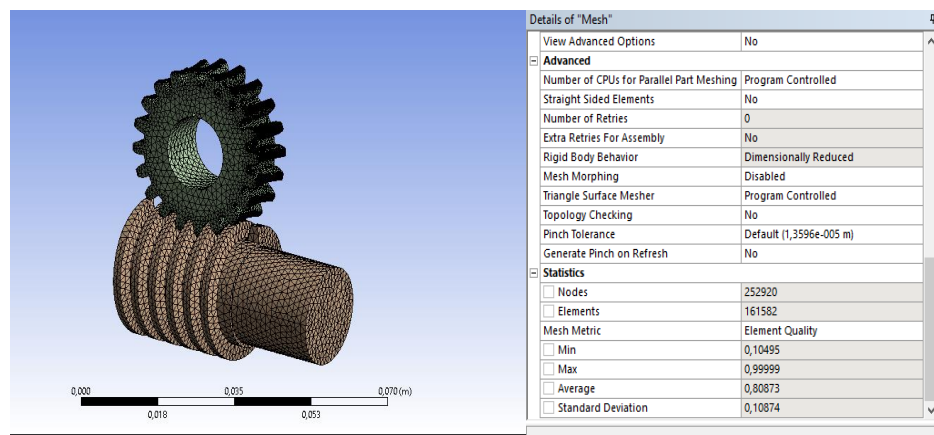


Figura 2.13 Mallado del mecanismo tornillo sinfín – corona

Elaboración propia

En la figura 2.13 se observa el mallado del tornillo sinfín – corona que la cantidad totales de elementos y nodos son de 161582 y 252920 respectivamente. Además, se puede observar que el promedio en porcentaje de división para el mecanismo es de 80,87 %, el cual me indica

que la técnica para realizar el mallado en el mecanismo fue realizado de manera efectiva.

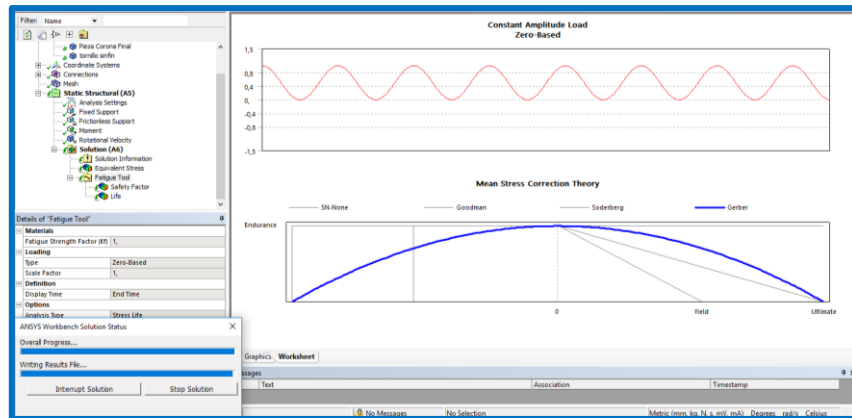


Figura 2.14 Mallado del mecanismo tornillo sinfín – corona

Elaboración propia

En la figura 2.14 se observa el criterio de falla por fatiga seleccionado y el tipo de esfuerzo que se genera sobre el mecanismo tornillo sinfín – corona que son Goodman Modificado (Criterio más conservador) y esfuerzo repetitivo respectivamente.

2.4.9 Análisis de costos

A continuación se detallan los costos de cada uno de los elementos del sistema móvil de porta bandejas para **UNA BANDEJA** por medio de la tabla 2.12.

Tabla 2.12 Tabla de costos para cada elemento mecánico para UNA BANDEJA

Cantidad	Elemento mecánico	Costo (dólares)
1	Mecanismo tornillo sinfín – corona	60,00
2	Mecanismo cadena – catarina	57,00
1	Manivela	5,00
4	Bases para guías	10,00
2	Guías	10,00
1	Base para estructura	30,00
1	Eje de transmisión	20,00
2	Porta bandejas	70,00
	Total	262,00

Elaboración propia

El costo de la **MANO DE OBRA** para el ensamblaje del sistema móvil es de **sesenta y tres dólares**. Es decir que el costo total del mecanismo es de **TRESCIENTOS VEINTICINCO DÓLARES**.

Además, por medio de la tabla 2.13 se detallan los costos de cada uno de los elementos del sistema móvil de porta bandejas para **CINCO BANDEJAS**.

Tabla 2.13 Tabla de costos para cada elemento mecánico para CINCO BANDEJAS

Cantidad	Elemento mecánico	Costo (dólares)
5	Mecanismo tornillo sinfín – corona	200,00
1	Mecanismo cadena – catarina	57,00
5	Manivela	15,00
4	Bases para guías	10,00
2	Guías	10,00
1	Base para estructura	30,00
5	Eje de transmisión	60,00
10	Porta bandejas	250,00
Total		632,00

Elaboración propia

Además, el costo de la **MANO DE OBRA** para el ensamble del sistema móvil es de **doscientos ocho dólares**. Es decir que el costo total del mecanismo es de **OCHOSCIENTOS CUARENTA DÓLARES**.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

En este capítulo se presenta las dimensiones de cada uno de los componentes mecánicos que fueron diseñados y seleccionados para la elaboración del sistema móvil de porta bandejas. Siendo los componentes mecánicos los siguientes:

- ✓ Tornillo sinfín.
- ✓ Corona del tornillo sinfín.
- ✓ Eje de transmisión de potencia.
- ✓ Chavetas.
- ✓ Cadenas.
- ✓ Catarinas.
- ✓ Juntas empernadas.

Además, se muestran los resultados obtenidos (esfuerzos von Mises, factores de seguridad, diámetros) mediante el programa ANSYS Student, Autodesk Inventor y Solidworks (versión estudiantil), también se realiza la comparación entre los valores teóricos (obtenidos de los cálculos que se encuentran en el APÉNDICE B) con respecto a los valores experimentales (obtenidos de las simulaciones que se muestran en la sección 3.2). Adicionalmente se muestra la comparación del sistema móvil diseñado con respecto a sistemas móviles existentes. Finalmente se muestran las pruebas de funcionamiento del sistema móvil, la cual se encuentra con la evidencia física y digital de la misma (prototipo y fotos).

3.1 Dimensiones de componentes

Para realizar el dimensionamiento de cada componente mecánico mencionado al principio del capítulo 3 se realizó por medio de normas, las cuales se encuentran especificadas en la tabla 2.9.

Además, cabe recalcar que hubo otros componentes mecánicos (chavetas, cadenas, catarinas y rodamientos), los cuales fueron seleccionados en base a normas que se especifican en la tabla 2.9.

Tornillo sinfín

En la tabla 3.1 se observa las dimensiones del tornillo sinfín, las cuales fueron calculadas por medio de la Norma ANSI/AGMA 6022 - C23.

Tabla 3.1 Tabla de las dimensiones de los parámetros del tornillo sinfín

Parámetros	Dimensiones
Diámetro de eje	20 mm
Diámetro de profundidad	21,53 mm
Diámetro de paso	25 mm
Diámetro exterior	28 mm
Ángulo de avance	3° 26'
Módulo normal	1,5
Número de entradas	1
Tipo de sentido de rosca	Derecha
Material	AISI 1045

Fuente: (KHK Gear Catalog, 2015)

Elaboración propia.

Corona

En la tabla 3.2 se observa las dimensiones de la corona, las cuales fueron calculadas por medio de la Norma ANSI/AGMA 6022 - C23.

Tabla 3.2 Tabla de las dimensiones de los parámetros de la corona.

Parámetros	Dimensiones
Diámetro del agujero	15 mm
Diámetro de paso	30 mm
Diámetro de garganta	33 mm
Diámetro exterior	34,50 mm
Diámetro de montaje	27,50 mm
Ángulo de avance	3° 26'
Módulo normal	1,5
Número de entradas	1
Tipo de sentido de rosca	Izquierda
Material	Bronce comercial
Tipo de dientes	Helicoidales

Fuente: (KHK Gear Catalog, 2015)

Elaboración propia.

Catarina

En la tabla 3.3 se observa las dimensiones de la catarina, las cuales fueron seleccionadas a partir del catálogo TRANSMISSION CHAINS SKF (Norma DIN 8187 / ISO 1977).

Tabla 3.3 Tabla de las dimensiones de los parámetros de la catarina.

Parámetros	Dimensiones
Número de dientes	19
Diámetro de paso	57,87 <i>mm</i>
Diámetro exterior	61,3 <i>mm</i>
Espesor del diente	5 <i>mm</i>
Diámetro de eje	15 <i>mm</i>

Fuente: (MARTIN SPROCKET GEARS, INC., 2013)

Elaboración propia.

Cadena

En la tabla 3.4 se observa las dimensiones de la cadena, las cuales fueron seleccionadas a partir del catálogo TRANSMISSION CHAINS SKF (Norma DIN 8187 / ISO 1977).

Tabla 3.4 Tabla de las dimensiones de los parámetros de la cadena

Parámetros	Dimensiones
Paso	9,53 <i>mm</i>
Diámetro del rodillo interior	6,35 <i>mm</i>
Ancho mínimo entre platos internos	5,72 <i>mm</i>
Diámetro del pasador	3,28 <i>mm</i>
Largo del pasador	13,15 <i>mm</i>
Espesor de placas	1,30 <i>mm</i>

Fuente: (MARTIN SPROCKET GEARS, INC., 2013)

Elaboración propia.

Eje de transmisión de potencia

En la tabla 3.5 se observa las dimensiones del eje de transmisión de potencia, las cuales fueron calculadas por medio de la Norma ANSI/ASME B106.1M – 1985.

Tabla 3.5 Tabla de las dimensiones de los parámetros del eje de transmisión

Parámetros	Dimensiones
Longitud	550 mm
Diámetro	15 mm
Material	AISI 1040

Elaboración propia.

Chavetas:

En la tabla 3.6 se observa las dimensiones de las chavetas tanto para el eje como para la corona del sinfín, las cuales fueron seleccionadas a partir de la Norma ISO 2491 – B.

Tabla 3.6 Tabla de las dimensiones de los parámetros de la chaveta

Parámetros	Dimensiones
Anchura	5 mm
Profundidad	5 mm
Longitud de ranura	20 mm
Material	AISI 1040

Elaboración propia.

Juntas empernadas:

En la tabla 3.7 se observa las dimensiones de las juntas empernadas, las cuales fueron seleccionadas a partir de la Norma ISO 4759-1.

Tabla 3.7 Tabla de las dimensiones de los parámetros de juntas empernadas

Parámetros	Dimensiones
Tipo de perno	M2
Diámetro nominal	2 mm
Paso	0,40 mm
Largo	10 mm
Material	Acero al carbono

Fuente: Andrade, Solano, 2017.

Elaboración propia.

3.2 Simulación de componentes

Las simulaciones se realizaron en softwares CAD los cuales son Solidworks (versión estudiantil), Inventor y ANSYS. Los estudios de falla por carga estática se realizaron en el programa de Solidworks (versión estudiantil), los estudios de falla por fatiga se realizaron en ANSYS, por último el diseño y dimensionamiento del eje de transmisión y chavetas se lo realizó en Inventor.

Mecanismo tornillo sinfín – corona

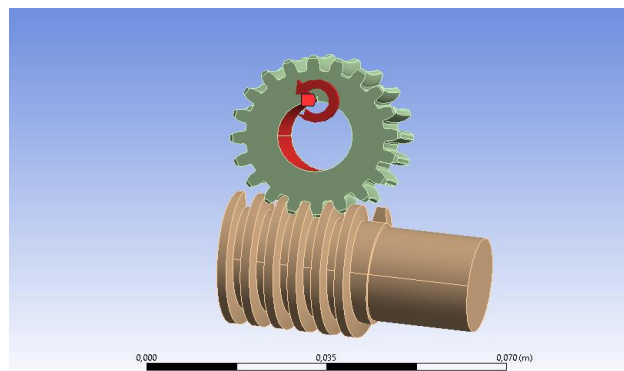


Figura 3.1 Parámetros sometidos sobre el mecanismo tornillo sinfín – corona

Elaboración propia

En la figura 3.1 se observa el mecanismo tornillo sinfín – corona, el cual fue sometido a un momento producido por todas las cargas del peso del producto a deshidratar y el peso total del sistema móvil de porta bandejas ($M = 1,7658 N * m$), en los extremos del tornillo sinfín fueron colocados 2 soportes y el eje del tornillo sinfín se lo colocó sin fricción para que los resultados obtenidos sean cercanos a lo que ocurre en la vida real.

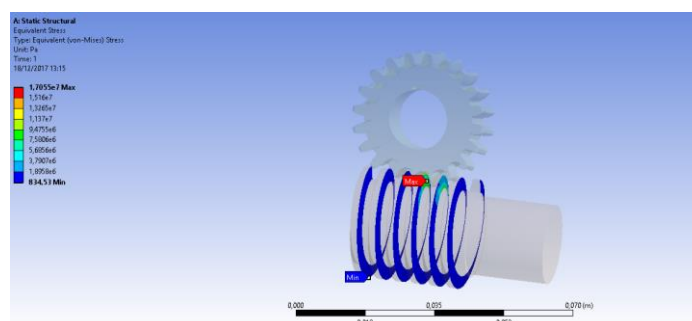


Figura 3.2 Distribución de Esfuerzos Von Mises

Elaboración propia

En la figura 3.2 se puede observar que en la sección que tiene contacto el tornillo sinfín con la corona (única sección en la cual ambos componentes tienen contacto entre sí) el esfuerzo máximo von Mises es de 17,055 MPa.

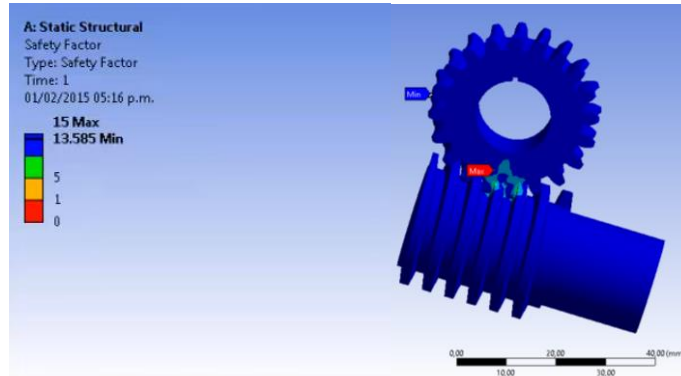


Figura 3.3 Distribución de Esfuerzos Von Mises

Elaboración propia

En la figura 3.3 se puede observar que en la sección que tiene contacto el tornillo sinfín con la corona el valor de factor de seguridad a la fatiga es de 13,585 MPa.

Porta bandeja

El sistema de porta bandejas consta de 2 alas ubicadas en las partes laterales que sirven de soporte para las bandejas, los porta bandejas soportan el peso del producto el cual es 1 kg mínimo y 2 kg máximo.

Por medio del programa Solidworks (versión estudiantil) se hizo un estudio estático - térmico al porta bandeja debido a que soporta una carga fija y una temperatura máxima de 80 °C.

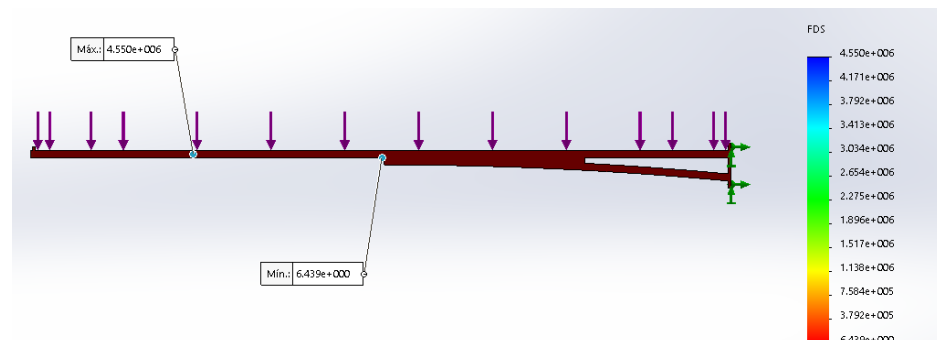


Figura 3.4 Factor de Seguridad

Elaboración propia

Conociendo el límite elástico del material AISI 304 ($S_y = 206 \text{ MPa}$) (Norton, 2011), se procede a obtener el valor de Factor de Seguridad (FDS) de 6,4 (tal como se observa en la figura 3.4), con esto concluimos que los porta bandejas no fallarán por carga estática.

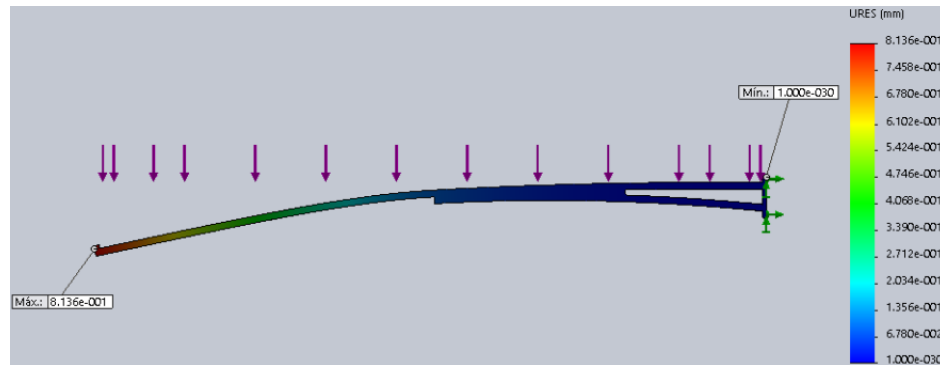


Figura 3.5 Deformación (Deflexión) del porta bandeja con 1 kg por ala

Elaboración propia

Otro factor a tener en cuenta es la deflexión que sufre el porta bandejas como se observa en la figura 3.5, deberá ser lo menor posible para así ahorrar costos de material adicional, y como resultado final obtuvimos que en el extremo del voladizo se habrá deflectado 8 décimas de milímetros.

Eje de transmisión

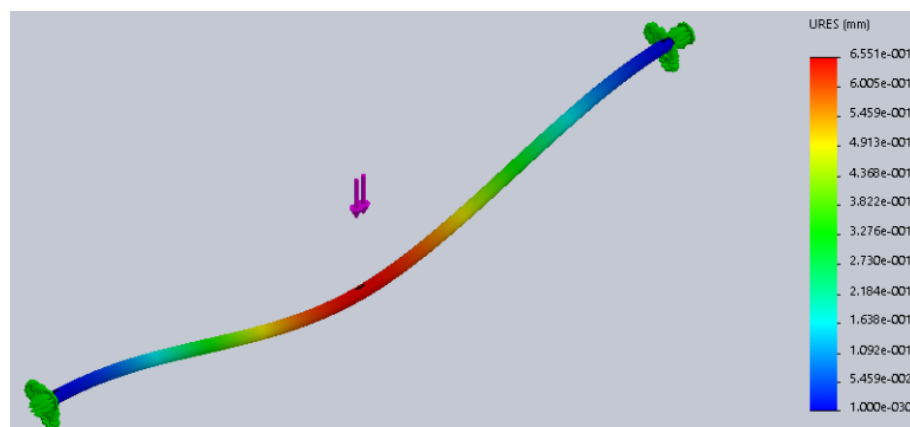


Figura 3.6 Deformación (Deflexión) del eje de transmisión

Elaboración propia

En la figura 3.6, se realizó el estudio de fuerzas estáticas del eje, la fuerza del peso de los porta bandejas, producto a secar, base del porta bandejas, carcasas, corona, chaveta y pernos se concentrará en la mitad del eje, en los extremos se colocarán los piñones que a su vez harán de soporte fijo, teniendo como deflexión máxima 7 décima de mm, lo cual hay que tomar en cuenta a la hora de ensamblar la corona y el sinfín debido a que podría crear interferencia en los mismos.

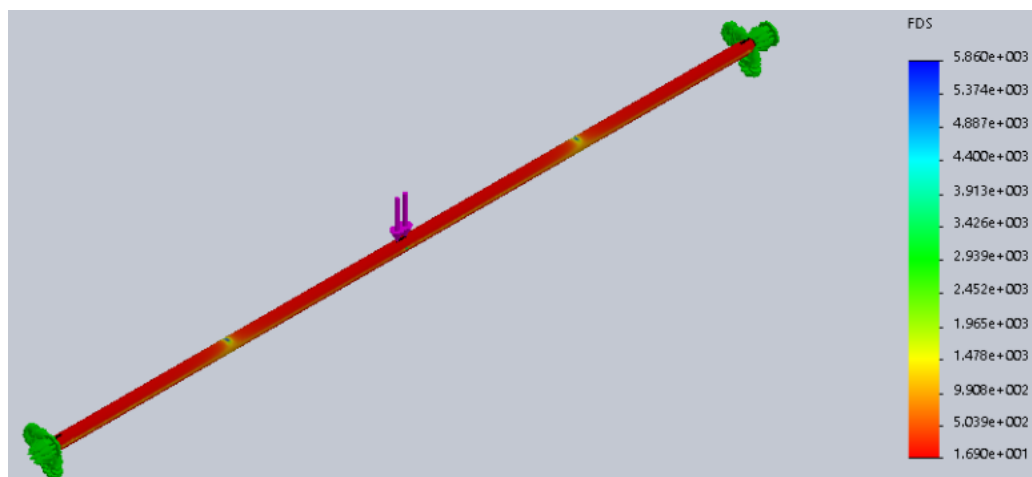


Figura 3.7 Factor de Seguridad del eje de transmisión

Elaboración propia

Conociendo que el límite elástico del material AISI 1045 es de 530 MPa (Norton, 2011), se procede a obtener el Factor de Seguridad (FDS) que se encuentra en la figura 3.7 dando el valor de FDS igual a 16, con esto concluidos que los porta bandejas no fallarán por carga estática.

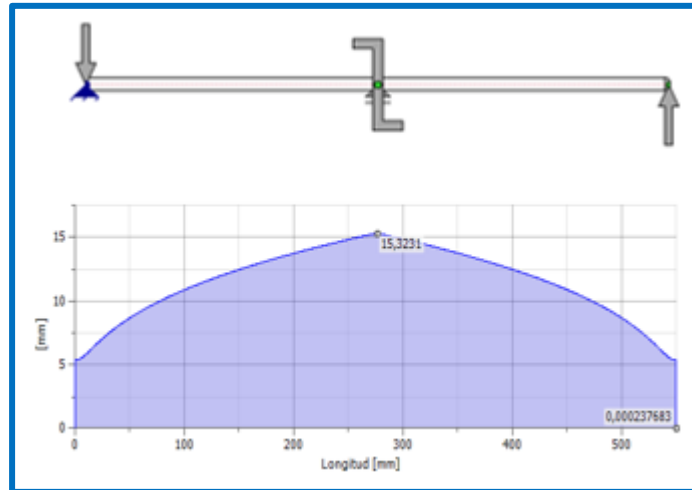


Figura 3.8 Gráfica de diámetro vs longitud del eje de transmisión

Elaboración propia

Por medio del programa Autodesk Inventor, en la figura 3.8 se observa la gráfica de diámetro vs largo del eje de transmisión, de la cual se observa que el valor del diámetro sugerido por Inventor para el eje de transmisión es de 15,3231 *mm*.

3.3 Comparación de resultados

A continuación, se realiza la comparación de los resultados (factor de seguridad del mecanismo tornillo sinfín – corona y porta bandeja, diámetro de eje de transmisión) obtenidos tanto de la simulación de la sección 3.2 como de las ecuaciones aplicadas (2.1 - 2.32) que se encuentran en el APÉNDICE B para cada uno de los componentes mecánicos diseñados para el sistema móvil (tornillo sinfín – corona, eje de transmisión de potencia, porta bandejas).

Mecanismo tornillo sinfín – corona

A continuación, se hace la comparación de los factores de seguridad del porta bandeja obtenidos de la simulación η_{sim} y de las ecuaciones η_{teo} :

$$\eta_{sim} = 13,858$$

$$\eta_{teo} = 13,03$$

$$\%_{error} = \left| \frac{\eta_{teo} - \eta_{sim}}{\eta_{teo}} \right| * 100\%$$

$$\%_{error} = \left| \frac{13,03 - 13,858}{13,03} \right| * 100\% = \mathbf{6,35\%}$$

Al momento de comparar los valores de factores de seguridad producidos por las cargas dinámicas sobre mecanismo tornillo sinfín – corona se obtuvo un valor de 6,35% de error lo cual me indica que el mecanismo tornillo sinfín – corona es seguro porque no fallará dinámicamente y el comportamiento del mecanismo tornillo sinfín – corona que se obtuvieron por medio de las ecuaciones es muy similar a lo que sucede en la realidad.

Eje de transmisión de potencia

A continuación, se hace la comparación del diámetro obtenido por parte de las simulaciones (diámetro experimental) y ecuaciones (diámetro teórico).

$$d_{teo} = 13,65 [mm]$$

$$d_{sim} = d_{exp} = 15,32 [mm]$$

$$\%_{error} = \left| \frac{d_{teo} - d_{exp}}{d_{teo}} \right| * 100\%$$

$$\%_{error} = \left| \frac{15,76 - 15,32}{15,76} \right| * 100\% = \mathbf{2,79\%}$$

Se pudo observar que al comparar el diámetro teórico (obtenido de la Norma ANSI/ASME código B106.1M-1985) con respecto al diámetro máximo (obtenido por simulación en Autodesk Inventor) se obtuvo un valor de 2,79 % de error lo cual me indica que las dimensiones del eje de transmisión son las adecuadas para soportar las cargas y momentos variables a los cuales se encuentra sometido.

Porta bandejas:

A continuación, se hace la comparación de los factores de seguridad del porta bandeja obtenidos de la simulación η_{sim} y de las ecuaciones η_{teo} :

$$\eta_{sim} = 6,40$$

$$\eta_{teo} = 6$$

$$\%_{error} = \left| \frac{\eta_{teo} - \eta_{sim}}{\eta_{teo}} \right| * 100\%$$

$$\%_{error} = \left| \frac{6 - 6,40}{6} \right| * 100\% = 6,67 \%$$

Al momento de comparar los valores de factores de seguridad producidos por la carga estática sobre el porta bandeja se obtuvo un valor de 6,67 % de error lo cual me indica que el porta bandeja es seguro porque no fallará estáticamente.

3.4 Comparación del sistema móvil de porta bandejas con respecto a diseños existentes





El sistema móvil diseñado para el proyecto integrador es diferente a los sistemas móviles que se encuentran en la tabla 3.8 debido a que la única parte del sistema móvil de porta bandejas que se sitúa dentro de la cámara de secado es el porta bandejas en comparación con los demás sistemas móviles (tabla 3.8) los cuales se tienen que ubicar de manera total dentro del horno para su correcto funcionamiento.

El sistema móvil diseñado se lo hizo para mover verticalmente bandejas de forma individual (condición principal del diseño) a las bandejas que van ubicadas dentro de la cámara de secado en comparación a los sistemas que se encuentran a los sistemas de la tabla 3.8, los cuales solo mueven una bandeja o mueven varias bandejas de forma simultanea (no de forma individual).

Además el sistema móvil diseñado se lo puede ensamblar con más componentes mecánicos para poder desplazar más bandejas en la cámara de secado, en cambio que los sistemas que se encuentran en la tabla 3.8 no poseen esta característica.

Cabe recalcar que la razón por la cual el sistema móvil diseñado no es barato comparado con los sistemas móviles que se encuentran en la tabla 3.8 es porque es un equipo para laboratorio, pero es económico si se lo construye para el sector industrial.

Tabla 3.8 Tabla de los diferentes sistemas de elevación para bandejas

Código	Nombre	Costo	Ilustración
A	Sistema de elevación manual de manivela tipo tijera	\$ 900	
B	Elevador neumático tipo tijera	\$ 800	
C	Elevador de bandejas para cintas transportadoras accionado por manivela	\$ 600	
D	Sistema de rotación vertical automático	\$ 6000	






Fuente: (DISSET ODISEO, S.L. Catálogo1944PA, 2017), (Catálogo Novodinámica "Equipo para
manutención y almacenaje", 2017), (Suzhou Pioneer Vehicle Co. Ltd. Catalog, 2013), (GKS -
PERKET Catalog, 2015)



Elaboración propia.

3.5 Pruebas de funcionamiento del sistema móvil

Para la realización de pruebas del sistema móvil fue necesario construir un prototipo del sistema móvil de porta bandejas incluyendo la fabricación y ensamble de cada uno de sus componentes mecánicos (tornillo sinfín, corona, eje, carcasa, guías, soporte para guías, porta bandejas, base del porta bandejas, estructura, piñones, cremallera) usando materiales como termoplástico ABS, madera, acero estructural para reducir los costos de fabricación de los componentes del sistema móvil.

Tabla 3.9 Tabla de componentes mecánicos y ensamblaje del prototipo del sistema móvil de porta bandejas

Nombre del componente mecánico	Material	Figura
Tornillo sinfín	Termoplástico ABS	
Corona	Termoplástico ABS	
Eje	Termoplástico ABS	
Soportes para guías	Termoplástico ABS	
Estructura	Acero estructural	

<p>Ensamble de porta bandejas, base de porta bandejas, tornillo sinfín, corona, eje, carcasa</p>	<p>Termoplástico ABS, madera</p>	
<p>Ensamble de prototipo de sistema móvil de porta bandejas (tornillo sinfín, corona, eje, carcasa, guías, guías pequeñas, piñones, soporte para guías, porta bandejas, base de porta bandejas, estructura)</p>	<p>Termoplástico ABS, madera, acero estructural</p>	

Elaboración propia.

En la tabla 3.9 se observa los componentes mecánicos y ensamblaje del sistema móvil de porta bandejas con su respectivo material usado para su proceso de fabricación.

El prototipo construido se utilizó para realizar pruebas de funcionamiento del sistema móvil de porta bandejas, las cuales son pruebas de autobloqueo, movimiento.



Figura 3.9 Prueba de autobloqueo

Elaboración propia

Por medio de la figura 3.9 se observa que el prototipo del sistema móvil de porta bandejas es seguro ya que el sistema no se desplazarse verticalmente una vez que se deja de suministrar torque, esto sucede porque el mecanismo tornillo sinfín – corona posee autobloqueo, ya que el tornillo sinfín fue fabricado con un ángulo de avance menor a 5° ($3^\circ 26'$) (Norton, 2011).

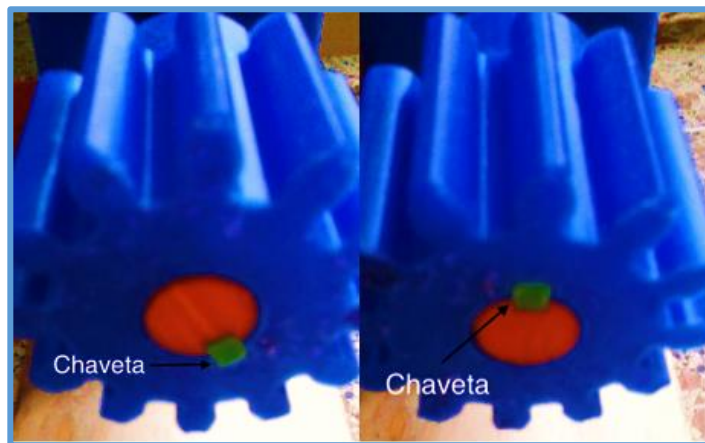


Figura 3.10 Prueba de movimiento

Elaboración propia

En la figura 3.10 se observa cómo la chaveta se ha desplazado de un punto a otro en sentido anti – horario, de esta forma se puede afirmar que el prototipo del sistema móvil de porta bandejas puede desplazarse de forma vertical a través del mecanismo piñón – cremallera. El movimiento comienza desde el torque que se le suministra al mecanismo tornillo sinfín – corona para luego mover una flecha, la cual está acoplada piñones laterales que se desplazan de forma vertical por una cremallera de 1 metro de largo y 1,5 de módulo.

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

Discusión

El motivo por el cual se diseñó y construyó el sistema móvil de porta bandejas fue la con finalidad de mejorar el proceso de secado a partir de una adecuada circulación del aire caliente sobre el producto a deshidratar y además reducir el tiempo de secado. El sistema móvil de porta bandejas diseñado se puede adaptar con más componentes mecánicos para poder desplazar mayor cantidad de productos. Aunque el coste de la construcción del sistema móvil es elevado (840,00 dólares americanos) comparado otros sistemas de la misma categoría, al ser un equipo para laboratorio tiende a resultar económico en caso que el sistema sea utilizado para el sector industrial.

4.1 Conclusiones

Conclusión General

Para realizar el diseño del sistema móvil de porta bandejas fue necesario seleccionar dos tipos de movimientos que debe tener el sistema móvil para poder desplazar de forma vertical a bandejas: el primer movimiento que transmite potencia por medio de un mecanismo tornillo sinfín – corona y el segundo movimiento que sirve para desplazar verticalmente a las bandejas por medio de un mecanismo cadena – catarina.

- ✓ Se seleccionó el mecanismo tornillo sinfín – corona para transmitir movimiento sin desplazamiento axial a partir del tornillo sinfín hacia la corona en vez del mecanismo de engranajes helicoidales porque posee una fácil operatividad manivela y una alta seguridad ya que el tornillo sinfín posee un auto bloqueo porque tiene un ángulo de avance de $\lambda = 3^{\circ}26'$ (la condición de auto bloqueo es que el ángulo de avance sea menor a 5°).
- ✓ Se seleccionó el mecanismo cadena - catarina para transmitir movimiento vertical porque posee un bajo costo y un fácil mantenimiento comparado con el mecanismo de piñón cremallera.

- ✓ El material seleccionado para el porta bandeja fue acero AISI 304 (acero inoxidable) por motivo que al usarse dentro de la cámara de secado se evita la corrosión al estar expuesta a un ambiente con altas humedades y a elevadas temperaturas.
- ✓ El material seleccionado para la corona del tornillo sinfín es Bronce comercial (Latón) porque facilita el movimiento del tornillo sinfín disminuyendo notablemente la fricción entre sus dientes que pueden provocar un daño prematuro o hasta que los dientes queden soldados al tornillo sinfín.
- ✓ El material seleccionado para el eje de transmisión y tornillo sinfín fue acero AISI 1045 (acero de transmisión) siendo el material típico para transmitir potencia y tener facilidad al soldar.

Simulación

- ✓ Cuando se realizó la simulación de cada parte del sistema móvil de porta bandeja como tornillo sinfín – corona se obtuvo los valores de factor de seguridad para el caso dinámico tanto en la simulación $\eta_{sim} = 13,858$ como en en las ecuaciones $\eta_{teo} = 13,03$, los cuales fueron comparados entre ellos obteniendo un porcentaje de error del 6,35%, de lo que se puede concluir que el mecanismo tornillo sinfín – corona es seguro porque no fallará dinámicamente y el comportamiento del mecanismo tornillo sinfín – corona que se obtuvieron por medio de las ecuaciones es muy similar a lo que sucede en la realidad.
- ✓ Además a partir de la simulación realizada al eje de transmisión de potencia se obtuvo un valor de diámetro máximo sugerido por el programa Autodesk Inventor $d_{exp} = 15,32 \text{ mm}$ comparado con el diámetro obtenido por medio de la Norma ANSI/ASME código B106.1M-1985 $d_{teo} = 15,76 \text{ mm}$ donde se tuvo un porcentaje de error de 2,9%, por lo tanto, las dimensiones del eje de transmisión son las adecuadas para soportar las cargas y momentos variables.
- ✓ Por medio de un simulador se sometió al eje de transmisión de potencia a momentos variables, torques variables, fuerzas puntuales, de donde se obtuvo una deflexión máxima del eje de transmisión de potencia de 7 décimas de milímetro.

- ✓ Al realizar la simulación del porta bandeja en Solidworks (versión estudiantil) se obtuvo un factor de seguridad de 6, es necesario mencionar que aunque el factor de seguridad sea alto por el material acero AISI 304 (acero inoxidable) no puede cambiarse porque el porta bandeja se encuentra expuesta a altas humedades y altas temperaturas mientras ocurre la deshidratación de los productos alimentarios.

Construcción y pruebas

- ✓ Por medio de la construcción de un prototipo de un sistema móvil de porta bandeja se observó que funciona de manera correcta. El sistema móvil se puede desplazar verticalmente hasta 50 mm y el mecanismo tornillo sinfín – corona es capaz de soportar todo el peso del sistema, y es seguro porque posee autobloqueo.
- ✓ También por medio del diseño y construcción del sistema móvil de porta bandeja se puede apreciar que el sistema posee componentes mecánicos seguros porque no falla dinámicamente porque el valor obtenido de factor de seguridad para el mecanismo tornillo sinfín – corona es $\eta = 3,9$, además el tornillo sinfín es auto bloqueante porque tiene un ángulo de avance menor a 5° ($\lambda = 3^\circ 26'$).
- ✓ También el porta bandeja es seguro porque que falla estáticamente ni térmicamente, siendo el factor de seguridad de $\eta = 6$. Es necesario mencionar que el porta bandeja fue dimensionado Acero AISI 304).

4.2 Recomendaciones

- ✓ Se recomienda que antes de realizar mantenimiento al sistema móvil de porta bandejas, leer y poner en práctica las **MEDIDAS PREVENTIVAS** que se encuentran en el **MANUAL DE MANTENIMIENTO (APÉNDICE D)**.
- ✓ Se recomienda antes de realizar la deshidratación de productos alimentarios usar el EPP apropiado (botas de seguridad, guantes de seguridad y casco de seguridad).
- ✓ Se recomienda elevar una carga máxima de 2 kg por bandeja.

- ✓ Se recomienda no realizar ninguna modificación estructural en el sistema móvil del porta bandeja.
- ✓ Además para evitar el desgaste prematuro de los dientes de la corona y del sinfín se recomienda dar revoluciones bajas.
- ✓ Para desplazar verticalmente cargas mayores se recomienda usar un volante en vez una manivela, porque de esta forma se produce mayor fuerza y por ende mayor torque.
- ✓ En el caso de que se sobrepase la carga máxima (2 *kg*) se debe ubicar un contrapeso en la parte de la base del portabandejas con la finalidad de anular en momento que éste creará sobre el sistema.
- ✓ Para cámaras de secado con dimensiones mayores y con cargas elevadas a deshidratar, se recomienda utilizar un mecanismo de piñón – cremallera en vez del mecanismo cadena – catarina, y módulos mayores en el mecanismo tornillo sinfín - corona.
- ✓ Si se necesita mayor desplazamiento vertical los piñones deberán tener de mayor diámetro de paso para un mayor recorrido con pocas revoluciones.

BIBLIOGRAFÍA

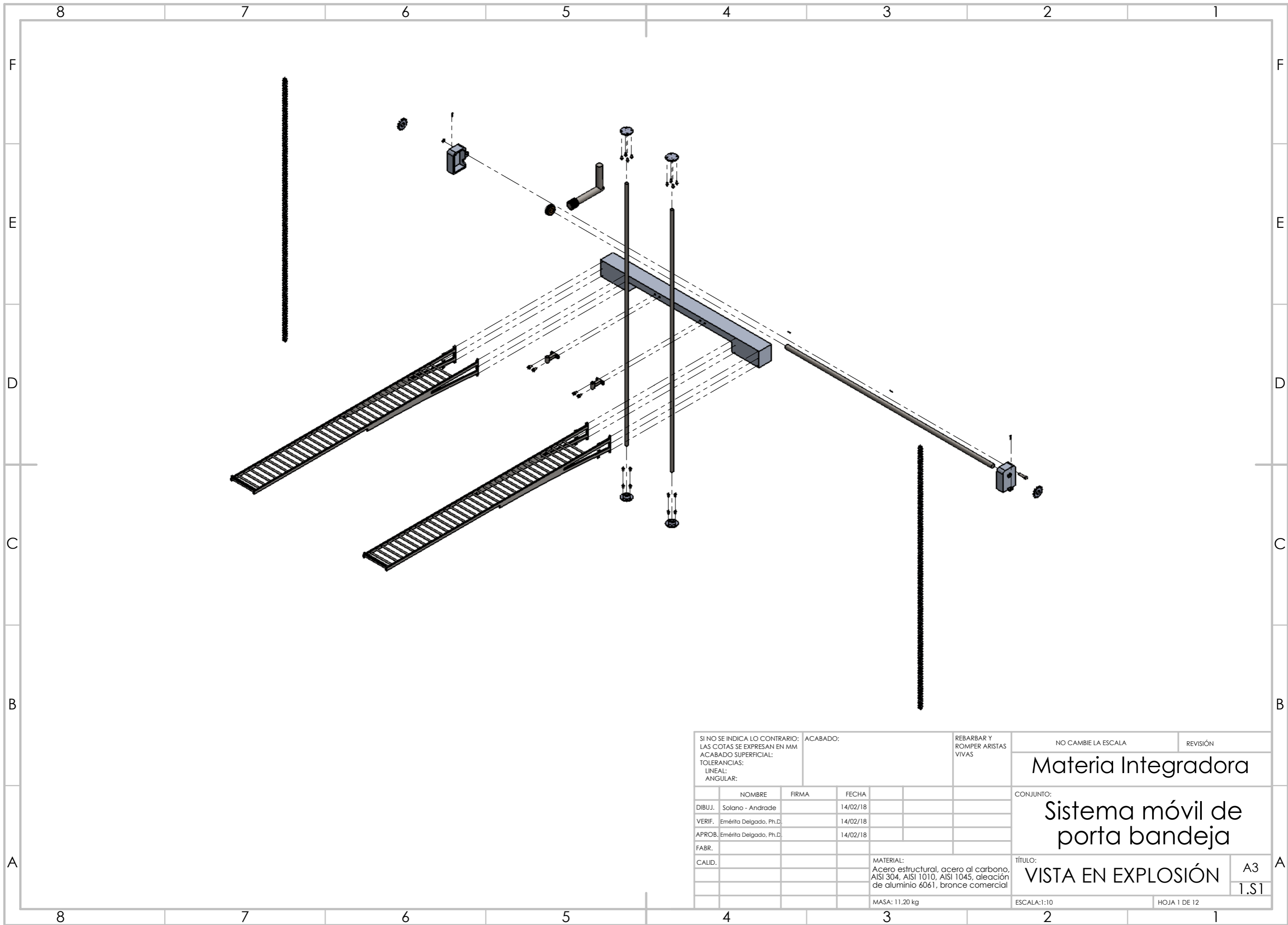
- Amado Contreras, C. F. (2003). *Diseño y construcción de una caja reductora de velocidad de engrane y tornillo sinfín en baño de aceite con relación 40:1 (Tesis Inédita de Grado)*. UNIVERSIDAD SAN CARLOS DE GUATEMALA.
- Arias González, M., Luna Rojas, J., Munizaga, H., & Pizarro, C. (2015). *Labores de Mantenimiento de Cadenas (Tesis inédita de Grado)*. INSTITUTO PROFESIONAL SANTO TOMÁS.
- Arroyave Londoño, J. F., Romero Piedrahita, C. A., & Montilla Montaña, C. A. (2012). Reverse engineering of a worm gear reduce. *Scientia et Technica Año XVII, No 52*, 204-210.
- Badui, S. (2006). *Química de los alimentos. Cuarta Edición*. Naucalpán de Juárez: PEARSON Educación de México.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2002). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. Octava Edición*. Ciudad de México: The McGraw - Hills Companies, Inc.
- Calderón Vásquez, F. E. (2010). *Diseño y construcción de un sistema electromecánico para el cierre y apertura de una compuerta del sedimentador de la planta de tratamiento de agua potable el Cebollar de Cuenca*. UNIVERSIDAD DEL AZUAY.
- Calle Benites, R. E., & Aparicio Baidal, J. J. (2011). *Diseño de una Planta de Deshidratación de Hierbas Aromáticas (Tesis Inédita de Grado)*. ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL.
- Carduño, S. Ó. (2009). *Diseño de un reductor de velocidad de tornillo sinfín (Tesis Inédita de Grado)*. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA U.P.A.
- Catálogo Novodinámica "Equipo para manutención y almacenaje". (2017). Murcia, España.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2012). Termodinámica. En Y. Cengel, & M. Boles, *Termodinámica* (págs. 738-740). New York: The McGraw-Hill Companies.
- Chacón Santiago, Y. C., Herrera Hernández, M. Á., & Rodríguez Castellán, O. C. (2011). *Diseño de una plataforma giratoria en asiento de automóvil para personas discapacitadas (Tesis Inédita de Grado)*. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA "UNIDAD PROFESIONAL ADOLFO LÓPEZ MATEOS".

- Del Castillo Rodríguez, F. D. (2007). *Tablas y gráficas para diseño de elementos de máquinas*. Cautitlán: FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CAUTITLÁN.
- Delgado Plaza, E. A. (2006). *Dimensionamiento de un Horno para la Eliminación de Desechos Hospitalarios para Zonas Rurales con Minimización de Contaminantes en la Fuente. (Tesis Inédita de Grado)*. ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL.
- DISSET ODISEO, S.L. Catálogo1944PA. (2017). Barcelona, España.
- Duche Tibán, F. D. (2015). *Diseño y simulación de una máquina enderezadora de láminas de acero inoxidable de 0,30 a 0,60 mm de espesor y 1,22 m de ancho*. ESCUELA POLITÉCNICA SALESIANA SEDE QUITO.
- Durán Barreto, W. R. (2016). *Manejo y rentabilidad de huertos escolares y familiares mediante dos modalidades de riego (Tesis Inédita de Grado)*. Guayaquil, Ecuador: Universidad de Guayaquil.
- Fito Maupoey, F., Andrés Grau, A. M., Barat Baviera, J. M., & Albors Sorolla, A. M. (2001). *Introducción al secado de alimentos por aire caliente*. Valencia: Universitat Politècnica de València.
- GKS - PERKET Catalog. (March de 2015). Germany.
- González Rey, G. (2013). Procedimiento para estimar la eficiencia de engranajes de tornillo sinfín. *Ingeniería Mecánica vol.16 no.2 La Habana* , 100-112.
- Hibbeler, R. C. (2011). *Mecánica de Materiales Octava Edición*. México: Pearson Education, Inc.
- Jamieson, J. (2009). Bringing back the Personal side of Customer Service. *Customer Emphathy Research Solutions*.
- KHK Gear Catalog. (2015). Japan.
- Manzano Sánchez, P. M., & Rodríguez Salazar, F. J. (2013). *Diseño y Construcción de una Máquina Selladora y Codificadora Automática de Alimentación Manual para la Empresa Das Leben (Tesis Inédita de Grado)*. Universidad Politécnica del Ejército.
- MARTIN SPROCKET GEARS, INC. (2013).
- Montoya Otálvaro, J. D. (2009). *Control y Automización de un horno de secado de madera, incluyendo interfaz con el usuario (Tesis inédita de Grado)*. Universidad Nacional de Colombia.
- Norton, R. (2011). *Diseño de Máquinas (Un Enfoque Integrado) Cuarta Edición*. Ciudad de México: Pearson Educación Inc.

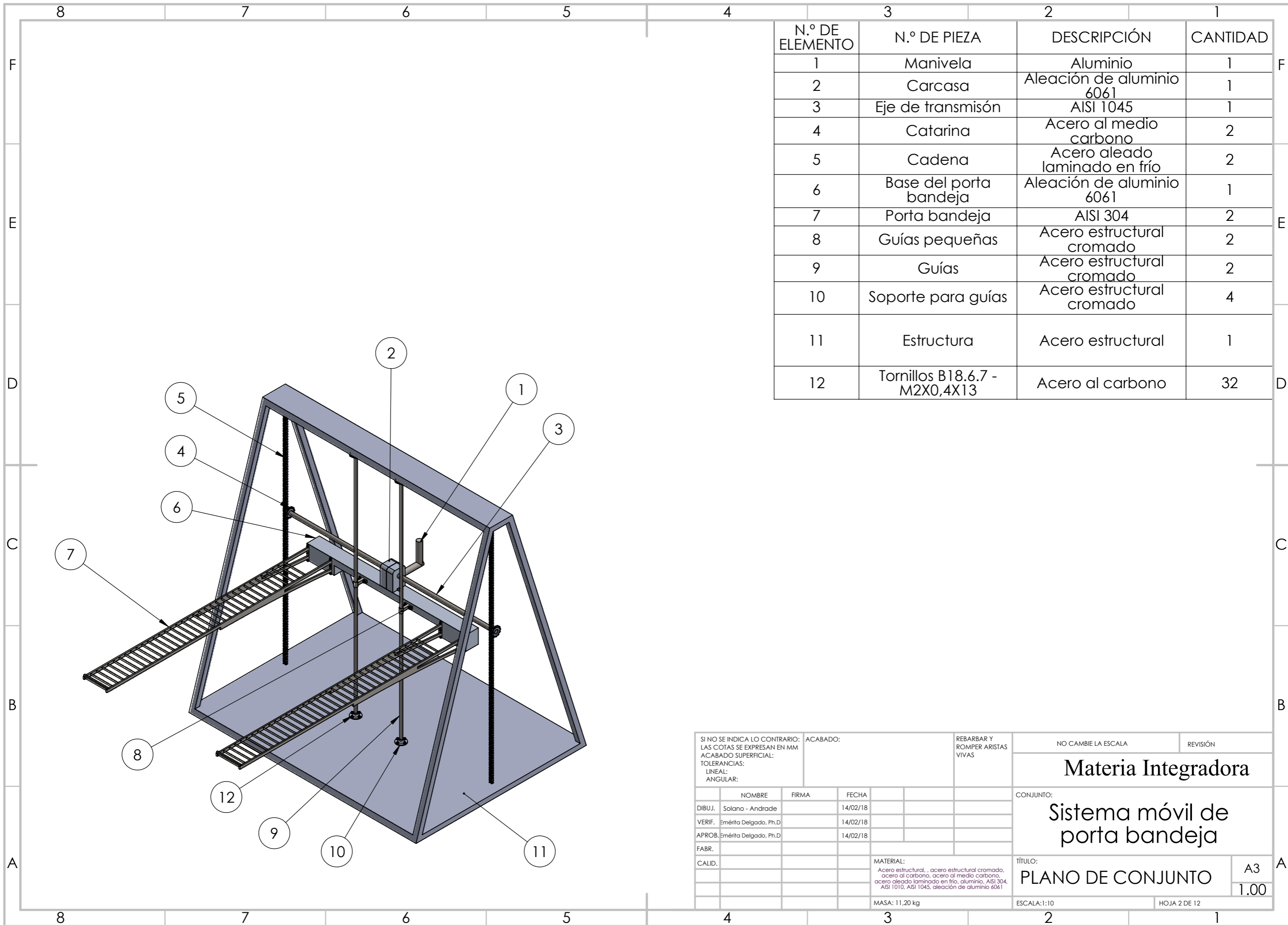
- Regalado Martínez, G. (2013). *Diseño de un reductor ciclobidal para un vehículo eléctrico (Tesis Inédita de Grado)*. UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO.
- Riva Romeva, C. (2002). *Diseño Concurrente*. Catalunya: Edicions de la Universitat Politècnica de Catalunya.
- Rivero Llerena, G., Martínez Delgado, D., & Calixto Sirene, B. (2002). Capacidad de carga de las transmisiones por tornillo sinfín y corona. *Ingeniería Mecánica 3 (2002)*, 23-30.
- Rodríguez Méndez, A. (2009). *Análisis Numérico de Esfuerzos en Cadenas de Material (Tesis de Maestría en Ciencias)*. México.
- SKF Group. (Junio de 2013). SKF TRANSMISSION CHAINS. Sweden, Göteborg.
- SODIPER. (2015). SODIPER LTDA. Catalog. Chile.
- Suzhou Pioneer Vehicle Co. Ltd. Catalog. (2013). China.

APÉNDICES

APÉNDICE A
Planos Esquemáticos

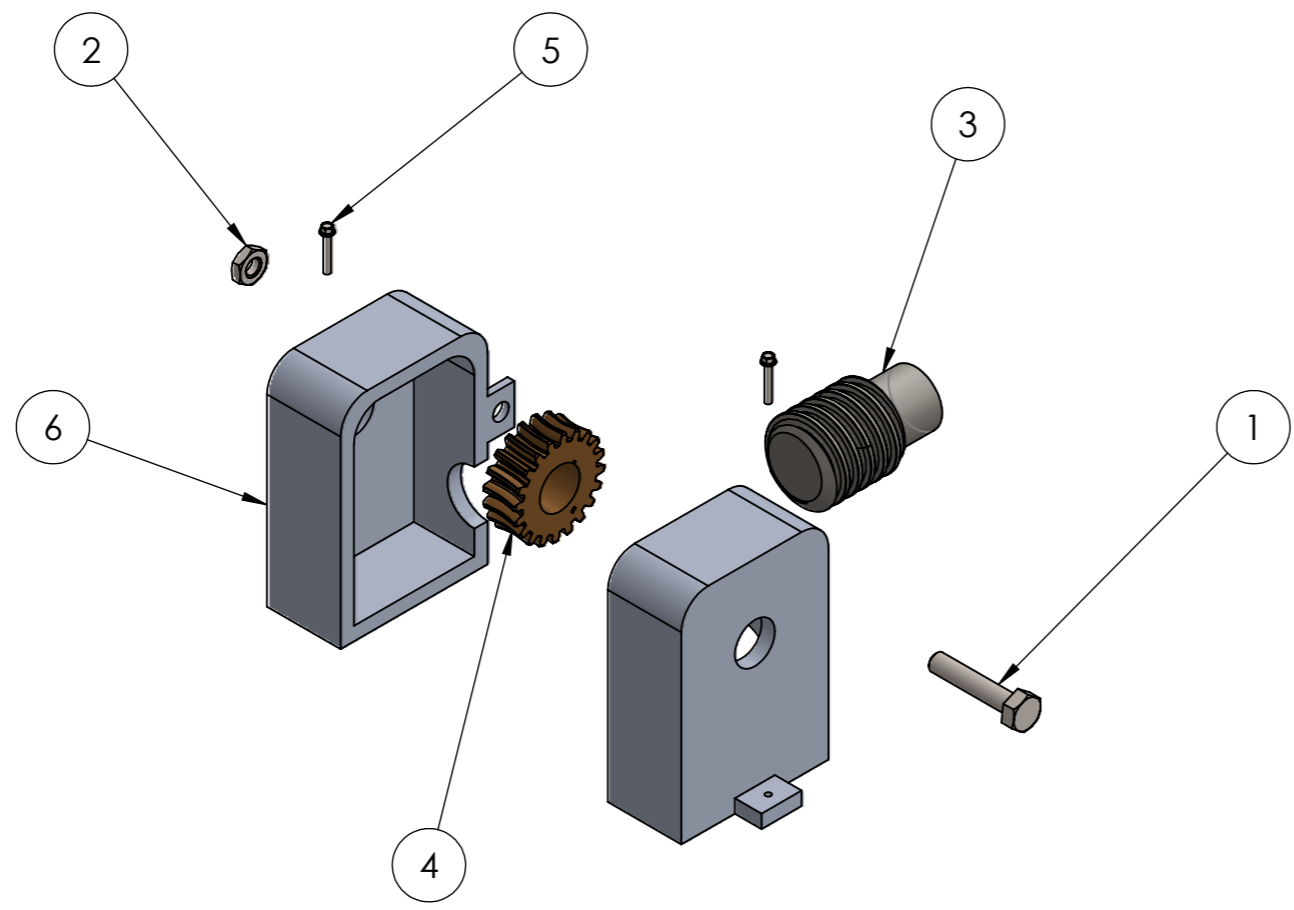


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN			
							Materia Integradora					
							CONJUNTO:					
							Sistema móvil de porta bandeja					
							TÍTULO:					
							VISTA EN EXPLOSIÓN					
							MATERIAL: Acero estructural, acero al carbono, AISI 304, AISI 1010, AISI 1045, aleación de aluminio 6061, bronce comercial		A3		1.S1	
							MASA: 11,20 kg		ESCALA:1:10		HOJA 1 DE 12	



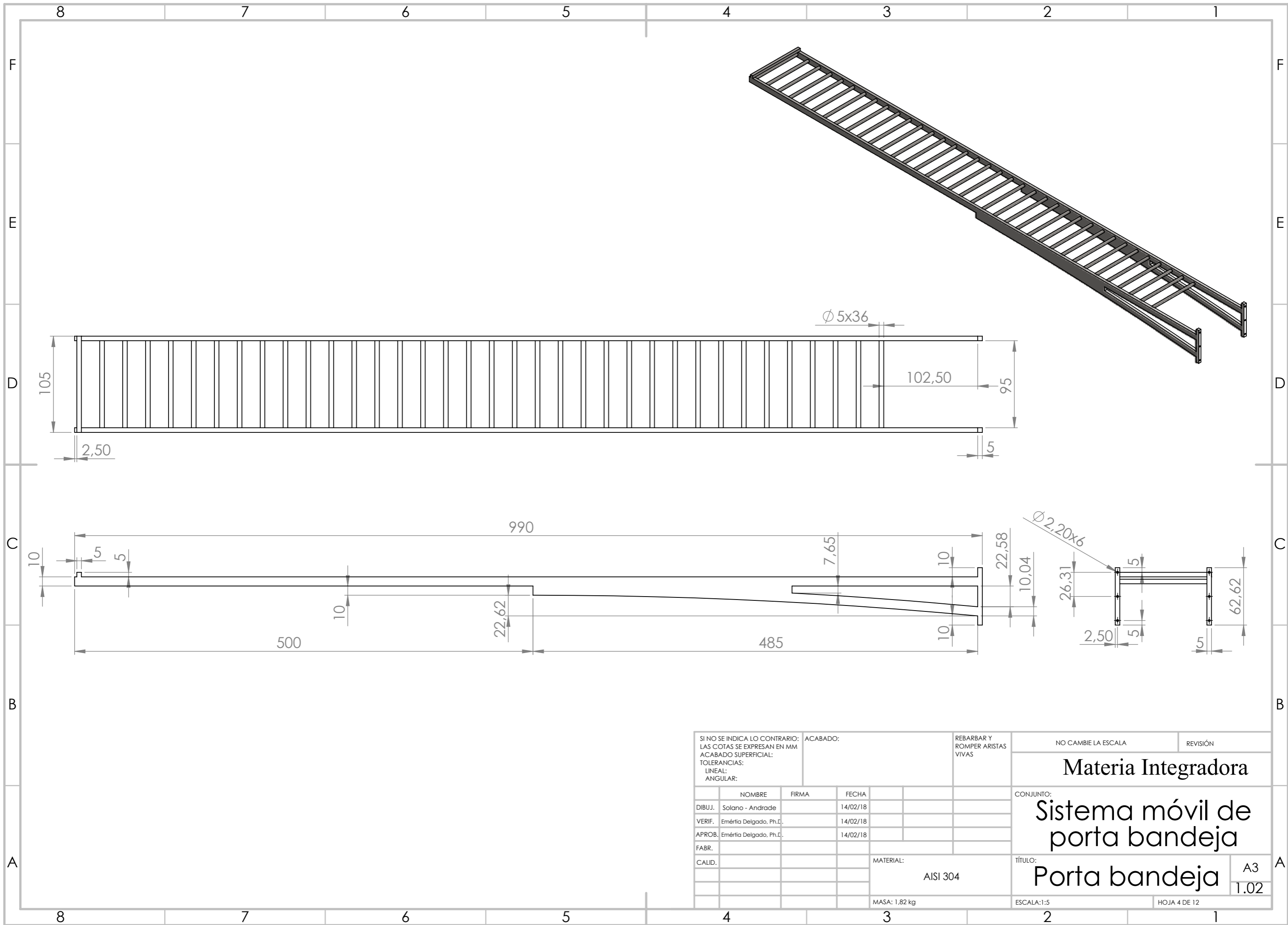
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Manivela	Aluminio	1
2	Carcasa	Aleación de aluminio 6061	1
3	Eje de transmisión	AISI 1045	1
4	Catarina	Acero al medio carbono	2
5	Cadena	Acero aleado laminado en frío	2
6	Base del porta bandeja	Aleación de aluminio 6061	1
7	Porta bandeja	AISI 304	2
8	Guías pequeñas	Acero estructural cromado	2
9	Guías	Acero estructural cromado	2
10	Soporte para guías	Acero estructural cromado	4
11	Estructura	Acero estructural	1
12	Tornillos B18.6.7 - M2X0,4X13	Acero al carbono	32

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				Materia Integradora	
				CONJUNTO: Sistema móvil de porta bandeja	
				TÍTULO: PLANO DE CONJUNTO	
NOMBRE		FIRMA	FECHA	MATERIAL: Acero estructural, acero estructural cromado, acero al carbono, acero al medio carbono, acero aleado laminado en frío, aluminio, AISI 304, AISI 1010, AISI 1045, aleación de aluminio 6061	
DIBUJ.	Solano - Andrade		14/02/18	MASA: 11,20 kg	
VERIF.	Emérita Delgado, Ph.D		14/02/18	ESCALA: 1:10	
APROB.	Emérita Delgado, Ph.D		14/02/18	HOJA 2 DE 12	
FABR.				A3	
CALID.				1.00	



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Perno hexagonal B18.2.3.5M - M2 x 1.0 x30	Acero al carbono	1
2	Tuerca hexagonal B18.2.45M - M2 x 1	Acero al carbono	1
3	Tornillo sinfín	AISI 1045	1
4	Corona	Bronce comercial	1
5	Tornillo B18.6.7M - M2 x 0.4 x 13	Acero al carbono	2
6	Carcasa lateral	Aleación de aluminio 6061	2

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				Materia Integradora	
				Sistema móvil de porta bandeja	
				PLANO DE CONJUNTO DE CARCASA	
NOMBRE		FIRMA	FECHA	MATERIAL:	
DIBUJ. Solano - Andrade			14/02/18	Acero al carbono, AISI 1045, aleación de aluminio 6061, bronce comercial	
VERIF. Emérita Delgado, Ph.D			14/02/18	MASA: 461.76 g	
APROB. Emérita Delgado, Ph.D			14/02/18	ESCALA: 1:2	
FABR.				HOJA 3 DE 12	
CALID.				A3 1.01	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	
NOMBRE	FIRMA	FECHA				
DIBUJ. Solano - Andrade		14/02/18				
VERIF. Emértia Delgado, Ph.D.		14/02/18				
APROB. Emértia Delgado, Ph.D.		14/02/18				
FABR.						
CALID.				MATERIAL:	AISI 304	
				MASA:	1.82 kg	

NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN
Materia Integradora		
CONJUNTO:		
Sistema móvil de porta bandeja		
TÍTULO:		A3
Porta bandeja		1.02
ESCALA: 1:5	HOJA 4 DE 12	

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

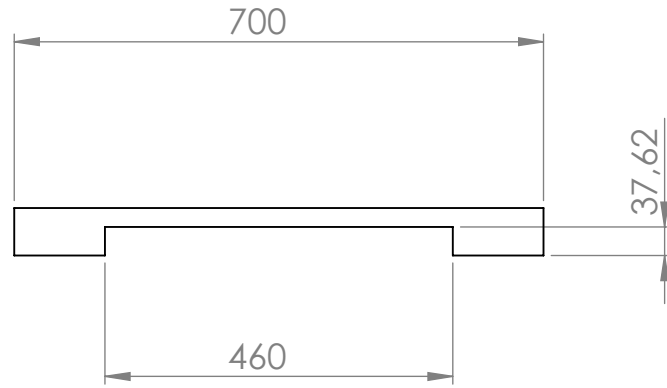
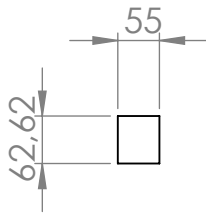
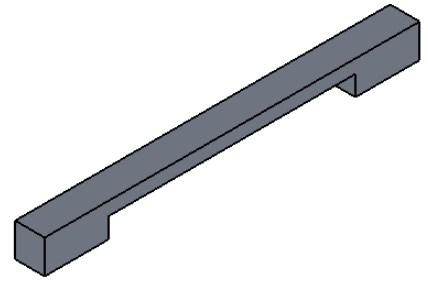
C

B

B

A

A



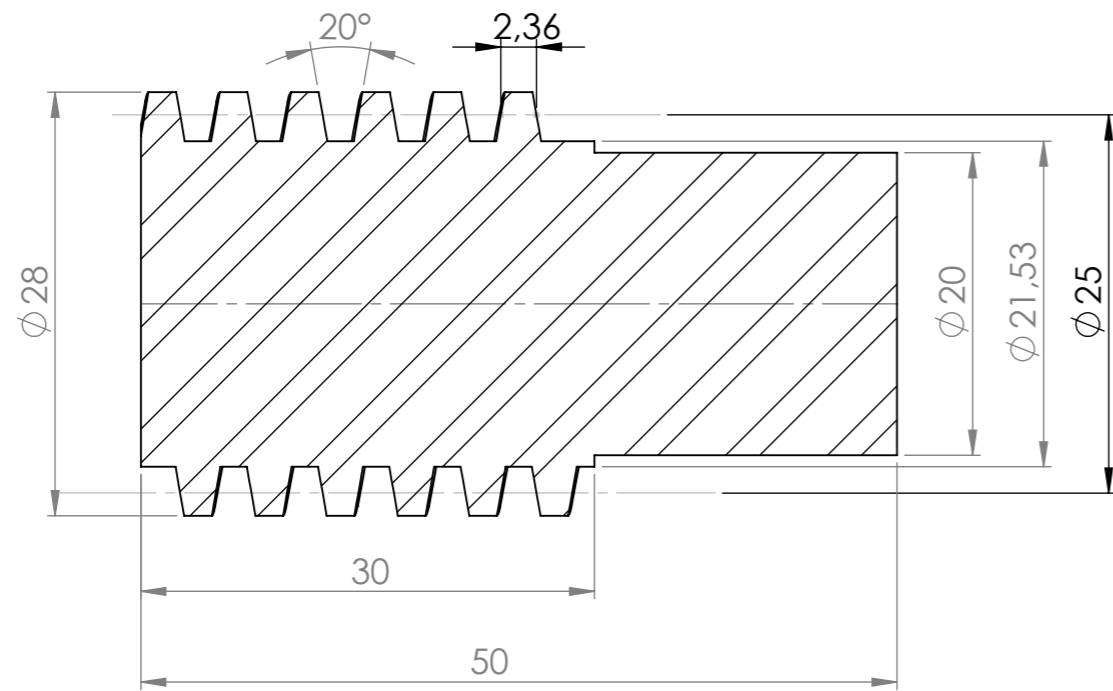
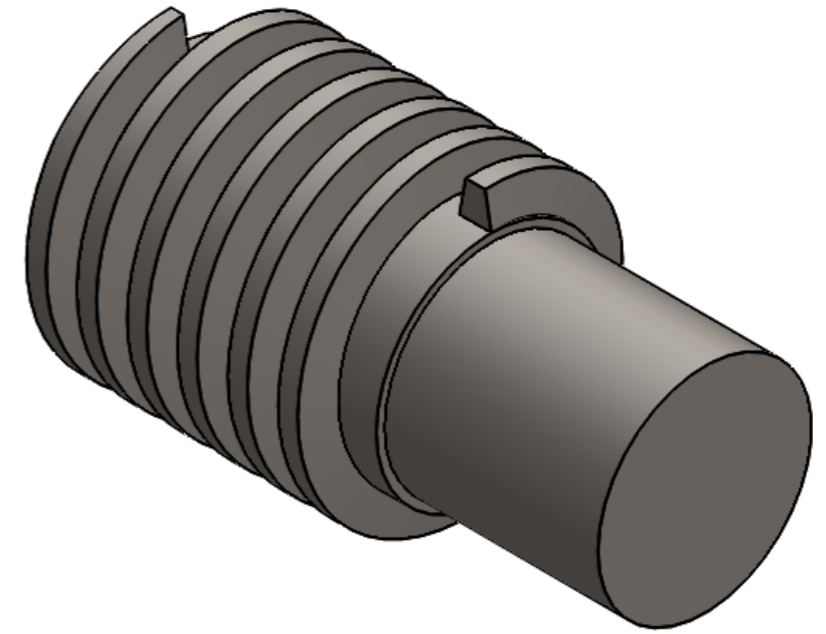
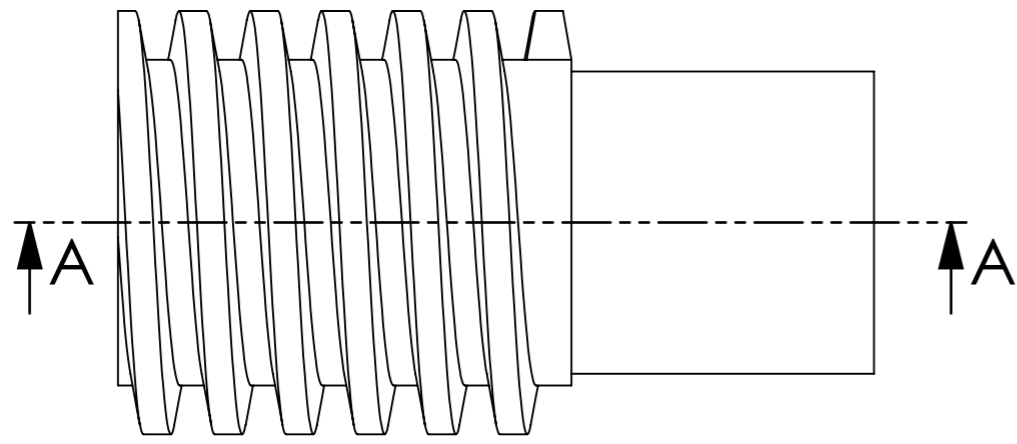
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
							Materia Integradora				
							CONJUNTO: Sistema móvil de porta bandeja				
NOMBRE			FIRMA		FECHA		TÍTULO:		A4		
DIBUJ. Solano - Andrade					14/02/18		Base del porta bandeja		1.05		
VERIF. Emérita Delgado, Ph.D.					14/02/18						
APROB. Emérita Delgado, Ph.D.					14/02/18						
FABR.											
CALID.							MATERIAL:				
							Aleación de aluminio 6061				
							MASA: 3,94 kg				
							ESCALA: 1:10		HOJA 7 DE 12		

4

3

2

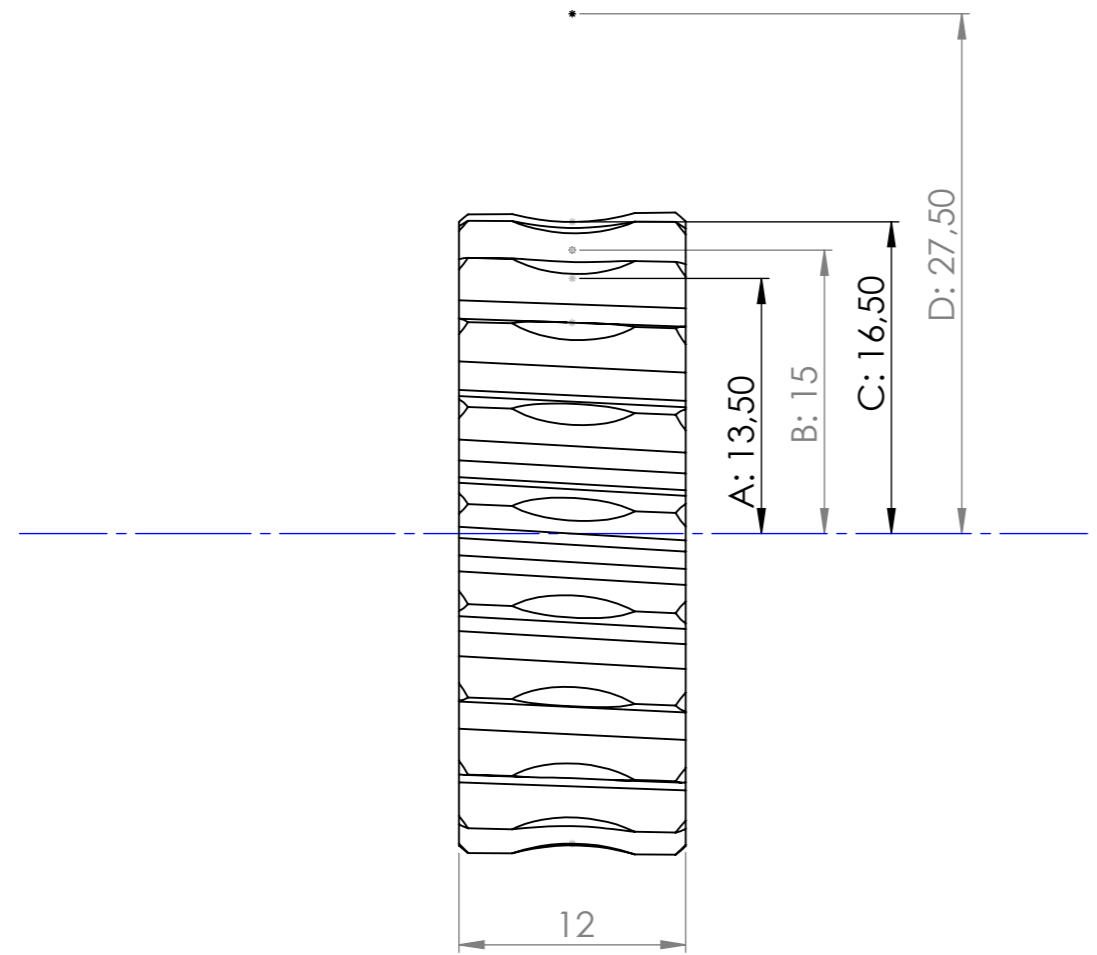
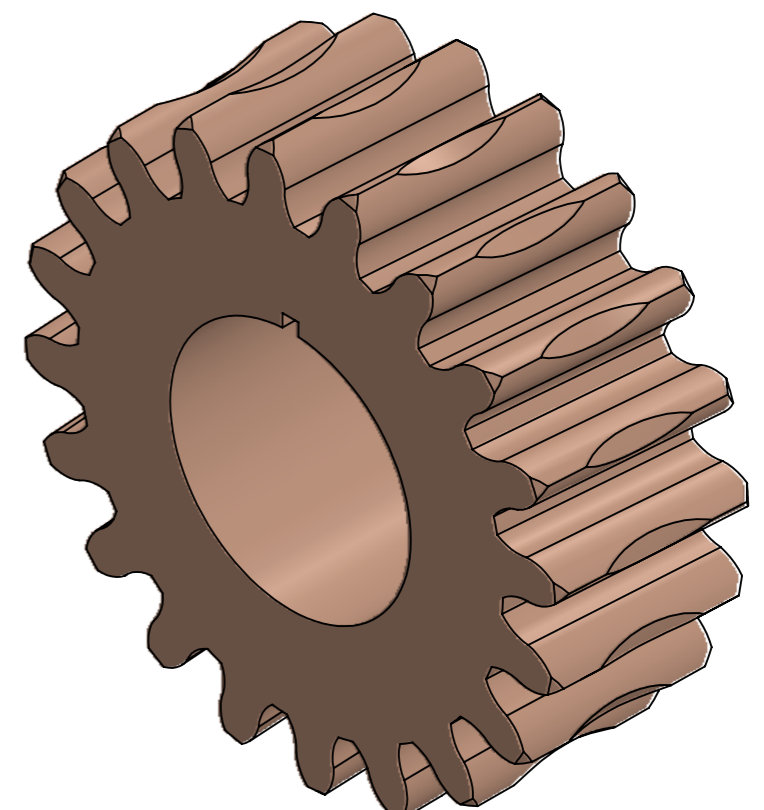
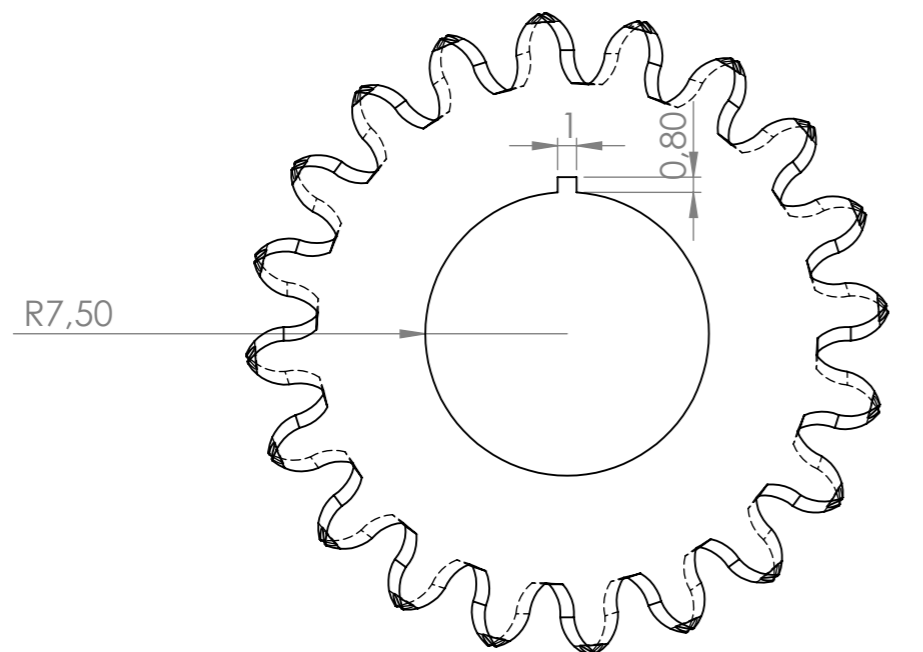
1



SECCIÓN A-A

Lead Angle: 3°26'
 Normal Module: 1,5
 Number of Starts: 1
 Hand Thread: R

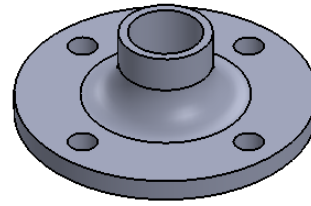
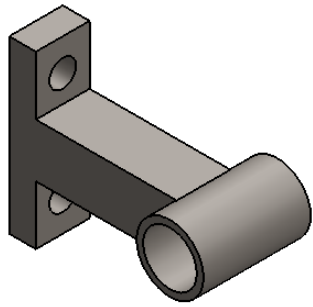
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN			
							Materia Integradora					
							CONJUNTO: Sistema móvil de porta bandeja					
							TÍTULO: Tornillo sinfín				A3 1.03	
DIBUJ. Solano - Andrade			FIRMA		FECHA		MATERIAL: AISI 1045		ESCALA:2:1		HOJA 5 DE 12	
VERIF. Emérita Delgado, Ph.D					14/02/18		MASA: 163 g					
APROB. Emérita Delgado, Ph.D					14/02/18							
FABR.												
CALID.												



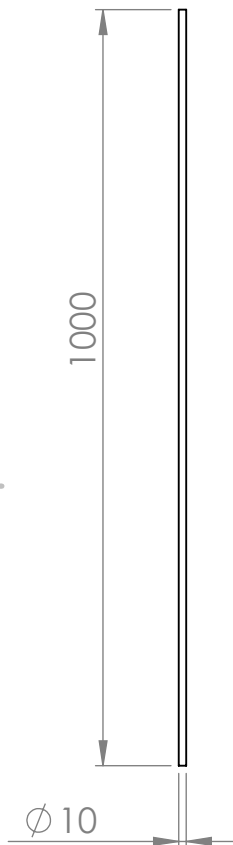
A: Depth Radio
 B: Pitch Radio
 C: Throat Radio
 D: Mounting Radio

Helix Angle: 3°26'
 Normal Module: 1,5
 Number of Starts: 1
 Hand Thread: R

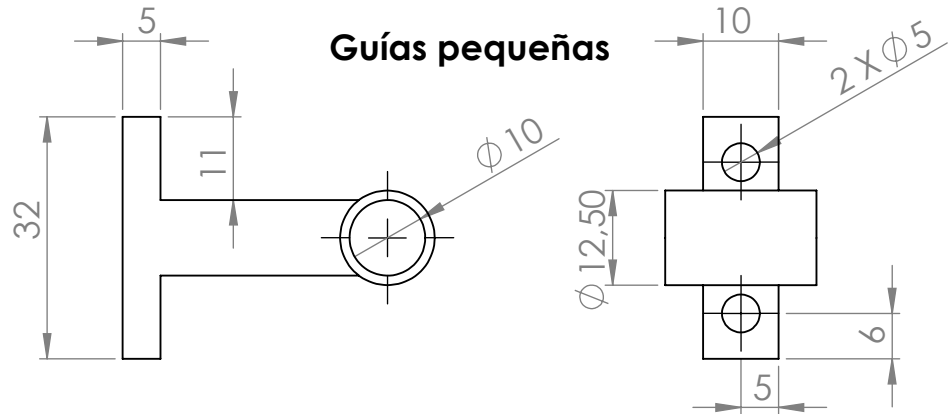
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		Materia Integradora CONJUNTO: Sistema móvil de porta bandeja TÍTULO: Corona			
DIBUJ. Solano - Andrade				14/02/18					
VERIF. Emérita Delgado, Ph.D				14/02/18					
APROB. Emérita Delgado, Ph.D				14/02/18					
FABR.						MATERIAL:		A3	
CALID.						Bronce comercial		1.04	
						MASA: 55,56 g		ESCALA:2:1	
								HOJA 6 DE 12	



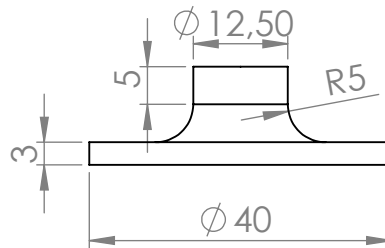
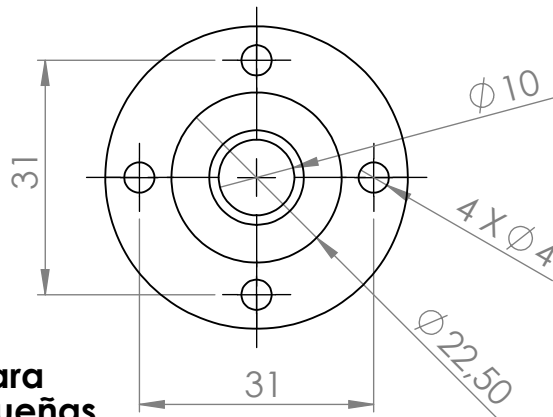
Guías



Guías pequeñas



Soporte para guías pequeñas



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

Materia Integradora

CONJUNTO:

**Sistema móvil de
porta bandeja**

TÍTULO:

**Guías, guías pequeñas,
soporte para guías**

A4
1.06

MATERIAL:

Acero estructural cromado

MASA: 658,04 g

ESCALA: 1:1

HOJA 8 DE 12

4

3

2

1

F

F

E

E

D

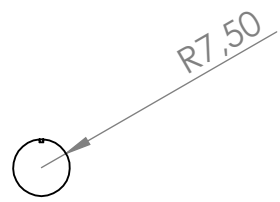
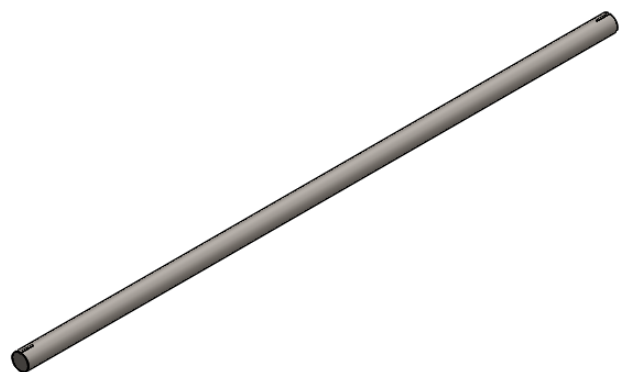
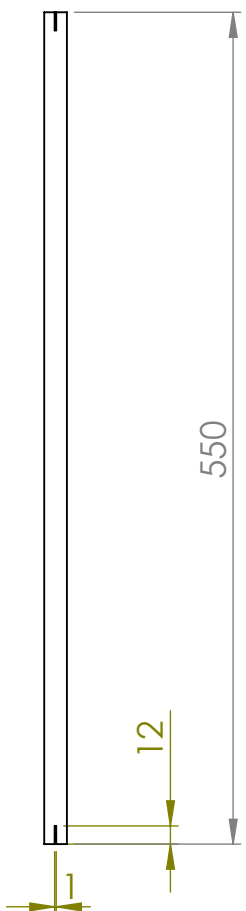
D

C

C

B

B



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

Materia Integradora

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Solano - Andrade		14/02/18
VERIF.	Emérita Delgado, Ph.D.		14/02/18
APROB.	Emérita Delgado, Ph.D.		14/02/18
FABR.			
CALID.			

CONJUNTO:		Sistema móvil de porta bandeja
TÍTULO:		
MATERIAL:		AISI 1045
MASA: 762,82 g		ESCALA: 1:5
TÍTULO:		Eje de transmisión
ESCALA: 1:5		HOJA 9 DE 12

4

3

2

1

A

A

A4
1.07

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

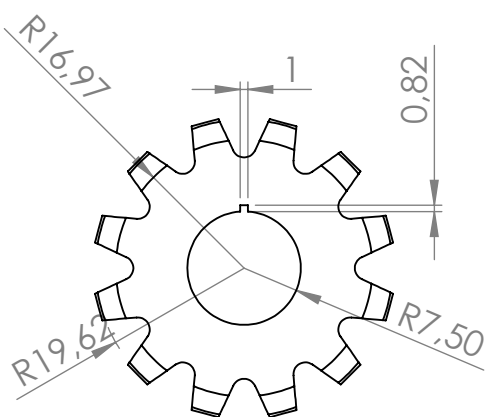
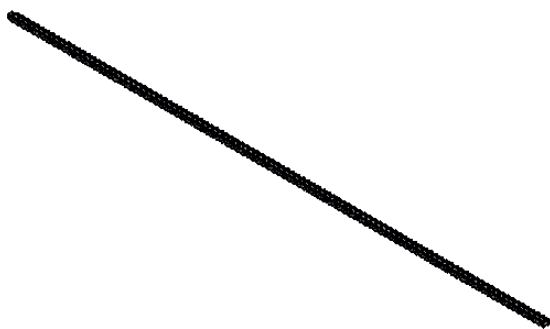
C

B

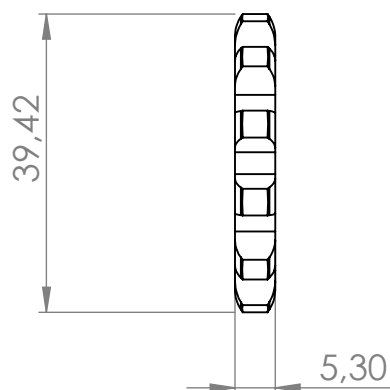
B

A

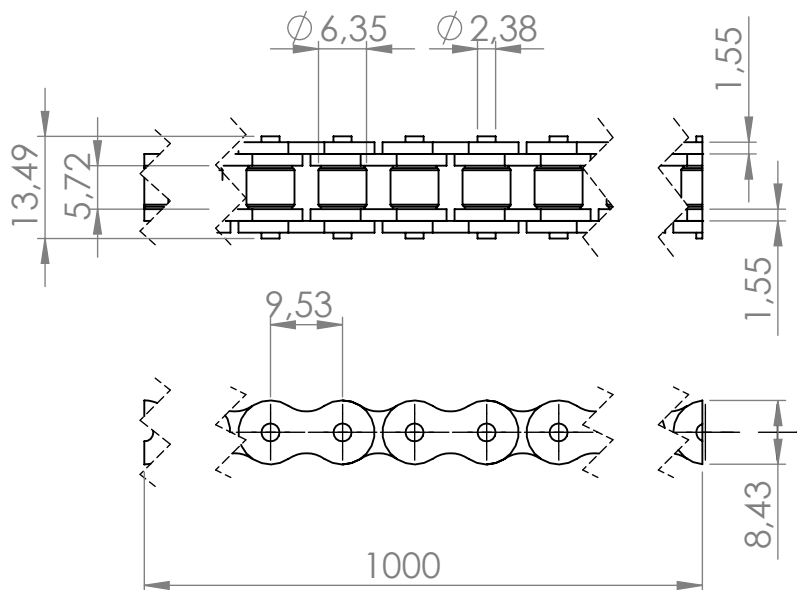
A



Catarina



Cadena



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

Materia Integradora

CONJUNTO:

Sistema móvil de
porta bandeja

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Solano - Andrade		14/02/18
VERIF.	Emérita Delgado, Ph.D		14/02/18
APROB.	Emérita Delgado, Ph.D		14/02/18
FABR.			
CALID.			

MATERIAL:
Acero aleado laminado en
frío, acero al medio
carbono

TÍTULO:

Cadena, catarina

A4

1.08

MASA: 58,05 g

ESCALA:2:1

HOJA 10 DE 12

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

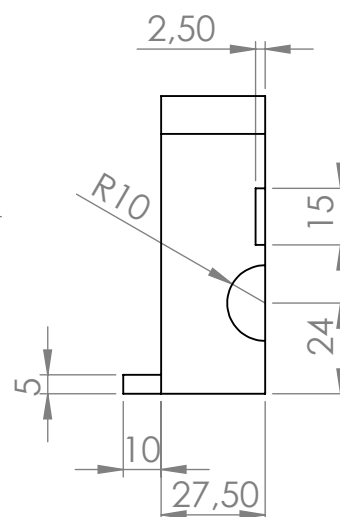
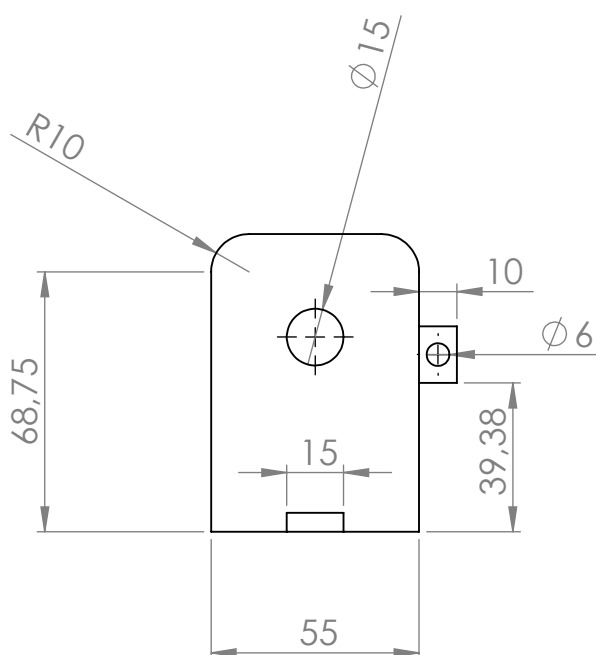
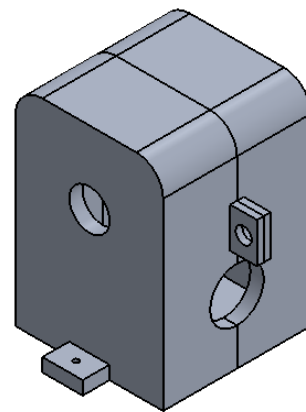
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
							Materia Integradora				
							CONJUNTO: Sistema móvil de porta bandeja				
							TÍTULO: Carcasa				
							MATERIAL: Aleación de aluminio 6061		A4		1.09
							MASA: 262,74 g		ESCALA: 1:2		HOJA 11 DE 12

4

3

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

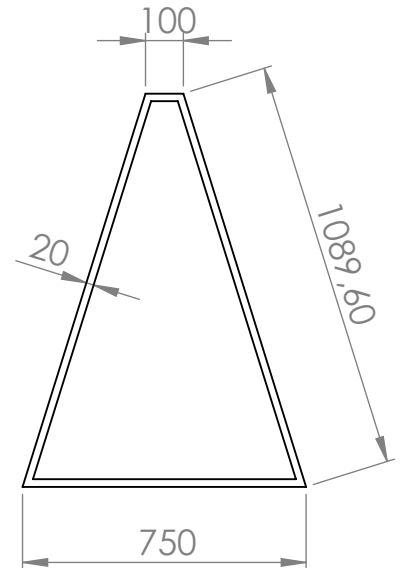
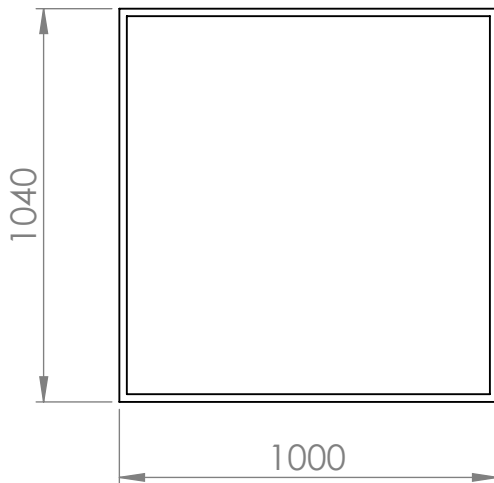
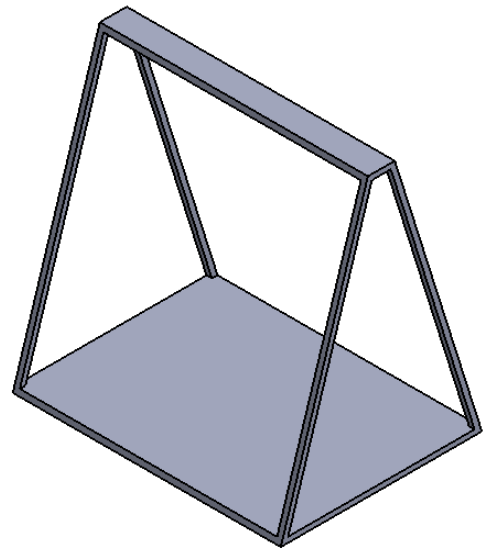
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

Materia Integradora

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Solano - Andrade		14/02/18
VERIF.	Emérita Delgado, Ph.D		14/02/18
APROB.	Emérita Delgado, Ph.D		14/02/18
FABR.			
CALID.			

MATERIAL:
Acero estructural

MASA: 18,68 kg

CONJUNTO:

Sistema móvil de porta bandeja

TÍTULO:

Estructura

A4

1.10

ESCALA:1:20

HOJA 12 DE 12

4

3

2

1

APÉNDICE B

CÁLCULOS

Diseño de mecanismo tornillo sinfín - corona:

A continuación, se calcula diámetro medio del tornillo sinfín (D_m) y el intervalo en el cual se encuentra.

($C = 1,14 \text{ in}$).

$$\frac{C^{0,875}}{3} \leq D_m \leq \frac{C^{0,875}}{1,6} \quad (\text{ec. 2.1})$$

$$\frac{(1,14)^{0,875}}{3} \leq D_m \leq \frac{(1,14)^{0,875}}{1,6}$$

$$0,37 \leq D_m \leq 0,70$$

$$D_m = \frac{C^{0,875}}{2,2} \quad (\text{ec. 2.2})$$

$$D_m = \frac{1,14^{0,875}}{2,2} = 0,51$$

Para encontrar el valor de la fuerza tangencial permisible en el diente del engrane del tornillo sinfín $(W_t)_{perm}$ por medio de la siguiente ecuación:

$$(W_t)_{perm} = C_s * D_m^{0,8} * F_e * C_m * C_v \quad (\text{ec. 2.3})$$

Para calcular el valor de C_s se debe realizar el siguiente análisis:

Como $C < 3 \text{ in}$, entonces se puede usar la siguiente relación

$$C_s = 270 + 10,37 * C^3$$

$$C_s = 270 + 10,37 * 1,14^3 = 285,36$$

Para hallar el valor de F_e se aplica la siguiente ecuación ($D_m = 0,51 \text{ in}$):

$$F_e = 0,67 * D_m$$

$$F_e = 0,67 * 0,51 = 0,3417$$

Para hacer el cálculo del valor de C_m se debe realizar el siguiente análisis:

Al ser $m_G = 20$, entonces se puede usar la siguiente relación:

$$C_m = 0,02 * \sqrt{-m_G^2 + 40 * m_G - 76} + 0,46$$

$$C_m = 0,02 * \sqrt{-20^2 + 40 * 20 - 76} + 0,46$$

$$C_m = 0,82$$

Para calcular el valor de C_v se debe realizar el siguiente análisis:

Se tiene que calcular el valor de V_s :

$$V_s = \frac{\pi * \eta * D_m}{12 * \cos(\lambda)}$$

$$V_s = \frac{\pi * 6,28 * 0,51}{12 * \cos(3,43)}$$

$$V_s = 0,84 \left[\frac{in}{s} \right] = 4,20 \left[\frac{ft}{min} \right]$$

$$C_v = 0,659 * e^{-0,0011 * V_s}$$

$$C_v = 0,659 * e^{-0,0011 * 4,20} = 0,58$$

Se reemplaza los valores encontrados en la ecuación 2.3:

$$(W_t)_{perm} = C_s * D_m^{0,8} * F_e * C_m * C_v$$

$$(W_t)_{perm} = 285,36 * 0,51^{0,8} * 0,3417 * 0,82 * 0,82 = 33,41$$

Se calcula el Par Torsión del Tornillo Sinfín T_G :

$$T_G = \frac{(W_t)_{perm} * D_m}{2} \quad (\text{ec. 2.4})$$

$$T_G = \frac{33,41 * 0,51}{2} = 8,52$$

Se calcula el paso circular P_x por la siguiente ecuación ($módulo = m' = 1,5$):

$$P_x = m * \pi \quad (\text{ec. 2.5})$$

$$P_x = 1,5 * \pi = 4,71$$

Se calcula el valor del largo del tornillo sinfín L por medio de la siguiente ecuación, sabiendo que $\#hileras \text{ tornillo sinfin} = Z_w = 1$:

$$L = P_x * Z_w \quad (\text{ec. 2.6})$$

$$L = 4,71 * 1 = 4,71$$

Se calcula el ángulo de avance del tornillo sinfín λ :

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\pi * D_m} \right) \quad (\text{ec. 2.7})$$

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{4,71}{\pi * 0,51} \right) = 3,43^\circ = 3^\circ 26'$$

Se realiza el cálculo del diámetro de corona:

$$D_G = \frac{P_x * Z_w}{\pi} \quad (\text{ec. 2.8})$$
$$D_G = \frac{4,71 * 1}{\pi} = 1,18 \text{ [in]} = 30 \text{ [mm]}$$

Se procede a hallar el número dientes de la corona del tornillo sinfín n :

$$n = \frac{D_G}{m'} \quad (\text{ec. 2.9})$$
$$\#dientes = \frac{30}{1,50} = 20$$

Ahora se calcula la carga tangencial real de la corona:

$$W_{GT} = \frac{2 * T_G}{D_G} \quad (\text{ec. 2.10})$$
$$W_{GT} = \frac{2 * 8,52}{1,18}$$
$$W_{GT} = 14,44$$

Se calcula la velocidad de la corona:

$$V_G = \pi * D_G * n_G \quad (\text{ec. 2.11})$$
$$V_G = \pi * 1,30 * 120 * \pi$$
$$V_G = 1540 \frac{\text{in}}{\text{min}}$$

Se calcula el factor de carga dinámica:

$$K_v = \frac{1200}{1200 + V_G} \quad (\text{ec. 2.12})$$
$$K_v = \frac{1200}{1200 + 1540} = 0,4380$$

Se calcula el valor de la fuerza que produce la carga dinámica:

$$W_d = \frac{W_{GT}}{K_v} \quad (\text{ec. 2.13})$$
$$W_d = \frac{14,44}{0,4380} = 32,97 \text{ [lb}_f\text{]}$$

Se calcula el valor del esfuerzo de flexión producido por la carga dinámica ($y = 0,006 @ \theta = 20^\circ$) (Norton, 2011):

$$S_b = \frac{W_d}{y * F_e * P_x} \quad (\text{ec. 2.14})$$

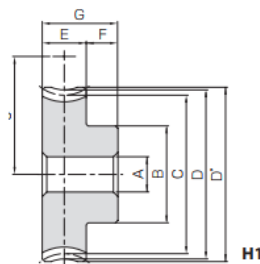
$$S_b = \frac{32,97}{0,006 * 0,3417 * 4,71} = 3190,8 \text{ [psi]} = 5,22 \text{ [MPa]}$$

Se calcula el valor del factor de seguridad η para el tornillo sinfín por medio de la ecuación 2.15, teniendo en cuenta que $S_y = 68 \text{ MPa @ AISI 304}$ (Norton, 2011):

$$\eta = \frac{S_y}{S_b} \quad (\text{ec. 2.15})$$

$$\eta = \frac{68 * 10^6}{5,22 * 10^6} = 13,03$$

Se procede a realizar la selección de la corona del tornillo sinfín del KHK Gear Catalog a partir del ángulo de avance $\lambda = 3^\circ 26'$, diámetro de la corona $D_G = 30 \text{ mm}$, módulo $m = 1,5$:

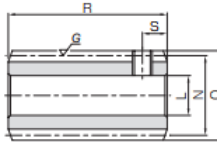


Catalog No.	Reduction ratio	Normal module	No. of teeth	Number of starts	Helix angle	Hand thread	Shape	Bore	Hub dia.	Pitch dia.	Throat dia.	Outside dia.	Face width
								A _{H7}	B	C	D	D'	E
KBG1.5-20R1	20	m1.5	20	1	3°26'	R	H1	8	22	30.05	33	34.5	12
KBG1.5-20R2	10		20	2	6°54'	R	H1	8	22	30.22	33	34.5	12
KBG1.5-30R1	30		30	1	3°26'	R	H1	10	30	45.08	48	49.5	12
KBG1.5-30R2	15		30	2	6°54'	R	H1	10	30	45.33	48	49.5	12
KBG1.5-40R1	40		40	1	3°26'	R	H1	12	30	60.11	63	64.5	12
KBG1.5-50R1	50		50	1	3°26'	R	H1	12	40	75.13	78	79.5	14

Figura B.1 Dimensiones de corona del tornillo sinfín

Fuente: (KHK Gear Catalog, 2015)

Finalmente se procede a realizar la selección del tornillo sinfín del KHK Gear Catalog a partir del ángulo de avance $\lambda = 3^\circ 26'$, módulo $m = 1,5$:



Catalog No. * : J Series (Available-on-request)	Axial module	Number of starts	Lead angle	Hand thread	Shape	Bore	Hub dia.	Pitch dia.	Outside dia.	Face width	Hub width (R)	Hub width (L)
						L _{H7}	M	N	O	P	Q	Q'
KSWG1-R1	m1	1	3°35'	R	W2	8	—	16	18	—	—	—
KSWG1-R2		2	7°08'	R	W2	8	—	16	18	—	—	—
KSWG1.5-R1	m1.5	1	3°26'	R	W1	10	20	25	28	30	10	—
KSWG1.5-R1J10					W1K	10	20	25	28	30	10	—
KSWG1.5-R2		2	6°51'	R	W1	10	20	25	28	30	10	—
KSWG1.5-R2J10	W1K				10	20	25	28	30	10	—	

Figura B.2 Dimensiones de tornillo sinfín

Fuente: (KHK Gear Catalog, 2015)

Y al tener un ángulo de avance menor a 6° ($\lambda = 3^{\circ}26'$), el tornillo sinfín tiene auto bloqueo. (Norton, 2011).

Diseño de eje de transmisión de potencia:

A continuación se detalla el cálculo de los valores de las fuerzas tangenciales W_t y fuerzas radiales W_r ejercidas en cada engrane:

$$W_t = \frac{2 * T}{D_G} \quad (\text{ec. 2.17})$$

$$W_{t1} = W_{t2} = \frac{2 * 0,8829}{0,030} = 58,86 \text{ N}$$

$$W_{r1} = W_{r2} = W_t * \tan(20) \quad (\text{ec. 2.18})$$

$$W_r = 58,86 * \tan(20) = 21,42 \text{ N}$$

Luego se calcula el valor de los factores para luego calcular el límite de fatiga de flexión pura S_e :

$$S_f = C_{su} * C_{CA} * C_R * C_{TA} * C_{TE} * S_e' \quad (\text{ec. 2.19})$$

$$C_{su} = 0,8 \rightarrow \text{Maquinado}$$

$$C_{CA} = 1 \rightarrow \text{Carga por flexión}$$

$$C_R = 0,814 \rightarrow \%R = 99\%$$

$$C_{TE} = 1 \rightarrow \text{Temperatura horno} = 70^{\circ}\text{C} < 450^{\circ}\text{C}$$

Para calcular el valor de C_{CA} se debe realizar el siguiente análisis:

Como se tiene una flecha (eje rotando) de sección circular, se debe calcular el valor del Área 95% A_{95} y del diámetro equivalente d_{eq}

$$A_{95} = 0,0105 * d^2 \quad (\text{ec. 2.32})$$

$$A_{95} = 0,0105 * 0,015^2 = 2,3625 * 10^{-6} [m^2]$$

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} \quad (\text{ec. 2.32})$$

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{2,3625 * 10^{-6}}{0,0766}} = 5,55 * 10^{-3} [m] = 2,19 * 10^{-4} [in]$$

$$C_{CA} = 1 \rightarrow d_{eq} = 2,19 * 10^{-4} in < 0,3 in$$

La resistencia a la fatiga sin corregir S_e' se la calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} \quad (\text{ec. 2.20})$$

$$S_e' = 0,5 * 65 = 32,5 [ksi]$$

Reemplazando de la ecuación 2.24:

$$S_e = 0,8 * 1 * 0,814 * 1 * 1 * 32,5 = 21,164 [ksi] = 1,13 [GPa]$$

A continuación, se halla el valor del factor de concentrador de esfuerzos por fatiga k_f por medio de la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1) \quad (\text{ec. 2.21})$$

$$k_f = 1 + 0,5 * (3,5 - 1) = 2,25$$

Después se calcula el valor del factor de concentrador de esfuerzos por torsión por fatiga k_{fS} por medio de la siguiente ecuación:

$$k_{fS} = 1 + q * (k_{tS} - 1) \quad (\text{ec. 2.22})$$

$$k_{fS} = 1 + 0,57 * (2 - 1) = 1,57$$

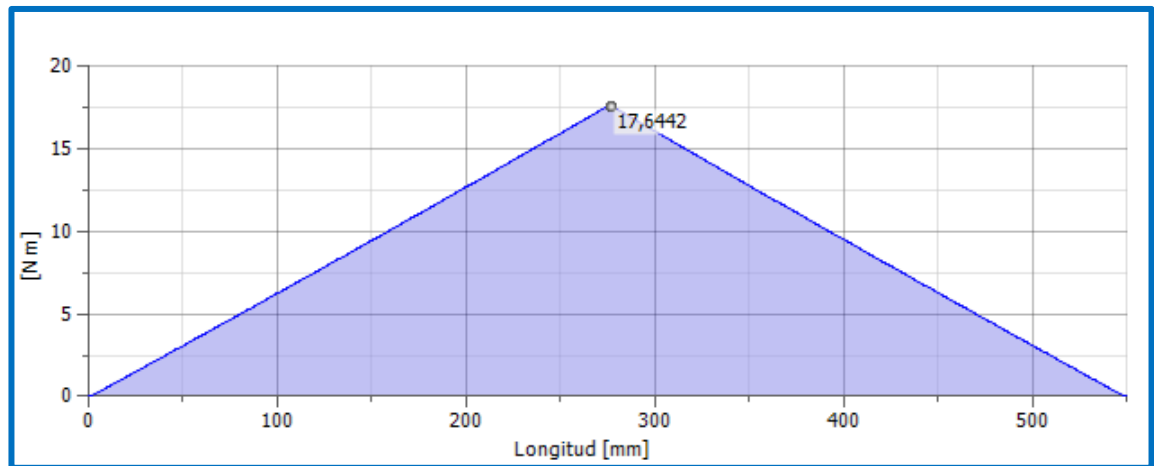


Figura B.3 Diagrama de momento flector resultante vs longitud del eje

Elaboración propia

El valor del momento flector máximo es de 17,64 N*m obtenido a partir del Software CAD 3D Autodesk INVENTOR

A continuación se calcula el valor de $\sigma_{máxnominal}$ asumiendo un diámetro del eje $d_{eje} = 15 \text{ mm}$ (obtenido preliminarmente del diámetro del agujero de la corona del tornillo sinfín), y Momento Máximo $M_{máx} = 17,64 \text{ [N * m]}$ (obtenido de las gráficas que se encuentran en los Anexos).

$$\sigma_{máxnominal} = \frac{32 * M_{máx}}{\pi * d_{eje}^3}$$

$$\sigma_{máxnominal} = \frac{32 * 17,64}{\pi * 0,015^3} = 53,30 \text{ [MPa]}$$

Comparando el valor del producto de k_f con $\sigma_{máxnominal}$ con respecto a la resistencia de la fluencia S_y :

$$k_f * |\sigma_{máxnominal}| < S_y \quad (\text{ec. 2.23})$$

$$2,25 * |53,30 * 10^6| < 262 * 10^6$$

$$120 \text{ [MPa]} < 262 \text{ [MPa]}$$

Se puede aseverar que:

$$k_{fsm} = k_{fs} = 1,57$$

$$k_{fm} = k_f = 2,25$$

Los valores de T_a, T_m, M_a, M_m fueron obtenidos de las gráficas que se encuentran en Anexos:

$$M_a = 17,6442 \text{ [N * m]}$$

$$M_m = 8,8221 [N * m]$$

$$T_a = 1,7658 [N * m]$$

$$T_m = 0,8829 [N * m]$$

El factor de seguridad a la fatiga es $N_f = 3$ porque el momento flector variable es producido por una carga con impacto moderada, tal como lo indica la Norma ANSI/ASME (Del Castillo Rodríguez, 2007)

Finalmente reemplazando los valores obtenidos anteriormente en la ecuación 2.15:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f * M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} * T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} * M_m)^2 + \frac{3}{4}(k_{fsm} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (\text{ec 2.15})$$

$$d = \left\{ \frac{32 * 3}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(2,25 * 17,64)^2 + \frac{3}{4}(1,57 * 1,76)^2}}{1,13 * 10^9} + \frac{\sqrt{(2,25 * 8,82)^2 + \frac{3}{4}(1,57 * 0,88)^2}}{448,16 * 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 15,76[mm]$$

Diseño de mecanismo cadena - catarina:

Para realizar el diseño del mecanismo cadena – catarina, primero se procedió a seleccionar la catarina del mecanismo o también conocido como piñón, el cual fue seleccionado del catálogo SKF TRANSMISSION CHAINS, a partir de que el paso de la cadena $p_c = 9,53 \text{ mm}$ (valor económico), el número de dientes de la Catarina $N_c = 19$ (valor recomendado por parte del catálogo SKF TRANSMISSION CHAINS) y velocidad de rotación $n_c \leq 25 \text{ rpm}$.

Table 9a

06B-1; (9.53 mm Pitch) Power ratings in kilowatt (European standard)

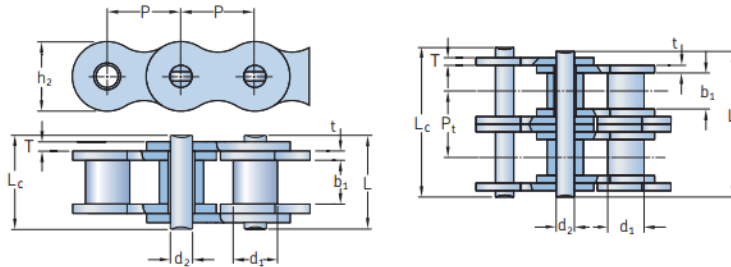
No of teeth	Pitch circle Dia.	rpm of small (faster) sprocket z_1																	
		25	50	75	100	200	400	500	750	1 000	1 200	1 440	1 750	2 000	2 250	2 500	3 000		
Z	mm																		
13	39,80	0,05	0,10	0,14	0,18	0,35	0,67	0,76	1,14	1,49	1,73	2,05	2,67	2,95	3,30	3,55	4,31		
15	45,81	0,06	0,11	0,15	0,19	0,37	0,71	0,80	1,22	1,59	1,83	2,17	2,82	3,12	3,50	3,76	4,57		
17	51,84	0,07	0,13	0,19	0,23	0,46	0,87	0,99	1,48	1,95	2,25	2,68	3,47	3,83	4,30	4,62	5,61		
19	57,87	0,08	0,15	0,22	0,27	0,54	1,01	1,15	1,73	2,27	2,62	3,11	4,04	4,46	5,00	5,38	6,53		
21	63,91	0,09	0,18	0,24	0,30	0,59	1,11	1,27	1,91	2,49	2,87	3,42	4,44	4,90	5,50	5,91	7,18		
23	69,95	0,10	0,19	0,26	0,32	0,64	1,22	1,38	2,08	2,72	3,14	3,73	4,84	5,36	5,99	6,45	7,84		
25	76,00	0,10	0,21	0,28	0,35	0,70	1,31	1,50	2,25	2,95	3,40	4,05	5,25	5,80	6,50	6,99	9,21		
Lubrication method		TYPE 1							TYPE 2										

Figura B.4 Selección de la catarina del sistema móvil

Fuente: (SKF Group, 2013)

De la figura B.4 se puede observar que el diámetro de paso de la catarina $d_c = 57,87 \text{ mm}$ y que la distancia entre centros es de 0,08, es necesario mencionar que el último valor no es relevante ya que la cadena solo nos sirve para transmitir movimiento vertical y no potencia, lo cual se detalla en la sección 2.2

Luego se procede a seleccionar la cadena a partir de su paso $p_c = 9,53 \text{ mm}$ tal como se observa en la figura B.5



BS/ISO Chain number	Dimensions Pitch P	Roller diameter d ₂ Max.	Width between inner plates b ₁ Min.	Pin diameter d ₂ Max.	Pin length L Max.	L _c Max.	Inner plate height h ₂ Max.	Plate thickness t Max.	T Max.	Transverse pitch P _t	Ultimate tensile strength Q	Average tensile strength Q ₀	Mass per meter	Designation
											Min.	Min.		
-	mm										kN	kg/m	-	
04B-1	6,00	6,00	2,80	1,85	6,80	7,8	5,00	0,60	0,60	-	3,0	3,2	0,11	PHC 04B-1...
06B-1 ⁰	9,53	6,35	5,72	3,28	13,15	14,1	8,20	1,30	1,30	-	9,0	10,4	0,41	PHC 06B-1...
08B-1	12,70	8,91	7,75	5,45	18,75	20,2	11,50	1,70	1,70	-	15,0	17,5	0,67	PHC 08B-1...
10B-1	15,88	10,16	9,65	5,08	19,50	20,9	14,70	1,70	1,70	-	22,4	27,5	0,93	PHC 10B-1...

Figura B.5 Selección de la cadena del sistema móvil

Fuente: (SKF Group, 2013)

Selección de juntas empernadas:

Las juntas empernadas fueron seleccionadas a partir del Catálogo de SODIPER.

A continuación se procede a realizar el análisis del factor de seguridad para las juntas empernadas.

Se calcula el peso total soportado por cada bandeja W_{total} por medio de la ecuación 2.24:

$$m_1 = 1,82 \text{ kg}$$

$$m_2 = 1 \text{ kg}$$

$$W_{total} = (m_1 + m_2) * g \quad (\text{ec. 2.24})$$

$$W_{total} = (1,82 + 1) \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_{total} = 27,66 \text{ N}$$

Se calcula la fuerza primaria que soporta cada perno \vec{F}' por medio de la ecuación 2.25:

$$\vec{F}' = \frac{W_{total}}{n'} \quad (\text{ec. 2.25})$$

$$\vec{F}' = 4,61 j N$$

Se analiza el área que forman los pernos para así encontrar el centroide y obtener los radios correspondientes a cada perno tomados desde el centroide.

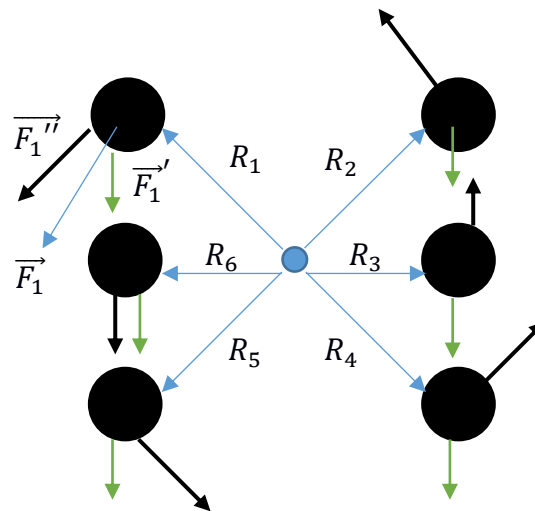


Figura B.6 Ubicación de pernos con sus respectivas fuerzas y posiciones

Fuente: Elaboración propia

Centroide:

$$\bar{x} = \frac{\sum xA}{\sum A}$$

$$\bar{y} = \frac{\sum yA}{\sum A}$$

Dando como resultado:

$$\bar{x} = 50 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = 26,31 \text{ mm}$$

Por geometría

$$R_1 = R_2 = R_4 = R_5$$

$$R_3 = R_6$$

Siendo

$$R_1 = 56,50 \text{ mm}$$

Y

$$R_2 = 50 \text{ mm}$$

Se calcula el momento ejercido desde el centro del perno hasta el centroide del conjunto de pernos M por medio de la ecuación 2.26:

$$M = W_{total} * d' \quad (\text{ec. 2.26})$$

$$M = 27,66 \text{ N} * 0,5 \text{ m} = 13,83 \text{ N} * \text{m}$$

Con ángulo:

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{26,31}{50} \right) = 27,75^\circ$$

Se halla la fuerza secundaria que soporta cada perno $\overrightarrow{F''}$ por medio de la ecuación 2.27:

$$\overrightarrow{F''} = \frac{M * R_n}{\sum R_n^2} \quad (\text{ec. 2.27})$$

Perno #1:

$$\overrightarrow{F'_1} = -4,61 \text{ j N}$$

$$F''_1 = 43,98 \text{ N}$$

Descomponemos en vectores

$$\overrightarrow{F''_1} = -20,48 \text{ i} - 38,92 \text{ j}$$

Sumamos los vectores

$$\overrightarrow{F_1} = \overrightarrow{F'_1} + \overrightarrow{F''_1}$$

Obtenemos la resultante

$$F_1 = \sqrt{(20,48)^2 + (43,53)^2}$$

$$F_1 = 48,1 \text{ N}$$

Resultados de los siguientes pernos:

Pernos #2:

$$F_2 = 39,95 \text{ N}$$

Perno #3:

$$F_3 = 34,31 \text{ N}$$

Perno #4:

$$F_4 = 39,95 \text{ N}$$

Perno #5:

$$F_5 = 48,1 \text{ N}$$

Perno #6:

$$F_6 = 34,31 \text{ N}$$

Se calcula el diámetro de perno d_p , por medio de la ecuación 2.28, teniendo en cuenta que $S_y = 340 \text{ MPa}$ @ *Acero de bajo carbono* y $\eta = 2$:

$$d_p = \sqrt{\frac{8 * F * \eta}{\pi * S_y}} \quad (\text{ec. 2. 28})$$

$$d = \sqrt{\frac{8 * 48,1 * 2}{\pi * 340 \times 10^6}} = 0,85 \text{ mm}$$

Debido a que no hay pernos disponibles en el mercado con dichas dimensiones, se seleccionó el perno M2.

Finalmente se calcula el factor de seguridad η a partir de la ecuación 2.29:

$$\eta = \frac{S_y * \pi * d_p^2}{8 * F} \quad (\text{ec. 2. 28})$$

$$\eta = \frac{340 \times 10^6 * \pi * (2 \times 10^{-3})^2}{8 * 48,1} = 11$$

El factor de seguridad es $\eta = 11$, es decir que los pernos son seguros porque podrán soportar más de la carga aplicada sin fallar por cortante puro

ni por aplastamiento. Es necesario mencionar que el perno seleccionado posee las dimensiones más pequeñas en el Catálogo SODIPER.

Diseño del porta bandejas:

A continuación se procede a verificar el valor de factor de seguridad η para el porta bandeja.

En el porta bandeja está presente el esfuerzo por flexión σ , el cual se calcula por medio de la ecuación 2.30:

$$\sigma = \frac{Mc'}{I} \quad (\text{ec. 2.30})$$

Siendo:

M = momento aplicado en el centro del portabandejas

c' = distancia a un punto desde el eje neutro

I = momento de inercia de área

Entonces:

$$\sigma = \frac{2 * 9,81 * 0,5 * \frac{0,0215}{2}}{\frac{1}{12} (5 \times 10^{-3}) (0,025)^3}$$
$$\sigma = 32,4 \text{ MPa}$$

Se calcula la diferencia de temperatura por medio de la ecuación 2.32,

$T_{amb} = 25,7 \text{ }^\circ\text{C}$ (Durán Barreto, 2016):

$$\Delta T = (T_h - T_{amb}) \quad (\text{ec. 2.32})$$

Donde:

T_h es la temperatura máxima del horno

T_{amb} es la temperatura media anual del ambiente

Entonces:

$$\Delta T = (80 - 25,7) = 54,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

Además se obtiene el valor de esfuerzo térmico σ_{term} , el cual se obtiene por la ecuación 2.30, $E = 200 \text{ GPa @Acero}$ (Hibbeler, 2011) y $\alpha = 11 * 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1} @Acero$ (Hibbeler, 2011)

$$\sigma_{term} = E * \alpha' * \Delta T \quad (\text{ec. 2.30})$$

Siendo:

E = Módulo de elasticidad

α' = Coeficiente de expansión térmica

ΔT = Diferencia de temperatura

Entonces:

$$\sigma_{term} = 200 * 10^9 * 11 * 10^{-6} * 54,3$$

$$\sigma_{term} = 12,1 MPa$$

También está sometido a esfuerzos cortantes τ , el cual se lo obtiene por medio de la ecuación 2.31:

$$\tau = \frac{3V}{2A} \text{ (ec. 2.31); para secciones rectangulares}$$

Siendo:

V = Fuerza cortante

A = Área transversal del porta bandeja

Entonces:

$$\tau = \frac{3}{2} * \frac{(2 * 9,81)}{0,025 * (5 * 10^{-3})}$$

$$\tau = 235,44 kPa$$

Posteriormente se realiza un análisis por medio de la energía de distorsión utilizando el esfuerzo Von Mises σ' , el cual se calcula por medio de la ecuación 2.32:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y' + \sigma_y'^2 + 3\tau_{xy}^2} \text{ (ec. 2.32)}$$

$$\sigma_y' = 0$$

$$\sigma' = \sqrt{(32,4 * 10^6 + 12,1 * 10^6)^2 + 3(235,44 * 10^3)^2}$$

$$\sigma' = 43,5 MPa$$

Finalmente se calcula el factor de seguridad para el porta bandeja por medio de la ecuación 2.32, siendo $S_y = 241 MPa$ (Norton, 2011):

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \text{ (ec. 2.32)}$$

$$\eta = \frac{241 * 10^6}{43,5 * 10^6}$$

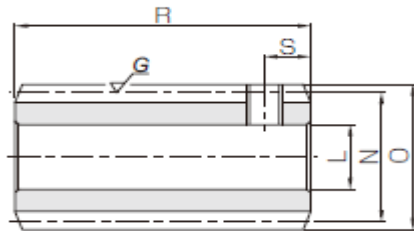
Obteniendo como factor de seguridad

$$\eta = 6$$

APÉNDICE C

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

A continuación, se detallan las dimensiones y especificaciones técnicas del Tornillo Sinfín obtenidas del KHK Gear Catalog:



Catalog No. • J Series (Available-on-request)	Axial module	Number of starts	Lead angle	Hand thread	Shape	Bore	Hub dia.	Pitch dia.	Outside dia.	Face width	Hub width (R)	Hub width (L)
						L _{H7}	M	N	O	P	Q	Q'
KSWG1-R1	m1	1	3°35'	R	W2	8	—	16	18	—	—	—
KSWG1-R2		2	7°08'	R	W2	8	—	16	18	—	—	—
KSWG1.5-R1	m1.5	1	3°26'	R	W1	10	20	25	28	30	10	—
●KSWG1.5-R1J10					W1K	10						
KSWG1.5-R2		2	6°51'	R	W1	10	20	25	28	30	10	—
●KSWG1.5-R2J10					W1K	10						

Fig. C.1 Dimensiones del tornillo sinfín

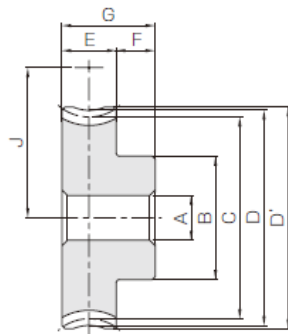
Fuente: (KHK Gear Catalog, 2015)

Tabla C.1 Tabla de especificaciones técnicas del Tornillo Sinfín

Ángulo de precisión	KHK W 001 grade 2
Sección de referencia del engrane	Axial
Diente del engranaje	Dientes Estándar
Ángulo normal de presión	20°
Material	AISI 1045
Dureza	[50 – 60] HRC

Elaboración propia.

A continuación, se detallan las dimensiones y especificaciones técnicas de la corona del tornillo sinfín obtenidas del Catálogo de KHK Gear Catalog:



Catalog No.	Reduction ratio	Normal module	No. of teeth	Number of starts	Helix angle	Hand thread	Shape	Bore	Hub dia.	Pitch dia.	Throat dia.	Outside dia.	Face width
								A _{H7}	B	C	D	D'	E
KBG1.5-20R1	20	m1.5	20	1	3°26'	R	H1	8	22	30.05	33	34.5	12
KBG1.5-20R2	10		20	2	6°54'	R	H1	8	22	30.22	33	34.5	12
KBG1.5-30R1	30		30	1	3°26'	R	H1	10	30	45.08	48	49.5	12
KBG1.5-30R2	15		30	2	6°54'	R	H1	10	30	45.33	48	49.5	12
KBG1.5-40R1	40		40	1	3°26'	R	H1	12	30	60.11	63	64.5	12
KBG1.5-50R1	50		50	1	3°26'	R	H1	12	40	75.13	78	79.5	14

Fig. C.2 Dimensiones de corona del tornillo sinfín

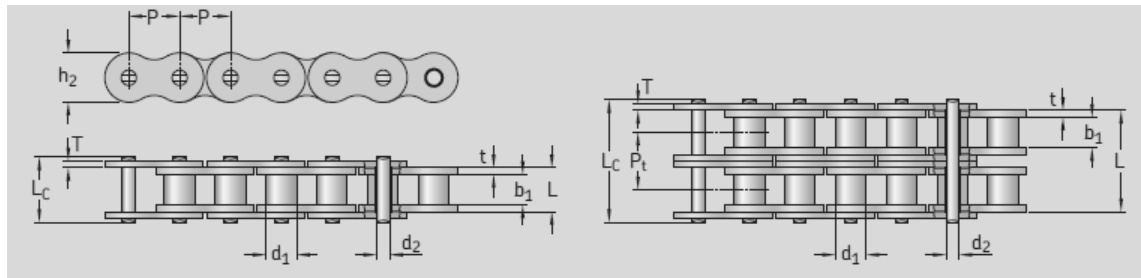
Fuente: (KHK Gear Catalog, 2015)

Tabla C.2 Tabla de especificaciones técnicas de la Corona del Tornillo Sinfín

Ángulo de precisión	KHK W 002 grade 2
Sección de referencia del engrane	Plano Normal
Diente del engranaje	Dientes Estándar
Ángulo normal de presión	20°
Material	Bronce comercial

Elaboración propia.

A continuación, se detallan las dimensiones y especificaciones técnicas de la cadena del sistema móvil obtenidas del Catálogo SKF TRANSMISSION CHAINS:



N° Cadena	Paso	Diámetro del rodillo	Distancia entre placas interiores	Diámetro del pasador	Longitud del pasador		Altura de la placa interior	Espesor de la placa		Carga límite de rotura	Peso por metro	Designación	
	P	d ₁ max	b ₁ min	d ₂ max	L max	L _c max	h ₂ max	t max	T max	Q min	q		
-	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kN	kg/m	-
25-1*	6,350	3,30	3,18	2,31	7,90	8,40	6,00	0,80	0,80	3,5	0,15	PHC 25-1...	
35-1*	9,525	5,08	4,77	3,58	12,40	13,17	9,00	1,30	1,30	7,9	0,33	PHC 35-1...	
41-1	12,700	7,77	6,25	3,58	13,75	15,00	9,91	1,30	1,30	6,7	0,41	PHC 41-1...	
05B-1	8,000	5,00	3,00	2,31	8,20	8,90	7,10	0,80	0,80	5,0	0,20	PHC 05B-1	
06B-1 [^]	9,525	6,35	5,72	3,28	13,15	14,10	8,20	1,30	1,30	9,0	0,41	PHC 06B-1...	
08B-1	12,700	8,51	7,75	4,45	16,70	18,20	11,80	1,60	1,60	18,0	0,69	PHC 08B-1...	
10B-1	15,875	10,16	9,65	5,08	19,50	20,90	14,70	1,70	1,70	22,4	0,93	PHC 10B-1...	

Fig. C.3 Dimensiones de cremallera

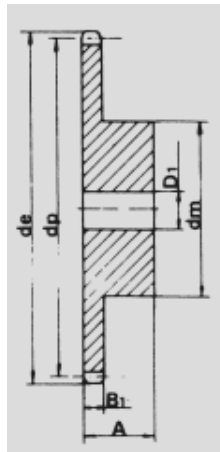
Fuente: (SKF Group, 2013)

Tabla C.3 Tabla de especificaciones técnicas de Cadena

Material	Acero con revestimiento de aleación zinc – aluminio
Temperatura máxima de trabajo	-20 °C
Temperatura mínima de trabajo	400 °C

Elaboración propia.

A continuación, se detallan las dimensiones y especificaciones técnicas de la catarina del sistema obtenidas del Catálogo de MARTIN SPROCKET GEARS:



Z	d _e	d _p	SIMPLE			DOBLE			TRIPLE		
			d _m	D ₁	A	d _m	D ₁	A	d _m	D ₁	A
17	55,3	51,83	40	10	28	40	12	30	40	12	35
18	58,3	54,85	43	10	28	43	12	30	43	12	35
19	61,3	57,87	45	10	28	46	12	30	46	12	35
20	64,3	60,89	46	10	28	49	12	30	49	12	35
21	68,0	63,91	48	12	28	52	12	30	52	14	40
22	71,0	66,93	50	12	28	55	12	30	54	14	40

Fig. C.4 Dimensiones de catarina

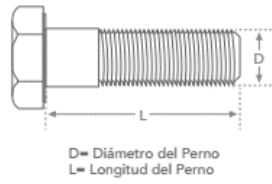
Fuente: (MARTIN SPROCKET GEARS, INC., 2013)

Tabla C.4 Tabla de especificaciones técnicas de catarina

Material	AISI 1045
Tipo de diente	Estándar
Número de dientes	19

Elaboración propia.

A continuación, se detallan las dimensiones y especificaciones técnicas de las juntas empernadas del sistema móvil obtenidas del Catálogo SODIPER:



Ø x paso en mm.	Ø nominal mm.	Ø broca mm.
M1 x 0,25	1,00	0,75
M1,1 x 0,25	1,10	0,85
M1,2 x 0,25	1,20	0,95
M1,4 x 0,30	1,40	1,10
M1,6 x 0,35	1,60	1,25
M1,8 x 0,35	1,80	1,45
M2 x 0,40	2,00	1,60
M2,2 x 0,45	2,20	1,75
M2,5 x 0,45	2,50	2,05
M3 x 0,50	3,00	2,50

Fig. C.5 Dimensiones de pernos

Fuente (SODIPER, 2015)

Tabla C.5 Tabla de especificaciones técnicas de pernos

Material	Acero al carbono
Grado	5
Esfuerzo de ruptura	120 <i>ksi</i>

Elaboración propia.

APÉNDICE D

MANUAL DE MANTENIMIENTO

1. Características

El sistema móvil de porta bandejas está diseñado para mejorar la transferencia de calor dentro de una cámara de secado y reducir el tiempo de deshidratación de productos alimentarios.

Se destaca como características más importantes la seguridad, robustez, facilidad de operación, facilidad de mantenimiento.

Especificaciones técnicas:

- ✓ Elevación por medio de manivela.
- ✓ Sistema de elevación guiados por ejes macizos de 20 milímetros de diámetro.
- ✓ **Carga máxima: 2 kg por bandeja.**
- ✓ Velocidad de elevación: $2,63 \frac{m}{min}$

2. Dispositivo de mantenimiento

ADVERTENCIA



No se ponga **NUNCA** debajo del porta bandeja hasta que se retire toda carga y asegúrese de que el equipo este completamente bloqueado.



Este procedimiento describe el único método de trabajar debajo de un porta bandeja. Siga estas instrucciones **CADA VEZ** que piense introducir el brazo o ponerse debajo de un elevador para efectuar tareas de mantenimiento (aunque sea de forma momentánea).

- Se deben retirar todas las cargas del porta bandeja antes de realizar un mantenimiento. De no retirar la carga del porta bandeja al momento de realizar mantenimiento podría permitir que el porta bandeja caiga de forma inesperada. Esto puede producir lesiones del operador.

- b. Dejar una holgura de aproximadamente 70 mm a cada bandeja.
De no hacerlo.
- c. Realizar la lubricación por grasa en las guías pequeñas y en el mecanismo cadena – catarina **(Ver la figura D.1)**
- d. De movimiento por medio de las manivelas a cada porta bandeja del sistema móvil.

PELIGRO



Si por cualquier motivo no puede moverse el porta bandeja, pare de inmediato y suspenda la operación

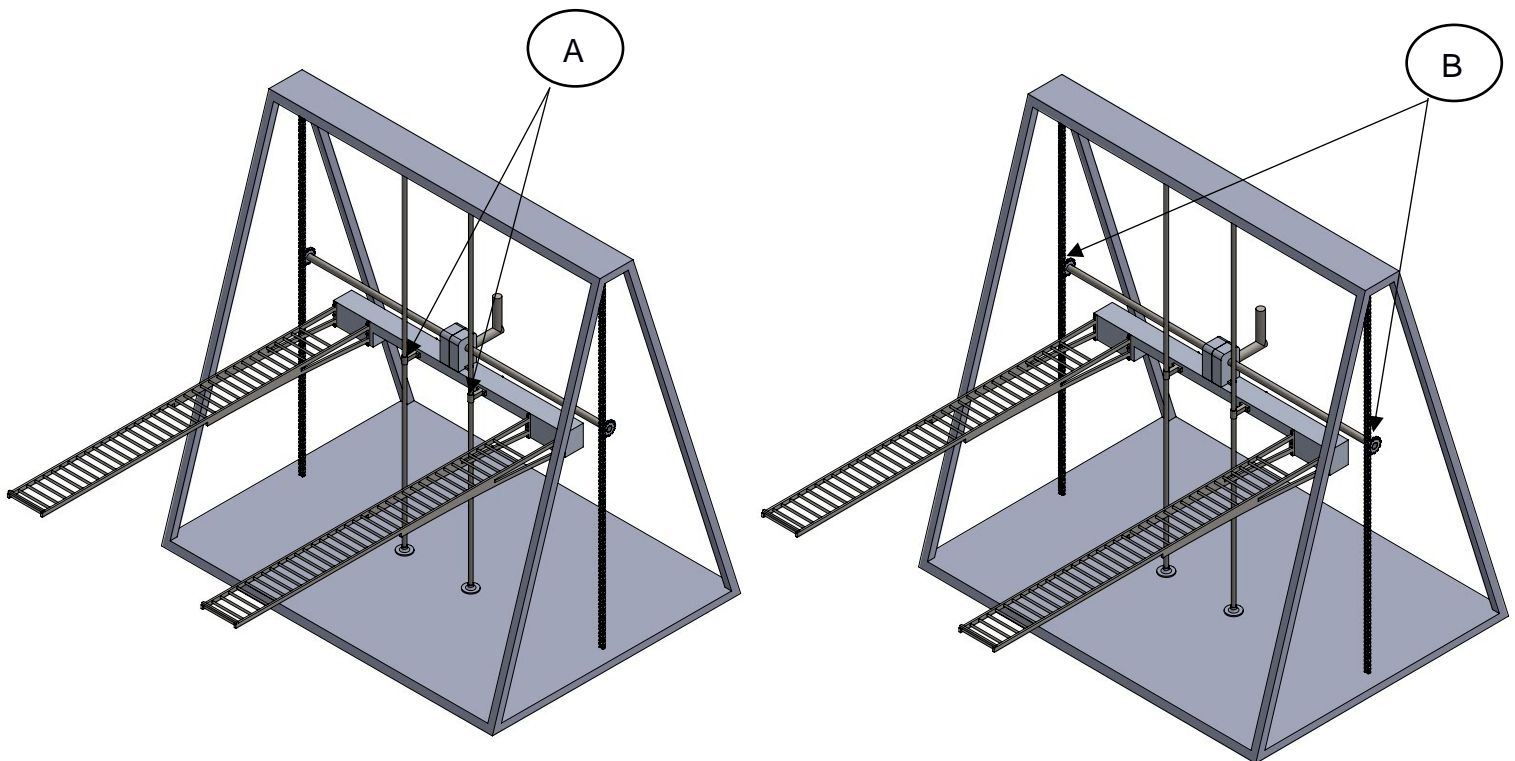


Fig. D.1 Sistema móvil de porta bandeja

Elaboración propia.

3. Mantenimiento de rutina

No se ponga **NUNCA** debajo del porta bandeja hasta que se retire toda carga y asegúrese de que el equipo este completamente bloqueado.

El sistema móvil de porta bandeja requerirá de muy poco mantenimiento. No obstante, un programa de mantenimiento de rutina podría prevenir el reemplazo costoso de piezas.



a. Todos los meses o cada 400 horas de trabajo

- Cambie la grasa del mecanismo cadena – catarina (use grasa limpia).
- Si se han observado ruido o vibraciones en el sistema, quite los pernos de la carcasa e inspeccione para verificar si no existe desgaste ni rotura por parte del mecanismo tornillo sinfín – corona y repare o reemplace si es necesario
- Compruebe la condición general de la unidad, (si faltan o estén sueltos pernos, tornillos y tuercas).
- Ponga en operación el sistema móvil y asegúrese de que no exista ninguna anomalía ni ruido extraño en el equipo.

4. Medidas preventivas

❖ OPERADOR

Asigne a un operador fijo para el sistema móvil e indique el procedimiento a seguir para realizar una correcta operación.

Cuando esté en funcionamiento el equipo **NUNCA** ponerse en contacto directo con el porta bandeja (única parte dentro de la cámara de secado).

Usar de forma permanente EPP (equipo de protección personal).

❖ EN LA OPERACIÓN DEL EQUIPO

Antes de realizar la operación, verificar de que no existan objetos que puedan obstaculizar el movimiento de las bandejas.

JAMÁS dejar abandonado el equipo cuando exista carga en el sistema móvil.

NO realizar ningún tipo de modificación estructural en el sistema móvil.

5. Averías

A continuación se presentan las posibles averías frecuentes en el equipo:

- ✓ Falta de lubricación en el mecanismo cadena – catarina (**Ver la figura D.1**).
- ✓ Falta de lubricación en las guías pequeñas (**Ver la figura D.1**).
- ✓ Desgaste en el mecanismo tornillo sinfín – corona.

6. Equipos de protección personal

A continuación se presentan el equipo de protección personal que tiene utilizar el operador al momento de realizar la operación del equipo:

- ✓ Botas puntas de acero.
- ✓ Guantes de seguridad.
- ✓ Casco de seguridad.

PELIGRO



NO poner en operación al equipo si no se tiene el EPP (equipo de protección personal) apropiado.