



**UNIVERSIDAD MICHOACANA
DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO**



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO DE PLANTA SELECCIONADORA DE
FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE
MICHOACÁN”**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERA MECÁNICA**

PRESENTA:

ING. VÍCTOR MANUEL BRAVO LARA

ASESOR:

DR. JUAN FELIPE SORIANO PEÑA

COASESORA:

DR. LAURA ALICIA IBARRA BRACAMONTES

Morelia, Michoacán; Diciembre 2009

RESUMEN

La realización del presente trabajo, consiste en el diseño de una planta seleccionadora de frutas para empresas del estado de Michoacán que pueda separarlas en cinco diferentes tamaños, que sea económica y que cumpla con las expectativas de producción de 15 toneladas por día. El trabajo involucra el proceso de diseño y selección de los diversos componentes

Para cumplir con este objetivo, se propone un diseño de una máquina que consta de tres sistemas: Sistema volteador de cajas, descanicador y seleccionador. El sistema volteador de cajas se basa en un mecanismo de cuatro barras y accionado intermitentemente por un embrague. El sistema de descanicado consiste en una banda transportadora en la que los trabajadores podrán hacer una preselección manual además de permitir la salida de las frutas de tamaño menor al mínimo por su extremo y el sistema seleccionador tendrá la función principal, cuyo principio de funcionamiento es por medio de correas accionadas por poleas. Así, el espaciamiento existente entre éstas, permite la selección de la fruta en función de su tamaño.

El diseño se llevó a cabo efectuando todos los cálculos necesarios, tales como la velocidad con que se desplazará la fruta, el par torsional en los ejes a causa de su peso y de las tensiones de las correas, la potencia requerida por el sistema, la longitud de las correas y bandas, análisis de cada componente por métodos de elementos finitos, etc.

Se realizaron tareas de selección de ciertos componentes, como del motor eléctrico, reductor, rodamientos y de las transmisiones por banda y cadena. Además, se diseñaron, con ayuda de software CAD, los ejes, los bastidores, eslabones de los mecanismos y las poleas. Para garantizar que el proyecto sea viable económicamente, se buscaron componentes dentro del mercado nacional.

ABSTRACT

The present work consists in the design of an economic selecting fruits plant which can separate them in five different sizes. This plant should produce 15 tons per day for companies from Michoacán state. The work involves the design process and selection of the different components.

In order to reach this goal, the design for the machine consists in three systems: Dumper boxes system, pre-selector and selector. The dumper boxes system is based on a four-links mechanism and driven intermittently by a clutch. The pre-selector system consist in a belt conveyor in which the workers will be able to make a manual pre-selection and leave out the smaller fruits than the minimum size. The selector system work using belts driven by pulleys. The space between the belts allows to the fruits to be selected based on its sizes.

During the design several calculations were carried out, as the speed of the fruit, the torque in the axes, the power required by the system, the length of the strap and bands, finite element analysis, etc.

Certain components were selected such as the electric motor, gearbox, bearings and belt, and chain transmissions. In addition, we designed, using CAD software, shafts, racks, links of the mechanisms and pulleys. To ensure that the project is economically viable, sought components within the domestic market.

ÍNDICE GENERAL

<i>Índice de figuras.</i>	<i>vi</i>
<i>Índice de tablas.</i>	<i>ix</i>
<i>Índice de anexos.</i>	<i>x</i>
<i>Objetivos.</i>	<i>xii</i>
<i>Definición del Problema.</i>	<i>xiii</i>
<i>Justificación.</i>	<i>xiv</i>
<i>Hipótesis.</i>	<i>xv</i>

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN, ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE **1**

1.1. Introducción.	1
1.2. Antecedentes y estado actual.	2
1.3. Conclusiones parciales.	16

CAPÍTULO 2

DISEÑO MECÁNICO **17**

2.1. Análisis de necesidades.	17
2.2. Diseño conceptual.	17
2.2.1. Diferentes propuestas.	17
2.2.1.1. Sistema volteador de cajas.	17
2.2.1.2. Sistema de descancado.	21
2.2.1.3. Sistema de selección.	22
2.2.2. Mejor propuesta.	26
2.3. Diseño del detalle.	27
2.3.1. Diseño del sistema de selección.	27
2.3.1.1. Condiciones, selección y características de la correa.	28
2.3.1.2. Diseño y selección de poleas.	29
2.3.1.3. Determinación de la tensión de las poleas.	29
2.3.1.4. Longitud de las correas.	33
2.3.1.5. Longitud equivalente de las correas.	39
2.3.1.6. Cálculo de la potencia requerida por el sistema.	41
2.3.1.7. Diseño del eje de poleas.	43

2.3.1.8.	Distribución de las poleas sobre el eje.	48
2.3.1.9.	Selección de los rodamientos, soportes y obturaciones.	54
2.3.1.9.1.	Selección de los rodamientos.	54
2.3.1.9.2.	Selección de soportes y obturaciones.	61
2.3.1.10.	Diseño del Sistema de Transmisión.	62
2.3.1.10.1.	Selección del motor.	63
2.3.1.10.2.	Selección de la transmisión por banda.	64
2.3.1.10.3.	Selección del reductor.	66
2.3.1.10.4.	Selección de la transmisión por cadena.	67
2.3.2.	Diseño del sistema de descancado.	70
2.3.2.1.	Transportador de banda.	70
2.3.2.1.1.	Clasificación de bandas transportadoras según el material.	71
2.3.2.1.2.	Unión de las extremidades de las bandas.	74
2.3.2.1.3.	Tambores.	74
2.3.2.1.4.	Tensiones de la banda del tambor.	76
2.3.2.2.	Condiciones, selección y características de la banda.	77
2.3.2.3.	Diseño de rodillos.	79
2.3.2.4.	Determinación de la tensión de la banda.	79
2.3.2.5.	Longitud de la banda.	81
2.3.2.6.	Cálculo de la potencia requerida por el sistema.	83
2.3.2.7.	Diseño del sistema de transmisión.	84
2.3.2.7.1.	Selección del motor.	85
2.3.2.7.2.	Transmisión de potencia por bandas.	86
2.3.2.7.3.	Selección del reductor de velocidad.	87
2.3.2.7.4.	Transmisión de potencia por cadena.	89
2.3.3.	Diseño del sistema volteador de cajas.	91
2.3.3.1.	Mecanismos de cuatro barras.	91
2.3.3.1.1.	Dimensionamiento de los eslabones.	93
2.3.3.2.	Análisis Dinámico.	95
2.3.3.2.1.	Método Analítico.	98
2.3.3.3.	Análisis de esfuerzos de los eslabones.	102
2.3.3.4.	Diseño del sistema de transmisión.	104
2.3.3.4.1.	Transmisión por cadena.	104

2.3.3.4.2. Transmisión por ruedas de fricción.	105
2.4. Conclusiones parciales.	107
CAPÍTULO 3	
MANUAL DE USUARIO	109
<hr/>	
3.1. Designación del número de parte.	109
3.2. Sugerencias al usuario.	112
3.2.1. Sistema de selección.	113
3.2.2. Sistema de descanicado.	113
3.2.3. Sistema volteador de cajas.	114
3.2.4. Rodamientos.	114
CONCLUSIONES	115
<hr/>	
APÉNDICES O ANEXOS	117
<hr/>	
BIBLIOGRAFÍA	130
<hr/>	

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

Figura 1. 1 Banda transportadora de poliuretano BEPEXCORA.	3
Figura 1. 3 Banda transportadora de alimentos TECNIBANDAS.	4
Figura 1. 4Máquina seleccionadora de aceitunas Protec BI CS JET-3000 de la empresa RIPACK, S.L.	5
Figura 1. 5 Calibrador electrónico de la empresa MENDOMAQ.	6
Figura 1. 6 Máquina seleccionadora de naranjas de la empresa israelita ESHET.	6
Figura 1. 7 Máquina seleccionadora de frutos y verduras a través rodillos de KERIANMACHINES.	7
Figura 1. 8 Máquina seleccionadora de frutas a través de rodillos de la empresa FRUTIMAQ.	7
Figura 1. 9 Maquina calibradora de frutas de la empresa INCOMSER.	8
Figura 1. 10. Máquina seleccionadora de la Corporación Industrial Uruapan.	8
Figura 1. 11 Descanicadora hecha por EMSIMX.	9
Figura 1. 12 Vista frontal de la máquina seleccionadora innovar de la comercializadora ALFILES.	10
Figura 1. 13 Vista lateral de la máquina seleccionadora innovar de la comercializadora ALFILES.	10
Figura 1. 14 Inversor de Pallets de la empresa LANGERFÖR	11
Figura 1. 15 Plataforma “Dandy” de la empresa ARMO	12
Figura 1. 16 Inversor de Pallets DD1.25 de VINCA	12
Figura 1. 17 Volteador de cajas de TRANSMET	13
Figura 1. 18 Volteador Volpet de la empresa LUXBER	13
Figura 1. 19 Volteador de cajas BOLZONI AURAMO	14
Figura 1. 20 Volteador de cajas BOLZONI AURAMO	14
Figura 1. 21 Volteador de cajas de la Corporación Industrial Uruapan.	15
Figura 1. 22 Volteador de cajas de la empresa EMSIMX	15

CAPÍTULO 2

Figura 2. 1 Volteador de Cajas Hidráulico.	18
Figura 2. 2 Volteador de Cajas Neumático.	19
Figura 2. 3 Volteador de cajas por Banda.	19

Figura 2. 4 Volteador de cajas por rodillos.	20
Figura 2. 5 Volteador de Cajas por Cuatro Barras.	21
Figura 2. 6 Descanadora por rodillos	21
Figura 2. 7 Descanado en una Banda Transportadora.	22
Figura 2. 8 Mesa vibratoria con orificios.	23
Figura 2. 9. Máquina con separación electrónica.	24
Figura 2. 10 Máquina con separación por rodillos.	24
Figura 2. 11 Máquina con separación por mangueras.	25
Figura 2. 12 Geometría representativa de un arreglo de poleas para calcular la longitud de las correas.	34
Figura 2. 13 Geometría representativa del sistema de poleas, equivalente para calcular la distancia entre centros L_1 .	39
Figura 2. 14 Disposición de los escalonamientos, filetes y chaflanes del extremo izquierdo del eje.	44
Figura 2. 15 Disposición de los escalonamientos en el extremo derecho del eje, así los filetes y chaflanes.	45
Figura 2. 16 Vista frontal de la longitud total del eje.	45
Figura 2. 17 Cargas y restricciones a lo largo del eje, posicionadas en las coordenadas correspondientes.	47
Figura 2. 18 Resultados de la simulación FEA, de las cargas aplicadas a la geometría del eje de poleas.	47
Figura 2. 19 Corte longitudinal aplicado al eje de poleas una vez realizado el análisis.	48
Figura 2. 20 Geometría del extremo izquierdo del eje y las poleas, con sus acotaciones.	49
Figura 2. 21 Geometría del extremo derecho del eje y las poleas, con sus acotaciones.	50
Figura 2. 22 Geometría del eje y las poleas.	50
Figura 2. 23 Diagrama 3 proporcionado por SKF para la obtención del factor a_{23} .	57
Figura 2. 24 Diagrama 1 proporcionado por SKF para la obtención de la viscosidad requerida ν_1 por el rodamiento.	58
Figura 2. 25 Diagrama 4 proporcionado por SKF para la obtención del factor a_{SKF} para rodamientos radiales de bolas.	59
Figura 2. 26 Imagen que muestra la disposición entre los elementos de transmisión.	63
Figura 2. 27 Transmisión por banda del motor al reductor.	65
Figura 2. 28 Reductores con montaje de pie. A la izquierda con brida en la flecha de entrada, y a la derecha sin brida.	67
Figura 2. 29 Reductores con montaje de flanco. A la izquierda con brida en la flecha de entrada y a la derecha sin brida.	67

Figura 2. 30 Transmisión por cadena. Arriba, conjunto de “eje a eje”. Abajo, conjunto “reductor a eje”.	69
Figura 2. 31 Bandas transportadoras: a) con pestañas onduladas y salientes; b) con superficie de trabajo acanalada (nervada).	73
Figura 2. 32 Banda tubular.	74
Figura 2. 33 Diagrama de tambores y rodillos.	75
Figura 2. 34 Arreglos de los rodillos.	76
Figura 2. 35. Composición de la banda transportadora.	78
Figura 2. 36 Descripción del rodillo.	79
Figura 2. 37 Geometría representativa del sistema de poleas equivalente para calcular la Longitud total de la banda.	82
Figura 2. 38 Diagrama de la transmisión de poleas.	87
Figura 2. 39 Diagrama de la transmisión por cadena.	90
Figura 2. 40 Esquema de un mecanismo de cuatro barras.	91
Figura 2. 41 Mecanismo de cuatro barras con punto muerto en el elemento 4.	92
Figura 2. 42 Diferentes variantes del mecanismo de cuatro barras.	93
Figura 2. 43 Esquema de un mecanismo de cuatro barras.	93
Figura 2. 44 Eslabón $Lv1$.	94
Figura 2. 45 Eslabón $Lv2$.	94
Figura 2. 46 Eslabón $Lv3$	95
Figura 2. 47 Elementos del mecanismo.	99
Figura 2. 48 Elemento con carga aplicada	100
Figura 2. 49 Gráfica de Velocidad.	101
Figura 2. 50 Gráfica de Aceleración.	101
Figura 2. 51 Gráfica de Torque.	102
Figura 2. 52 Esfuerzo máximo de Von Mises del eslabón 1 con un valor de $2.95e+6$ Pa.	103
Figura 2. 53 Esfuerzo máximo de Von Mises del eslabón 2 con un valor de $1.06e+4$ Pa.	103
Figura 2. 54 Esfuerzo máximo de Von Mises del eslabón 3 con un valor de $1.15e+6$ Pa.	104
Figura 2. 55 a) Llanta de caucho b) Rueda de acero.	106
Figura 2. 56 Arreglo para la transmisión por fricción en el volteador de cajas.	106
Figura 2. 57 Configuración final del Sistema Volteador de Cajas.	107

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 1

CAPÍTULO 2

Tabla 2. 1 Fórmulas y parámetros requeridos para determinar las tensiones de las correas en cada uno de los niveles de selección.	32
Tabla 2. 2 Resultado de las tensiones requeridas para cada uno de los niveles de selección.	33
Tabla 2. 3 Resultados de las longitudes parciales para el arreglo de poleas 60mm, 60mm y 55mm, para obtener la longitud total de la correa.	37
Tabla 2. 4 Resultados de las longitudes parciales para el arreglo de poleas 55mm, 55mm, y 70mm, para obtener la longitud total de la correa.	38
Tabla 2. 5 Resultado obtenido para L_1 .	41
Tabla 2. 6 Datos y fórmulas para determinar la potencia total del sistema y la requerida en cada uno de los niveles de selección.	43
Tabla 2. 7 Resultados para la distribución de poleas, para un Df de 25mm y un Lip positivo.	51
Tabla 2. 8 Resultados para la distribución de poleas, para una Df de 30 mm y un Lip negativo.	52
Tabla 2. 9 Resultados para la distribución de poleas, para un Df de 30 mm y un Lip corregido.	53
Tabla 2. 10 Resultados obtenidos de la hoja de cálculo para las distribuciones de poleas con diámetros de fruta de 25 mm, 35 mm, 40 mm y 50 mm.	54
Tabla 2. 11 Cálculo de la vida nominal según la fórmula clásica.	60
Tabla 2. 12 Cálculo de la vida nominal a partir de la nueva teoría de SKF.	61
Tabla 2. 13 Coeficientes de adherencia	77
Tabla 2. 14 Fórmulas y parámetro requeridos para determinar las tensiones de la banda transportadora.	81
Tabla 2. 15 Resultado obtenido para L_T	83
Tabla 2. 16 Datos y fórmulas para determinar la potencia total del sistema.	84

CAPÍTULO 3

Tabla 3. 1. Sintaxis de los números de parte de las piezas que integran el sistema volteador de cajas.	110
Tabla 3. 2. Sintaxis de los números de parte de las piezas que integran el sistema de descanicado.	111
Tabla 3. 3. Sintaxis de los números de parte de las piezas que integran el sistema de selección.	112

ÍNDICE DE ANEXOS

A- 1. Datos del fabricante <i>Fenner Drives</i> con las especificaciones para el tipo de correa <i>Eagle Orange 85</i> .	117
A- 2. Dimensiones recomendadas por el fabricante <i>Habasit</i> , para los perfiles de las poleas con canal.	117
A- 3. Valores para el Factor a_1 .	118
A- 4. Factor de temperatura para diferentes temperaturas de funcionamiento.	118
A- 5. Valores del factor de ajuste η_c para diferentes grados de contaminación.	119
A- 6. Especificaciones para rodamientos de bolas a rótula con manguito de fijación.	120
A- 7. Guía de valores obtenidos de la vida nominal L_{10h} para diferentes clases de máquinas.	121
A- 8. Aplicaciones de los soportes SKF	122
A- 9. Especificaciones para los soporte SNH para rodamientos con manguito de fijación.	123
A- 10. Especificaciones de los motores monofásicos.	123
A- 11. Gráfico para determinar la sección transversal de bandas tipo “V”.	124
A- 12. Listado de configuración de transmisiones.	125
A- 13. Diámetros mínimos recomendados para poleas conducidas por motores eléctricos.	125
A- 14. Potencias y torques para ciertos modelos de reductores con relaciones de reducción aproximadas a 5:1 y con 1750 rpm en la flecha de entrada.	126
A- 15. Tabla de selección del tipo de cadena y diámetro mínimo recomendado para catalinas.	127
A- 16. Datos técnicos de la banda <i>F-3EXWT</i>	127

A- 17. Potencias y torques para ciertos modelos de reductores con relaciones de reducción aproximadas a 8:1 y con 1750 rpm en la flecha de entrada.	128
A- 18. Coeficientes de rozamiento cinético de algunos materiales.	129

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar una planta seleccionadora de frutas, a partir del estado del arte actual en dicha producción a nivel mundial, asegurando un proceso fluido y económico que responda a los volúmenes de producción de empresas de Michoacán.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- 1.- Realizar una búsqueda bibliográfica del estado actual del conocimiento en la construcción de sistemas seleccionadores de frutas a nivel mundial.
- 2.- Diseñar una máquina que pueda separar cada uno de diversos tipos de frutas en tamaños diferentes, con una capacidad de producción mínima de 15 toneladas por día (ton/día) para empresas de Michoacán.
- 3.- Idear los sistemas volteo de cajas y descanicado para el procesamiento de los diferentes tipos de frutas a manipular en la planta.
- 4.- Confeccionar un manual de usuario del equipamiento diseñado que incluya el listado de equipos y materiales componentes de la planta seleccionadora de frutas.

DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El diseño de la planta seleccionadora requerida debe satisfacer las necesidades de los productores de frutas de la región de Huajúbaro, Mich., en el Municipio de Hidalgo, la cual se caracteriza por ser una zona altamente productora de fruta, como membrillo, durazno, pera, ciruela, etc.

El proceso de selección consiste en la separación del producto en cinco tamaños distintos denominados: tercera, segunda, primera, grande y extra. El procesamiento debe ser tal que el fruto sufra la menor cantidad de daño posible, lo cual implica que los golpes y caídas, inevitables en todo procesamiento, deben ser lo más suaves posibles.

La producción diaria debe ser de 15 toneladas de fruta, en una jornada laboral de 12 horas, lo que da una producción de 105 cajas de fruta con 12 kilogramos cada una por hora.

La máquina seleccionadora debe ser de un diseño tal, que su configuración final pueda alojarse en un área de 40 metros de largo por 17 metros de ancho.

JUSTIFICACIÓN

En México la mayoría de las máquinas seleccionadoras de frutas son de origen extranjero, que en su mayoría son argentinas o italianas, mientras que pocas son de origen mexicano, las cuales son costosas para los pequeños y medianos empresarios mexicanos.

La idea de desarrollar una máquina de selección de frutas para pequeñas y medianas empresas del Estado de Michoacán, surge de la petición de la comercializadora ALFILES, ubicada en la región de Huajúmbaro, Michoacán, al tener la necesidad de aumentar su capacidad de producción. Requisito impuesto por algunas cadenas comerciales, así como requisito para poder crecer en el mercado de exportación de sus productos en Canadá y lograr que sus productos lleguen a Japón y a China.

Para la comercializadora le es muy costoso tener en el proceso de selección hasta 15 personas para poner en marcha su máquina y seleccionar 10 toneladas en 3 días, además de que en varias ocasiones tenía que seleccionar dos veces la misma fruta, por los errores que presenta su máquina. Así mismo el trabajo de estar cargando cajas y voltearlas durante largos periodos, hace que el trabajo sea demasiado pesado para el empleado y que el proceso de alimentación no sea continuo, debido a que el trabajador se irá fatigando con el paso de las horas.

Se desea que sea una planta seleccionadora de frutas versátil debido a que el Estado de Michoacán, es una zona productora de frutos como limón, coco, guayaba, aguacate, mango, manzana, membrillo, pera, entre otros, que son frutos que se dan en las diferentes temporadas del año[1]. Así, debido a la variedad de frutos dentro del Estado de Michoacán, una máquina versátil no solamente podría satisfacer la necesidad de la comercializadora ALFILES en Huajúmbaro, sino de otros pequeños y medianos empresarios con la misma problemática.

HIPÓTESIS

Se puede diseñar una planta seleccionadora que separe los diversos tipos de frutas en tamaños diferentes, con una capacidad de producción mínima de 15 toneladas por día (ton/día) para empresas de Michoacán.

CAPÍTULO 1:

INTRODUCCIÓN, ANTECEDENTES Y ESTADO ACTUAL

1.1. INTRODUCCIÓN

En este trabajo se presenta el diseño de una planta seleccionadora de frutas siguiendo una metodología de diseño, para empresas del estado de Michoacán a solicitud de la comercializadora ALFILES, con lo que se analizaron las necesidades manifestadas por parte de los empresarios empacadores de fruta de la población de Huajúmbaro, municipio de Hidalgo en el estado de Michoacán.

En este primer capítulo, que es la parte introductoria, se presentan los antecedentes que se tienen acerca de la construcción y desarrollo de las máquinas seleccionadoras.

El segundo capítulo trata de todo lo concerniente al diseño para cada uno de los subsistemas que conforman la planta seleccionadora, tales como: Sistema de Volteador de cajas, Sistema de Descanico, Sistema de Selección. Se enumeran y analizan las necesidades a satisfacer, y a partir de éstas, se plantean y escudriñan diferentes propuestas de solución a fin de seleccionar sólo una, la más conveniente. Se detalla el proceso realizado para el diseño de los componentes y de los sistemas que integran la planta; para lograrlo, se recurrió a libros de diseño mecánico, manuales de fabricantes, catálogos de proveedores, programas computacionales de diseño y hoja de cálculo.

En el tercer capítulo se presentan los resultados obtenidos del proceso de diseño. Posteriormente, se plantean las conclusiones del presente trabajo. Se incluye una serie de recomendaciones, consejos para el usuario así como también ciertas innovaciones posibles para un trabajo futuro.

Finalmente se presenta la bibliografía del material consultado y se adiciona un anexo en el que se incluyen tablas con datos técnicos, así como los dibujos de detalle y ensamble de los componentes.

1.2. ANTECEDENTES Y ESTADO ACTUAL.

Con la Revolución Industrial, la economía basada en el trabajo manual fue reemplazada por otra dominada por la industria y la manufactura. La revolución comenzó con la mecanización de las industrias textiles y el desarrollo de los procesos del hierro. La expansión del comercio fue favorecida por la mejora de las rutas de transportes y posteriormente por el nacimiento del ferrocarril. Las innovaciones tecnológicas más importantes fueron la máquina de vapor y la denominada *Spinning Jenny*, una potente máquina relacionada con la industria textil. Estas nuevas máquinas favorecieron enormes incrementos en la capacidad de producción. La producción y desarrollo de nuevos modelos de maquinaria en las dos primeras décadas del siglo XIX facilitó la manufactura en otras industrias e incrementó también su producción [2].

Ahora en el siglo XXI, existen diversas máquinas para diferentes aplicaciones, existe una variedad de mecanismos que han permitido el desarrollo tecnológico, existe también una gran diversidad de máquinas que se pueden emplear para un mismo proceso.

Actualmente con el avance tecnológico se ha podido incrementar la investigación en la obtención de nuevos materiales que ha permitido la manufactura de piezas más ligeras y resistentes, así como materiales que han permitido el desarrollo de una industria alimenticia mucho más limpia. Así por ejemplo, se han podido desarrollar los sistemas de transporte como lo son las bandas para tener un manejo de materiales más rápido, eficiente y limpio.

Los transportadores de banda, son para trabajos pesados y adecuados para soportar grandes tonelajes sobre distintas trayectorias fuera del alcance de cualquier otro transportador mecánico. Existen bandas horizontales o inclinadas, hacia arriba o hacia abajo o una combinación de estas direcciones. El límite de inclinación se alcanza cuando el material tiende a resbalar sobre la superficie de la banda. Existen bandas moldeadas de tal manera que evitan el deslizamiento del material en las pendientes [3].

Se pueden encontrar bandas transportadoras hechas de material de PVC, polyester, poliuretano, silicona, poliolefina, bandas elásticas, termosoldables y resistentes al calor, con perfiles redondas, trapeciales y pentagonales [4].

La línea de bandas sanitarias (Figura 1.1) está elaborada de materiales de la más alta calidad como hule y termoplástico.



Figura 1. 1 Banda transportadora de poliuretano BEPEXCORA.

Cuentan con un compuesto único para cada necesidad, por ejemplo (Figura 1. 2):

- Recubiertas de teflón para un excelente desprendimiento.
- Recubiertas de butilo para rangos de temperaturas extremas.
- Con antibacterial, el producto preferido para manejar alimentos crudos como carne, pollo y pescado.

Para aquellos productos de contacto directo con la banda se deben cumplir con las normas más exigentes de higiene y salud como son:

- FDA (*Food and Drug Administration*)
- USDA (*United State Department of Agriculture*)

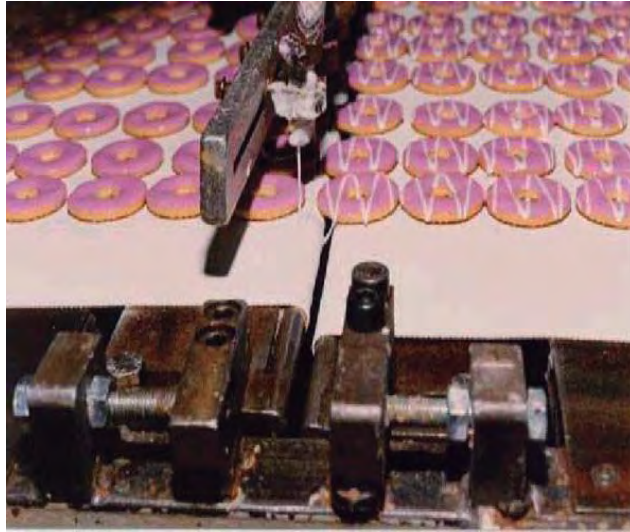


Figura 1. 2 Banda transportadora de alimentos TECNIBANDAS.

No importa si su enfoque es la integración higiénica, alta eficiencia o ambos, ya que las bandas sanitarias entregan un desempeño óptimo a cada etapa de sus procesos [5]. Esto hace que las bandas sanitarias sean aplicadas en máquinas seleccionadoras de frutas.

Algunas máquinas seleccionadoras encontradas en banco de patentes consisten en máquinas vibratorias de una o dos charolas con orificios según el diámetro de la fruta a seleccionar, otras más consisten en unas canastillas que giran en una mesa y dejan caer la fruta según el peso. En otras patentes se proponen la aplicación de rodillos de sección uniforme o de sección variable y bandas para que la fruta caiga según su diámetro o también de una canastilla que toma la fruta y la transporta dejándola caer por unas rampas según el diámetro. Algunas patentes aplican sensores electrónicos para determinar el diámetro de la fruta o el peso de la misma y activar algún actuador o algunos solenoides [6,7,8,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20,21,22,23,24,25].

En el mercado actual, existen muchos tipos de máquinas seleccionadoras de frutas en el mercado, muchas de ellas utilizan una plancha con orificios sometida a vibración. Otras máquinas utilizan un sistema de canastillas para seleccionar frutas según el peso; otras están diseñadas con rodillos con separación del diámetro de la fruta a seleccionar, cayendo aquella fruta que satisface dichas separaciones. Otro tipo de máquinas seleccionadoras utilizan un disco que gira y en la periferia existe una pared con orificios de diferentes diámetros por donde salen los frutos según su calibre.



**Figura 1. 3Máquina seleccionadora de aceitunas
Protec BI CS JET-3000 de la empresa RIPACK, S.L.**

Existen máquinas electrónicas que trabajan utilizando fotodiodos o diodos láser, que al momento de ser interceptados con la fruta mandan una señal a una compuerta de clasificación utilizando un sistema neumático. Una opción también para las seleccionadoras electrónicas son aquellas que utilizan cámaras que van tomando la imagen de la fruta que va pasando y mediante análisis de imágenes activan el sistema de selección.

La máquina que se muestra en la figura 1.3, es de la empresa española RIPACK, la cual está diseñada con elementos electrónicos y es utilizada para seleccionar aceitunas [26].

En Argentina se encuentra la empresa MENDOMAQ en la que se fabrican máquinas como la que se muestra en la figura 1.4, que permite calibrar y clasificar frutas, además de permitir el pesaje en forma exacta y de ofrecer un amplio registro Administrativo [27].



Figura 1. 4 Calibrador electrónico de la empresa MENDOMAQ.



Figura 1. 5 Máquina seleccionadora de naranjas de la empresa israelita ESHET.

En la figura 1.5 se muestra una máquina de origen israelí de la empresa ESHET que a través de canastillas de tres diferentes tamaños permite seleccionar fruta desde ciruela hasta melones. Esta máquina también permite la limpieza de fruta ya que cuenta con un rodillo con cerdas de polímero [28].

Existen también máquinas seleccionadoras que trabajan mediante un sistema de rodillos, como el mostrado en las figuras 1.6 y 1.7, estas permiten seleccionar frutas o verduras,

donde el producto logra caer a través de las separaciones de los rodillos de acuerdo a los calibres a seleccionar [29, 30].



Figura 1. 6 Máquina seleccionadora de frutos y verduras a través rodillos de KERIANMACHINES.

Seleccionadora Automática de Frutas, por peso



Figura 1. 7 Máquina seleccionadora de frutas a través de rodillos de la empresa FRUTIMAQ.



Figura 1. 8 Máquina calibradora de frutas de la empresa INCOMSER.

En la empresa chilena INCOMSER, dedicados a la fabricación de máquinas de diferentes tipos como armadoras de cajas de cartón, transportadores y máquinas calibradoras de frutas, éstas últimas son hechas con rodillos acomodados de manera axial a la línea de alimentación (Figura 1.8). Esta empresa indica que “este tipo de máquinas es lo más exacto que existe para calibrar aceitunas de todo tipo.”[31].

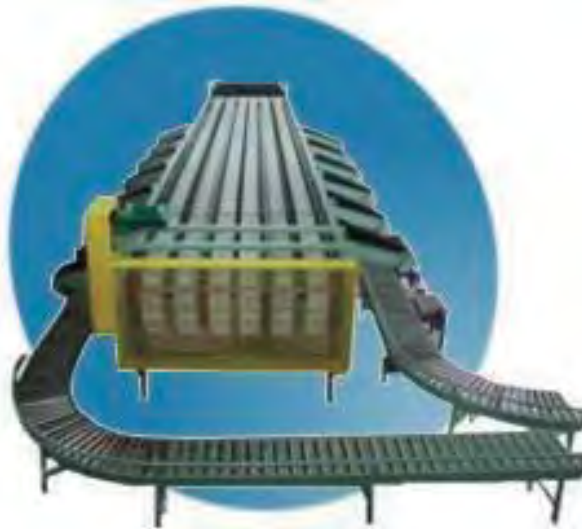


Figura 1. 9. Máquina seleccionadora de la Corporación Industrial Uruapan.

En el Estado de Michoacán en la ciudad de Uruapan existe la Corporación Industrial Uruapan, dedicada a la fabricación de máquinas seleccionadoras y empacadoras; la cual se basa en la utilización de elementos electrónicos con diferentes modelos (Figura 1.9), para el procesamiento de algunas frutas que se producen en el Estado [32].

Otra máquina fabricada en la ciudad de Uruapan por la empresa EMSIMX, es una descanicadora (ver Figura 1.10), esta trabaja mediante un sistema de mangueras para seleccionar frutas pequeñas como el limón. [33].



Figura 1. 10 Descanicadora hecha por EMSIMX.

La comercializadora ALFILES en Huajúmbaro, Michoacán, cuenta con una máquina seleccionadora (Figura 1.11 y 1.12) basada en el empleo de correas y está hecha en un solo módulo, las correas están colocadas en V, es decir, están pegadas al inicio de la máquina y se van separando, con lo que la fruta puede caer en dos áreas y rebotar. Las bandas de dicha máquina tienen como defecto su calentamiento y con ello su elongación, haciendo que se haga menos eficiente el proceso de selección y forzando a parar periódicamente el proceso para el enfrentamiento de las bandas.



Figura 1. 11 Vista frontal de la máquina seleccionadora innovar de la comercializadora ALFILES.



Figura 1. 12 Vista lateral de la máquina seleccionadora innovar de la comercializadora ALFILES.

Como continuación de un trabajo previo de Licenciatura en nuestra Facultad de Ingeniería Mecánica, se está trabajando en el diseño innovador y versátil, para que pueda simplificar el tiempo de selección de las frutas, desarrollando un Sistema Volteador de Cajas y un Descanicador.

Por otra parte, también se encuentran en el mercado actual gran diversidad de volteadores de cajas, de pallets y de diferentes contenedores. La mayoría de estos sistemas son hidráulicos y de gran tamaño. Muchos de estos volteadores incluso son aplicados en otras áreas que no pertenecen a los alimentos. Entre estos volteadores se encuentran algunos como:



Figura 1. 13 Inversor de Pallets de la empresa LANGERFÖR

El inversor de pallets diseñado por la empresa catalán Langerför (Figura 1.13), que facilita la manipulación de pallets en bodegas o en muelles [34].

La plataforma “Dandy” (Figura 1.14) cuenta con sistema de ruedas y es producida por una empresa italiana llamada ARMO S.p.a. para manipulación de contenedores de hasta 500kg por un sistema hidráulico [35].



Figura 1. 14 Plataforma “Dandy” de la empresa ARMO

Por su parte la empresa española VINCA EQUIPOS INDUSTRIALES, fabrica entre otros productos, el inversor de pallets DD1.25 (Figura 1.15) con un control electrónico, reduciendo la manipulación higiénica, con mejores condiciones de seguridad al invertir cargas pesadas [36].



Figura 1. 15 Inversor de Pallets DD1.25 de VINCA

Otro tipo de volteador es el propuesto por la empresa española TRANSMET, S.A. Este volteador mostrado en la figura 1.16 consiste principalmente en rodillos motorizados [37].

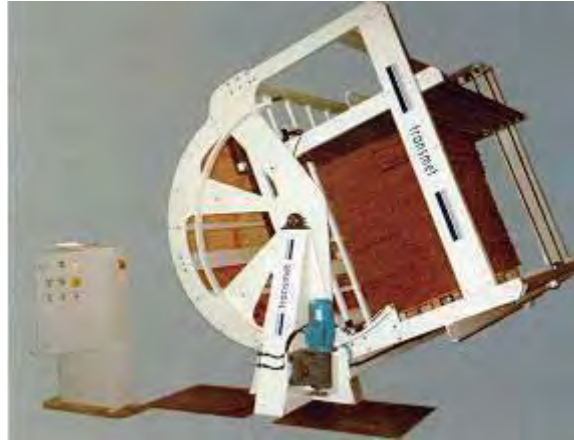


Figura 1. 16 Volteador de cajas de TRANSMET

Por su parte la empresa LUXBER, S.L.U. de origen español propone el modelo Volpet (Figura 1.17) para un volteador de cajas neumático adaptable a diferentes alturas. Al ser neumático tiene la facilidad de aplicación en la industria farmacéutica y alimenticia [38].



Figura 1. 17 Volteador Volpet de la empresa LUXBER

Tenemos también la empresa BOLZONI AURAMO de origen español que comercializa un volteador de cajas y pallets (Figura 1.18 y 1.19) con aplicaciones farmacéuticas y alimenticias, proponiendo el Modelo CG-S [39].



Figura 1. 18 Volteador de cajas BOLZONI AURAMO



Figura 1. 19 Volteador de cajas BOLZONI AURAMO

Mientras que en el mercado estatal también existen volteadores de cajas, la Corporación Industrial Uruapan (Figura 1.20) y EMSIMX (Figura 1.21) entran a la competencia en el mercado de los volteadores de cajas para frutas y verduras. Estas consisten principalmente en bandas transportadoras auxiliadas por sensores electrónicos [32, 33].



Figura 1. 20 Volteador de cajas de la Corporación Industrial Uruapan.



Figura 1. 21 Volteador de cajas de la empresa EMSIMX

Por otra parte las patentes que se pudieron consultar y que hacen referencia a los volteadores de cajas no aportan gran información para el presente trabajo, ya que solamente es una variante de los volteadores que se mencionaron en párrafos anteriores, con algunas modificaciones como el agregar rodillos en la plataforma y en las paredes de los soportes para girar la caja [40, 41, 42, 43]. Mientras que para descanicadores no se encontraron patentes.

1.3. CONCLUSIONES PARCIALES.

Una vez realizada la revisión bibliográfica y visto una serie de máquinas seleccionadoras de frutas y volteadores de cajas o embalajes, se llegó a las conclusiones siguientes:

- En el mercado existe una gran variedad de equipos seleccionadores de frutas, la máquina de los cuales responden a sistemas automatizados que son muy costosas y se justifican en el procesamiento de grandes volúmenes de producción.
- Del mismo modo los volteadores que más se utilizan manejan empaques grandes y pesados, sin embargo en este caso es necesario manipular cajas no muy grandes pero sí un gran número de ellas en una jornada laboral. Esto hace que sean equipos costosos y voluminosos.
- Dados los recursos con que operan las pequeñas y medianas empresas procesadoras de frutas en Michoacán, es necesario diseñar una planta procesadora de frutas que sea más económica y se ajuste más a sus volúmenes de producción. De ahí la necesidad de elaborar el presente trabajo.

CAPÍTULO 2: **DISEÑO MECÁNICO**

2.1. ANÁLISIS DE NECESIDADES.

El diseño de la planta seleccionadora requerida debe satisfacer las necesidades de los productores de frutas de la región de Huajúmbaro, Mich., en el Municipio de Hidalgo, la cual se caracteriza por ser una zona altamente productora de fruta, como membrillo, durazno, pera, ciruela, etc.

El proceso de selección consiste en la separación del producto en cinco tamaños distintos denominados: tercera, segunda, primera, grande y extra. El procesamiento debe ser tal que el fruto sufra la menor cantidad de daño posible, lo cual implica que los golpes y caídas, inevitables en todo procesamiento, deben ser lo más suaves posibles.

La producción diaria debe ser de 15 toneladas de fruta, en una jornada laboral de 12 horas, lo que da una producción de 105 cajas de fruta con 12 kilogramos cada una por hora.

La máquina seleccionadora debe ser de un diseño tal, que su configuración final pueda alojarse en un área de 40 metros de largo por 17 metros de ancho.

2.2. DISEÑO CONCEPTUAL.

La selección de frutas se puede llevar a cabo a través de formas tan variadas que implican procesos totalmente distintos. Algunos de ellos no son viables económicamente, al desarrollarse por mecanismos integrados por componentes parcial o totalmente ajenos al mercado en cuestión, mientras que otros no resultan permisibles por no apegarse a las condiciones requeridas por el demandante pudiendo lastimar la fruta en la selección.

2.2.1. DIFERENTES PROPUESTAS.

2.2.1.1. Sistema Volteador de Cajas.

Algunas propuestas para el Sistema Volteador de Cajas son las siguientes:

- *Volteador de Cajas Hidráulico.*- Esta propuesta (Fig. 2.1) consiste en un actuador hidráulico que permitiría el levantamiento de la plataforma a manera de bisagra, en donde se colocaría la caja. Permitiría un movimiento preciso y podría soportar diferente carga. Este volteador necesitaría un depósito de aceite y una bomba. A través de un sistema hidráulico se podrían manejar pesos mucho mayores, solamente que el simple hecho de tener que utilizar aceite no garantizaría el manejo limpio de las frutas, además de que los accesorios son mucho más caros y se necesitarían algunos sensores electrónicos con lo que su costo se incrementaría aún más.

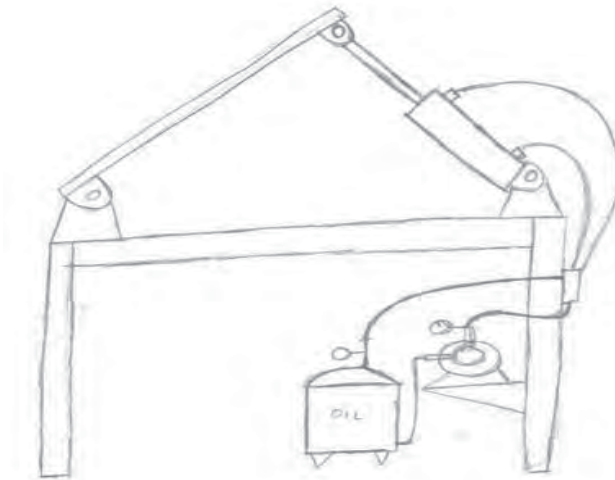


Figura 2. 1 Volteador de Cajas Hidráulico.

- *Volteador de Cajas Neumático.*- Esta máquina (Fig. 2.2), de manera similar al hidráulico, emplearía un actuador, solamente que en este caso sería neumático y se vería limitado por el peso a manejar. Este sistema es mucho más limpio para el manejo de frutas y alimentos, pero sin embargo necesitaría un compresor que ocuparía mucho más espacio, sensores electrónicos además de diferentes accesorios por lo que también incrementaría el costo y su mantenimiento.

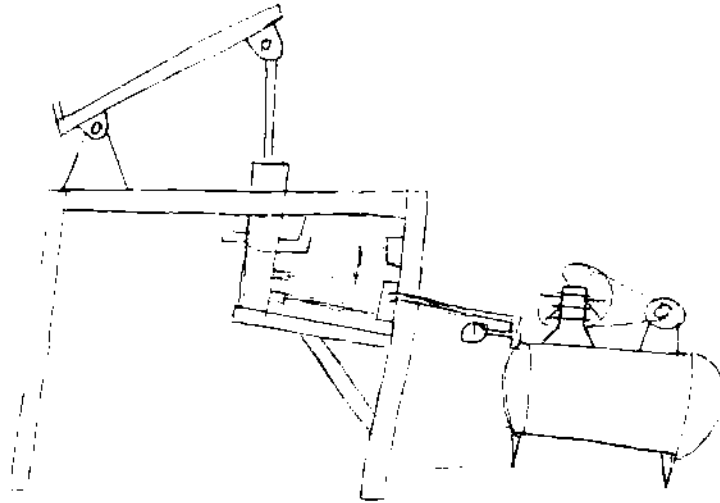


Figura 2. 2 Volteador de Cajas Neumático.

- *Volteador de Cajas por Banda.*- La máquina (Fig. 2.3), consiste en una banda transportadora que en su inicio el trabajador colocaría la caja con la fruta. La banda contaría con sus rodillos de apoyo colocados con un ángulo respecto a la horizontal de manera que iría volteando la caja hasta vaciarla y posteriormente entregarla a otro trabajador. Este sistema podría ser posible, pues es bastante limpio para el manejo y procesamiento alimentos, pero necesitaría un espacio mayor para su montaje, así como también tendría que contar con bastantes rodillos y chumaceras con lo que su costo también podría ser elevado.

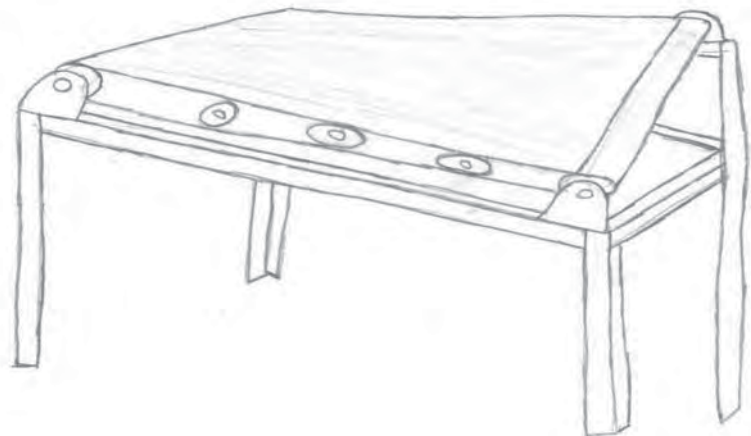


Figura 2. 3 Volteador de cajas por Banda.

- *Volteador de Cajas por Rodillos.*- Esta propuesta para el volteador (Fig. 2.4) sería muy similar al volteador de cajas por banda propuesto. Este volteador permitiría el manejo de cajas con bastante peso y en una gran cantidad. Este sistema también necesitaría un espacio grande para su instalación además de que utilizaría demasiados rodillos y chumaceras, catalinas y cadenas largas con lo que debido al costo para su construcción también se vería limitado aunque permitiría un manejo y transporte limpio de la fruta, no necesita de mucho mantenimiento.

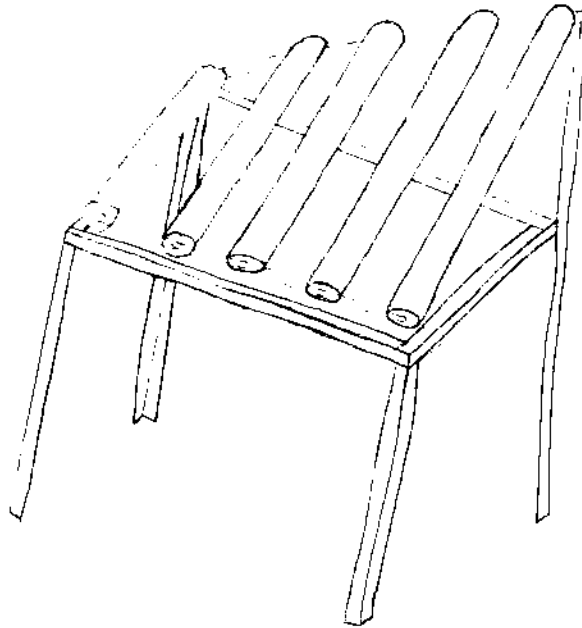


Figura 2. 4 Volteador de cajas por rodillos.

- *Volteador de Cajas por Cuatro Barras.*- Para esta máquina (Fig. 2.5) el mecanismo de cuatro barras en una de sus variantes de intermitencia permitiría una alimentación satisfactoria a la planta seleccionadora teniendo un manejo limpio de la fruta. Voltaría las cajas a manera de bisagra como en las propuestas anteriores de los sistemas hidráulico o neumático, con la ventaja que no necesitaría gran cantidad de accesorios y de que su mantenimiento también bajaría su costo. Su diseño podría permitir al trabajador activarlo de manera manual sin necesidad de algún dispositivo electrónico.

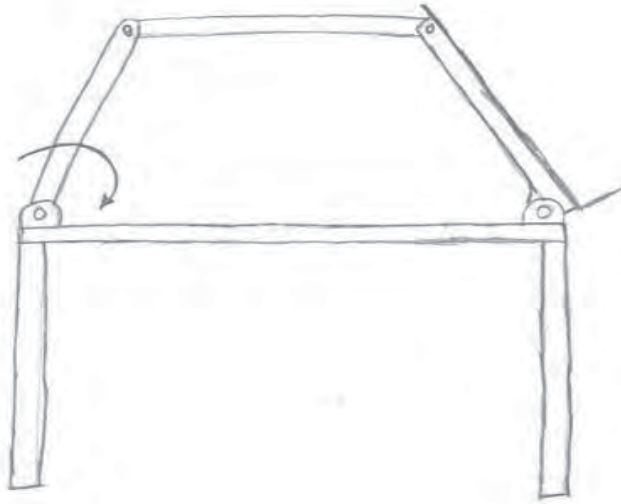


Figura 2. 5 Volteador de Cajas por Cuatro Barras.

2.2.1.2. Sistema de Descanicado.

Algunas opciones para el desarrollo de un Sistema de Descanicado son:

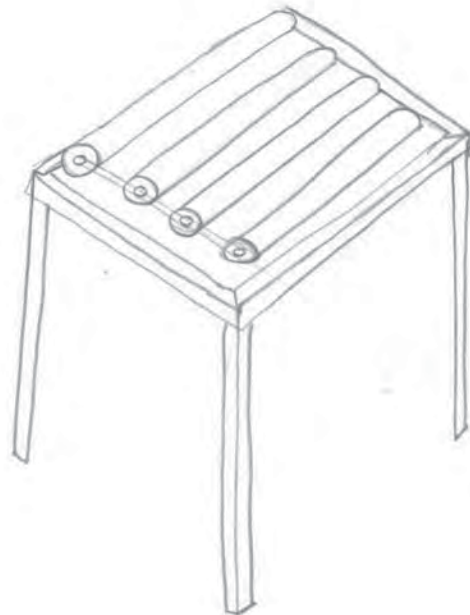


Figura 2. 6 Descanicatora por rodillos

- *Descanico por Rodillos.-* Esta opción de descanico necesitaría de varios rodillos (Fig. 2.6) que transportarían a la fruta desde el Sistema Volteador de Cajas hasta el Sistema de Selección. Los rodillos estarían separados cierta distancia entre sí para permitir la caída de la fruta en mal estado y algunas basurillas de ramas y hojas. No permitiría un descanico eficiente debido a que no toda la fruta en mal estado podría caer o incluso podría caer fruta en buen estado, además esta manera de descanico no sería muy versátil para gran variedad de frutas.
- *Descanico en una Banda Transportadora de Manera Manual.-* Dicha propuesta (Fig. 2.7) consistiría en una banda transportadora que permitiría el esparcimiento de la fruta en toda la superficie y que de manera manual los trabajadores pudieran separar las hojas y ramas considerables que perjudicarían la selección de la fruta. Esta propuesta además de ser limpia en el manejo de fruta y alimentos, también tendría un mantenimiento económico, además que la empresa no se vería obligada a despedir a parte de su personal pues podría emplearlo para este sistema de descanico.

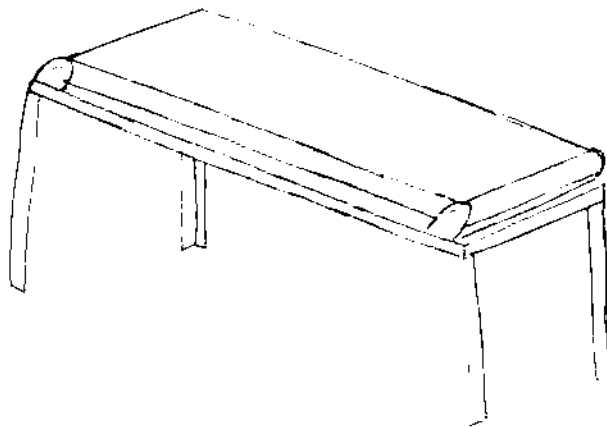


Figura 2. 7 Descanico en una Banda Transportadora.

2.2.1.3. Sistema de Selección.

Entre los diferentes mecanismos propuestos para que el Sistema de Selección lleve a cabo su función, se encuentran los siguientes:

- *Mesa Vibratoria con Orificios.*- Esta máquina contaría con una mesa inclinada con orificios dispuestos acordes a la selección deseada, sobre la cual rodaría la fruta tal como lo muestra la figura 2.8. En un comienzo estarían aquellos con un diámetro menor, por los cuales caería la fruta de menor tamaño, hacia los canales de recolección. Posteriormente se encontrarían los orificios de mayor tamaño por los cuales caería la fruta del diámetro correspondiente. La mesa se encontraría unida a un mecanismo que le proporcionaría movimientos vibratorios para facilitar el proceso de selección. Sin embargo, este tipo de mecanismo no garantiza una buena eficiencia para la selección, pues se puede dar el caso en el que alguna fruta obstruya el proceso.

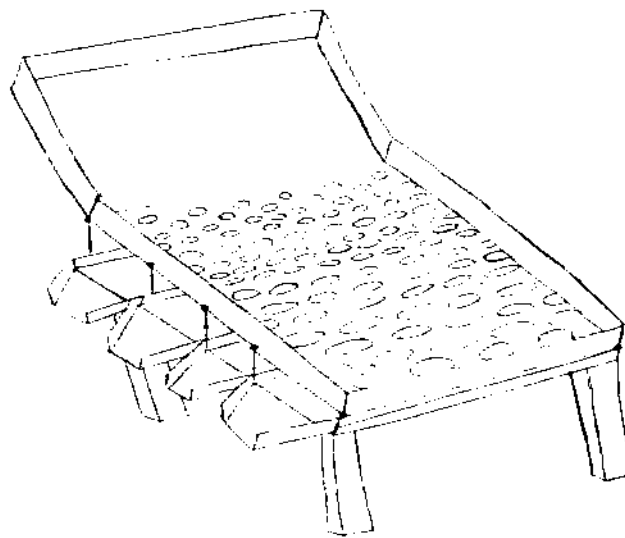


Figura 2. 8 Mesa vibratoria con orificios.

- *Máquina con Separación Electrónica.*- En esta máquina (figura 2.9) la fruta atravesaría por unos compartimientos en los cuales se ubicarían fotodiodos, quienes mandarían una señal al momento de ser interceptados, hacia una compuerta de clasificación que trabaja de forma neumática. Una variante de este sistema electrónico, es aquel que contaría con varios juegos de cámaras, quienes se encargarían de tomar imágenes de la fruta para después enviarlas hacia un software que procesaría la información, misma que repercutiría en un sistema de separación. El inconveniente de este sistema es el costo económico de los componentes electrónicos y lo complicado para localizarlos en el mercado.

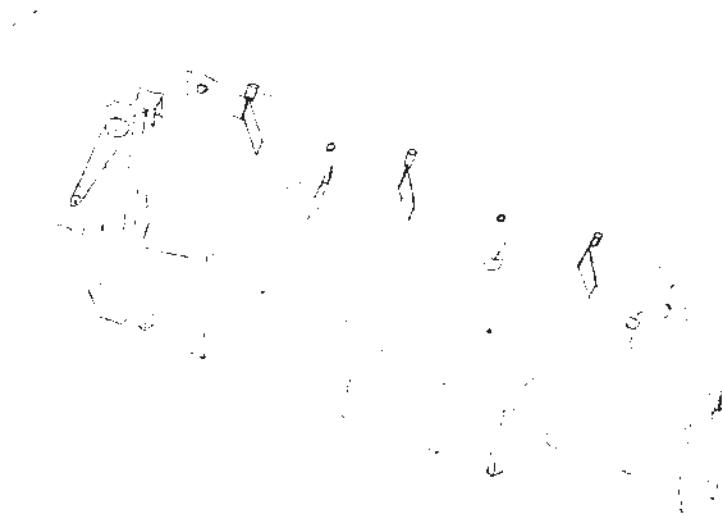


Figura 2. 9.Máquina con separación electrónica.

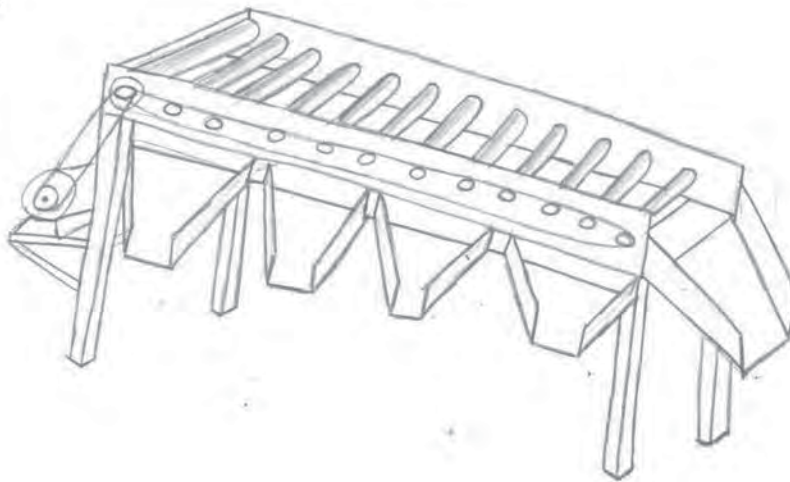


Figura 2. 10 Máquina con separación por rodillos.

- *Máquina con Separación por Rodillos.*- La máquina (fig. 2.10) contaría con unos rieles sobre los cuales existirán rodillos dispuestos transversalmente. Al inicio de los rieles, los rodillos tendrían una separación menor para que pudieran realizar la separación de la fruta más pequeña, y al final se encontrarían los rodillos con una separación mayor, de tal forma que la fruta más grande sea seleccionada. Los rodillos tendrían un movimiento de rotación a lo largo de su eje, para que así, la fruta que no sea parte de la selección pase a los rodillos con una separación correspondiente a su tamaño.

Este método de separación puede presentar el inconveniente de que la fruta, al momento de rodar a través de los rodillos, pueda permanecer estancada y obstruir el proceso de selección.

- *Máquina con Separación por Mangueras.*- En esta máquina (fig. 2.11), se dispondría de dos ejes y sobre cada uno de ellos se tendría un arreglo con la misma cantidad de poleas. Las poleas de un eje transmitirán el movimiento a las poleas del otro, por medio de bandas redondas o mangueras apropiadas. La selección se realizaría gracias a la separación que existiera entre las bandas o mangueras, y para lograrlo, aquel eje que se encontrara al inicio de la selección tendría una separación entre poleas, menor a la del eje opuesto, permitiendo así la separación de la fruta, desde la de un diámetro menor hasta la de un diámetro mayor. Los inconvenientes que pudiera presentar este tipo de selección, es que no se cuenta con un rango bien definido de la fruta a separar, pues como sabemos la separación se realizaría progresivamente y al existir una separación entre ejes considerable, la elongación de las bandas o de las mangueras puede ser tal que afecte al proceso.

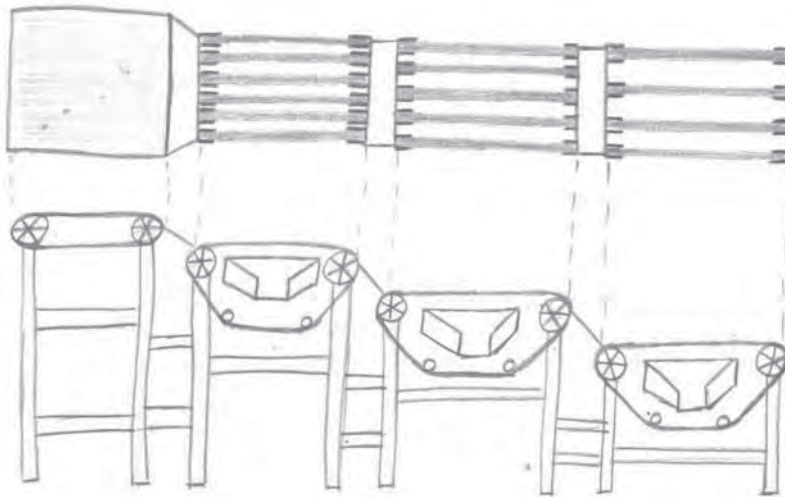


Figura 2. 11 Máquina con separación por mangueras.

2.2.2. MEJOR PROPUESTA.

Después de analizar las diferentes propuestas posibles para el desarrollo de la planta seleccionadora, se concluyó que el diseño deberá estar conformado como a continuación se describe:

La máquina seleccionadora, en su conjunto, contará con los Sistemas Volteador de Cajas, Descanicado y Selección. Cada uno de ellos contará con su propio sistema de potencia para que puedan ser independientes uno del otro.

El *Sistema Volteador de Cajas* será el encargado de trasladar la fruta desde el punto en que es vaciada de los contenedores, hasta el Sistema de Descanicado que se encuentra a una altura mayor. Para lograr este objetivo, el Sistema Volteador de Cajas consta de un mecanismo de cuatro barras que verterá la fruta al Sistema de Descanicado.

El *Sistema de Descanicado* será el mecanismo auxiliar para la separación de la fruta que tiene un tamaño más pequeño a los requeridos, o bien, que se encuentra en un estado indeseable a causa de golpes, podredumbres o picaduras; así mismo, se encarga de trasladar la fruta en buen estado desde el Sistema de Volteador de Cajas hasta el Sistema de Selección.

Consta de una cinta transportadora que permite que el personal designado haga la inspección visual y manualmente realice el desecho de aquella fruta indeseable. Al final de la cinta se cuenta con unos rodillos posicionados transversalmente, que tienen la separación requerida para que la ciruela de tamaño muy pequeño caiga por gravedad y no continúe siendo parte del proceso.

El *Sistema de Selección* se encargará de realizar la selección de la fruta y consta de cuatro módulos, cada uno correspondiente al tamaño de la fruta que se desea separar. Para lograr la separación por tamaños, los módulos cuentan con tres ejes sobre los cuales se configura un arreglo de poleas acanaladas para correas de sección redonda. La separación que exista entre las correas, montadas sobre las poleas a lo largo del eje, será la distancia que determinará el tamaño de la fruta que será seleccionada.

Para evitar que la fruta que caiga a los módulos de selección se atasque, será necesario que las correas originen un movimiento de rotación sobre las ciruelas, a la vez de que sean

transportadas a través del módulo de selección. Para ello se requerirá que la correa de un arreglo de poleas, mantenga una velocidad lineal distinta a la del arreglo de poleas vecino, de manera que esta disposición se repita cada dos poleas.

De los distintos tipos de correas que existen en el mercado, se escogieron las correas de sección redonda o circular, debido a que su ausencia de cantos las hacen ideales para evitar, lo más posible, el maltrato de la fruta procesada.

Para que los módulos de selección tengan movimiento, se dispondrá de un motor eléctrico, que a su vez lo transmitirá a un reductor de velocidad, quien se encargará de disminuir la velocidad de giro proveniente del motor para finalmente entregarla al arreglo de ejes de un solo módulo. Este modulo será el encargado de proporcionar el movimiento a los módulos restantes por medio de una transmisión

2.3. DISEÑO DEL DETALLE.

El diseño del detalle partirá del Sistema de Selección pues será la función principal y central de la planta seleccionadora. Para el Sistema de Selección se seleccionará el tipo de correa y la polea que se utilizará, para poder después determinar las condiciones de operación y poder diseñar el árbol de poleas y finalmente determinar el diseño de su transmisión.

En el caso del Sistema de Descanicado se deberá seleccionar una banda transportadora que cubra ciertas normas de calidad para el manejo de alimentos, así como también determinar la tensión que tendrá que tener la banda para que posteriormente se pueda diseñar su sistema de transmisión y finalmente el bastidor que soportará dicho sistema.

Teniendo lo anterior se diseñará el Sistema Volteador de Cajas, determinando primeramente la dimensión de sus eslabones para realizar el análisis dinámico del mecanismo y así poder determinar su sistema de transmisión que potencia.

2.3.1. DISEÑO DEL SISTEMA DE SELECCIÓN.

En el diseño del Sistema de Selección se tendrán que establecer ciertas condiciones para poder seleccionar correctamente la correa que se necesitará y con sus características poder

diseñar las poleas. Se tendrá que determinar la tensión con la que las correas tendrán que trabajar en el sistema y la longitud de las mismas. Así también se deberá calcular la potencia requerida por este sistema y poder determinar el dimensionamiento del eje de las poleas, diseñar el sistema de transmisión y por último diseñar el bastidor en el que se ubicará todo este sistema.

2.3.1.1. *Condiciones, Selección y Características de la Correa.*

Para el diseño de éste sistema, se comenzó por establecer cuál sería la velocidad deseada a la que se transportaría la fruta a través de las correas, es decir, la velocidad lineal de las correas. Se estableció una velocidad de 1.1 m/s, pues se desea que el sistema esté comprendido dentro de la categoría de los Transportadores de Mediana Velocidad. Sin embargo, hay que recordar que habrá dos velocidades lineales de correas. Mientras que un arreglo de poleas tendrá la velocidad ya mencionada, el otro tendrá una velocidad que será establecida atendiendo a los diámetros de poleas requeridos, para que la longitud de correas, entre un arreglo y otro, sea la misma.

Una vez establecida la velocidad lineal, se realizó una búsqueda para localizar a los fabricantes de correas de sección redonda y obtener de ellos los catálogos técnicos necesarios para la selección de éstas, así como de las poleas a utilizar. La búsqueda se realizó principalmente en la red informática mundial (internet), de donde se localizaron a fabricantes como *Fenner Drives*, *Habasit* y *Chiorino*, principalmente, con sus respectivas literaturas.

El catálogo que se consideró más apropiado para la selección fue el del Fabricante *Fenner Drives*, debido a que es el que contiene mayor información útil para nuestro diseño. En menor medida se utilizó el catálogo del Fabricante *Habasit*.

Del catálogo del fabricante *Fenner Drives* [44] se seleccionó el tipo de correa “*Eagle Orange 85*”, con una sección transversal redonda de 12.5 mm de diámetro, un coeficiente de fricción para el acero de 0.60, una carga de trabajo de 62.9 N (14.1lbs) a un porcentaje de tensión del ocho por ciento, un diámetro mínimo de polea de 96 mm (3.75 in) y un peso de 0.13 kg por pie (0.09 lbs por pie) (Ver Anexo A-1).

Este tipo de correa fue seleccionado, debido a que es la que recomienda el fabricante para maquinaria cuyo servicio es ligero. Está fabricada de Poliuretano que es resistente a químicos y aceites industriales.

2.3.1.2. *Diseño y Selección de las Poleas.*

De acuerdo al tamaño de sección transversal de nuestra correa (12 mm), el fabricante *Fenner Drives* recomienda emplear poleas con un diámetro mínimo de 96 mm. Partiendo de esto, se consideró como apropiado emplear un diámetro de 120 mm a partir del cual se realizarán los cálculos sucesivos, para determinar la potencia del motor y la configuración de las poleas. Ayudándonos de una hoja de cálculo, se establecieron también poleas con diámetros de 110 mm y 140 mm.

El diseño del canal de la polea se determinó del catálogo del fabricante Habasit [45], que es en donde se muestra con mayor detalle las dimensiones que debe tener dicho perfil. Las dimensiones del canal están establecidas en base al diámetro de la correa, lo que significa que el diámetro de la polea no afecta en las dimensiones del canal, siendo el perfil de las tres poleas común entre sí, pues el radio, la profundidad y el ancho del canal, así como los filetes son los mismos para los tres casos.

En el Anexo A-2 se presenta la tabla en la que se observan las dimensiones del perfil de la polea, atendiendo al diámetro de la correa correspondiente.

2.3.1.3. *Determinación de la Tensión de las Poleas.*

Uno de los métodos para determinar la tensión de las correas es recurriendo a la fórmula del Torque para sistemas de transmisión de potencia mediante bandas y poleas, a saber:

$$T = (F_1 - F_2) * r$$

en donde:

T = Torque generado en la polea conducida

F₁ y F₂ = Tensiones de la correa en el ramal tirante y en el ramal holgado respectivamente.

r = Radio de la polea conducida.

Sin embargo si se empleará esta fórmula se tendría que conocer los valores de las tensiones en ambos ramales, tensiones que estarían determinadas por el material de la correa y el estiramiento de ésta, así como por la carga de la correa debido al peso de la fruta. Debido a ello, se recurrió al mismo catalogo del Fabricante Fenner Drives en el cual se incluye un capítulo denominado “Datos de Ingeniería y Procedimientos de Selección”. En este capítulo se incluyen una serie de fórmulas para conocer las tensiones de la correa en base a la elongación que se le ha dado, el material que ha sido seleccionado y la carga que soportarán las correas. La fórmula empleada aplica para transportadores horizontales sin acumulación del producto y es la siguiente:

$$T_e = \mu(W_t) + B_{wt}(C) \quad (2.1)$$

En donde:

T_e = Tensión efectiva [lbs].

μ = Coeficiente de fricción.

W_t = Peso Total en el Transportador [lbs].

B_{wt} = Peso de la correa/unidad de longitud multiplicado por C [lbs].

C = Distancia entre centros del transportador [ft].

La Tensión efectiva T_e , se obtiene como resultado de sustituir los valores en la fórmula. Los datos μ y B_{wt} se obtienen del catálogo del fabricante, para el tipo de correa seleccionado. La distancia entre centros C , según el fabricante, es la distancia entre los ejes del transportador en cuestión, pero aplica sólo para transportadores con un arreglo de dos ejes, mientras que el sistema propuesto cuenta con un arreglo de tres ejes. Para resolver esta inconsistencia se desarrolló una hoja de cálculo que da como resultado una “longitud equivalente” de correas (se mostrará con detalle en la sección 2.3.1.5), como si el arreglo de ejes se tratara de una configuración de solo dos, de tal manera que la “longitud equivalente” se sustituye por el valor de C en la fórmula. Finalmente W_t es el peso total que el sistema tendrá que transportar.

Para realizar el cálculo se tienen los siguientes datos:

$$\mu = 0.45$$

$$W_t = 15 \text{ kg} = 33.07 \text{ lbs}$$

$$B_{wt} = 0.09 \text{ lbs/ft}$$

$$C = L_{eq} = 1.21 \text{ m} = 3.97 \text{ ft}$$

Introduciéndolos en la fórmula se tiene:

$$T_e = (0.45)(33.07 \text{ lbs}) + (0.09 \text{ lbs/ft})(3.97 \text{ ft})$$

$$T_e = 15.24 \text{ lbs}$$

$$T_e = 15.2 \text{ lbs} \left[\frac{[4.4482 \text{ N}]}{[1 \text{ lb}]} \right] = 67.73 \text{ N}$$

Para conocer el valor de la tensión del ramal más tenso T_1 , el fabricante proporciona la siguiente fórmula:

$$T_1 = T_e * 2 \quad (2.2)$$

Donde:

$$T_1 = \text{Tensión del ramal más tenso}$$

$$T_e = \text{Tensión efectiva calculada en la ecuación (2.1)}$$

Introduciendo el valor obtenido en la ecuación (2.1) a la ecuación (2.2), se tiene:

$$T_1 = (15.2 \text{ lbs})(2) = 30.5 \text{ lbs}$$

$$T_1 = 30.5 \text{ lbs} \left[\frac{[4.4482 \text{ N}]}{[1 \text{ lb}]} \right] = 135.45 \text{ N}$$

Este resultado es el valor de la tensión a la que se someterá una sola correa. Ahora bien, para saber la cantidad de correas requeridas para transportar dicha carga se divide el valor T_1 entre la “Carga de trabajo” a la que ha sido diseñada la correa seleccionada al porcentaje de estiramiento requerido, para lo cual se recurrió al catálogo del fabricante:

$$R_c = T_1/W_L \quad (2.3)$$

Donde:

$$R_c = \text{Relación o número de correas requeridas.}$$

$$T_1 = \text{Tensión del ramal tirante.}$$

$$W_L = \text{Carga máxima de trabajo que soporta la correa, obtenida de la tabla 2.1.}$$

Sustituyendo los valores:

$$R_c = 30.5 \text{ lbs} / 14.1 \text{ lbs}$$

$$R_c = 2.16 \text{ correas}$$

Como no es posible contar con un arreglo de 2.16 correas, se redondea este número al inmediato superior para contar con una cantidad entera, es decir, se requieren de 3 correas para transportar una carga de 135.45 N.

Partiendo de esto, se determina que el sistema tenga un máximo de 14 correas para que pueda realizar la tarea de selección del diámetro de fruta más pequeño, así que se considera

que los 15 kg de fruta se distribuyen a través de las catorce correas de manera que cada una de las correas soportarán una carga de 1.07 kg o 2.36 lbs. Con este dato el cálculo es el siguiente:

$$T_e = (0.45)(2.36 \text{ lbs}) + \left(0.09 \frac{\text{lbs}}{\text{ft}}\right) (3.97 \text{ ft})$$

$$T_e = 1.42 \text{ lbs} = 6.31 \text{ N}$$

$$T_i = 6.31 \text{ N} * 2 = 12.63 \text{ N}$$

$$T_{Tot} = (12.63 \text{ N})(14) = 176.80 \text{ N}$$

La tensión total para el sistema de 14 poleas es de 176.80 N. Este dato se aplica para cada uno de los niveles de selección y con ello realizar el cálculo de los Momentos Torsores y la potencia requerida para el sistema completo.

Para ver el comportamiento de los datos y sus variaciones, se realizó la siguiente hoja de cálculo en la que se han introducido las mismas variables para cada uno de los cuatro niveles de selección (Tabla 2.1).

Tabla 2. 1 Fórmulas y parámetros requeridos para determinar las tensiones de las correas en cada uno de los niveles de selección.

DATOS	FORMULAS PARA EL CALCULO DE TENSION
Peso Total en el Transportador	$T_e = Wt * \mu + Bwt$
Wt = 15 Kg 33.039648 Lbs NIVEL 1 15 Kg 33.039648 Lbs NIVEL 2 15 Kg 33.039648 Lbs NIVEL 3 15 Kg 33.039648 Lbs NIVEL 4	
Distancia entre Centros	$T_1 = T_e * 2$
C = 1.21 m 3.9723459 Ft	
Coeficiente de Friccion	$RC = T_1 / WL$
μ = 0.45	
Peso/Unidad de Longitud de la Correa	
Bw = 0.09 Lbs/Ft	
Porcentaje de Estiramiento	
% = 8	
Carga de Trabajo @ Porcentaje de Tension	
WL = 14.1 Lbs 6.4014 kg	
Correa Considerada	
* Eagle Orange 85	
No de Correas	
NC = 14 NIVEL 1 14 NIVEL 2 14 NIVEL 3 14 NIVEL 4	

Se tabularon los resultados de las condiciones necesarias para transportar la carga total del sistema y también de las condiciones requeridas para llevar a cabo la selección de la fruta (Tabla 2.2).

Tabla 2. 2 Resultado de las tensiones requeridas para cada uno de los niveles de selección.

RESULTADO	
NIVEL 1	
Condiciones Necesarias	Condiciones del Sistema
Te = 15.2 Lbs 67.725638 N	Te = 1.41955035 6.31444386 N
T1 = 30.5 Lbs 135.45128 N	T1 = 2.8391007 12.6288877 N (1 Polea)
Rc = 2.16 3 Correas	T1TOT = 39.7474098 176.804428 N (14 Poleas)
NIVEL 2	
Condiciones Necesarias	Condiciones del Sistema
Te = 15.2 Lbs 67.725638 N	Te = 1.41955035 6.31444386 N
T1 = 30.5 Lbs 135.45128 N	T1 = 2.8391007 12.6288877 N (1 Polea)
Rc = 2.16 3 Correas	T1TOT = 39.7474098 176.804428 N (14 Poleas)
NIVEL 3	
Condiciones Necesarias	Condiciones del Sistema
Te = 15.2 Lbs 67.725638 N	Te = 1.41955035 6.31444386 N
T1 = 30.5 Lbs 135.45128 N	T1 = 2.8391007 12.6288877 N (1 Polea)
Rc = 2.16 3 Correas	T1TOT = 39.7474098 176.804428 N (14 Poleas)
NIVEL 4	
Condiciones Necesarias	Condiciones del Sistema
Te = 15.2 Lbs 67.725638 N	Te = 1.41955035 6.31444386 N
T1 = 30.5 Lbs 135.45128 N	T1 = 2.8391007 12.6288877 N (1 Polea)
Rc = 2.16 3 Correas	T1TOT = 39.7474098 176.804428 N (14 Poleas)

2.3.1.4. Longitud de las Correas.

Para obtener la longitud de las correas fue preciso realizar una geometría en la que se muestra el arreglo de tres poleas, la correa alrededor de ellas con una serie de ángulos, líneas y trazos auxiliares que nos permiten establecer identidades y relaciones para así conocer la magnitud buscada, de modo que se cuenta con las siguientes características:

- La geometría está formada por un arreglo de tres poleas, representada por tres circunferencias, dos en la parte superior y una en la parte inferior, tal como se ha establecido en el sistema de selección propuesto.
- Las circunferencias superiores se encuentran alineadas a lo largo del eje x (a través del cual tienen la separación establecida en el diseño), de manera que no pueden tener desplazamiento en el eje y.
- La circunferencia inferior puede tener desplazamiento, tanto en el eje x, como en el eje y, de manera que la separación con las poleas superiores podrá variar y será la establecida en el diseño.

- Las circunferencias tendrán cada una, un tamaño distinto a las otras (aunque en nuestro sistema de selección las poleas superiores, que tienen entre sí la misma magnitud radial, difieren de la tercera) de forma que el arreglo pueda tener aplicaciones más generales.
- Las dimensiones tendrán por magnitud a distintas literales, de manera que se les pueda asignar valores numéricos distintos.

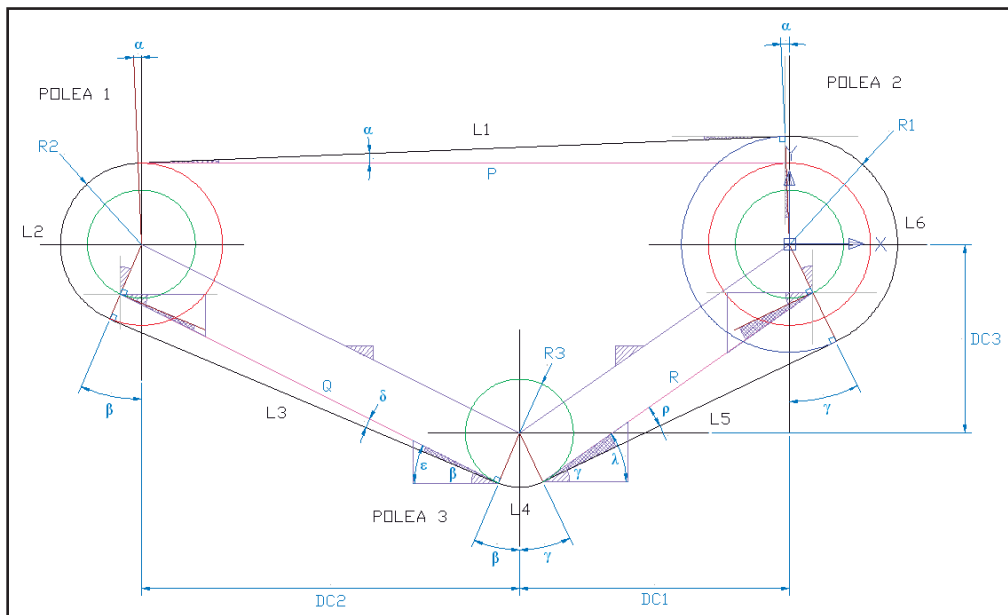


Figura 2. 12 Geometría representativa de un arreglo de poleas para calcular la longitud de las correas.

De la geometría se tiene que:

$$P = DC_1 + DC_2 \quad (2.4)$$

$$Q = \sqrt{(DC_2)^2 + (DC_3)^2} \quad (2.5)$$

$$R = \sqrt{(DC_1)^2 + (DC_3)^2} \quad (2.6)$$

Donde:

DC₁ = Distancia horizontal entre centros desde la Polea 2 hasta la Polea 3.

DC₂ = Distancia horizontal entre centros desde la Polea 3 hasta la Polea 1.

DC₃ = Distancia vertical entre centros desde la Polea 3 hasta las Poleas 1 y 2.

Además:

$$\alpha = \text{sen}^{-1} \left(\frac{R_1 - R_2}{P} \right) \quad (2.7)$$

$$\varepsilon = \text{cos}^{-1} \left(\frac{DC_2}{Q} \right) \quad (2.8)$$

$$\delta = \text{sen}^{-1} \left(\frac{R_2 - R_3}{Q} \right) \quad (2.9)$$

$$\lambda = \text{cos}^{-1} \left(\frac{DC_1}{R} \right) \quad (2.10)$$

$$\rho = \text{sen}^{-1} \left(\frac{R_1 - R_3}{R} \right) \quad (2.11)$$

$$\beta = \varepsilon - \delta = \left[\text{cos}^{-1} \left(\frac{DC_2}{Q} \right) \right] - \left[\text{sen}^{-1} \left(\frac{R_2 - R_3}{Q} \right) \right] \quad (2.12)$$

$$\gamma = \lambda - \rho = \left[\text{cos}^{-1} \left(\frac{DC_1}{R} \right) \right] - \left[\text{sen}^{-1} \left(\frac{R_1 - R_3}{R} \right) \right] \quad (2.13)$$

De las ecuaciones anteriores:

$\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon, \lambda$ y ρ = Valores de los ángulos expresados en radianes.

R_1, R_2 y R_3 = Radios de las circunferencias (Poleas) 1, 2 y 3 respectivamente.

Como se observa que en la figura 2.12 la longitud total de la correa es igual a la suma de las longitudes L_1, L_3, L_5 y de las longitudes de los arcos L_2, L_4 y L_6 :

$$L_1 = \sqrt{P^2 - (R_1 - R_2)^2} \quad (2.14)$$

$$L_3 = \sqrt{Q^2 - (R_2 - R_3)^2} \quad (2.15)$$

$$L_5 = \sqrt{R^2 - (R_1 - R_3)^2} \quad (2.16)$$

$$\begin{aligned} L_2 &= (\pi - \alpha - \beta)R_2 = \\ &= \left\{ \pi - \left[\text{sen}^{-1} \left(\frac{R_1 - R_2}{P} \right) \right] - \left[\text{cos}^{-1} \left(\frac{DC_2}{Q} \right) \right] + \left[\text{sen}^{-1} \left(\frac{R_2 - R_3}{Q} \right) \right] \right\} R_2 \end{aligned} \quad (2.17)$$

$$L_4 = (\beta + \gamma)R_3 =$$

$$= \left\{ \left[\cos^{-1} \left(\frac{DC_2}{Q} \right) \right] - \left[\sin^{-1} \left(\frac{R_2 - R_3}{Q} \right) \right] + \left[\cos^{-1} \left(\frac{DC_1}{R} \right) \right] - \left[\sin^{-1} \left(\frac{R_1 - R_3}{R} \right) \right] \right\} R_3 \quad (2.18)$$

$$L_6 = (\pi + \alpha - \gamma)R_1 = \left\{ \pi + \left[\sin^{-1} \left(\frac{R_1 - R_2}{P} \right) \right] - \left[\cos^{-1} \left(\frac{DC_1}{R} \right) \right] + \left[\sin^{-1} \left(\frac{R_1 - R_3}{R} \right) \right] \right\} R_1 \quad (2.19)$$

De manera que:

$$L_T = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 \quad (2.20)$$

En donde:

L_T = Longitud Total de la correa.

L_1, L_3, L_5 = Longitud de la correa de una polea a otra.

L_2, L_4, L_6 = Longitud de la correa a través de los ángulos de contacto.

El valor de L_T anterior es la longitud de la correa con el porcentaje de estiramiento seleccionado, lo que significa que la longitud a la que se deberá cortar la correa para cada uno de los arreglos de poleas será la L_T recién calculada, menos el porcentaje de estiramiento seleccionado. O bien:

$$L_{TE} = \frac{L_T * 100}{100 + E} \quad (2.21)$$

Donde:

L_{TE} = Longitud de la correa sin el porcentaje de estiramiento.

L_T = Longitud Total de la correa obtenida de los cálculos anteriores.

E = Porcentaje de estiramiento recomendado por el fabricante (6%, 8% o 10%).

Para que los cálculos se tornaran más simples al momento de analizar las diferentes configuraciones que pudiera adoptar el arreglo de poleas, las ecuaciones (2.4) hasta la (2.21) se introdujeron en una hoja de cálculo, en la que únicamente se tienen que introducir los valores de los radios de las poleas, R_1, R_2 y R_3 , las distancias entre centros, DC_1, DC_2 y DC_3 , y el porcentaje de estiramiento de la correa, E .

Los valores introducidos para obtener la longitud del primer arreglo de poleas fueron los siguientes:

$$R_1 = 66 \text{ mm}$$

$$R_2 = 66 \text{ mm}$$

$$R_3 = 61 \text{ mm}$$

$$DC_1 = 500 \text{ mm}$$

$$DC_2 = 500 \text{ mm}$$

$$DC_3 = 484.5 \text{ mm}$$

$$E = 8\% = 0.08$$

Es necesario mencionar que a los radios de las poleas se les sumó el radio de la correa, que es 6 mm, lo que significa que los radios de las poleas son: R_1 y $R_2 = 60\text{mm}$, y $R_3 = 55 \text{ mm}$; con estos datos, la hoja de cálculo quedó como a continuación se muestra en la tabla 2.3:

Tabla 2. 3 Resultados de las longitudes parciales para el arreglo de poleas 60mm, 60mm y 55mm, para obtener la longitud total de la correa.

DATOS	CALCULOS PARCIALES	
Radio 1 R1 = 66	Longitud P P = 1000 mm	Angulo α $\alpha = 0 \text{ RAD } 0^\circ$
Radio 2 R2 = 66	Longitud Q Q = 696.23 mm	Angulo β $\beta = 0.777 \text{ RAD } 45^\circ$
Radio 3 R3 = 71	Longitud R R = 696.23 mm	Angulo γ $\gamma = 0.777 \text{ RAD } 45^\circ$
Distancia Centro 1 DC1 = 500	Longitud 1 L1 = 1000 mm	Angulo ϵ $\epsilon = 0.77 \text{ RAD } 44^\circ$
Distancia Centro 2 DC2 = 500	Longitud 3 L3 = 696.21 mm	Angulo δ $\delta = -0.007 \text{ RAD } -0^\circ$
Distancia Centro 3 DC3 = 484.5	Longitud 5 L5 = 696.21 mm	Angulo λ $\lambda = 0.77 \text{ RAD } 44^\circ$
% de Estiramiento % E = 8%	Longitud 2 L2 = 156.07 mm	Angulo ρ $\rho = -0.007 \text{ RAD } -0^\circ$
	Longitud 4 L4 = 110.31 mm	
	Longitud 6 L6 = 156.07 mm	
RESULTADO		
LONGITUD TOTAL LT = 2814.888	LONGITUD MENOS % ESTIRAMIENTO LTe = 2606.378232	

Los resultados obtenidos se toman como punto de partida para determinar los diámetros del segundo arreglo de poleas, de manera que la configuración seleccionada de cómo resultado una L_T igual a la obtenida en el primer arreglo.

Para obtener la L_T del segundo arreglo, se introdujeron los nuevos radios de las poleas superiores (incluidos los seis milímetros del radio de la correa) a nuestra hoja de cálculo, variando con respecto a las del primero solo por 5 mm; las distancias entre centros no cambian. Hecho esto, a R_3 se le asignó un valor hasta que la nueva L_T se iguale con la L_T del primer arreglo. Los radios son:

$$R_1 = 61 \text{ mm}$$

$$R_2 = 61 \text{ mm}$$

$$R_3 = 76 \text{ mm}$$

A continuación en la tabla 2.4 se presentan los resultados obtenidos en nuestra hoja de cálculo, una vez realizado el proceso anterior.

Tabla 2. 4 Resultados de las longitudes parciales para el arreglo de poleas 55mm, 55mm, y 70mm, para obtener la longitud total de la correa.

DATOS		CALCULOS PARCIALES	
Radio 1	Longitud P	Angulo α	
R1 = 61	P = 1000 mm	$\alpha = 0 \text{ RAD}$	0 °
Radio 2	Longitud Q	Angulo β	
R2 = 61	Q = 696.23 mm	$\beta = 0.791 \text{ RAD}$	45 °
Radio 3	Longitud R	Angulo γ	
R3 = 76	R = 696.23 mm	$\gamma = 0.791 \text{ RAD}$	45 °
Distancia Centro 1	Longitud 1	Angulo ϵ	
DC1 = 500	L1 = 1000 mm	$\epsilon = 0.77 \text{ RAD}$	44 °
Distancia Centro 2	Longitud 3	Angulo δ	
DC2 = 500	L3 = 696.07 mm	$\delta = -0.022 \text{ RAD}$	-1 °
Distancia Centro 3	Longitud 5	Angulo λ	
DC3 = 484.5	L5 = 696.07 mm	$\lambda = 0.77 \text{ RAD}$	44 °
% de Estiramiento	Longitud 2	Angulo ρ	
% E = 8%	L2 = 143.37 mm	$\rho = -0.022 \text{ RAD}$	-1 °
	Longitud 4		
	L4 = 120.26 mm		
	Longitud 6		
	L6 = 143.37 mm		
RESULTADO			
LONGITUD TOTAL		LONGITUD MENOS % ESTIRAMIENTO	
LT = 2799.153		LT_e = 2591.808283	

Lo que quiere decir que la seleccionadora estará conformada por poleas de tres radios distintos, es decir, poleas de 55 mm, de 60 mm y de 70 mm.

2.3.1.5. Longitud Equivalente de las Correas.

Para poder realizar el cálculo de la longitud de la correa, fué necesario realizar un sistema de ejes equivalente al de la seleccionadora aquí diseñada, es decir, se convirtió un sistema de tres ejes a uno de dos, pues la fórmula proporcionada por el fabricante Fenner Drives sólo aplica para estos últimos.

Para lograr la equivalencia, se trazó un sistema de dos Poleas con diámetros de 120 mm cada una, rodeadas por la distancia L_T de la correa teniendo por incógnita a la separación existente entre las poleas o L_{eq} . La siguiente figura, muestra lo recién dicho:

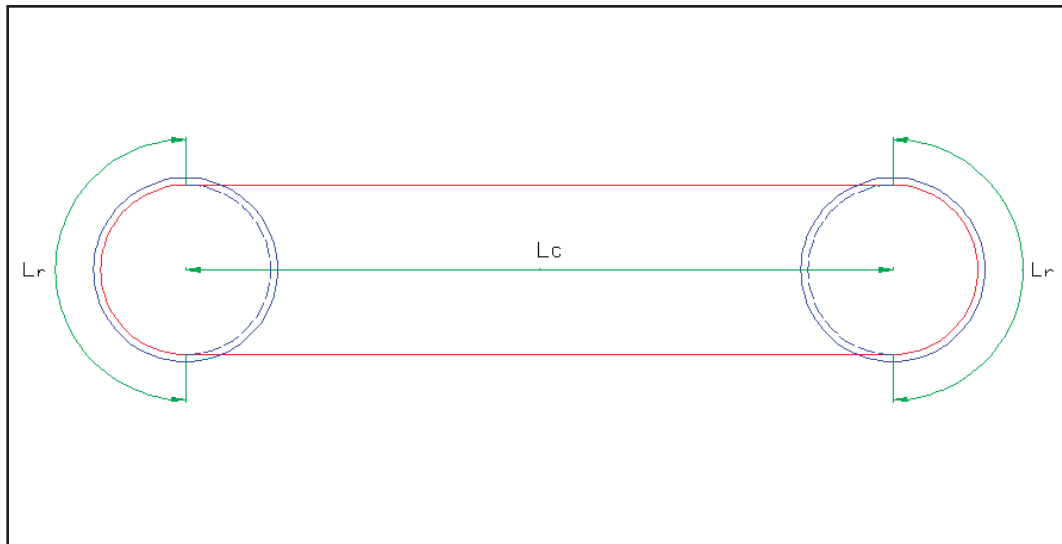


Figura 2. 13 Geometría representativa del sistema de poleas, equivalente para calcular la distancia entre centros L_1 .

De la figura 2.13 se puede ver que:

$$L_T = 2L_C + 2L_r \quad (2.22)$$

$$L_C = L_{eq} \quad (2.23)$$

$$L_r = \pi r \quad (2.24)$$

Sustituyendo los valores de L_c y L_r en la ecuación (2.22):

$$L_T = 2(L_{eq}) + 2(\pi r) \quad (2.25)$$

Despejando a L_{eq} de (2.25) se tiene:

$$L_{eq} = \left(\frac{L_T - 2\pi r}{2} \right) \quad (2.26)$$

De las ecuaciones anteriores se aprecia que:

L_T = Longitud Total de la correa

$L_c = L_{eq}$ = Distancia entre centros de las poleas y es la L_{eq} buscada para sustituir por C en la ecuación (2.1).

L_r = Longitud de la correa a través del arco de contacto en la polea.

r = Radio de las poleas.

Para encontrar el valor de L_{eq} se tienen los siguientes datos que se sustituyen en la fórmula (2.26):

$$L_T = 2799 \text{ mm}$$

$$r = 60 \text{ mm}$$

$$L_{eq} = \left(\frac{(2799 \text{ mm}) - 2(3.14159)(60)}{2} \right)$$

$$L_{eq} = 1211.25 \text{ mm} = 1.21 \text{ m}$$

Los parámetros anteriores se introdujeron en una hoja de cálculo que se muestra a continuación en la tabla 2.5:

Tabla 2. 5 Resultado obtenido para L_1 .

DATOS	FORMULA
Longitud Total de la Correa	$L_T = 2L_1 + 2L_2$
$L_T = 2799.15 \text{ mm}$	
Diámetro de la Polea Considerada	$L_2 = \pi r$
$D = 60 \text{ mm}$	$L_1 = (L_T - 2\pi r)/2$
RESULTADO	
$L_1 = 1211.08 \text{ mm} \quad 1.2111 \text{ m}$	

2.3.1.6. Cálculo de la Potencia Requerida por el Sistema.

Para calcular la potencia que se requiere en un eje, es necesario conocer el torque que se deberá generar en el mismo, para que pueda desplazar la carga en cuestión, además de la velocidad a la que estará girando, tal como se expresa en la siguiente ecuación:

$$P_t = T\omega \quad (2.27)$$

En donde:

P_t = Potencia requerida [Watts].

T = Torque generado por el eje [Nm].

ω = La velocidad angular a que girará el eje [rad/s].

Para obtener el torque y la velocidad angular se aplican las siguientes ecuaciones:

$$T = F * r \quad (2.28)$$

$$\omega = V/r \quad (2.29)$$

En donde:

T = Torque buscado.

F = Es la tensión calcula en la sección 2.3.1.3.

r = Radio de la polea, establecido en la sección 2.3.1.2.

V = Velocidad lineal de la correa establecida en la sección 2.3.1.1.

Introduciendo los valores a las ecuaciones (2.28) y (2.29) obtenemos:

$$T = (176.8 \text{ N})(0.06 \text{ m})$$

$$T = 10.61 \text{ Nm}$$

$$\omega = \left[\frac{1.15 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.06 \text{ m}} \right]$$

$$\omega = 19.17 \text{ rad/s}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (2.27) para obtener la potencia:

$$P_t = (10.61 \text{ Nm})(19.17 \text{ rad/s})$$

$$P_t = 203.33 \text{ watts}$$

Es decir, la potencia requerida en un nivel de selección, para una carga de 15 kg de fruta (incluyendo los pesos de las correas) es de 203.33 watts. Como se dispone de 4 niveles de selección y se ha considerado que en cada uno se tendrá la misma carga de 15 kg, entonces la potencia total requerida se calculó como sigue:

$$P_t = (4)(203.33 \text{ watt})$$

$$P_t = 813.3 \text{ watts}$$

Haciendo la conversión a Caballos de Potencia (Hp), se tiene:

$$P_t = (813.3 \text{ watts}) \left(\frac{1 \text{ Hp}}{745.7 \text{ watts}} \right) = 1.09 \text{ Hp}$$

La hoja de cálculo desglosa los resultados como se muestra en la tabla 2.6. En ella se pueden apreciar los torques y potencias necesarios en cada uno de los cuatro niveles de selección, de acuerdo a la velocidad angular en los ejes y a la carga que se deberá de transportar.

Tabla 2. 6 Datos y fórmulas para determinar la potencia total del sistema y la requerida en cada uno de los niveles de selección.

POTENCIA REQUERIDA EN EL EJE	FORMULAS PARA OBTENER TORQUE Y POTENCIA
Fuerza en la correa	$T = F * R$ F = Fuerza T = Torque
F = 176.8 N Nivel 1	
F = 176.8 N Nivel 2	$P = F * V$ P = Potencia
F = 176.8 N Nivel 3	
F = 176.8 N Nivel 4	$P = T * \omega$
Diametro de la Polea	
D = 0.12 m	
Velocidad Angular de la Polea/Eje	
$\omega = 183.03 \text{ rpm}$ 19.167 rad/s	
RESULTADO	
NIVEL 1 T = 10.608 Nm 93.888 Lb in P = 203.32 Watts 0.2725 HPs	NIVEL 2 T = 10.608 Nm 93.888 Lb in P = 203.32 Watts 0.2725 HPs
NIVEL 3 T = 10.608 Nm 93.888 Lb in P = 203.32 Watts 0.2725 HPs	NIVEL 4 T = 10.608 Nm 93.888 Lb in P = 203.32 Watts 0.2725 HPs
TORQUE TOTAL = 42.43 Nm 376 Lb in POTENCIA TOTAL = 813.3 Watts 1.09 HPs	

2.3.1.7. Diseño del Eje de Poleas.

El diseño del eje en el cuál se montarán las poleas se realizó con la ayuda de dos programas informáticos, el primero de ellos, denominado Inventor se empleó para elaborar la geometría del eje, mientras que el segundo, llamado Visual Nastran, se utilizó para realizar, por el método de elemento finito, el análisis de los esfuerzos debidos a las cargas aplicadas a la geometría.

Inventor permitió el diseño de la geometría, gracias a que cuenta con una utilidad para generar ejes. Con ella se permite la creación de los escalonamientos, al igual que los filetes y chaflanes entre ellos, así como la inserción de los cuñeros.

La longitud total del eje se estableció de 642.5 mm. En el extremo por el cual se va a transmitir la potencia, al cual se indicará como extremo izquierdo, cuenta con una serie de

cuatro escalonamientos. El diámetro del primero de ellos es de 25 mm con una longitud de 50 mm y en él se fijarán las catalinas por las que se transmitirá la potencia. El segundo escalonamiento tiene un diámetro de 28 mm y una longitud de 10 mm, y solo funge como separador. El tercero tiene una longitud de 85 mm y un diámetro de 30 mm y es el escalonamiento en el que se posicionará el rodamiento y su soporte. El cuarto de los escalonamientos tiene un diámetro de 38 mm y una longitud de 5 mm. El quinto y último de los escalonamientos posee una longitud de 547.5 mm y un diámetro de 40 mm y sobre éste se posicionarán cada una de las poleas. Hay que destacar que todos los escalonamientos, en su extremo izquierdo cuentan con un chaflán de 1 mm por lado a 45 grados, y en el extremo derecho poseen un filete interior de 1 mm de radio, con excepción del quinto escalonamiento que en ambos extremos posee un chaflán de 1 mm por lado a 45 grados.

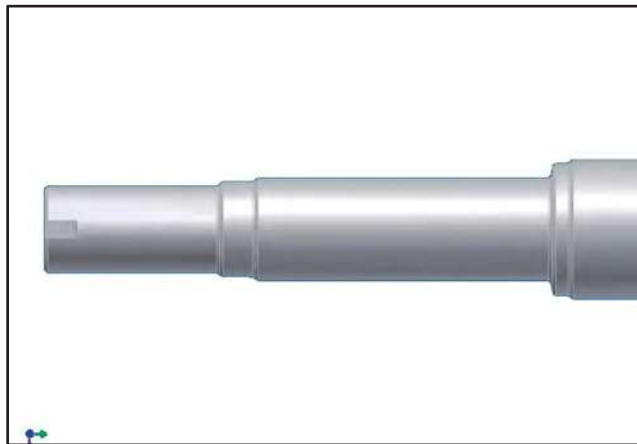


Figura 2. 14 Disposición de los escalonamientos, filetes y chaflanes del extremo izquierdo del eje.

Por otra parte, en el extremo derecho del eje, se cuenta también con una serie de escalonamientos. El primero de ellos es en donde radicará el rodamiento y su soporte, razón por la que su longitud es de 85 mm y su diámetro es de 30 mm. El segundo tiene una longitud de 5 mm y un diámetro de 38 mm, pues solo funge de separador. Finalmente, se encuentra en el tercer escalonamiento, que posee una longitud son los 547.5 mm. Cada uno de los tres escalonamientos poseen en su extremo derecho un chaflán de 1 mm por lado a 45

grados y un filete de 1 mm de radio en su extremo izquierdo, excepto el tercer escalonamiento que tiene en ambos extremos un chaflán de 1mm por lado a 45 grados.

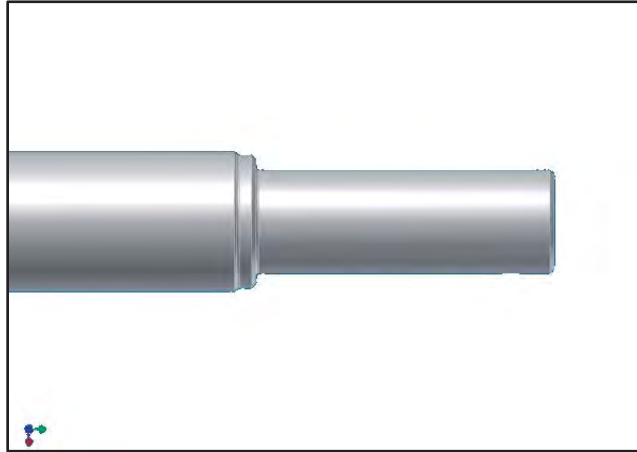


Figura 2. 15 Disposición de los escalonamientos en el extremo derecho del eje, así los filetes y chaflanes.

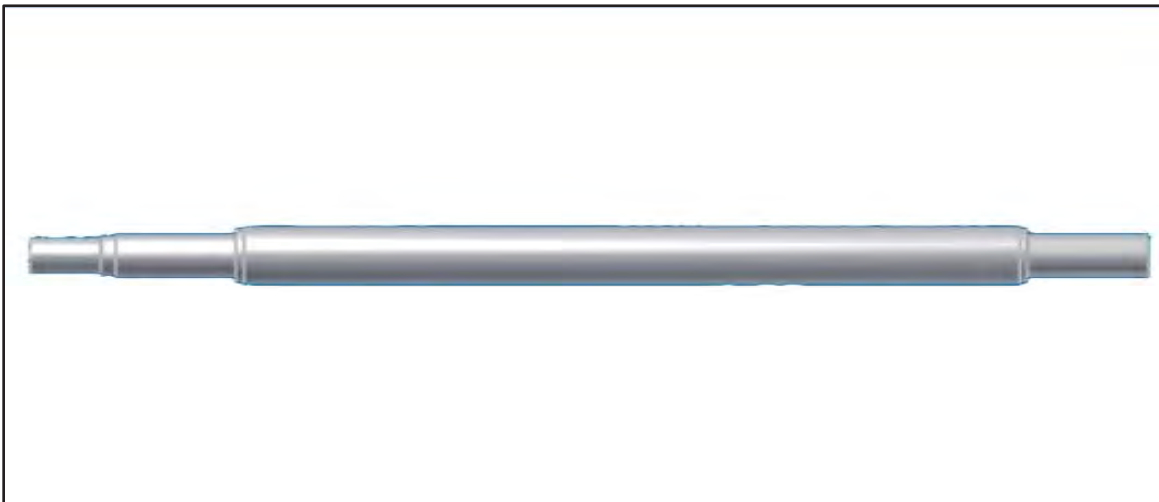


Figura 2. 16 Vista frontal de la longitud total del eje.

Una vez que se elaboró la geometría en Inventor, se creó un archivo con un formato compatible con VisualNastran, o sea, un archivo con extensión “.SAT”. Con esta extensión de archivo, la geometría se mantiene igual que la original conservando todas sus propiedades y características.

Para trabajar en VisualNastran fue necesario establecer las cargas que actúan en el eje, tales como las fuerzas debidas a las tensiones de las correas, el par torsional que se transmite en cada una de las poleas, las reacciones en los rodamientos del eje y el par torsional que transmite el motor.

Las fuerzas que actúan a lo largo del eje debidas a las tensiones de las correas, son las mismas que se calcularon en la sección 2.3.1.3, y cada una de ellas tiene una magnitud de 12.63 N, y su línea de acción se encuentra perpendicularmente al eje de la flecha. Además, actúan sobre el eje, las reacciones generadas en cada uno de los dos rodamientos, cuya magnitud es la mitad de la sumatoria de las tensiones de las catorce correas, esto por tratarse de una geometría simétrica, y sus valores son cada una de 88.4 N, con un sentido contrario al de las tensiones.

También actúan los torques generados en cada una de las poleas debidos a la transmisión de potencia. El valor de cada uno de ellos es el que se calculó anteriormente en la sección 2.3.1.6, es decir, 0.76 Nm. Actúan también los torques viscosos generados por los movimientos relativos entre el eje de poleas y los rodamientos, y cuyo valor se consideró de 0.0005 Nm. Además de esto, se debe sumar el torque generado por el motor, a través de las RPM de trabajo.

Establecidas todas las condiciones, se trabajó la geometría en VisualNastran. Se posicionaron en las coordenadas exactas, todas las cargas que actúan en el eje, es decir, las tensiones, los torques, las reacciones en los rodamientos, los torques viscosos y el par torsional generado por el motor eléctrico y se les asignó el valor correspondiente a cada una de ellas (Fig. 2.17).

Se configuraron las propiedades de la geometría del eje, como el material, y las características del mallado que se tendría para poder realizar el Análisis por Elemento Finito (FEA). Posteriormente se simularon todas estas condiciones y los resultados obtenidos se muestran con un mapeado multicolor en la geometría (Fig. 2.18), donde los esfuerzos mínimos, del orden de los 0 Pa, se muestran en color azul, y los esfuerzos máximos, del orden de los 57 MPa, se muestran en color rojo. El mapeado muestra claramente que los esfuerzos son superficiales y que se originan en solo pequeñas regiones

alrededor de los filetes y chaflanes que es donde se concentran principalmente los esfuerzos.

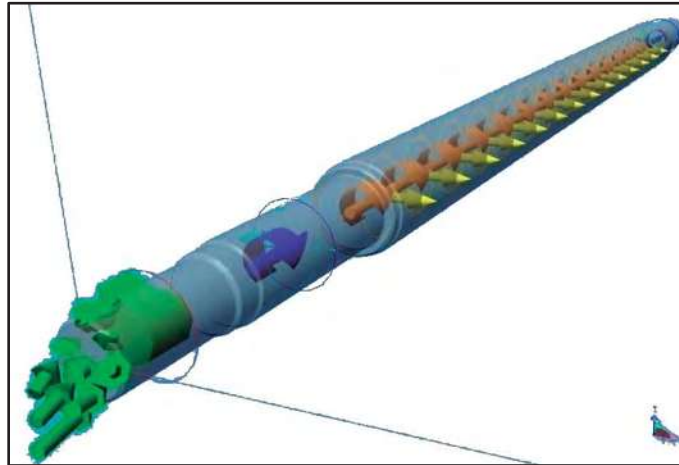


Figura 2. 17 Cargas y restricciones a lo largo del eje, posicionadas en las coordenadas correspondientes.

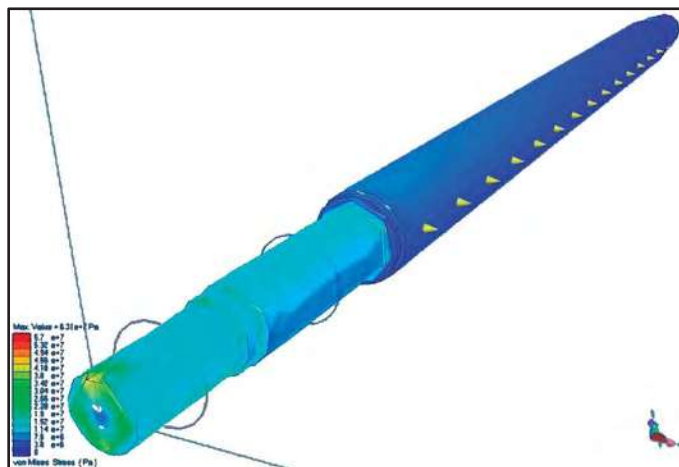


Figura 2. 18 Resultados de la simulación FEA, de las cargas aplicadas a la geometría del eje de poleas.

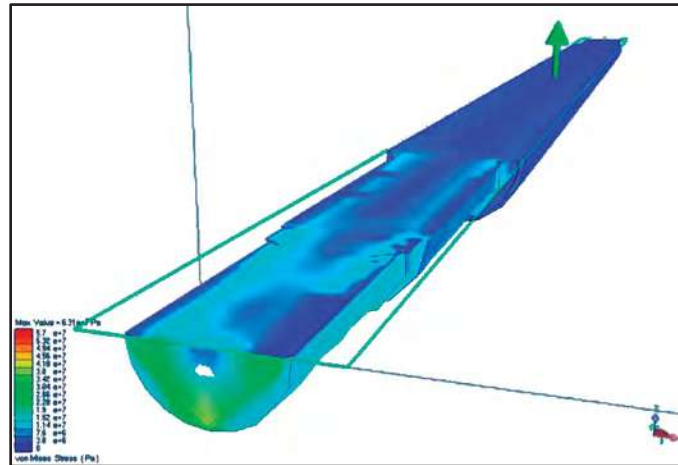


Figura 2. 19 Corte longitudinal aplicado al eje de poleas una vez realizado el análisis.

Aplicamos un corte longitudinal al eje para poder apreciar con mayor claridad la distribución de los esfuerzos internos (Fig. 2.19). Se pone de manifiesto nuevamente que los esfuerzos son, en su mayoría, superficiales, pues se observa que son mínimos y no ponen en riesgo estructural al eje de poleas.

Se puede apreciar que las dimensiones del eje son adecuadas para transmitir la potencia requerida por el sistema y que en ningún momento se pone en riesgo su resistencia.

2.3.1.8. *Distribución de las Poleas Sobre el Eje.*

La separación entre las poleas a lo largo del eje, debe ser la adecuada para que las correas se encuentren distribuidas equitativamente. Las poleas son los elementos que transmiten la fuerza motriz, sin embargo, su punto de aplicación sobre el eje, no se encuentra en el mismo plano longitudinal a ella (y transversal al eje), sino que, se encuentra desfasado hasta el punto medio del mamelón de la polea. Debido a esta particularidad, se realizó una hoja de cálculo y se dibujó la geometría correspondiente. La primera tiene por objeto, realizar las operaciones para distribuir equitativamente las poleas a lo largo del eje e indicar el punto de aplicación de la fuerza. Y en la segunda, se acotan las dimensiones requeridas para las operaciones realizadas en la hoja de cálculo.

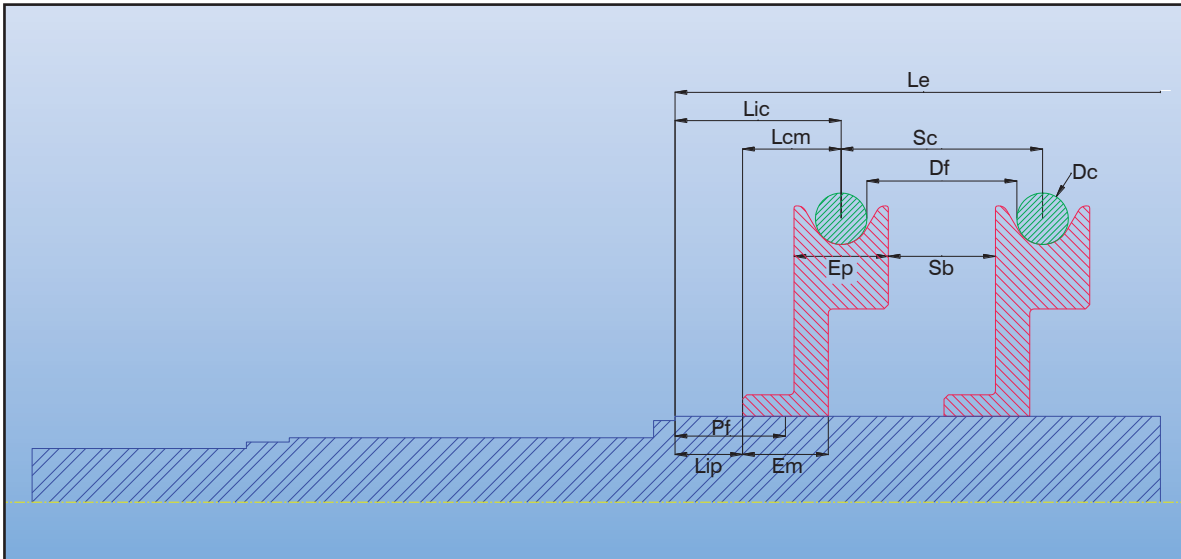


Figura 2. 20 Geometría del extremo izquierdo del eje y las poleas, con sus acotaciones.

En la geometría se muestra un corte longitudinal de las poleas y sus correas montadas en el eje (Fig. 2.20). Las acotaciones mostradas son las siguientes:

D_f = Diámetro de la fruta.

D_c = Diámetro de la correa.

L_e = Longitud en la que se montan las poleas, sobre el eje. Corresponde al Escalonamiento de mayor diámetro y más largo.

L_{cm} = Longitud de la correa al mamelón.

E_m = Espesor del mamelón.

E_p = Espesor de la polea.

L_{ic} = Longitud desde la correa hasta el primer escalonamiento próximo.

S_c = Separación entre correas.

S_b = Separación entre bordes de una polea y otra.

P_f = Distancia de aplicación de la fuerza.

L_{ip} = Longitud desde la polea hasta el primer escalonamiento próximo.

Todas las acotaciones representan un valor dentro de la hoja de cálculo. Las primeras seis de la lista son datos que se tienen del diseño, mientras que las cinco restantes, surgen de las operaciones entre estos datos y ellas mismas. A la hoja de cálculo se adicionaron los siguientes parámetros (Fig. 2.21):

N_p = Número de poleas permitidas en la longitud del eje

L_s = Longitud sobrante.

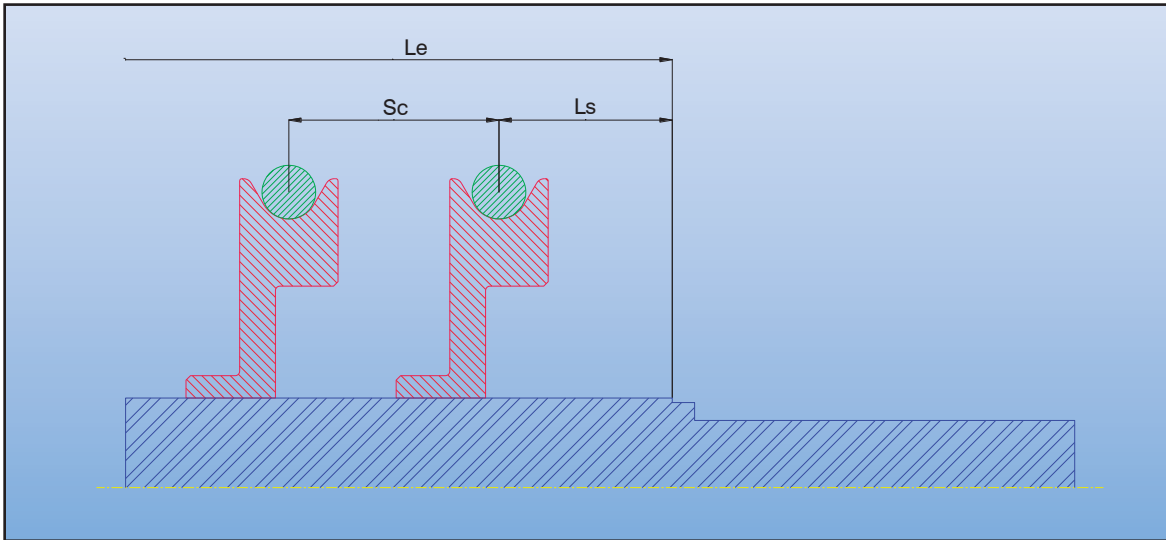


Figura 2. 21 Geometría del extremo derecho del eje y las poleas, con sus acotaciones.

Así como las siguientes fórmulas desarrolladas:

$$Sc = Df + Dc \quad (2.30)$$

$$Sb = Sc - Ep \quad (2.31)$$

$$Np = Le/Sc \quad (2.32)$$

$$Ls = Le - (Np * Sc) \quad (2.33)$$

$$Lic = Sc - \left(\frac{Sc-Ls}{2}\right) \quad (2.34)$$

$$Lip = Lic - Lcm \quad (2.35)$$

$$Pf = \left(\frac{Em}{2}\right) + Lip \quad (2.36)$$

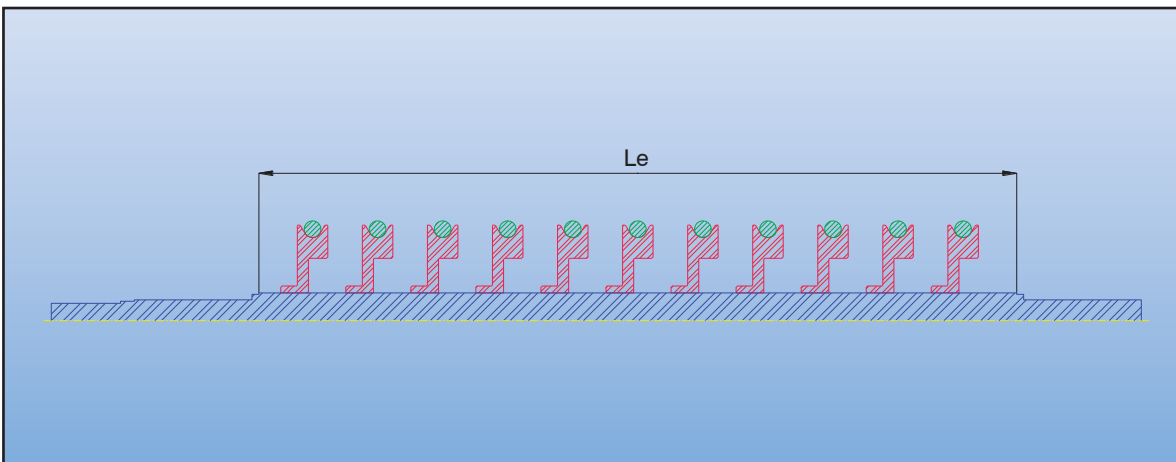


Figura 2. 22 Geometría del eje y las poleas.

Conocidos los siguientes datos:

- Le = 547.5 mm
- Df = 25 mm
- Dc = 12 mm
- Ep = 22 mm
- Em = 20 mm
- Lcm = 23 mm

La hoja de cálculo quedó como se muestra en la tabla 2.7.

Tabla 2. 7 Resultados para la distribución de poleas, para un Df de 25mm y un Lip positivo.

DATOS		RESULTADOS	
Longitud del Eje		Longitud Sobrante	
Le	547.5	Ls =	29.5
Diametro Fruta		Ls Corregido =	
Df	25	Longitud Inicial Correa	
Diametro Correa		Lic =	33.25
Dc	12	Lic Corregido =	
Espesor Polea		No Poleas	14.797
Ep	22	Np =	14
Espesor Mamelon		Np Corregido =	
Em	20	Separacion Correa/Fuerza	
Longitud Correa Mamel		Sc =	37
Lcm	23	Separacion Bordes	
		Sb =	15
		Longitud Inicial Polea	
		Lip =	10.25
		Lip Corregido =	
		Aplicación Inicial de la Fuerza	
		Pf =	20.25
		Pf Corregido =	

Sin embargo, en la práctica, quedó demostrado que a la hora de introducir ciertos datos pertenecientes al Df (Diámetro de fruta), la hoja de cálculo nos brindaba valores negativos para Lip (Longitud inicial a la polea), situación que se cumplía cuando Lic (Longitud inicial a la correa) resultaba ser menor a Lcm (Longitud de la correa al mamelón), como lo establece la ecuación (2.35). Físicamente, significaba que para el diámetro de fruta establecido, las correas quedaban perfectamente centradas en los 547.5 mm a lo largo del eje, pero parte del mamelón de la polea inicial quedaba fuera de dichas dimensiones (Tabla 2.8).

Tabla 2. 8 Resultados para la distribución de poleas, para una Df de 30 mm y un Lip negativo.

DATOS		RESULTADOS	
Longitud del Eje		Longitud Sobrante	
Le	547.5	Ls =	1.5
Diametro Fruta		Ls Corregido = 43.5	
Df	30	Longitud Inicial Correa	
Diametro Correa		Lic =	21.75
Dc	12	Lic Corregido = 42.75	
Espesor Polea		No Poleas	13.036
Ep	22	Np =	13
Espesor Mamelon		Np Corregido = 12	
Em	20	Separacion Correa/Fuerza	
Longitud Correa Mamel		Sc =	42
Lcm	23	Separacion Bordes	
		Sb =	20
		Longitud Inicial Polea	
		Lip =	-1.25
		Lip Corregido = 19.75	
		Aplicación Inicial de la Fuerza	
		Pf =	8.75
		Pf Corregido = 29.75	

Para corregir esta situación, se aplicó una condición a la hoja de cálculo de la tabla 2.8, en la que se compararon los valores de Lcm y Lic calculados, de manera que si el primero resultaba mayor al segundo, la hoja de cálculo simplemente no realizaba ninguna operación. Pero, si al realizar la comparación resultaba lo contrario, la hoja de cálculo realizaría una serie de operaciones adicionales a los valores calculados, para así obtener valores corregidos.

Para obtener el primero de estos valores, se restó uno al número de poleas calculado y así se obtuvo un número de poleas corregido, es decir:

$$Np_c = Np - 1 \quad (2.37)$$

Con este nuevo valor, realizamos los cálculos subsecuentes, de forma tal, que los resultados obtenidos para Ls, Lic, Lip y Pf son ahora valores corregidos (Tabla 2.9).

Matemáticamente lo expresamos así:

$$Ls_c = Le - (Np_c * Sc) \quad (2.38)$$

$$Lic_c = Sc - \left(\frac{Sc - Ls_c}{2} \right) \quad (2.39)$$

$$Lip_c = Lic_c - Lcm \quad (2.40)$$

$$Pfc = \left(\frac{Em}{2}\right) + Lip_c \quad (2.41)$$

Donde:

Np_c = Np corregido.

Ls_c = Ls corregido.

Lic_c = Lic corregido.

Lip_c = Lip corregido.

Pf_c = Pf corregido.

Tabla 2. 9 Resultados para la distribución de poleas, para un Df de 30 mm y un Lip corregido.

DATOS		RESULTADOS	
Longitud del Eje		Longitud Sobrante	
Le	547.5	Ls =	1.5
Diámetro Fruta		Ls Corregida =	43.5
Df	30	Longitud Inicial Correa	
Diámetro Correa		Lic =	21.75
Dc	12	Lic Corregida =	42.75
Espesor Polea		No Poleas	13.036
Ep	22	Np =	13
Espesor Mamelon		Np Corregido =	12
Em	20	Separación Correa/Fuerza	
Longitud Correa Mamel		Sc =	42
Lcm	23	Separación Bordes	
		Sb =	20
		Longitud Inicial Polea	
		Lip =	-1.25
		Lip Corregida =	19.75
		Aplicación Inicial de la Fuerza	
		Pf =	8.75
		Pf Corregido =	29.75

Con estas correcciones, se calcularon las distribuciones de las poleas para cada uno de los cuatro niveles de selección. Los datos de entrada Le , Dc , Ep , Em y Lcm , fueron los mismos para cada uno de los casos. El único dato que varía es el diámetro de la fruta, Df , que se quiere seleccionar: 25 mm, para el primer nivel; 35 mm para el segundo; y, 40 mm para el tercero y 50 mm para el cuarto nivel. Los resultados para ellos se muestran en la tabla 2.10.

Tabla 2. 10 Resultados obtenidos de la hoja de cálculo para las distribuciones de poleas con diámetros de fruta de 25 mm, 35 mm, 40 mm y 50 mm.

	<i>Df 25mm</i>	<i>Df 35mm</i>	<i>Df 40mm</i>	<i>Df 50mm</i>
<i>Ls</i> (Longitud Sobrante)	29.5 mm	30.5 mm	27.5 mm	51.5 mm
<i>Lic</i> (Longitud Inicial Correa)	33.25 mm	38.75 mm	39.75 mm	56.75 mm
<i>Np</i> (Número de Poleas)	14	11	10	8
<i>Sc</i> (Separación Correas)	37 mm	47 mm	52 mm	62 mm
<i>Sb</i> (Separación Bordes)	15 mm	25 mm	30 mm	40 mm
<i>Lip</i> (Longitud Inicial Polea)	10.25 mm	15.75 mm	16.75 mm	33.75 mm
<i>Pf</i> (P. de Aplicación de la Fuerza)	20.25 mm	25.75 mm	26.75 mm	43.75 mm

De los datos de la tabla anterior se tomaron los de mayor importancia para el diseño, como son Lip y Sb. El primero dió la ubicación de la primer polea, mientras que el segundo la separación entre ellas. Además, al momento de que se efectuaron los análisis de esfuerzos en el eje, también se toman los valores de Pf, para determinar el punto inicial en que se aplican las fuerzas.

2.3.1.9. Selección de los Rodamientos, Soportes y Obturaciones.

2.3.1.9.1. Selección de los rodamientos.

Se empleó el Catálogo General de Rodamientos del fabricante SKF, que muestra las teorías en las que se basa para determinar la vida de un rodamiento y realizar la selección. Éstas son: la “teoría clásica de la vida nominal” y la “nueva teoría SKF sobre la vida de los rodamientos”[46].

En la primera, se aplica la fórmula ISO de la vida nominal, a saber:

$$L_{10} = \left(\frac{C_d}{P_e}\right)^p \quad (2.42)$$

En donde:

L_{10} = Vida nominal del rodamiento, en millones de revoluciones.
 C_d = Capacidad de carga dinámica, en N.

P_e = Carga dinámica equivalente, en N.
 p = Exponente de la fórmula de la vida
 $p = 3$, para los rodamientos de bolas,
 $p = 10/3$ para los rodamientos de rodillos.

Si se trata de un rodamiento que funciona a una velocidad constante, la fórmula de la vida se expresaría así:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} \left(\frac{C_d}{P_e} \right)^p \quad (2.43)$$

O bien:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} L_{10} \quad (2.44)$$

En donde:

L_{10h} = Vida nominal, en horas de servicio.
 n = Velocidad de giro, en r/min.

Las fórmulas anteriores (2.43) y (2.44), proporcionan valores de vidas nominales para rodamientos en los cuales solo se considera la influencia de la carga aplicada y la lubricación. Además se supone que cubren con las recomendaciones de duración basadas en la experiencia.

No obstante, cuando se requiere saber con mayor exactitud la vida de un rodamiento, se hace uso de la “fórmula de la vida nominal ajustada” que examina con mayor detalle la influencia de otros factores en la vida del rodamiento. La fórmula es la siguiente:

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \quad (2.45)$$

En donde:

L_{na} = Vida nominal ajustada, en millones de revoluciones (el subíndice n, representa la diferencia entre la fiabilidad requerida y el 100%).
 a_1 = Factor de ajuste de la vida, por fiabilidad (Ver anexo A-3).
 a_2 = Factor de ajuste de la vida por el material.
 a_3 = Factor de ajuste de la vida por las condiciones de funcionamiento.

El factor de ajuste a_1 se usa para determinar otras vidas diferentes a la vida L_{10} , es decir, vidas que son alcanzadas o sobrepasadas con una probabilidad mayor del 90%. En la tabla 2.13 se proporcionan estos valores.

El factor de ajuste a_2 tiene un valor de 1 cuando se considera que el acero empleado en el rodamiento satisface las propiedades de duración establecidas por ISO. Este valor se incrementa para los rodamientos SKF, pues el acero empleado en su fabricación tiene mejores propiedades. Sin embargo, para saber este valor, hay que consultar al fabricante.

El factor a_3 está determinado esencialmente por la eficacia en la lubricación del rodamiento entre las superficies en el contacto de rodadura. Bajo condiciones de limpieza normales, se deberá de formar una película de lubricante con la capacidad de carga adecuada. Para que esto ocurra, el lubricante deberá tener una determinada viscosidad mínima a la temperatura de funcionamiento, es decir, a la temperatura del rodamiento a la cual opera. Cabe destacar que a temperaturas de funcionamiento elevadas se reduce la capacidad de carga dinámica del rodamiento. Esta disminución se tiene en cuenta multiplicando la capacidad de carga dinámica (C_d) por un factor de temperatura (F_T), que se obtiene de la tabla que se muestra en el anexo A-4.

Como los factores a_2 y a_3 son interdependientes, SKF los ha sustituido en la ecuación de la vida nominal ajustada por un factor combinado a_{23} , dependiendo del material y la lubricación de que se trate, de manera que la fórmula queda así:

$$L_{na} = a_1 a_{23} L_{10} \quad (2.46)$$

Los valores de a_{23} están en función de la relación de viscosidad k , ($k = \nu/\nu_l$) y podrán ser obtenidos del diagrama 3 proporcionado por SKF, de la figura 2.23. Los valores de ν corresponden a la viscosidad real del lubricante, mientras que ν_l corresponde a los valores de la viscosidad requerida para asegurar una lubricación adecuada; ambos valores son viscosidades cinemáticas a la temperatura de funcionamiento. El valor de ν_l se puede obtener del diagrama 1 proporcionado por SKF, que se muestra en la figura 2.24.

En la fórmula de la vida de acuerdo con la nueva teoría SKF, se han ampliado los estudios para tener en cuenta, además de los criterios anteriores, la carga límite de fatiga y una serie de otros factores relacionados con las condiciones de lubricación y de la contaminación. La

carga límite de fatiga P_u es un concepto introducido por SKF que representa la carga por debajo de la cual no puede producirse fatiga en el rodamiento. La fórmula es la siguiente:

$$L_{naa} = a_1 a_{SKF} L_{10} \quad (2.47)$$

En donde:

L_{naa} = Vida nominal ajustada según la nueva teoría de la vida, en millones de Revoluciones.

a_1 = Factor de ajuste de la vida por fiabilidad.

a_{SKF} = Factor de ajuste de la vida basado en la nueva teoría de la vida.

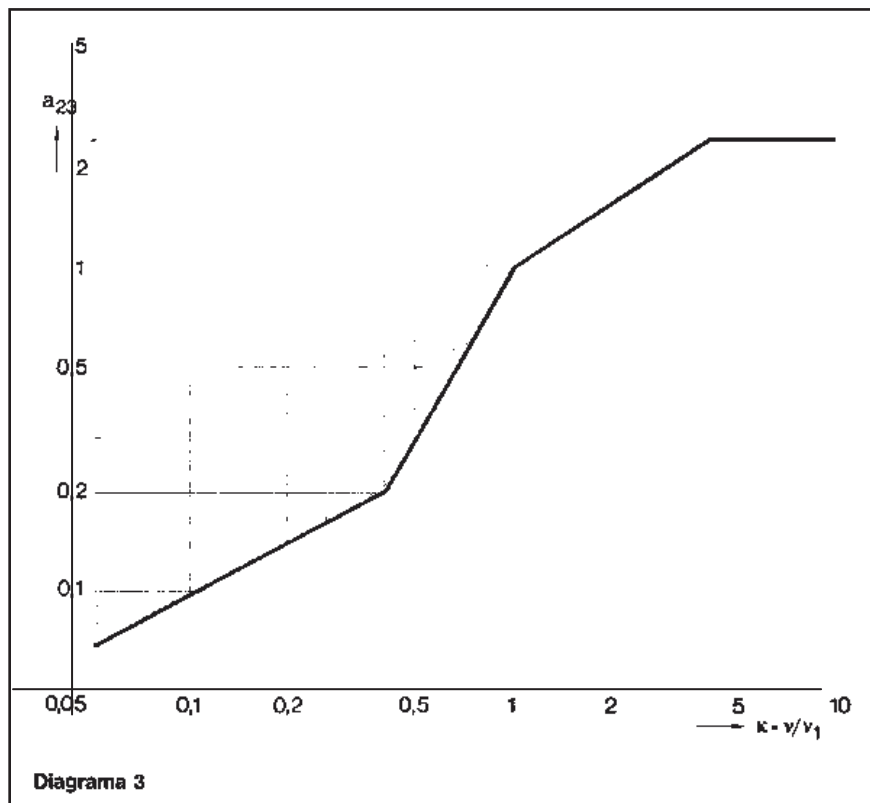


Figura 2. 23 Diagrama 3 proporcionado por SKF para la obtención del factor a_{23} .

El factor a_{SKF} se determina mediante la relación de viscosidades k y la razón $\eta_c(P_u/P_e)$. De esta última, η_c es un factor de ajuste debido a la influencia de la contaminación en la vida del rodamiento que depende de una serie de parámetros, como el tamaño del rodamiento, el

espesor relativo de la película de lubricante, el tamaño y la distribución de la partículas sólidas de contaminantes, el tipo de contaminante (blando, duro), etcétera, y P_u es la carga límite de fatiga. El valor del factor a_{SKF} , se obtiene del diagrama 4 de la figura 2.25 proporcionado por el fabricante, mientras que η_c se proporciona en la tabla del anexo A-5.

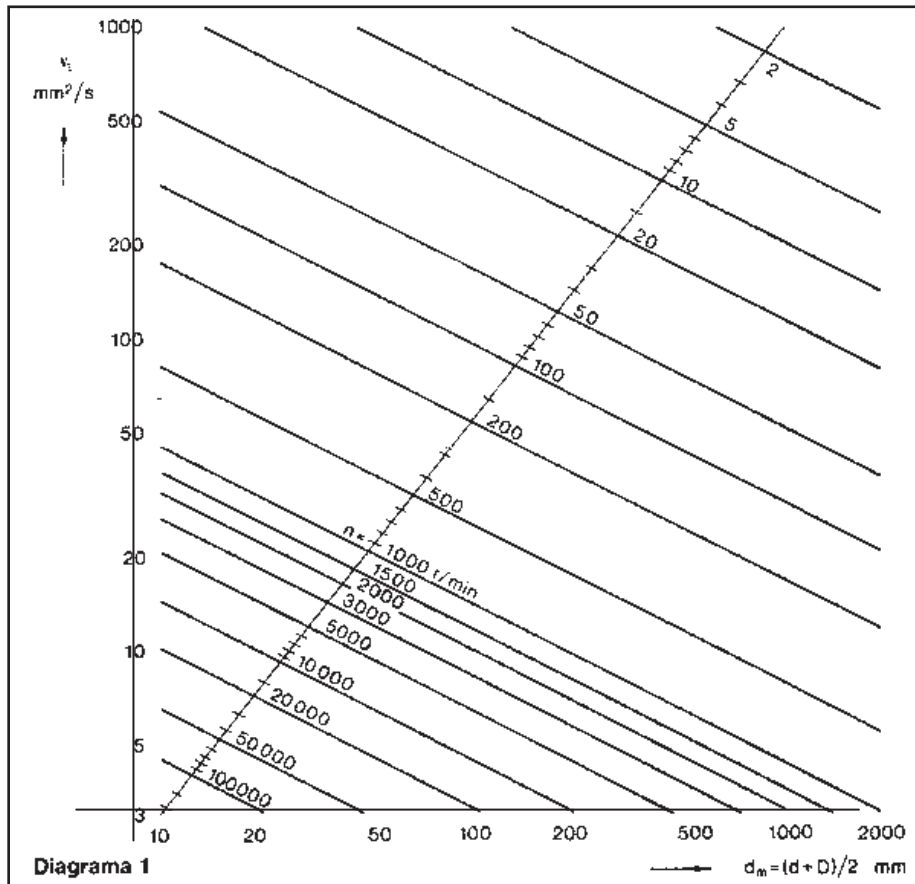


Figura 2. 24 Diagrama 1 proporcionado por SKF para la obtención de la viscosidad requerida ν_1 por el rodamiento.

De acuerdo al diseño del eje, y considerando la flexión que pueda existir en él, se seleccionó el rodamiento 1207 EK, que es un rodamiento del tipo de bolas a rótula, con agujero cónico para manguito de fijación H 207, que permite cierta desalineación angular entre el eje y el soporte. Tiene un diámetro interior de 30 mm; un diámetro exterior de 72 mm; una capacidad de carga dinámica (C_d) de 19000 N y una carga límite de fatiga (P_u) de 350 N, tal como lo muestra la tabla del anexo A-6.

Para facilitar el proceso de selección, se realizó una hoja de cálculo la cual permite calcular la vida nominal y nominal ajustada de un rodamiento de acuerdo a la fórmula ISO y a la fórmula de la nueva teoría SKF. Esto lo lleva a cabo a partir de datos como la capacidad de carga dinámica (C_d), la carga dinámica equivalente (P_e), la velocidad de giro (n), el diámetro exterior (D) e interior (d) del rodamiento, la viscosidad real (ν) y requerida (ν_1) del lubricante, así como diversos factores y constantes ya establecidas. Varios de estos valores son proporcionados por el fabricante en tablas y diagramas de acuerdo al tipo y tamaño del rodamiento en cuestión.

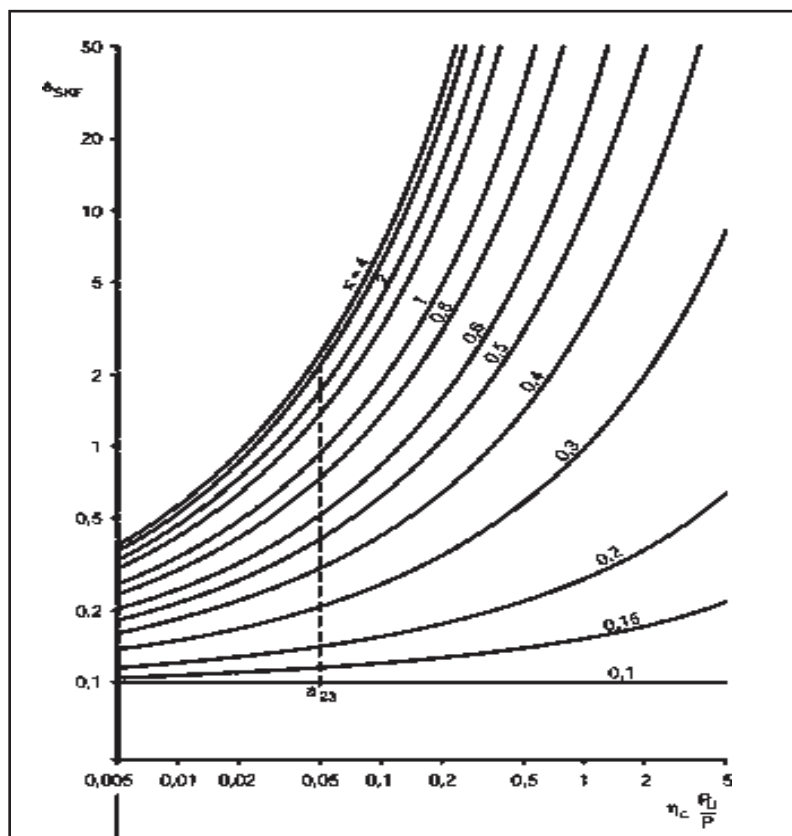


Figura 2. 25 Diagrama 4 proporcionado por SKF para la obtención del factor a_{SKF} para rodamientos radiales de bolas.

Los datos que se proporcionaron a la hoja de cálculo, para la obtención de la vida nominal partiendo de la fórmula clásica, fueron los siguientes:

$$C = 19\,000\text{ N}$$

$$P = 90\text{ N}$$

$$p = 3$$

$n = 190 \text{ rpm}$
 $D = 72 \text{ mm}$
 $d = 30 \text{ mm}$
 $v = 70 \text{ mm}^2/\text{s}$
 $v_1 = 88 \text{ mm}^2/\text{s}$
 $F_T = 1$
 $a_1 = 1$
 $a_{23} = 0.7$

Los resultados obtenidos por la hoja de cálculo se muestran en la tabla 2.11.

Tabla 2. 11 Cálculo de la vida nominal según la fórmula clásica.

CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA FÓRMULA CLÁSICA	
DATOS	FORMULAS
Rodamiento Seleccionado * 1207 EK	
Para la vida nominal en 1×10^6 Rev	Para la vida nominal en mill. de rev
Capacidad de Carga Dinámica $C = 19000 \text{ N}$	$L_{10} = (C/P)^p$
Carga Dinámica Eq./Fuerza Radial $P = 90 \text{ N}$	Para la vida nominal en hrs. de servicio $L_{10h} = (1000000/(60*n)) * L_{10}$
Exponente de la Fórmula de la Vida $p = 3$	Para la vida nominal ajustada $L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_{10h}$
Valores de seguridad de carga C/P establecido @ n, L_{10} $C/P = 7$	Para los rodamientos de bolas a rótula Carga radial mínima $F_{rm} = K_r (v*n/1000)^{(2/3)} * (d_m/100)^2$
Para la vida nominal en Horas de Servicio (V = CTE)	
Velocidad de Giro $n = 190 \text{ rpm}$	
Para la vida Nominal Ajustada	RESULTADOS
Diámetro exterior del rodamiento $D = 72 \text{ mm}$	<i>C/P calculado</i> $C/P = 211.11$
Diámetro interior del rodamiento $d = 30 \text{ mm}$	<i>Diámetro medio del rodamiento</i> $d_m = 51.00 \text{ mm}$
Viscosidad real del lub. @ T de Funcionamiento $v = 70 \text{ mm}^2/\text{s}$	<i>Relacion de viscosidades k</i> $k = 0.80$
Viscosidad requerida del lubricante $v_1 = 88 \text{ mm}^2/\text{s}$	Vida nominal $L_{10} = 9408779$ Millones de revoluciones $L_{10h} = 825331504$ Horas de servicio
Factor por temperatura $F_r = 1$	Vida nominal ajustada $n = 10$ $L_{na} = 6586145$ Millones de revoluciones $L_{nah} = 577732053$ Horas de servicio
Factor de ajuste de la vida por fiabilidad $a_1 = 1$ Porcentaje = 90 % de Fiabilidad	Carga radial mínima $F_{rm} = 58.40 \text{ N}$
Factor de ajuste, por el material y la lubricacion $a_{23} = 0.7$	
Para rodamientos de bolas a rótulas	
Factor de carga mínima $K_r = 40$	

De igual manera para calcular la vida nominal a partir de la nueva teoría de SKF, se proporcionaron los siguientes datos:

$$P_u = 305 \text{ N}$$

$$\eta_c = 0.2$$

$$a_{SKF} = 45$$

La hoja de cálculo con estos resultados se muestra en la tabla 2.12.

Tabla 2. 12 Cálculo de la vida nominal a partir de la nueva teoría de SKF.

CALCULO DE LA VIDA NOMINAL A PARTIR DE LA NUEVA TEORÍA SKF	
DATOS	FORMULA
Carga Límite de Fatiga $P_u = 305 \text{ N}$	Para la vida, de acuerdo con la nueva teoría SKF $L_{na} = a_1 * a_{SKF} * L_{10h}$
Factor de ajuste, de acuerdo al grado de contaminación $\eta_c = 0.2$	RESULTADOS Cálculo de $n_c(P_u/P)$ $\eta_c(P_u/P) = 0.68$ Vida de acuerdo a la nueva teoría $L_{na} = 423395062$ Millones de revoluciones $L_{naah} = 37139917695$ Horas de servicio
Factor de ajuste de la vida basado en la nueva teoría $a_{SKF} = 45$	

De acuerdo a los resultados obtenidos, la cantidad de horas de servicio alcanzadas por los rodamientos seleccionados es infinita, con ello podemos garantizar que los rodamientos fácilmente alcanzarán las vidas requeridas de acuerdo al tipo de aplicación de que se trata, es decir 20 000 o 30 000 horas de servicio, como se muestra en el anexo A-7.

2.3.1.9.2. Selección de soportes y obturaciones.

Para la selección de los soportes, el catálogo general de SKF dispone de una tabla que muestra los tipos de soportes, las obturaciones disponibles para cada uno de ellos dependiendo del tipo de lubricación deseada, el tipo de rodamiento de que se trata y las series de rodamientos para los que aplican los soportes (Ver anexo A-8).

El anexo A-8 indica que para rodamientos de la serie 12 (E), se debe emplear un soporte del tipo SNH, con obturaciones de doble labio o de fieltro para una lubricación con grasa. De

estos dos, y según el catálogo, es más conveniente aplicar obturaciones de doble labio, pues permiten una mayor desalineación en el eje al estar hechos de un material con buenas propiedades elásticas.

Con estos datos, de la tabla de especificaciones, se selecciona el soporte con la designación SNH 507-606, que es el apropiado para rodamientos con un diámetro de eje de 30 mm, mientras que las dos obturaciones de doble labio tienen la designación TSNA 507 G, y los dos anillos de fijación se designan como FRB 8.5/72. También se puede seleccionar el conjunto completo, es decir el soporte con las dos obturaciones de doble labio incluidas, con la designación SNH 507 TG. Esta información se muestra en el anexo A-9 [46].

2.3.1.10. Diseño del Sistema de Transmisión.

El sistema de transmisión son el conjunto de componentes mecánicos que se encargan de comunicar el movimiento, desde el generador de potencia o motor, hasta los elementos finales en los que se efectuará la selección.

Para cumplir esta tarea, se podría disponer de diferentes configuraciones entre los elementos de la transmisión; sin embargo, la que se cree que es la mejor de ellas, es en la que se dispone de un motor eléctrico acoplado a un sistema de poleas y banda, que a su vez se conecta a un reductor de caja de engranes. Este último, se conecta nuevamente a una transmisión por cadena y catalinas, que finalmente entrega el movimiento al eje de poleas (Fig. 2.26).

El reductor posee una reducción interna de 5 a 1, en tanto que la transmisión por cadena tiene una relación de 1 a 1. Para que la relación final, entre los ejes de poleas y el motor sea de 9 a 1, la transmisión por banda debe ser de una relación de 1.8 a 1, que resulte en las 183 rpm calculadas en la sección 2.3.1.6.

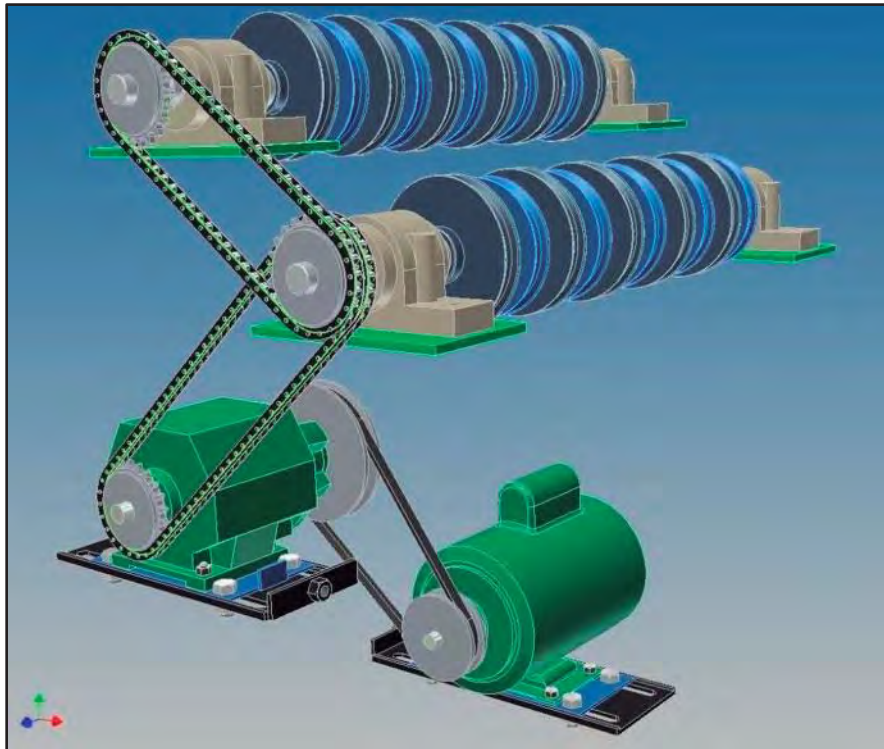


Figura 2. 26 Imagen que muestra la disposición entre los elementos de transmisión.

2.3.1.10.1. Selección del motor.

Según lo expuesto en la sección 2.3.1.6, la potencia requerida por el sistema es de 1.09 HP. El motor requerido debe tener ésta misma potencia o más, funcionar con corriente monofásica y estar diseñado para su empleo con transmisiones de banda tipo “V” [40].

El fabricante Siemens, en su “Catálogo general de motores eléctricos”, recomienda para transmisiones de banda tipo “V”, el motor con arranque por capacitor de dos o de cuatro polos, por su alto par de arranque y baja corriente de arranque. De acuerdo con esto del anexo A-10, el motor requerido por nuestra aplicación es el que tiene la designación **1RF3 057-4YB41**, que significa lo siguiente [47]:

- 1 = Máquina eléctrica.
- R = Máquina asíncrona de C.A. abierta.
- F = Motor monofásico de ejecución básica.
- 3 = Grupo o familia.
- 0 = Baleros de bolas; eje con cuñas.
- 5 = Armazón NEMA 56

7 = 1.5 Hp.

4 = Cuatro polos.

Y = Fabricación nacional.

B = Capacitor de arranque

4 = 127/220 Volts, 60 Hertz.

1 = Con patas (base rígida).

2.3.1.10.2. Selección de la transmisión por banda.

El procedimiento de selección de los elementos de la transmisión por banda, se obtuvo del catálogo del fabricante Dodge, y se describe a continuación.

1.- Determinar, a través del anexo A-11, la sección transversal de banda que se utilizará, para lo cual, es necesario saber la potencia a transmitir por el sistema y las revoluciones por minuto de la flecha más rápida, es decir, empleando la potencia de 1.09 Hp y las 1750 rpm generadas en la flecha motriz, se obtiene una sección transversal de banda tipo “A” o “Ax”.

2.- Establecer la relación de transmisión, y seleccionar la longitud de la banda, a fin de determinar si la transmisión se puede llevar a cabo entre los elementos. Del anexo A-12, de la columna “Relación” (Ratio), se busca una relación de transmisión aproximada a la deseada. En este punto, se escudriña en las columnas “Polea conducida” (Driven) y “Polea Conductora” (Driver) de manera que la relación entre los diámetros proporcionados, sean los más próximos a los buscados. Para este caso se seleccionan los diámetros de poleas de 76 mm (3”), para la conductora, y 137 mm (5.4”) para la conducida, que tienen una relación de 1.8 a 1.

3.- Verificar que el diámetro más pequeño de las poleas seleccionadas, cumpla con los diámetros mínimos recomendados en la tabla del anexo A-13, de acuerdo a la potencia y las rpm del motor. Si no fuese el caso elegir otra configuración de poleas, de acuerdo a las proporcionadas en el anexo A-12.

4.- A lo largo de la línea de los diámetros seleccionados (Anexo A-12), buscar la columna “Motor de 1750 rpm” (1750 rpm driver). Hacer cruce con la columna “Potencia por banda”

(HP per belt) de acuerdo a la clase de banda seleccionada, “A” o “Ax”. Para este caso, el valor citado es de 3.52, que pertenece a la clase “Ax”.

5.- Del anexo A-12, asignar el tamaño de la banda en la columna “tamaño de la banda/distancia entre centros” (belt size/center distance) de acuerdo a la longitud entre centros requerida. De acuerdo al diseño de la maquina, la distancia entre centros requerida pertenece a la banda con la designación AX31.

6.- Determinar la potencia corregida, multiplicando el factor obtenido en el cuarto paso, por el “factor de corrección del arco” (arc-length correction factor), ubicado en la línea sombreada que en este caso es de 0.78, en la columna respectiva al tamaño seleccionado, siendo el resultado es de 2.75.

7.- Encontrar el número de bandas necesario para la potencia requerida por el sistema, dividiendo el valor de esta potencia, entre la potencia corregida. De esta operación se obtiene el valor de 0.4, bandas requeridas para nuestro sistema.

Finalmente, la transmisión por banda estará conformada por una polea motriz de 76 mm de diámetro, accionada por un motor de 1.5 Hp, una polea conducida de 137 mm y una banda con la designación AX31. La distancia entre centros es de 241 mm y la banda puede conducir hasta 2.75 HP [48].

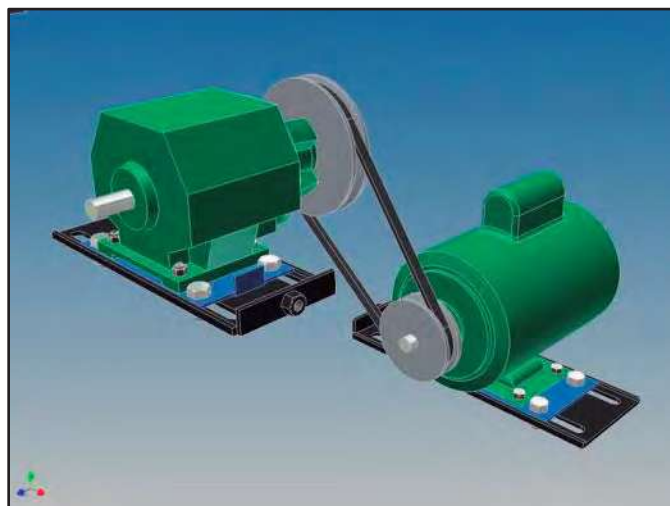


Figura 2. 27 Transmisión por banda del motor al reductor.

2.3.1.10.3. Selección del reductor.

Para la selección del reductor se consultó el catálogo “Gear drives” del fabricante Boston Gear. De las series de reductores que se manejan en este catálogo, se eligió la serie 800, debido a que, dimensionalmente, sus componentes suelen ser intercambiables con los de otras marcas de fabricantes. Al tratarse de reductores con engranajes helicoidales en línea, facilita el ensamble con los demás elementos de transmisión. Además, esta serie de reductores cuenta con una amplia gama de relaciones de engranajes.

Se sabe, que las revoluciones a la entrada del reductor son las 971 rpm provenientes del motor y reducidas por el sistema de poleas y banda. A la salida del reductor se tendrá una relación de 1 a 1 en el conjunto de cadena y catalinas, lo que significa que las rpm de salida en el reductor serán las mismas que se transmitirán a los ejes de poleas. La velocidad angular requerida en el eje de poleas es de 183 rpm (cálculo obtenido en la sección 2.3.1.6).

Para obtener la relación en el reductor, basta con realizar el cociente entre las 971 revoluciones a la entrada, y las 183 revoluciones a la salida. La relación de reducción deberá ser de 5.3 a 1 aproximadamente. Con este dato, se consultó en el catálogo la sección de reductores pertenecientes a la Serie 800, previamente seleccionada. Como lo muestra la tabla del anexo A-14 el reductor adecuado a nuestra aplicación es el que tiene una reducción de 5.1 a 1, que es la reducción más próxima a la solicitada (para efectos de cálculo se consideró como de 5 a 1).

Otro de los parámetros a tomar en cuenta a la hora de realizar la selección, es el tipo de reductor que se desea, ya sea con o sin brida en la flecha de entrada (Fig. 2.28), así como el montaje que se requiere, que puede tratarse de un montaje de flanco o un montaje de pie (Fig. 2.29). En este caso se seleccionó un montaje de pie y sin brida en la flecha de entrada.

El reductor seleccionado es el **Boston Gear 832B5.1S**, tipo montaje de pie y sin brida en la flecha de entrada. Dicha designación significa lo siguiente:

- 8 = Reductor de la serie 800.
- 3 = Tamaño de la carcasa.
- 2 = De doble reducción.
- B = De la serie 800B

5.1 = Relación de los engranajes.
S = Lubricante sintético Móbil SHC634.



Figura 2. 28 Reductores con montaje de pie. A la izquierda con brida en la flecha de entrada, y a la derecha sin brida.



Figura 2. 29 Reductores con montaje de flanco. A la izquierda con brida en la flecha de entrada y a la derecha sin brida.

Con la selección de este reductor se tienen en la flecha de salida 194 rpm, que es un valor un poco más alto a las 183 rpm deseadas; esto no representa una diferencia perjudicial para el diseño de la seleccionadora [49].

2.3.1.10.4. Selección de la transmisión por cadena.

Al igual que con la transmisión por banda, se siguió un procedimiento para determinar los elementos que conforman a la transmisión por cadena, sugerido en el mismo catálogo del fabricante Dodge [48].

Con los parámetros requeridos de potencia y revoluciones por minuto, 1.09 HP y 183 rpm, se consultó el anexo A-15 para determinar el tamaño de la cadena a emplear y el diámetro mínimo recomendado. Según esta tabla, para una potencia de 1.5 HP y una velocidad

angular de 180 a 200 rpm, se requiere de un tamaño de cadena del número 40 (con un paso de media pulgada o 25.4 mm) y se recomienda que la catalina más pequeña tenga 22 dientes como mínimo.

El siguiente paso consiste en establecer la relación entre la catalina conductora y la conducida, para determinar el número de dientes que tendrá cada una de ellas. Dado que se requiere de una relación de 1 a 1 entre el reductor y el eje de poleas (transmisión “reductor a eje”), el número de dientes de las catalinas será el mismo para ambas. Este mismo tipo de cadena y catalinas se empleará para transmitir el movimiento del eje de un nivel, al eje del nivel consecutivo (transmisión de “eje a eje”), dado que se va a transferir la misma cantidad de potencia. El tamaño de catalina seleccionado es el que recomienda el fabricante como mínimo, es decir, el que cuenta con 22 dientes.

Para determinar la longitud y cantidad de eslabones que tendrán las cadenas, tanto del conjunto “reductor a eje”, como del conjunto “eje a eje”, hubieron que montarse los elementos de la transmisión, ya bien definidos hasta este punto, en el software CAD. El motor eléctrico, la transmisión por poleas y banda, el reductor y los ejes de poleas, se ubicaron virtualmente en el espacio que realmente ocuparían, para así determinar la distancia entre los ejes que se conectarán por medio de cadenas. La distancia entre ejes, del reductor al eje de poleas, se requiere que sea de 355 mm. En tanto que la distancia entre centros, de un eje de poleas a otro, debe ser de 247 mm.

Para determinar las longitudes de la cadena se aplica la ecuación:

$$L = 2c + 1.57(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4c} \quad (2.49)$$

Donde:

L = Longitud de la cadena [mm].

D = Diámetro nominal de la catalina mayor [mm].

d = Diámetro nominal de la catalina menor [mm].

c = Distancia entre centros [mm].

Para calcular el número de eslabones que tendrá la cadena, basta con dividir la longitud de la cadena, entre el paso de la misma:

$$Ne = L/p_a \quad (2.50)$$

Para el sistema “reductor a eje” se tienen los siguientes datos:

$$D = d = 89.23 \text{ mm.}$$

$$c = 355.6 \text{ mm}$$

Aplicando las ecuaciones (2.49) y (2.50):

$$L = 2(355.6 \text{ mm}) + 1.57(89.23 \text{ mm} + 89.23 \text{ mm})$$

$$L = 991.38 \text{ mm}$$

$$Ne = 991.28 \text{ mm}/12.70 \text{ mm}$$

$$Ne = 78 \text{ eslabones}$$

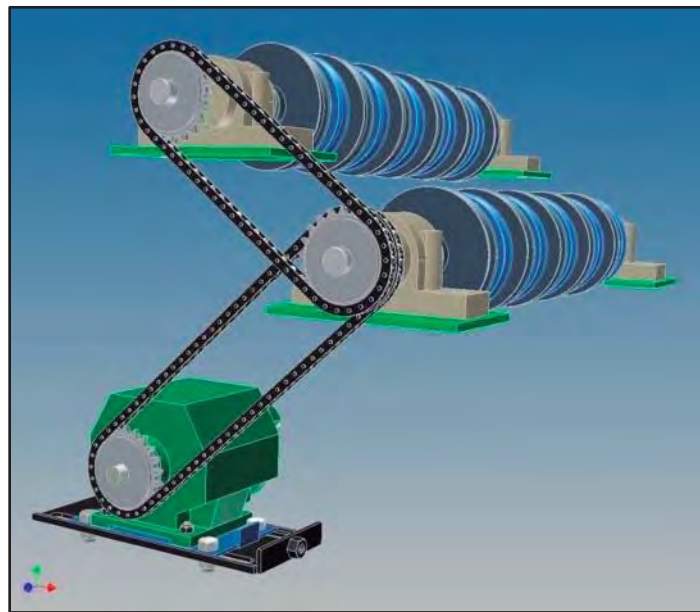
Aplicando el mismo procedimiento para el sistema “eje a eje”, resulta:

$$L = 2(247.65 \text{ mm}) + 1.57(89.23 \text{ mm} + 89.23 \text{ mm})$$

$$L = 775.48 \text{ mm}$$

$$Ne = 775.48 \text{ mm}/12.70 \text{ mm}$$

$$Ne = 61 \text{ eslabones}$$



**Figura 2. 30 Transmisión por cadena. Arriba, conjunto de “eje a eje”.
Abajo, conjunto “reductor a eje”.**

La transmisión por cadena será número 40, con un diámetro de paso de media pulgada o 12.7 mm, que a 194 rpm es capaz de transmitir una potencia de hasta 1.65 HP. Como solo se requieren relaciones de 1 a 1, todas las catalinas serán de 22 dientes con un diámetro de

paso de 89 mm. La transmisión “reductor a eje” tendrá una cadena con 78 eslabones y una longitud de 991 mm, mientras que la de “eje a eje” contará con una cadena de 61 eslabones y 775 mm de longitud (Fig. 2.30).

2.3.2. DISEÑO DEL SISTEMA DE DESCANICADO.

El *Sistema de Descanicado* consistirá en un transportador de banda con una velocidad de avance 0.634 m/s, que será el mecanismo auxiliar para la separación de la fruta de menor tamaño al requerido, o bien, que se encuentra en un estado indeseable a causa de golpes, podredumbres o picaduras; así mismo, se encarga de trasladar la fruta en buen estado desde el Sistema Volteador de cajas hasta el Sistema de Selección.

2.3.2.1. Transportador de Banda.

La mayoría de los ingenieros y usuarios de los transportadores de cinta, están familiarizados con la teoría y los fundamentos de la transmisión por correa. Un análisis de los aspectos generales de los transportadores de cintas, permite apreciar que los fundamentos de estas se basan en las transmisiones por correas. En los transportadores de banda, la potencia es transmitida por fricción entre la cinta y los tambores o poleas de accionamiento.

El transportador de banda está diseñado para un manejo, ya sea ligero o pesado, de diferentes tipos de materiales sobre trayectorias que quedan fuera del alcance de cualquier otro tipo de transportador mecánico. Este puede ser horizontal o inclinado, hacia arriba o hacia abajo o puede ser una combinación de dichas direcciones. El límite de inclinación estará determinado por el punto en el que el material comienza a resbalar sobre la superficie de la banda. Existen bandas de material especial moldeadas para evitar el deslizamiento del material en las pendientes y pueden manejar material pulverizado, granulado, o en terrones. Algunos tipos de banda se componen de materiales especiales de caucho, poliuretano, goma de acrilnitrilo-butadieno, habilene, poliéster, entre otros materiales, según para la aplicación que se vaya a utilizar.

Estos tipos de transportadores continuos están constituidos básicamente por una banda flexible sinfín, que se desplaza apoyada sobre unos rodillos de giro libre. El desplazamiento

de la banda se realiza por la acción de arrastre que le transmite uno de los tambores extremos, generalmente el situado en "cabeza". Todos los componentes y accesorios del conjunto se disponen sobre un bastidor, casi siempre metálico que les da soporte y cohesión.

A lo largo del transportador el espacio que debe de existir entre los rodillos de carga suele ser de 1.5 metros. La distancia entre los rodillos de retorno es de aproximadamente 3 metros. Se utilizan generalmente cojinetes antifriccionantes sellados en los rodillos con graseras para lubricación a presión, que requieren atención periódica [50].

La anchura de la banda se determina por la capacidad y tamaño máximo de terrones manejados en el transportador. La construcción normal de bandas de caucho incluye varias capas o "lonas" de diferentes materiales para resistir la abrasión y evitar la entrada de humedad. El espesor de la cubierta superior se determina según la severidad del servicio y varía según el fabricante desde aproximadamente 0.75 mm hasta 4 ó 5 mm. La banda se especifica de acuerdo con la tensión a la cual se puede someter en condiciones de seguridad, lo cual es función de la longitud y de la elevación del transportador.

Se denominan transportadores fijos a aquéllos cuyo emplazamiento no puede cambiarse. Los móviles están provistos de ruedas u otros sistemas que permiten su fácil cambio de ubicación; generalmente se construyen con altura regulable, mediante un sistema que permite variar la inclinación de transporte a voluntad.

2.3.2.1.1. Clasificación de bandas transportadoras según el material.

En esta clase de transportadores se emplean distintos tipos de bandas: de tela cauchotada con tejido de algodón, sintéticas (de fibra sintética); de acero, totalmente laminadas o fabricadas de alambre; de tela cauchotada con cuerdas de acero vulcanizadas dentro de ellas. La banda transportadora debe reunir los siguientes requisitos: alta resistencia mecánica longitudinal, flexibilidad en direcciones longitudinal (en tambores o rodillos) y transversal (en apoyo de rodillos), elevada resistencia al desgaste y a la destratificación a reiterados dobleces, poca elasticidad y alta resistencia a la humedad. Las ventajas de las bandas transportadoras son: poco peso propio, ausencia de articulaciones de rápido desgaste, posibilidad de desplazar la carga a grandes velocidades. La desventaja de las

bandas de tela cauchotada es que se desgastan rápidamente al transportar materiales calientes, abrasivos y de trozos de gran tamaño.

La banda transportadora de tela cauchotada consta de varias capas de tejido de algodón impregnado con caucho. Estas capas se unen entre sí por vulcanización. En su superficie la banda se cubre con una capa de caucho que protege la tela de la banda contra el frote por la carga, contra los deterioros mecánicos y el efecto de la humedad. Los parámetros fundamentales de las bandas transportadoras de tela cauchotada cumplen las normas de calidad, por ejemplo la norma rusa GOST 20-62. Las bandas tienen una anchura de 300 a 2000 mm y de 3 a 12 capas de tela.

Las bandas de telas artificiales (sintéticas) tienen elevada resistencia al frote y a los impactos y a sustancias químicas, se limpian con facilidad y no se destratifican. El plazo de funcionamiento es mucho mayor que las bandas de tejido de algodón. Su alta flexibilidad permite reforzar la canaladura de la banda del transportador, lo que aumenta bruscamente la productividad y da la posibilidad de utilizar la banda de menor anchura. Por eso, estas bandas encuentran cada vez mayor aplicación en las condiciones de trabajo peculiarmente pesadas, por ejemplo, en las ramas industriales como la hullera, minera, químicas y otras. Estas bandas permiten transportar productos a través de las cámaras secadoras y calefactoras a una temperatura hasta de 210-250 °C. En estas condiciones también se aplican las bandas fabricadas de fibra de vidrio con recubrimiento de plástico de silicona, así como las bandas de tela cauchotada con recubrimiento de fibra de vidrio.

Además de las bandas sintéticas, se tienen las bandas altamente resistentes con cables de acero, vulcanizadas dentro de las capas de tejido a lo largo del eje longitudinal de la banda. El límite de rotura de estas bandas alcanza 600-700 kgf/cm. Para un mismo espesor, la banda reforzada con cables de acero es más resistente que las bandas de tela cauchotada ordinaria hasta 15-25 veces. La ventaja de estas bandas es su capacidad de formar bien el abraquillado.

Para elevar la productividad de los transportadores, se emplean a veces bandas con bordes de goma de 50 a 80 mm de altura. Los bordes se hacen ondulados para que no se rompan al contornear los tambores (Figura 2.31a). La presencia de bordes permite aumentar la sección de la carga dispuesta en la banda, elevar la velocidad de transportación y el ángulo de

inclinación del transportador. Con el fin de aumentar el ángulo de inclinación se emplean también las bandas con salientes en la superficie de trabajo que obstaculizan el deslizamiento del material (Figura 2.31b). La desventaja de estas bandas reside principalmente en la complejidad de su limpieza y por eso poco se aplican para transportar cargas húmedas y pegajosas.

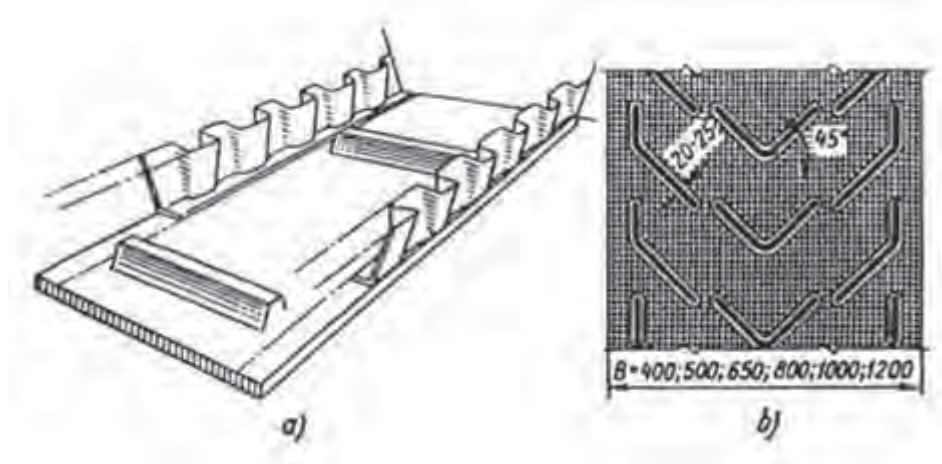


Figura 2. 31 Bandas transportadoras: a) con pestañas onduladas y salientes; b) con superficie de trabajo acanalada (nervada).

Para transportar los materiales tóxicos, polvorientos o sensibles a la acción de la atmósfera, se aplican las bandas tubulares (Figura 2.32) que tienen los bordes dentados, los cuales pueden unirse con un cierre del tipo de “cremallera”. En la sección de la carga, la banda está desplegada y forma un abarquillado que después de llenarse la carga, valiéndose de dos partes de rodillos se cierra, formando un tubo completamente cerrado. En la zona de la descarga, la banda se abre y su ramal libre se mueve en la posición desplegada plana, lo que permite efectuar su limpieza. Este tipo de banda tubular da la posibilidad de transportar material no sólo horizontalmente, sino también por los sectores de línea (camino) muy inclinados o verticales [51]



Figura 2. 32 Banda tubular.

2.3.2.1.2. Unión de las extremidades de las bandas.

La unión de las extremidades de las bandas transportadoras debe poseer una resistencia suficiente para percibir el esfuerzo de tracción máximo, el prolongado plazo de funcionamiento próximo a la duración de vida de la banda, la flexibilidad en direcciones longitudinal y transversal indispensable para dar a la banda la forma abarquillada y el posible plegado en los tambores de pequeños diámetros. El empalme de las extremidades de las bandas se ejecuta de modo separable e inseparable. Los empalmes inseparables de las bandas se ejecutan por vulcanización caliente y fría. Los empalmes separables permiten desacoplar los extremos de las bandas sin necesidad de desmontar las piezas fundamentales, valiéndose de pernos, corchetes y chapas acopladas con tornillos. El empalme por vulcanización asegura una elevada resistencia del top sin que aquél se engrose, lo que influye favorablemente en el trabajo de los tambores que soportan los rodillos de apoyo y los dispositivos de limpieza [51].

2.3.2.1.3. Tambores.

En los transportadores de banda se distinguen los tambores o rodillos motrices, de cola, tensores y desviables (Figura 2.33) que sirven para variar la dirección del movimiento de la banda. Cuanto mayor sea el diámetro del tambor, menor será la tensión de flexión de la

banda y mayor será el plazo de su funcionamiento. Así también los rodillos pueden tener diferentes arreglos para diferentes propósitos (Figura 2.34).

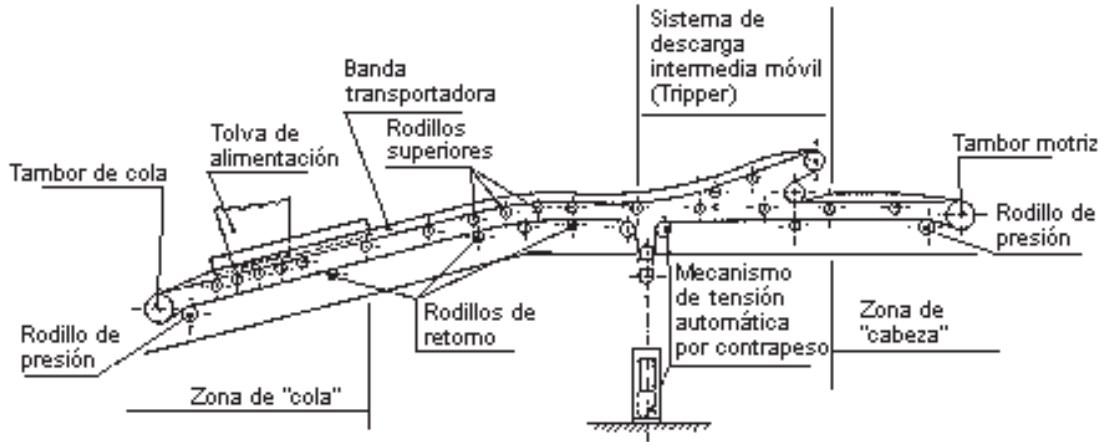


Figura 2. 33 Diagrama de tambores y rodillos.

El sistema de rodillos funciona por medio de un motor de rotación, el cual a través de cadenas, cintas u otro elemento, se transfiere esta energía a los diferentes rodillos, lo cual hace que el sistema opere de una manera eficiente haciendo rodar todos los rodillos a una misma revolución.

Se ha establecido que en la explotación de las bandas de tela cauchotada, éstas quedan con frecuencia inservibles, debido a la destratificación que tiene lugar por las reiteradas flexiones de la banda en los tambores. La tensión máxima la experimenta la banda en el tambor motriz, cuyo diámetro se toma mayor para disminuir las tensiones de flexiones en la banda.

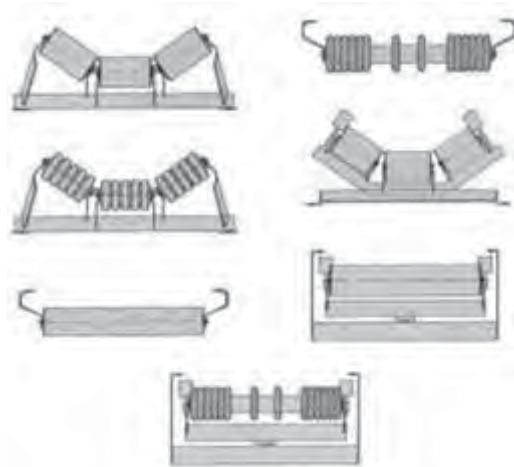


Figura 2. 34 Arreglos de los rodillos.

Dependiendo del tipo de material se escoge algún arreglo del rodillo (Figura 2.34) cuyas características y funciones principales son [52]:

- Eliminación de problemas o rupturas del rodamiento.
- Eliminación de problemas de alineamientos.
- Alta resistencia a la abrasión y totalmente no corrosible.
- Alta resistencia a los impactos de carga.
- Muy bajo coeficiente de fricción.
- Amortiguador de vibraciones.
- Sin necesidad de mantenimiento.
- Reducción de ruido debido al diseño único.
- Reducción de gastos operativos.
- Protección de la banda.
- Capacidad de intercambiarse - versatilidad.

2.3.2.1.4. Tensiones de la banda del tambor.

Los valores del coeficiente de adherencia f para la banda de tela cauchotada se toma según sea el material y el estado de la superficie del tambor.

Tabla 2. 13 Coeficientes de adherencia

Tambor de fundición:		Tambor de madera:		Tambor revestido de banda:	
seco	0.3	seco	0.35	seco	0.4
húmedo	0.2	mojado	0.15	mojado	0.15
mojado	0.1				

Para las bandas con los revestimientos de policloruro de vinilo, f tiene menos valor y se toma igual a 0.2 en los tambores ordinarios y 0.28 en tambores revestidos. Para bandas de acero y el tambor de fundición revestido, f se toma igual a 0.15 en un medio húmedo y 0.3 en un medio seco (Tabla 2.13).

El esfuerzo de tracción puede aumentarse con el aumento del valor de f o con el aumento del ángulo de contacto. En los accionamientos de los transportadores que desplazan cargas pesadas a gran distancia, con el fin de aumentar el esfuerzo de tracción se emplea a veces el accionamiento de dos tambores, en el cual el ángulo de contacto puede ser considerablemente mayor [51].

2.3.2.2. Condiciones, Selección y Características de la Banda.

Para el funcionamiento del sistema de descancado, se determinó una velocidad lineal de 0.6 m/s, para evitar el cuello de botella en el Sistema de Selección y dar así también la posibilidad de que los trabajadores puedan realizar de manera más eficiente este proceso.

Existen gran variedad de bandas transportadoras en el mercado y se optó por utilizar los catálogos a los que se recurrieron para el Sistema de Selección, tales como los fabricantes *Fenner Drives*, *Habasit* y *Chiorino*.

Verificando la información de sus productos, se recurrió a los catálogos de *Habasit*, en los cuales se proporcionan una gran gama con aplicaciones en la industria alimenticias.

Se decidió utilizar el grupo que *Habasit* denomina de *bandas transportadoras y de procesamiento de TPU*, en las cuales se ofrecen una amplia gama de bandas transportadoras y de procesamiento alimenticio que emplean revestimiento de Poliuretano Termoplástico (TPU), de elevada calidad, apto para todos los actuales procesos del sector alimenticio. Las bandas TPU ofrecen un rendimiento excepcional y una prolongada vida útil. Están

fabricadas con materiales superiores, en anchos de más de 4 metros sin costuras, utilizando los procesos más avanzados. En dicho grupo, el fabricante hace dos propuestas de bandas, la primera denominada como bandas transportadoras y de procesamiento TPU para alimentos y la segunda las bandas antimicrobianas HabaGUARD.

Se revisaron y se compararon los datos técnicos de 13 bandas del total que proporcionaba el fabricante y se seleccionó la banda **F-3EXWT** que tiene aplicación en la industria panadera y chocolatera, también se utiliza en el proceso de quesos, pescados, alimento sin empaquetadura, carnes, aves y verduras. Entre sus características principales tenemos la fácil limpieza, es lisa y sin poros, además de que mantiene un sabor neutro. El modo de utilización en la transportación puede ser horizontal o inclinado. Esta banda transportadora, es aceptada y homologada por la FDA, USDA, UE (directiva 2002/72/EEC) y JFRL (Japan Food Reserch Laboratory)

En la figura 2.35 se muestran algunos detalles de diseño del producto y cuya composición de la banda transportadora es la siguiente:

- 1) Lado de transporte, hecho de Poliuretano termoplástico (TPU), de superficie suave y medianamente adhesivo, de color blanco.
- 2) Capa de tracción hecha de tejido de poliéster (PET) con un solo tejido.
- 3) Lado de marcha o de polea, hecho de tejido de poliéster (PET) con superficie con tejido impregnado y de color blanco.

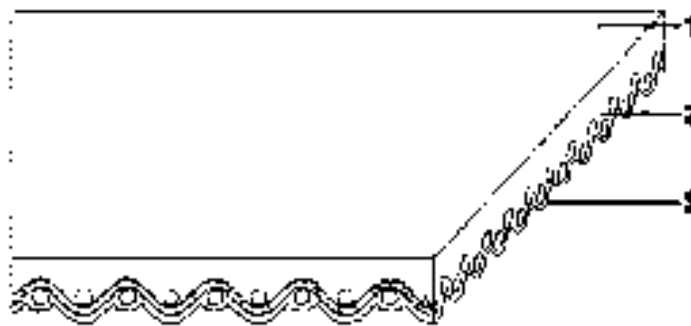


Figura 2. 35. Composición de la banda transportadora.

En la tabla del anexo A-16 se muestran los datos técnicos proporcionados por el fabricante.

2.3.2.3. *Diseño de Rodillos.*

Para el diseño de los rodillos se parte de que el diámetro mínimo de la polea sugerido por el fabricante en los datos técnicos es de 15mm (Tabla 2.29). Debido a que la bibliografía señala que entre más grande sea el diámetro del rodillo, menor será las tensiones de flexión y mayor será el plazo de funcionamiento, se propone un diámetro de 100 mm, para que posteriormente también impacte en la transmisión del movimiento.

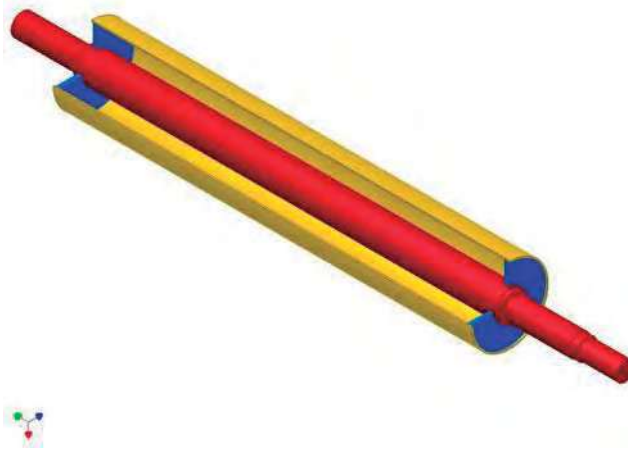


Figura 2. 36 Descripción del rodillo.

De la Figura 2.36, podemos observar que el rodillo será sencillo, teniendo en su centro un eje de 40 mm de diámetro, un cilindro de acero con 100 mm de diámetro con un espesor de 2 mm y 535 mm de longitud. En los extremos del rodillo se tienen dos tapas de acero con un diámetro de 96 mm y un orificio con 40 mm de diámetro para poder introducirse el eje. Las uniones de los tres elementos son soldadas y no contienen rodamientos en su interior ya que se contará con rodamientos en su exterior.

2.3.2.4. *Determinación de la Tensión de la Banda.*

Para las tensiones de la banda transportadora en el Sistema de Descanicado se sigue la misma metodología que se utilizó en el Sistema de Selección, ya que se busca conocer las tensiones en la banda en base a la elongación, el material y la carga que soportará.

Se utiliza la fórmula 2.51 en la que se busca la tensión efectiva.

$$T_e = \mu(W_t) + B_{wt} \quad (2.51)$$

En donde ahora:

B_{wt} = Peso de la correa/unidad de área multiplicado por C y por a [lb].

μ = Coeficiente de fricción de la banda.

W_t = Carga sobre la banda [lb].

a_t = Ancho de la banda [ft].

$C = L_{eq}$ = Distancia entre centros del transportador [ft].

Para este caso los valores con los que se cuentan son:

$$\mu = 0.25$$

$$W_t = 30 \text{ kg} = 66.14 \text{ lb}$$

$$B_{wt} = 0.24 \text{ lb/ft}^2$$

$$a_t = 500 \text{ mm} = 6 \text{ ft}$$

$$C = L_{eq} = 1.5 \text{ m} = 18 \text{ ft}$$

Al sustituir los valores anteriores en la fórmula 1 se obtiene:

$$T_e = (0.25)(66.14 \text{ lb}) + \left(0.24 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2}\right)(18 \text{ ft})(6 \text{ ft})$$

$$T_e = 42.455 \text{ lb}$$

$$T_e = 42.455 \text{ lb} \left[\frac{[4.4482 \text{ N}]}{[1 \text{ lb}]} \right] = 188.8483 \text{ N}$$

Para el obtener el valor del ramal más tenso se utiliza la fórmula 2.2 y sustituyendo los valores tenemos que:

$$T_1 = (42.455)(2) = 84.91 \text{ lb}$$

$$T_1 = (84.91 \text{ lb}) \left[\frac{4.4482 \text{ N}}{1 \text{ lb}} \right] = 377.6966 \text{ N}$$

Ahora a partir de la fórmula 2.61 se confirma si la banda seleccionada soportará o no las tensiones a las cuales se someterá, debiéndose cumplir que $R_b \leq 1$.

$$R_b = \frac{T_1}{a_t W_R} \quad (2.61)$$

Donde:

R_b = Resistencia de la banda, $R_b \leq 1$

a_t = Ancho de la banda [in].

T_1 = Tensión del ramal tirante [lb].

W_R = Carga de trabajo a la que está diseñada la banda por ancho [lb/in].

Sustituyendo ahora los valores en la ecuación obtenemos que:

$$R_b = \frac{84.91 \text{ Lb}}{(72 \text{ in})\left(6\frac{\text{Lb}}{\text{in}}\right)} = 0.1965$$

Como sí se cumple la condición $R_b = 0.1965 \leq 1$, esto indica que dicha banda sí resiste las tensiones a las que se someterá (Tabla 2.14).

Tabla 2. 14 Fórmulas y parámetro requeridos para determinar las tensiones de la banda tranportadora.

DATOS	FORMULAS PARA EL CALCULO DE TENSION
Peso Total en el Transportador $W_t = 30 \text{ kg} \quad 66.14 \text{ lb}$	$T_e = W_t * \mu + Bwt$
Ancho de la banda $a_t = 500 \text{ mm} \quad 6 \text{ ft}$	$T_1 = T_e * 2$
Distancia entre Centros $C = 1.5 \text{ m} \quad 18 \text{ ft}$	$R_b = T_1 / a_t W_L$
Coefficiente de Friccion $\mu = 0.25$	
Peso/Unidad de área multiplicado por C y a_t $Bw = 0.24 \text{ lb/ft}^2$	
Carga de Trabajo @ Porcentaje de Tension $WR = 6 \text{ N/mm} \quad 34 \text{ lb/in}$	
Banda Considerada F-3EXWT	
Resistencia de la banda $R_b = 0.1965 \leq 1$	

2.3.2.5. Longitud de la Banda.

El sistema de la banda consta de dos ejes y utilizamos la fórmula 2.54 proporcionada por el fabricante *Habasit* aplicado a nuestro caso.

Se tiene ahora un sistema de dos rodillos o tambores, los cuales tienen un diámetro de 125 mm cada uno y están separados por una distancia de 1500 mm, la longitud total de la banda

es L_T . Ahora bien, en la figura 2.37 se ilustra con mayor claridad el sistema del que se está trabajando.

Dicho lo anterior se parte de la fórmula (2.22) ya utilizada e indicada en la figura 2.40:

$$L_T = 2L_1 + 2L_2 \quad (2.22)$$

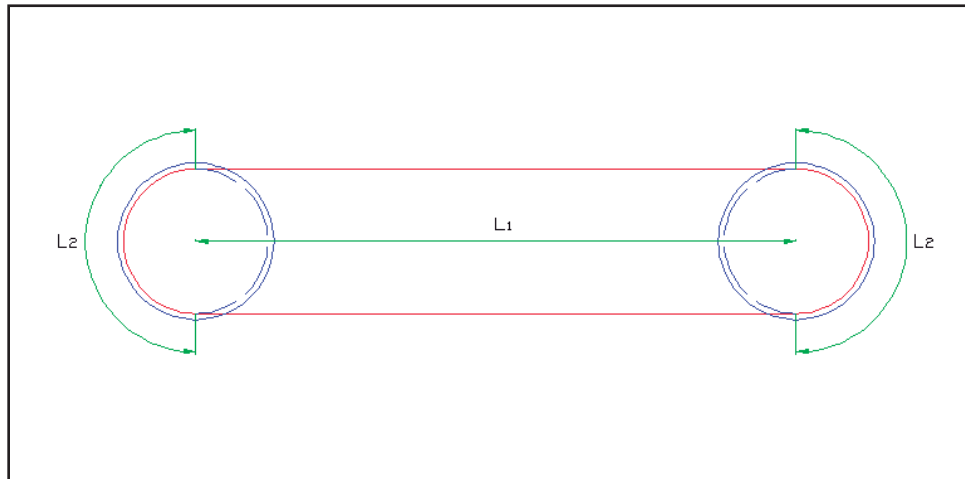


Figura 2. 37 Geometría representativa del sistema de poleas equivalente para calcular la Longitud total de la banda.

Donde:

L_T = Longitud total de la banda, [mm].

L_1 = Distancia entre centros, [mm].

L_2 = Magnitud del arco de contacto entre banda y rodillo, [mm].

Tomando en cuenta que $L_2 = \pi R$, se prosigue a sustituir los valores que tenemos:

$$L_T = 2(1500mm) + 2\left(\pi * \frac{100mm}{2}\right)$$

$$L_T = 3314.1593mm = 3.3141m$$

Así entonces la longitud de la banda F-3EXWT que se utilizará tendrá una longitud de 3.3141 m.

Tabla 2. 15 Resultado obtenido para L_T

DATOS	FORMULA
Distancia entre Centros	$L_T = 2L_1 + 2L_2$
$L_1 = 1500 \text{ mm}$	
Diámetro del Tambor	$L_2 = \pi r$
$D = 100 \text{ mm}$	
RESULTADO	
$L_T = 3314.1593 \text{ mm}$	3.3141 m

2.3.2.6. *Cálculo de la Potencia Requerida por el Sistema.*

Para calcular la potencia requerida por el sistema, se necesita conocer el torque que se deberá generar en el mismo, para que pueda desplazar la carga en cuestión y la velocidad a la que girará el rodillo. Para obtener el torque necesario se recurre a la fórmula (2.28) y se introduce como fuerza a la tensión del ramal tirante calculada anteriormente, siendo así $F = T_i = N$

Y se introducen los valores teniendo que:

$$T = F * r$$

$$T = (377.6966N)(0.05 \text{ m})$$

$$T = 18.8848 \text{ Nm}$$

Y para obtener la velocidad de giro del rodillo se recurre a la fórmula (2.29) introduciendo una velocidad lineal de 0.6 m/s para este caso.

$$\omega = V/r$$

$$\omega = \left[\frac{0.6 \frac{m}{s}}{0.05m} \right]$$

$$\omega = 12 \text{ rad/s}$$

$$\omega = 12 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * (2 * \pi) * 60$$

$$\omega = 114.592 \text{ rpm}$$

Con lo que ahora se pueden sustituir los valores anteriores en la fórmula (2.27) para obtener la potencia requerida por el Sistema de Descanico.

$$P_t = T\omega$$

$$P = (18.8848 \text{ Nm})(12 \text{ rad/s})$$

$$P = 226.6176 \text{ Watts}$$

Por lo que se puede decir que la potencia para el Sistema de Descanicado para una carga de 30 kg es de 226.6176 Watts.

Haciendo la conversión a Caballos de Potencia, *Hp* se tiene:

$$P = (226.6176 \text{ watts}) \left(\frac{1 \text{ Hp}}{745.7 \text{ watts}} \right) = 0.3039 \text{ Hp}$$

Es así que la potencia requerida por el Sistema de Descanicado es de 0.3039 *Hp*, este resultado lo podemos verificar en la tabla 2.16.

Tabla 2. 16 Datos y fórmulas para determinar la potencia total del sistema.

POTENCIA REQUERIDA EN EL EJE	FORMULAS PARA ENCONTRAR TORQUE Y POTENCIA
Fuerza de la Banda	<div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; margin-bottom: 5px;">T=F*R</div> <div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; margin-bottom: 5px;">P=F*V</div> <div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px;">P=T*ω</div>
F= 377.6966 N	
Diámetro del Tambor	
D= 0.1 m	
T= 18.8848 Nm	
Velocidad angular del Tambor	
ω= 114.592 rpm 12 rad/s	
P= 226.6176 W 0.03039 Hp	

2.3.2.7. Diseño del Sistema de Transmisión.

El sistema de transmisión consiste en el conjunto de componentes mecánicos que se encargan de transmitir la potencia, desde el motor hasta los elementos finales en los que se efectuará el descanicado.

Para cumplir esta tarea, se podría disponer de diferentes configuraciones entre los elementos de la transmisión; sin embargo, la que se optó fue un motor eléctrico acoplado a un sistema de poleas y banda, que a su vez se acoplan a un reductor de caja de engranes.

Este último, se conecta nuevamente a una transmisión por cadena y catalinas, que finalmente entrega la potencia al rodillo motriz de la banda.

El reductor posee una reducción interna de 8 a 1, en tanto que la transmisión por cadena tiene una relación de 1 a 1 y la transmisión por banda debe tener una relación de 1.8 a 1. La relación final, entre el rodillo motriz de la banda y el motor será de 14.4 a 1.

Los cálculos para la reducción de velocidad se realizaron apoyándose de una hoja de cálculo donde se estuvo modificando las relaciones de velocidad hasta obtener la velocidad deseada de 0.6 m/s.

2.3.2.7.1. Selección del motor.

Para las condiciones expuestas anteriormente, la potencia requerida por el sistema es de 0.3039 Hp. El motor requerido debe tener esta misma potencia o más (Tabla 2.22), funcionar con corriente monofásica y estar diseñado para su empleo en transmisiones de banda tipo “V”.

El fabricante Siemens, en su “Catálogo general de motores eléctricos” [47], recomienda para transmisiones de banda tipo “V”, un motor con arranque por capacitor de dos o de cuatro polos, por su alto par y baja corriente de arranque. De acuerdo con esto y a partir del anexo A-10, el motor requerido tiene la designación **IRF3 056-4YC41**. La nomenclatura del motor significa:

- 1 = Máquina eléctrica.
- R = Máquina asíncrona de C.A. abierta.
- F = Motor monofásico de ejecución básica.
- 3 = Grupo o familia.
- 0 = Baleros de bolas; eje con cuñas.
- 5 = Armazón NEMA 56
- 6 = 1 Hp.
- 4 = Cuatro polos.
- Y = Fabricación nacional.
- C = Capacitor de arranque

4 = 127/220 Volts, 60 Hertz.

1 = Con patas (base rígida).

2.3.2.7.2. *Transmisión de potencia por bandas.*

El procedimiento de selección de los elementos de la transmisión por banda, se obtuvo del catálogo del fabricante Dodge [48], y se describe a continuación.

1.- Determinar, a través del anexo A-11, la sección transversal de banda que se utilizará, para lo cual, es necesario saber la potencia a transmitir por el sistema y las revoluciones por minuto de la flecha más rápida, es decir, empleando la potencia de 1 Hp y las 1750 rpm generadas en la flecha motriz, se obtiene una sección transversal de banda tipo “A” o “Ax”.

2.- Establecer la relación de transmisión, y seleccionar la longitud de la banda, a fin de determinar si la transmisión se puede llevar a cabo entre los elementos. De la tabla del anexo A-12, de la columna “Relación” (Ratio), se busca una relación de transmisión aproximada a la deseada. En este punto, se escudriña en las columnas “Polea conducida” (Driven) y “Polea Conductora” (Driver) de manera que la relación entre los diámetros proporcionados, sean los más próximos a los buscados. Para este caso se seleccionan los diámetros de poleas de 76 mm (3in) para la conductora, y 137 mm (5.4in.) para la conducida, que tienen una relación de 1.8 a 1.

3.- Verificar que el diámetro más pequeño de las poleas seleccionadas, cumpla con los diámetros mínimos recomendados de acuerdo a la potencia y las rpm del motor de la tabla 2.25.

4.- Del anexo A-12, a lo largo de la línea de los diámetros seleccionados, buscar la columna “Motor de 1750 rpm” (1750 rpm driver). Hacer cruce con la columna “Potencia por banda” (HP per belt) de acuerdo a la clase de banda seleccionada, “A” o “Ax”. Para este caso, el valor citado es de 3.53, que pertenece a la clase “Ax”.

5.- Asignar el tamaño de la banda en la columna “tamaño de la banda/distancia entre centros” (belt size/center distance) de acuerdo a la longitud entre centros requerida (Ver anexo A-12). De acuerdo al diseño de la maquina, la distancia entre centros requerida pertenece a la banda con la designación AX31.

6.- Determinar la potencia corregida, multiplicando el factor obtenido en el cuarto paso, por el “factor de corrección del arco” (arc-length correction factor), ubicado en la línea sombreada correspondiéndole el valor de 0.78, en la columna respectiva al tamaño seleccionado. El factor de la potencia corregida es de 2.75.

7.- Encontrar el número de bandas necesario para la potencia requerida por el sistema, dividiendo el valor de esta potencia, entre la potencia corregida. De esta operación se obtiene el valor de 0.4, bandas requeridas para nuestro sistema.



Figura 2. 38 Diagrama de la transmisión de poleas.

Finalmente, la transmisión por banda (Figura 2.38) estará conformada por una polea motriz de 76 mm de diámetro, accionada por un motor de 1Hp, una polea conducida de 137 mm y una banda con la designación AX31. La distancia entre centros es de 241 mm y la banda puede conducir hasta 2.75 Hp.

2.3.2.7.3. Selección del reductor de velocidad.

Para la selección del reductor se consultó el catalogo “Gear drives” del fabricante Boston Gear [49]. De las series de reductores que se manejan en este catálogo, se eligió la serie 800, debido a que dimensionalmente sus componentes suelen ser intercambiables con los de otras marcas de fabricantes. Al tratarse de reductores con engranajes helicoidales en

línea, facilita el ensamble con los demás elementos de transmisión. Además, esta serie de reductores cuenta con una amplia gama de relaciones de engranajes.

Se sabe, que las revoluciones a la entrada del reductor son las 972.22 rpm provenientes del motor y de la transmisión por banda. A la salida del reductor se tendrá una relación de 8 a 1 en el conjunto de cadena y catalinas, lo que significa que las 121.528 rpm de salida en el reductor se transmitirán al rodillo motriz de la banda transportadora.

Para obtener la relación en el reductor se eligió del catálogo con el apoyo de una hoja de cálculo. Se consultó en el catálogo la sección de reductores pertenecientes a la Serie 800, previamente seleccionada. Como lo muestra el anexo A-17, el reductor seleccionado adecuado para la aplicación es el que tiene una reducción de 8.

Otro de los parámetros a tomar en cuenta para realizar la selección del reductor, es el tipo de reductor que se desea, ya sea con o sin brida en la flecha de entrada, así como el montaje que se requiere, que puede tratarse de un montaje de flanco o un montaje de pie. En este caso se seleccionó un montaje de pie y sin brida en la flecha de entrada, debido a que se utilizarán sistemas de transmisión tanto a la entrada y a la salida del reductor.

El reductor seleccionado es el ***Boston Gear 832B8S***, tipo montaje de pie y sin brida en la flecha de entrada. Dicha designación significa lo siguiente:

8 = Reductor de la serie 800.

3 = Tamaño de la carcasa.

2 = De doble reducción.

B = De la serie 800B

8 = Relación de los engranajes.

S = Lubricante sintético Mobil SHC634.

Con la selección de este reductor se tienen en la flecha de salida 121.528 rpm, que se transferirá a la banda transportadora a través de catalinas

2.3.2.7.4. Transmisión de potencia por cadena.

Al igual que con la transmisión por banda, se siguió un procedimiento para determinar los elementos que conforman a la transmisión por cadena, sugerido en el mismo catálogo del fabricante Dodge [48].

Con los parámetros requeridos de potencia y revoluciones por minuto, 1 Hp y 121.528 rpm respectivamente provenientes del reductor, se consultó el anexo A-13 para determinar el tamaño de la cadena a emplear y el diámetro mínimo recomendado. Según esta tabla, para una potencia de 1 Hp y una velocidad angular 121 a 130 rpm, se requiere de un tamaño de cadena del número 40 (con un paso de 1/2 pulgada o 12.7 mm) y se recomienda que la catalina más pequeña tenga 15 dientes como mínimo.

Para determinar las longitudes de la cadena se aplica la fórmula (2.49) y para calcular el número de eslabones que tendrá la cadena, basta con dividir la longitud de la cadena, entre el paso de la misma (fórmula 2.50):

Para el sistema de transmisión “Reductor-rodillo” se tienen los siguientes datos:

$$D = 96 \text{ mm}$$

$$d = 96 \text{ mm}$$

$$c = 247 \text{ mm}$$

Aplicando las fórmulas (2.49) y (2.50):

$$L = 2c + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4c}$$

$$L = 2(247 \text{ mm}) + 1.57(96 \text{ mm} + 96 \text{ mm}) + \left(\frac{(96 \text{ mm} - 96 \text{ mm})^2}{4(247 \text{ mm})} \right)$$

$$L = 795.44 \text{ mm}$$

$$Ne = L/p_a$$

$$Ne = 795.44 \text{ mm} / 12.7 \text{ mm}$$

$$Ne = 62.63 \text{ eslabones}$$

Se decide emplear una cadena con 63 eslabones y no de 62.63, debido a que se recomienda a utilizar una cadena con número impar, esto para no tener la necesidad de emplear otro tipo de accesorio para realizar la unión. Se recalcula la longitud de la cadena a partir de la fórmula 2.50, donde se despeja la longitud obteniéndose la fórmula 2.62.

$$L = Ne * p_a \quad (2.62)$$

$$L = 63 * 12.7mm$$

$$L = 800.1 mm$$

La transmisión por cadena (Figura 2.39) será del número 40, con un diámetro de paso de 1/2 in ó 12.7 mm y cuya longitud será de 800.1 mm. Ésta transmitirá una potencia de 1 Hp con una velocidad de 121.528 rpm, teniendo una relación de reducción de 1 a 1 y permitiendo así tener en la banda transportadora una velocidad de avance de 0.634 m/s, ligeramente superior a la requerida.

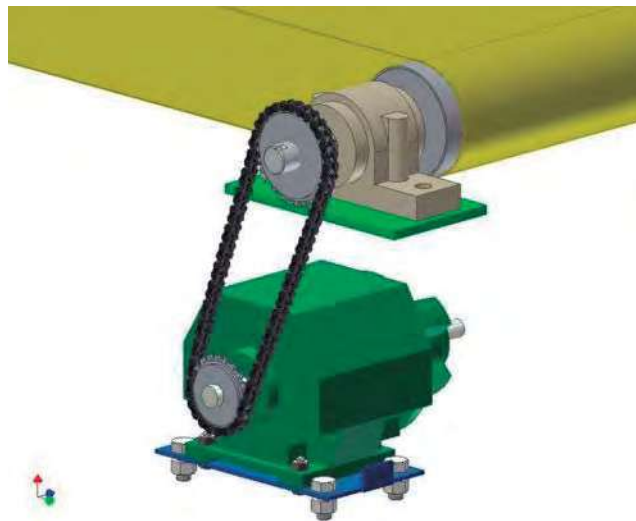


Figura 2. 39 Diagrama de la transmisión por cadena.

Para mantener la relación de 1 a 1, los diámetro que se utilizarán tanto para la catalina motriz como para la catalina conductora será de 3.778 in ó 96 mm con 22 dientes y cuya nomenclatura es 40B22.

2.3.3. DISEÑO DEL SISTEMA VOLTEADOR DE CAJAS.

El Sistema Volteador de Cajas requerirá cumplir con un período de operación, y realizar la descarga del producto en un tiempo máximo de 20 segundos. Consistirá en un mecanismo de cuatro barras que cumplirá la Ley de Grashof y que será encargado de cumplir el ciclo de trabajo adecuadamente. Para el mecanismo del volteador de cuatro barras es necesario realizar su análisis dinámico, por medio del elemento reducido.

Normalmente para este fin, se utilizan sistemas de bandas transportadoras, que en su trayectoria alcanzan una inclinación suficiente para vaciar las cajas, o sistemas hidráulicos combinados con arreglos de cuatro barras para recipientes más grandes y pesados.

2.3.3.1. Mecanismos de Cuatro Barras.

Un mecanismo es una máquina compuesta de elementos rígidos unidos entre sí por articulaciones o porque están en contactos con otros elementos. Las geometrías de las superficies de los elementos determinan las propiedades de cada unión.

Este tipo de mecanismo es de los más simples y útiles (Figura 2.40). El eslabón 1 es el marco o tierra y generalmente es estacionario. El eslabón 2 es el motriz que puede girar completamente o puede oscilar. En cualquiera de los casos, el eslabón 4 oscila. Si el eslabón 2 gira completamente, entonces el mecanismo transforma el movimiento rotatorio en movimiento oscilatorio. Si la manivela oscila, entonces el mecanismo multiplica el movimiento oscilatorio.

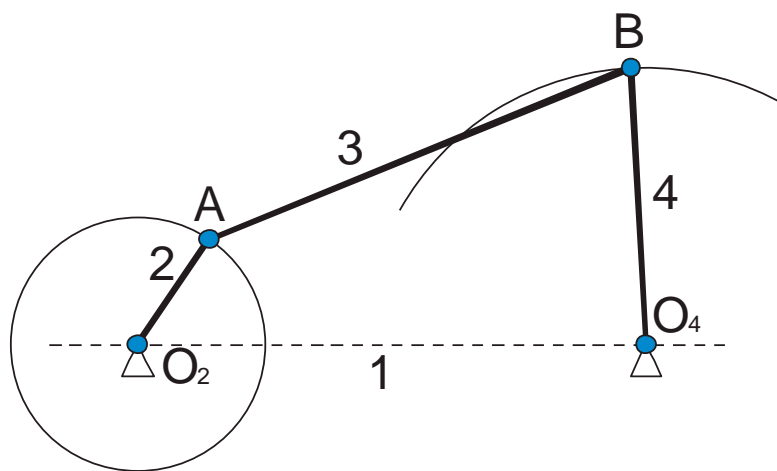


Figura 2. 40 Esquema de un mecanismo de cuatro barras.

Cuando el eslabón 2 gira completamente, no hay peligro que éste se trabe. Sin embargo, si el 2 oscila, se debe tener cuidado de proporcionar los eslabones e impedir que haya puntos muertos de manera que el mecanismo no se detenga en sus posiciones extremas. Estos puntos muertos ocurren cuando la línea de acción de la fuerza motriz se dirige a lo largo del eslabón 4 como se muestra en la figura 2.41.

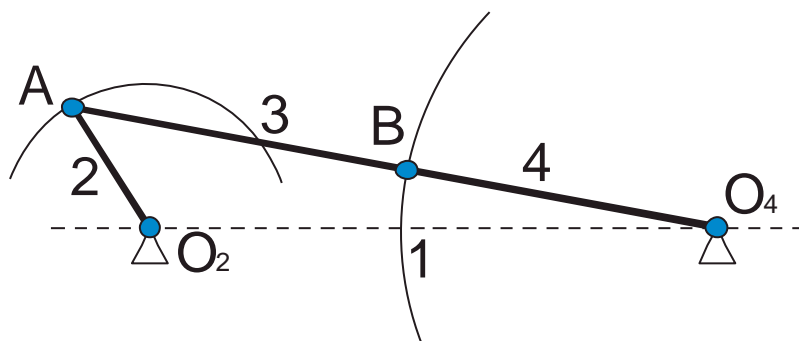


Figura 2. 41 Mecanismo de cuatro barras con punto muerto en el elemento 4.

El mencionado mecanismo puede tener diferentes variantes: la rotación completa de dos de sus elementos, la rotación completa sólo de un elemento o la oscilación de dos de sus elementos; para asegurar cada variante se debe verificar convenientemente la ley de Grashof. Esta ley señala que si la suma de las longitudes del eslabón más largo y del más corto es menor que la suma de las longitudes de los otros dos, se forman:

- 1.- Dos balancines de manivela distintos cuando el eslabón más corto es la manivela y cuando cualquiera de los otros dos eslabones adyacentes es el eslabón fijo.
- 2.- Una doble manivela cuando el eslabón más corto es el fijo.
- 3.- Un balancín cuando el eslabón opuesto al más corto es el fijo.

Adicionalmente, si la suma de los longitudes de los eslabones más largo y más corto es mayor que la suma de las longitudes de los otros dos, solamente se pueden producir mecanismos de doble balancín. También, si la suma de los eslabones más largo y más corto es igual a la suma de los otros dos, los cuatro mecanismos posibles son semejantes a los de 1, 2 y 3 descritos anteriormente. Sin embargo, en este último caso las líneas de los centros de los eslabones se pueden hacer colineales de manera que el eslabón movido puede cambiar la dirección de rotación a menos que se le proporcione alguna forma de impedirlo.

En la figura 2.42d) muestra este tipo de mecanismo en que los eslabones se hacen colineales a lo largo de la línea q [53-56].

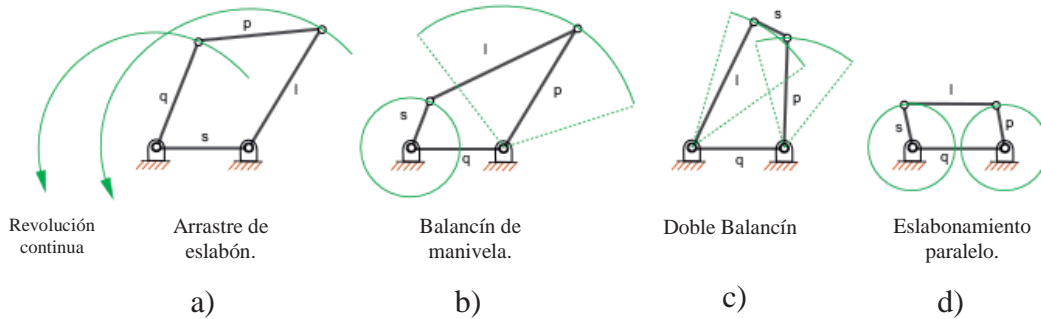


Figura 2. 42 Diferentes variantes del mecanismo de cuatro barras.

2.3.3.1.1. Dimensionamiento de los eslabones.

En la variante que aquí se propone, el elemento L_{v2} , figura 2.43, realiza una vuelta completa, existiendo determinadas proporciones entre las dimensiones L_{v1} , L_{v2} , L_{v3} y L_{v4} . La ley de Grashof establece que un mecanismo de cuatro barras tiene al menos una articulación de revolución completa, si, y solo si, la suma de las longitudes de la barra más corta y la barra más larga es menor o igual que la suma de las longitudes de las barras restantes.

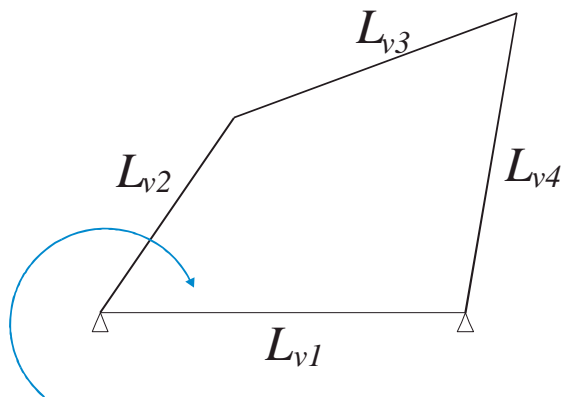


Figura 2. 43 Esquema de un mecanismo de cuatro barras.

Así se inició el dimensionamiento en un software para que simulara el movimiento del eslabón Lv_4 ya que será la base donde se colocará la caja con la fruta y se determino su posición inicial y la posición final. Posteriormente se dio la magnitud de Lv_1 . Luego se verificó que se cumpliera la Ley de Grashof y se determinó las magnitudes de Lv_2 y de Lv_3 . Quedando la magnitud de los eslabones de la siguiente manera:

$$Lv_1 = 350 \text{ mm}$$

$$Lv_2 = 450 \text{ mm}$$

$$Lv_3 = 450 \text{ mm}$$

$$Lv_4 = 540 \text{ mm}$$



Figura 2. 44 Eslabón Lv_1 .

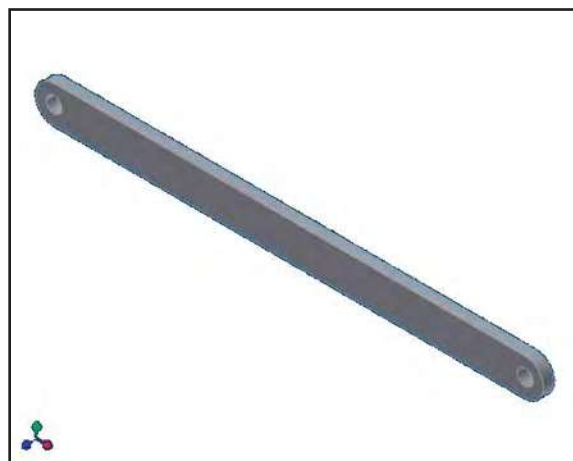


Figura 2. 45 Eslabón Lv_2 .

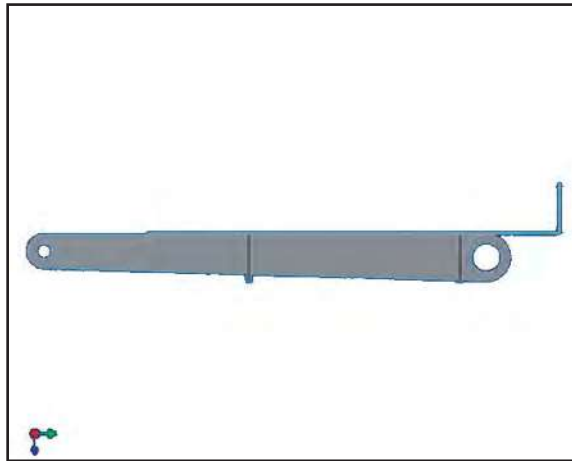


Figura 2. 46 Eslabón Lv3

2.3.3.2. Análisis Dinámico.

El análisis dinámico de diferentes sistemas mecánicos puede realizarse a través de diferentes métodos tales como la segunda ley de Newton, método de trabajo y energía, así como las ecuaciones de Lagrange. Para este caso se analizará el mecanismo de cuatro barras a través de un elemento reducido.

Para logra analizar el mecanismo de cuatro barras por el método indicado se necesita realizar un modelo del mecanismo simple, es decir, mostrando solamente los elementos así como también se debe tener en cuenta los términos como la masa reducida, momento de inercia reducido, fuerza reducida y momento de fuerza reducido.

Masa reducida: Para determinar la ley de movimiento de cualquier mecanismo puede, en lugar de usarse la masa de todos y cada uno de los elementos, usarse una masa denominada reducida, que sea equivalente a las masas de todos los elementos. A este elemento se le aplica un modelo matemático resultando ser equivalente desde el punto de vista dinámico o energético.

La energía cinética del mecanismo se puede determinar por la siguiente expresión:

$$Ec = \frac{1}{2} \sum (m_i v_{si}^2 + I_{si} \omega^2) \quad (2.63)$$

La energía cinética de la masa reducida se expresa por:

$$Ec_m = \frac{1}{2} m_{red} v_A^2 \quad (2.64)$$

Siendo la masa reducida:

$$m_{red} = \sum \left[m_i \left(\frac{v_{si}}{v_A} \right)^2 + I_{si} \left(\frac{\omega_A}{v_A} \right)^2 \right] \quad (2.65)$$

Momento de inercia reducido: Se entiende por momento de inercia reducido al momento de inercia del elemento que girando a la velocidad angular del elemento de reducción y para un desplazamiento elemental, tiene la energía igual a la del sistema.

La energía cinética del elemento de reducción será:

$$Ec_{red} = \frac{1}{2} I_{red} \omega_{red}^2 \quad (2.66)$$

De la energía cinética del mecanismo y del elemento de reducción se tiene:

$$I_{red} = \sum \left[m_i \left(\frac{v_{si}}{\omega_{red}} \right)^2 + I_{si} \left(\frac{\omega_i}{\omega_{red}} \right)^2 \right] \quad (2.67)$$

Fuerza reducida y Momento de fuerzas reducido: actúan sobre el elemento de reducción, siendo una fuerza o momento equivalente a la acción de todo el conjunto de fuerzas y momentos que actúan sobre el mecanismo.

Tomando como coordenada generalizada el desplazamiento lineal s , la expresión para la magnitud de la fuerza reducida será:

$$P_{red} ds = \sum P_i ds_i \cos \alpha_i + \sum M_i d\varphi_i \cos \vartheta_i \quad (2.68)$$

De donde:

$$P_{red} = \sum P_i \frac{ds_i}{ds} \cos \alpha_i + \sum M_i \frac{d\varphi_i}{ds} \cos \vartheta_i \quad (2.69)$$

El significado de los desplazamientos elementales se puede expresar a través de las velocidades elementales. Entonces la expresión para determinar la fuerza reducida asume la forma siguiente:

$$P_{red} = \sum P_i \frac{v_i}{v_{red}} \cos \alpha_i + \sum M_i \frac{\omega_i}{v_{red}} \quad (2.70)$$

Análogamente la expresión para determinar el momento de fuerzas reducido será:

$$M_{red} = \sum P_i \frac{v_i}{\omega_{red}} \cos \alpha_i + \sum M_i \frac{\omega_i}{\omega_{red}} \quad (2.71)$$

El valor de la fuerza reducida cuando actúan muchas fuerzas sobre el mecanismo puede ser fácilmente determinado con ayuda del teorema de Zhukovsky.

$$P_{red} dp_{red} = \sum P_i dp_i \quad (2.72)$$

El trabajo de las fuerzas o momentos reducidos en su posible desplazamiento es igual a la suma de los trabajos de todas las fuerzas aplicadas. En el caso de los movimientos de rotación del elemento de reducción, la ecuación de Lagrange toma la siguiente forma:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \phi} \right) = M_{red} \quad (2.73)$$

Si en calidad de elemento de reducción se toma el elemento con movimiento lineal entonces la ecuación de Lagrange toma la forma:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{s}} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial s} \right) = P_{red} \quad (2.74)$$

Aplicando la ecuación de Lagrange a un elemento reducido que rota, y teniendo como fuerza generalizada un momento reducido y que la energía cinética es:

$$Ec = I_{red} \cdot \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \quad (2.75)$$

Se llega a la ecuación diferencial del elemento reducido a través del siguiente procedimiento:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) = M_{red} \quad (2.76)$$

$$\frac{\partial E}{\partial \varphi'} = \frac{2}{2} I_{red} \varphi' = I_{red} \varphi' = I_{red} \omega$$

De donde la ecuación de movimiento queda como:

$$I_{red} \alpha + \frac{1}{2} \omega^2 \frac{dI_{red}}{d\varphi} = M_{red} \quad (2.77)$$

O de acuerdo a la notación de Lagrange:

$$I_{red} \varphi'' + \frac{1}{2} \varphi'^2 \frac{dI_{red}}{d\varphi} = M_{red} \quad (2.78)$$

A esta ecuación se le denomina ecuación diferencial del movimiento de los mecanismos en forma de ecuación diferencial de Momentos.

Si en calidad de elemento de reducción se toma un elemento que tenga movimiento de traslación, por un proceso análogo se llega a la ecuación diferencial del movimiento de un mecanismo en forma de ecuación diferencial de fuerzas:

$$m_{red} a + \frac{1}{2} v^2 \frac{dm_{red}}{ds} = P_{red} \quad (2.79)$$

2.3.3.2.1. Método analítico.

Ahora bien, para establecer la ley de movimiento del elemento de reducción es necesario integrar las ecuaciones diferenciales del movimiento. Si el momento de fuerzas motrices (Mm) y el momento de fuerzas de resistencia (Mr) constituyen funciones de diferentes variables $(Mn = Mm(\varphi, \omega, t))$, entonces las ecuaciones diferenciales de movimiento se convierten en diferenciales no lineales. Para resolver tales ecuaciones no existe un método exacto y por tanto la integración de las mismas se resuelve por un método aproximado.

Cuando $(Mm = Mm(\varphi))$ y $(Mr = Mr(\varphi))$ establecen la diferencia de los momentos reducidos y las fuerzas reducidas, se puede determinar el valor de la velocidad angular (o lineal) del elemento reducido por las siguientes expresiones.

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2}{I_{ed_i}} \int_{\varphi_0}^{\varphi} (Mm - Mr) d\varphi + \frac{I_{red_0}}{I_{ed_i}} \omega_0^2} \quad (2.80)$$

O bien para el caso de movimiento lineal del elemento de reducción:

$$v_i = \sqrt{\frac{2}{m_{red_i}} \int_{v_0}^{\varphi} (Pm - Pr) ds + \frac{m_{red_0}}{m_{red_i}} v_0^2} \quad (2.81)$$

Estas relaciones son más fácil utilizarlas si la investigación del equipo estudiado comienza por el momento de arranque, es decir cuando $\omega_0 = 0$ y $v_0 = 0$

Teniendo en cuenta lo anterior, se procede a la reducción del mecanismo para hacer una modelación de los elementos a analizar, como se ilustra en la figura 2.44; tomando en cuenta el material del cual se fabrica, placa de acero comercial A-36 con características generales.

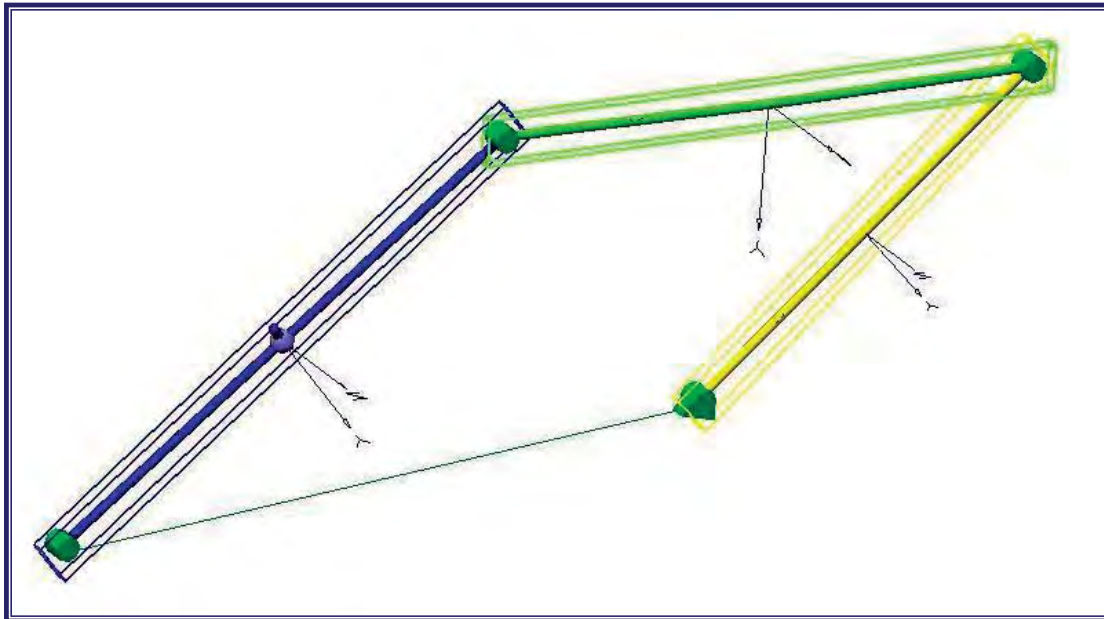


Figura 2. 47 Elementos del mecanismo.

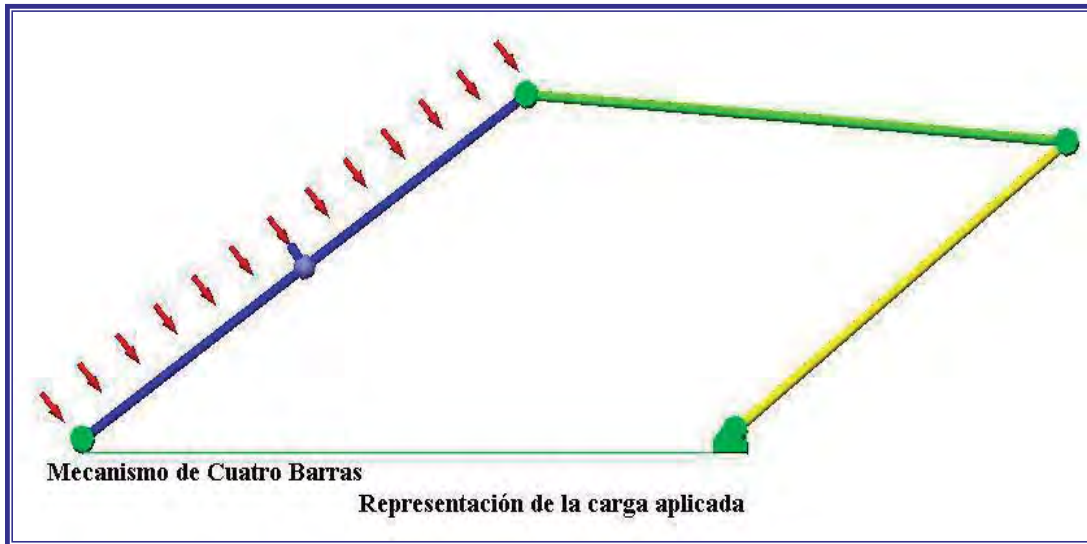


Figura 2. 48 Elemento con carga aplicada

La masa de la caja, 20 kilogramos, es una de las premisas, así como el tiempo máximo para realizar la tarea, de 20 segundos (en condiciones extremas donde se requiera un proceso rápido); las propiedades del material son constantes para el análisis. En la figura 2.50 se observa la aplicación de la carga que se considera como constante y máxima carga que tendrá que desplazar el mecanismo.

Del análisis realizado mediante el software se obtuvieron los resultados que se exponen más adelante; en la Fig. 2.46 se observa el instante en que la velocidad es la máxima, que ocurre a un tiempo, $t = 10.96$ s, en dicho instante, la aceleración y el torque no son máximos.

$$v_{max} = 13.01 \text{ cm/s} \quad a = 7.68 \text{ cm/s}^2 \quad T = 781.64 \text{ Nm}$$

La aceleración máxima del mecanismo ocurre a un tiempo $t = 10.2$ s, y se muestra en la figura 2.52 apreciándose los puntos máximos.

$$v = 9.80 \text{ cm/s} \quad a_{max} = 9.98 \text{ cm/s}^2 \quad T = 359.33 \text{ Nm}$$

El torque máximo del mecanismo ocurre a un tiempo $t = 11.48$ s, y se muestra en la figura 2.53.

$$v = 10.79 \text{ cm/s} \quad a = 7.82 \text{ cm/s}^2 \quad T_{max} = 918.51 \text{ Nm}$$

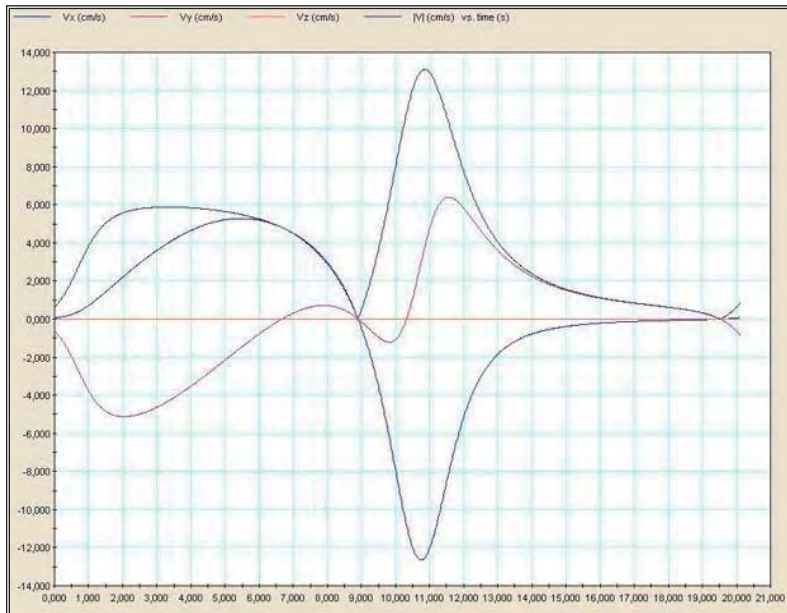


Figura 2. 49 Gráfica de Velocidad.

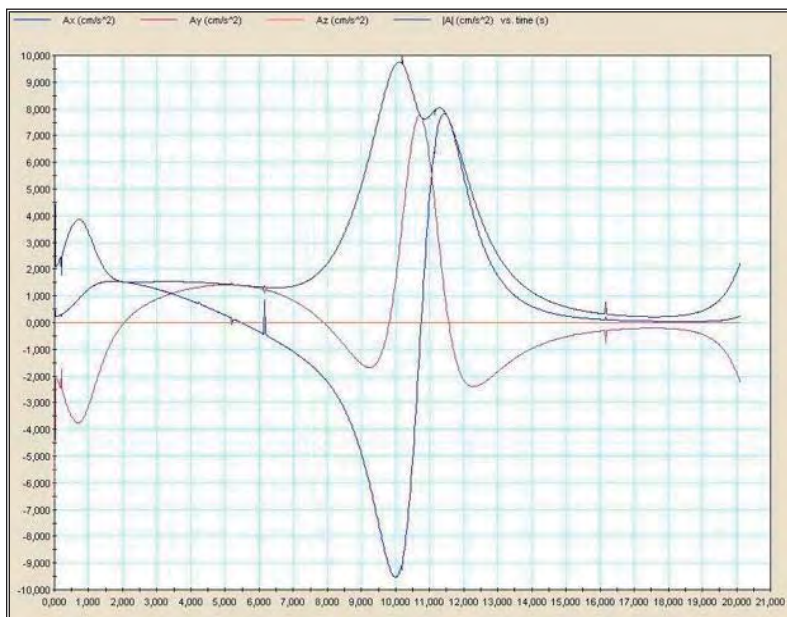


Figura 2. 50 Gráfica de Aceleración.

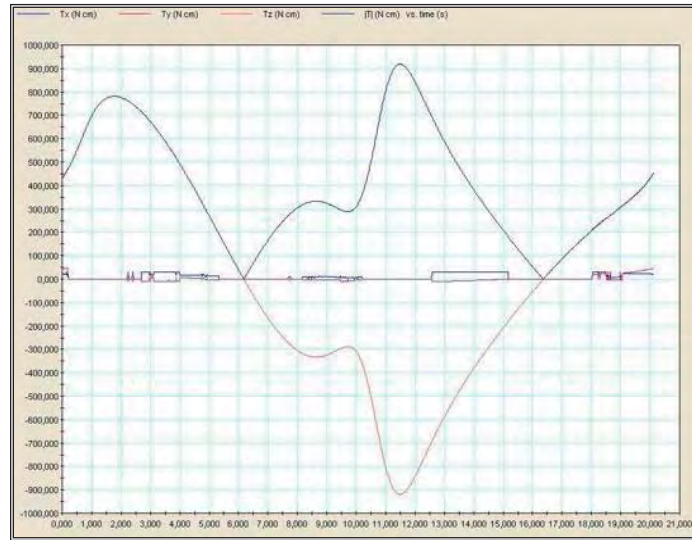


Figura 2. 51 Gráfica de Torque.

2.3.3.3. *Análisis de esfuerzos de los eslabones.*

Habiendo hecho el análisis dinámico, es necesario comprobar si el diseño de los eslabones es suficiente para el torque que soportará, por lo cual ahora auxiliados por el Software Visual Nastran, se conocerá el esfuerzo máximo de Von Mises para cada uno de los eslabones. El mecanismo será analizado con una carga en el eslabón 3 de 4 N considerando un peso superior una caja normal y una velocidad de 18 rad/seg.

Los valores de los esfuerzos máximos de Von Mises obtenidos por el software del elemento finito, es para el eslabón 1 es de $2.95e+6$ Pa (Fig. 2.52), para el eslabón 2 el esfuerzo es de $1.06e+4$ Pa (Fig. 2.53), mientras que para el eslabón 3 el esfuerzo máximo de Von Mises es de $1.15e+6$ Pa (Fig.2.54).

Tales resultados arrojados por el software demuestran que el diseño de los eslabones que se usarán en el volteador de cajas es suficiente para efectuar dicho trabajo ya que no presentan concentraciones significativas de esfuerzos que provoquen falla en el equipo.

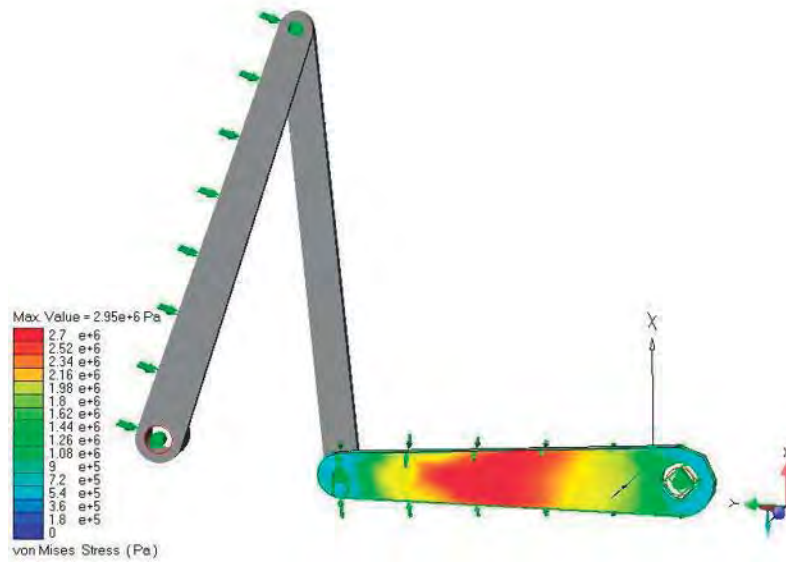


Figura 2. 52 Esfuerzo máximo de Von Mises del eslabón 1 con un valor de 2.95e+6 Pa.

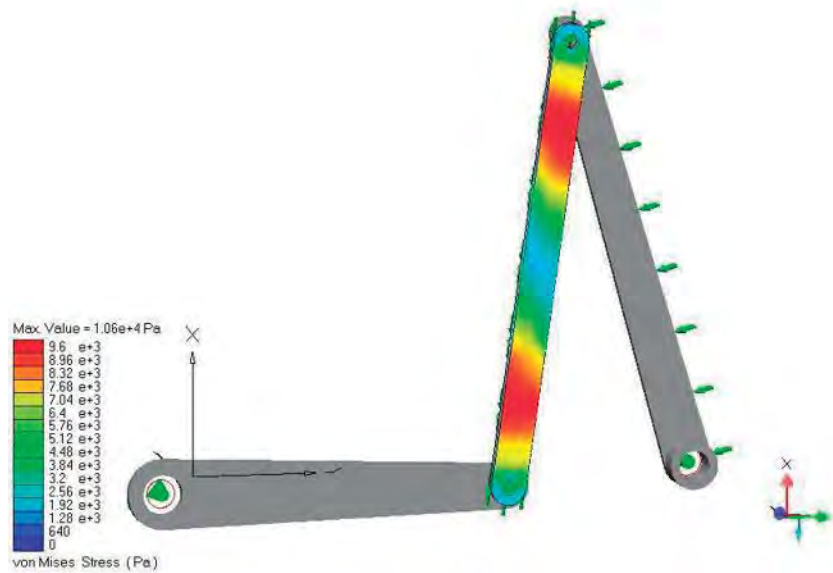


Figura 2. 53 Esfuerzo máximo de Von Mises del eslabón 2 con un valor de 1.06e+4 Pa.

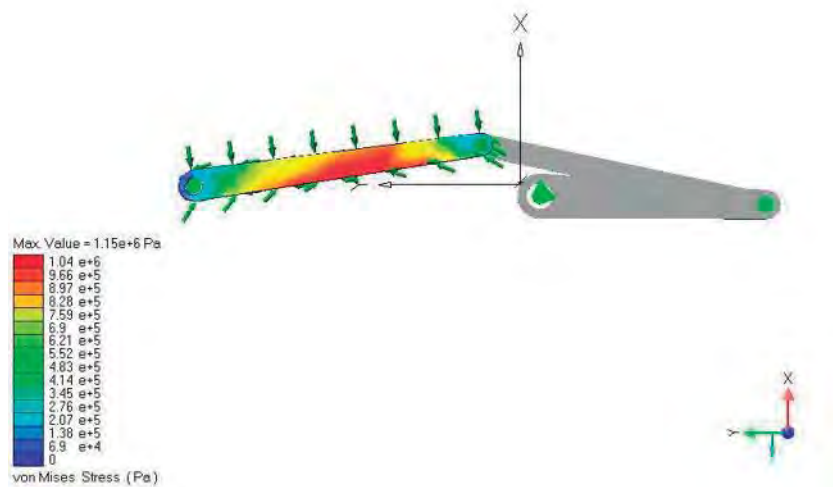


Figura 2. 54 Esfuerzo máximo de Von Mises del eslabón 3 con un valor de 1.15e+6 Pa.

2.3.3.4. *Diseño del Sistema de Transmisión.*

La transmisión de potencia en el Sistema de Volteo de Cajas, partirá desde el Sistema de Descanicado, debido a que el motor propuesto en dicho sistema, satisface también la alimentación de potencia para el Sistema de Volteo de Cajas, por lo cual se propone usar la transmisión por cadena y por fricción para activar el mecanismo de volteo.

2.3.3.4.1. *Transmisión por cadena.*

La transmisión por cadena en el Sistema de Volteo de Cajas, permitirá transmitir la potencia desde el Sistema de Descanicado a partir del tambor motriz, donde se acoplará la primera catalina. Esta transmisión constará de 2 pares de catalinas y cada par tendrá su relación de reducción.

La velocidad inicial es de 121.528 rpm y con una potencia de 1Hp provenientes del Sistema de Descanicado y se utilizará una cadena del número 40 o 41 ya que poseen el mismo paso. Los diámetros de las catalinas serán de 63 mm y de 153 mm, teniendo 14 y 36 dientes respectivamente. La longitud de la cadena se obtiene en base a las ecuaciones (2.49) y (2.50), dando como resultado

$$L = 2c + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4c}$$

$$Ne = \frac{L}{p_a}$$

Para el primer arreglo de la transmisión por catalinas los datos y los resultados son:

$$D = 201 \text{ mm.}$$

$$d = 63 \text{ mm.}$$

$$c = 400 \text{ mm.}$$

$$L = 1144.183 \text{ mm}$$

$$Ne = 90.09 \text{ eslabones}$$

Mientras que para el segundo arreglo de las catalinas los resultados son:

$$D = 201 \text{ mm.}$$

$$d = 63 \text{ mm.}$$

$$c = 576.02 \text{ mm}$$

$$L = 1494.676 \text{ mm}$$

$$Ne = 117.691 \text{ eslabones}$$

Según lo anterior se emplearán catalinas 41B14 y 41B36, mientras que para el primer arreglo se tendrá una cadena con 91 eslabones y para el segundo arreglo se propone utilizar una cadena de 120 eslabones, permitiendo esta longitud poder presionar más la transmisión por fricción. Así al salir de la transmisión por cadena se tiene una velocidad angular de 20.828 rpm

2.3.3.4.2. Transmisión por ruedas de fricción.

La transmisión de potencia por ruedas de fricción, consiste en una llanta de goma que al ser accionada por una palanca por el operador, roza una rueda de acero con un acabado rugoso para que se tenga el roce suficiente para transmitir de mejor manera la potencia y así poder activar el sistema volteador de cajas.

Para el diseño de la transmisión por ruedas de fricción se determinan los materiales que estarán en contacto para llevarse a cabo la transmisión, para este caso la goma estará en contacto con acero y se obtiene el coeficiente de fricción entre ambos materiales a partir de la tabla del anexo A-18. El coeficiente de fricción para este caso es de 0.6 – 0.8, para los cálculos se considerará el valor de 0.6.

El diámetro de la llanta de goma es de 200 mm. y la rueda de acero tiene un diámetro de 200 mm.

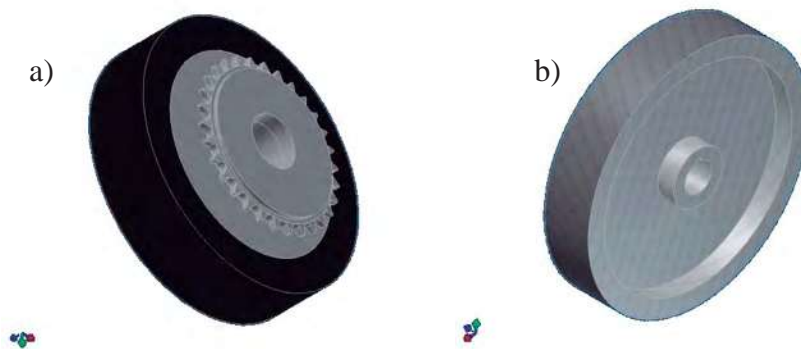


Figura 2. 55 a) Llanta de caucho b) Rueda de acero.

El arreglo que se propone para la transmisión por fricción es el que se muestra en la figura siguiente, teniendo una distancia entre centros de 200 mm.

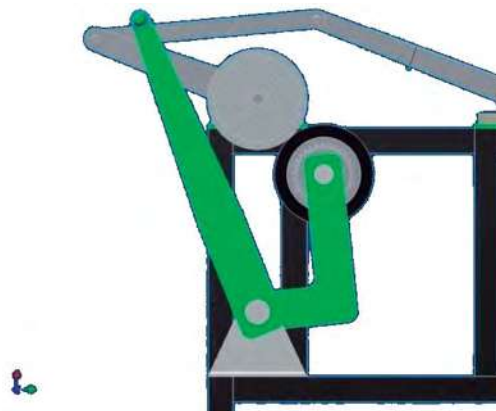


Figura 2. 56 Arreglo para la transmisión por fricción en el volteador de cajas.

Ahora a partir de una hoja de cálculo se calcula la fuerza que se necesita aplicar por una palanca para la transmisión de potencia que debe ser de 147.15 N (15 Kgf).

Tabla 2. 17 La configuración final del Sistema Volteador de Cajas propuesto se puede observar en la Figura 2.57 que se muestra enseguida.

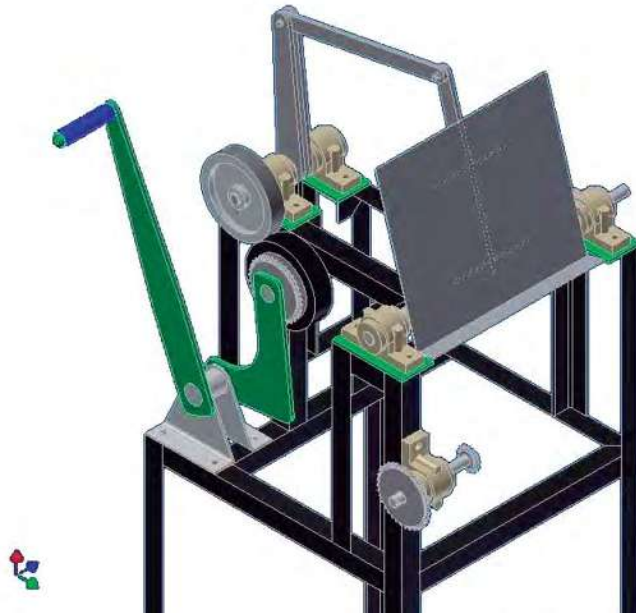


Figura 2. 57 Configuración final del Sistema Volteador de Cajas.

2.4. CONCLUSIONES PARCIALES.

Habiendo propuesto diferentes soluciones para los sistemas para la planta seleccionadora de frutas, se procedió a realizar el diseño de los sistemas a partir de la mejor propuesta y se tienen las siguientes conclusiones:

- El diseño del Sistema Seleccionador de frutas a través de la correa propuesta y el diseño de las poleas, permite que se pueda seleccionar cada uno de los diferentes tipos de frutas, siempre cuando tiendan a ser de forma redondeada.
- Con el Sistema de Descanicado se permite al empleado separar las frutas en mal estado y alguna basura que se encuentre entre la fruta. Además permite a las empresas evitar el despido de la mano de obra.
- Con el diseño propuesto para el Sistema Volteador de Cajas, se facilita la tarea del empleado de estar vaciando las cajas de frutas para su selección a la máquina

seleccionadora. Es un diseño sencillo que no necesita mucho mantenimiento y de accionamiento intermitente.

CAPÍTULO 3:

MANUAL DE USUARIO

3.1. DESIGNACIÓN DEL NÚMERO DE PARTE.

Para hacer un mejor manejo de la información, a cada pieza de la máquina se le clasifica en cuatro grupos. A saber:

- Sistema volteador de cajas.
- Sistema de descancado.
- Sistema de selección.
- Varios.

De acuerdo con esta clasificación propuesta a cada distinto componente se le asignó un número de parte, con el objeto de identificarla de los demás, y se acompaña también, por una breve descripción de la pieza. El número de parte se forma acorde a una sintaxis establecida, compuesta por once caracteres, como se aprecia en el siguiente ejemplo:

MSA-SS2.001

Los caracteres primero a quinto, son invariables y con ellos se procura dar a conocer el nombre y tipo de la máquina al cual pertenece la pieza en cuestión. Mientras que del sexto al décimo-primer caracter, se indica el sistema y subsistema al que pertenece la pieza, así como el número que ocupa dentro de la correspondiente clasificación. El significado de cada uno de ellos se muestra en las Tabla 3.1. a la Tabla 3.3.

La designación MSA-SS2.001, es la siguiente:

- M = Máquina.
- S = Seleccionadora.
- A= Alfiles
- = Separador.
- S = Sistema.
- S = De selección.
- 2 = Subsistema de correas selectoras.
- . = Separador.
- 001 = Número de la pieza.

Tabla 3. 1. Sintaxis de los números de parte de las piezas que integran el sistema volteador de cajas.

No. Caracter.	Caracter.	Significado
<i>Caracteres invariables.</i>		
1°	M	Máquina.
2°	S	Seleccionadora.
3°	A	ALFILES.
4°	-	Separador.
5°	S	Sistema.
<i>Sistema al cual pertenece.</i>		
6°	A	Sistema Volteador de Cajas.
	D	Sistema de Descanicado.
	S	Sistema de Selección.
	V	Varios.
<i>Sub-sistema al cual pertenece.</i>		
7°	1	Bastidor.
	2	Mecanismo de 4 barras.
	3	Transmisión de potencia
<i>Sub-clasificación del grupo varios.</i>		
7°	1	Arandelas.
	2	Arandelas de presión.
	3	Tornillos y tuercas hexagonales estándar.
	4	Rodamientos.
	5	Flechas y ejes.
	6	Bases móviles.
<i>Caracter invariable.</i>		
8°	.	Separador.
<i>Número de la pieza.</i>		
9°	0	Número de la pieza desde el 1 hasta el 999.
10°	0	
11°	1	

Tabla 3. 2. Sintaxis de los números de parte de las piezas que integran el sistema de descanicado.

No. Caracter.	Caracter.	Significado
<i>Caracteres invariables.</i>		
1°	M	Máquina.
2°	S	Selecionadora.
3°	A	ALFILES.
4°	-	Separador.
5°	S	Sistema.
<i>Sistema al cual pertenece.</i>		
6°	A	Sistema Volteador de Cajas.
	D	Sistema de Descanicado.
	S	Sistema de Selección.
	V	Varios.
<i>Sub-sistema al cual pertenece.</i>		
7°	1	Bastidor.
	2	Tambores y banda transportadora.
	3	Transmisión de potencia.
<i>Sub-clasificación del grupo varios.</i>		
7°	1	Arandelas.
	2	Arandelas de presión.
	3	Tornillos y tuercas hexagonales estándar.
	4	Rodamientos.
	5	Flechas y ejes.
	6	Bases móviles.
<i>Caracter invariable.</i>		
8°	.	Separador.
<i>Número de la pieza.</i>		
9°	0	Número de la pieza desde el 1 hasta el 999.
10°	0	
11°	1	

Tabla 3. 3. Sintaxis de los números de parte de las piezas que integran el sistema de selección.

No. Carácter	Caracter	Significado
<i>Caracteres invariables.</i>		
1°	M	Máquina.
2°	S	Seleccionadora.
3°	A	ALFILES.
4°	-	Separador.
5°	S	Sistema.
<i>Sistema al cual pertenece.</i>		
6°	A	Sistema Volteador de Cajas.
	D	Sistema de Descanicado.
	S	Sistema de Selección.
	V	Varios.
<i>Sub-sistema al cual pertenece.</i>		
7°	1	Bastidor.
	2	Correa y poleas de selección.
	3	Transmisión de potencia.
<i>Sub-clasificación del grupo varios.</i>		
7°	1	Arandelas.
	2	Arandelas de presión.
	3	Tornillos y tuercas hexagonales estándar.
	4	Rodamientos.
	5	Flechas y ejes.
	6	Bases móviles.
<i>Caracter invariable.</i>		
8°	.	Separador.
<i>Número de la pieza.</i>		
9°	0	Número de la pieza desde el 1 hasta el 999.
10°	0	
11°	1	

3.2. SUGERENCIAS AL USUARIO.

La planta seleccionadora de frutas contiene un diseño sencillo pero satisface las necesidades para la selección de las frutas. Para un mejor desempeño del equipo se

proporciona algunas sugerencias y recomendaciones para el usuario las cuales se dividen en los Sistemas de Selección, Descanico y Volteador de Cajas.

3.2.1. SISTEMA DE SELECCIÓN.

- Correa de selección.
 - ✓ EAGLE ORANGE 85 del fabricante Fenner Drives.
 - ✓ Temperatura de funcionamiento admisible de -30°C a 66°C .
 - ✓ Porcentaje de estiramiento del 8%.
 - ✓ Carga de trabajo @ porcentaje de tensión 6.4014 kg.
 - ✓ Tensión máxima por módulo de selección de 176.804428 N.
 - ✓ Longitud de cada correa 1211.25 mm.
- Diámetro de las poleas.
 - ✓ 60 mm y 55 mm.
- Sistema de transmisión.
 - ✓ Banda AX31
 - ✓ Cadena No. 40 paso 1/2 pulgadas DE 3.3 m.
 - ✓ Catalinas 40B22.
 - ✓ Polea 5.4 pulgadas con sección AX.
 - ✓ Polea 3 pulgadas con sección AX.
 - ✓ Motor Siemens 1.5 HP, 1RF3 056 4YC41
 - ✓ Reductor Boston Gear 832B5.1S.

3.2.2. SISTEMA DE DESCANICADO.

- Banda transportadora.
 - ✓ Banda Habasit con denominación F-3EXWT.
 - ✓ Se podrá utilizar bandas equivalentes del mismo fabricante del tipo TPU o HabaGUARD.
 - ✓ Temperatura de funcionamiento admisible de -30°C a 80°C .
 - ✓ La tensión deberá de ser de 377.6966 N.
 - ✓ Carga de trabajo de 30 kg.
 - ✓ Longitud de la banda de 3.3141 m.

- El eje del rodillo es el mismo eje usado como árbol de poleas en el Sistema de Selección.
- Sistema de Transmisión
 - ✓ Motor Siemens de 1Hp, 1RF3 056-4YC41.
 - ✓ Banda AX31.
 - ✓ Polea con 76 mm de diámetro con sección AX31.
 - ✓ Polea con 147 mm de diámetro con sección AX31.
 - ✓ Reductor de velocidad Boston Gear 832B8S.
 - ✓ Catalinas 40B22.

3.2.3. SISTEMA VOLTEADOR DE CAJAS.

- Se consideró un peso por caja de hasta 30 kg.
 - ✓ Motor Siemens de 1Hp, 1RF3 056-4YC41.
 - ✓ Se recomienda estar verificando el estado de la llanta de goma para mejor tracción.

3.2.4. RODAMIENTOS.

- Los rodamientos en los diferentes sistemas que componen la planta son los mismos, por lo cual pueden ser sustituidos entre sí en caso de ser necesario.
- Rodamiento de bolas a rótula SKF EK-1207.
- Sellos de lubricación TSNA-507G.
- Anillos de fijación FRB 8.5/72.
- Maguito de fijación H-2307.
- Soporte SNH-507 TG.
- Verificar el estado del rodamiento y si es necesario sustituirlo entre las 20,000 ó 30,000 horas, siendo posible también a las 423'395,062 Millones de revoluciones, partiendo de la aplicación en el Sistema de Selección.

CONCLUSIONES

A continuación se presentan las conclusiones del presente trabajo:

- El mecanismo de 4 barras en el Sistema Volteador de Cajas es un mecanismo económico y además no requiere de mucho mantenimiento.
- Al contar con el Sistema Volteador de Cajas, se evitará la fatiga al empleado y permitirá que pueda realizar más eficientemente su trabajo. El sistema se activa a través de una transmisión por fricción.
- El empleo de la banda transportadora en el Sistema de Descanicado, asegura el buen funcionamiento del sistema, debido a que la banda está diseñada con materiales específicos para su empleo en la industria alimenticia, panadera y chocolatera.
- Al utilizar una banda transportadora para el descanicado, se permitirá una preselección manual eficiente por parte de los empleados de la empresa.
- Se utilizará un motor eléctrico de 1 Hp que proveerá la potencia suficiente tanto para el Sistema de Descanicado como para el Sistema Volteador de Cajas.
- El Sistema de Selección contará con cuatro niveles, que clasificará a la fruta redonda en cinco categorías de tamaños empleando correas que cumplen las normas sanitarias.
- Para el proceso de selección de frutas, se empleará un motor eléctrico de 1.5 Hp que le proporcionará la suficiente potencia para cumplir con su tarea y satisfacer la demanda de producción de 15 toneladas por día.
- El eje de poleas y los eslabones del mecanismo de 4 barras, se diseñaron con Métodos de Elemento Finito. En los resultados de la simulación, nunca se excedieron los esfuerzos máximos permisibles por el material, tampoco se tuvieron concentraciones importantes de esfuerzos que podrían provocar fallo en el sistema, por lo que se concluye que el diseño de este elemento es el adecuado.
- El uso del software CAD en el proceso de diseño, permite la elaboración de cada uno de los componentes en un espacio virtual en el cual se puede crear un ensamble de todos ellos, tal como se armaría en un ambiente real. Esto permite que el diseño pueda ser reestructurado fácilmente, sin necesidad de malgastar en costos y tiempo.

- De manera muy similar, con el empleo del software FEA se consigue simular el comportamiento de una pieza en particular, a partir de sus dimensiones reales del material empleado y de las fuerzas que se aplican sobre ésta, al grado de que se obtienen resultados muy próximos a los que se obtendrían en la realidad.
- Aquellos componentes que son el resultado de un proceso de selección, han sido incluidos atendiendo las normas y recomendaciones hechas por los fabricantes, por lo que se garantiza su correcto funcionamiento.
- El diseño final de la planta seleccionadora de frutas, promete ser un diseño totalmente realizable con materiales y elementos que se pueden encontrar en el mercado nacional.
- A pesar de que teóricamente se garantiza el buen funcionamiento de este diseño, será su construcción física la que nos permitirá valorar su real desempeño.

APÉNDICE O ANEXOS

A- 1. Datos del fabricante *Fenner Drives* con las especificaciones para el tipo de correa *Eagle Orange 85*.

Eagle Orange 85 Eagle Clear 85		DESCRIPTION Round, Non-Reinforced		○									
		HARDNESS 85A		COEFFICIENT OF FRICTION Stainless Steel .70 Steel .60 UHMW .45				TEMPERATURE RANGE -30°C to +66°C -22°F to +150°F					
		FDA COMPLIANT Yes											
Cross Section	Dimensions Ø (in) (mm)	Minimum Pulley Ø (in) (mm)	Working Load @ Percent Tension								Weight per foot (lbs)	Weight per metre (kg)	
			4%		6%		8%		10%				
			(lbs)	(N)	(lbs)	(N)	(lbs)	(N)	(lbs)	(N)			
2mm	2	0.63	16	0.2	0.9	0.3	1.3	0.4	1.8	0.5	2.2	.003	.004
3/32"	3/32	0.75	19	0.2	0.9	0.3	1.3	0.4	1.8	0.5	2.2	.004	.006
3mm	3	.94	24	.5	2.2	0.7	3.1	1.0	4.4	1.2	5.3	.006	.009
4mm	4	1.25	32	0.8	3.6	1.2	5.3	1.6	7.1	1.9	8.5	.01	.015
3/16"	3/16	1.50	38	1.1	4.9	1.7	7.6	2.2	9.8	2.7	12.0	.01	.015
5mm	5	1.56	40	1.2	5.3	1.8	8.0	2.4	10.7	3.0	13.3	.02	.03
6mm	6	1.88	48	1.7	7.6	2.6	11.6	3.5	15.6	4.3	19.1	.025	.04
1/4"	1/4	2.00	51	1.9	8.5	2.9	12.9	3.9	17.3	4.8	21.4	.03	.04
7mm	7	2.20	56	2.4	10.4	3.6	16.1	4.8	21.4	6.0	26.5	.03	.04
5/16"	5/16	2.50	64	3.0	13.3	4.6	20.5	6.1	27.1	7.6	33.8	.04	.06
8mm	8	2.50	64	3.0	13.3	4.6	20.5	6.1	27.1	7.6	33.8	.04	.06
3/8"	3/8	3.00	76	4.3	19.1	6.6	29.4	8.8	39.1	10.9	48.5	.06	.09
10mm	10	3.13	80	4.7	20.9	7.3	32.5	9.7	43.1	12.0	53.4	.07	.10
12mm	12	3.75	96	6.8	30.5	10.6	47.3	14.1	62.9	17.4	77.4	.09	.13
1/2"	1/2	4.00	102	7.6	33.8	11.8	52.5	15.7	69.8	19.3	85.8	.10	.15
7/16"	7/16	4.50	114	9.7	43.1	14.9	66.3	19.9	88.5	24.5	109.0	.13	.19
5/8"	5/8	5.00	127	11.9	52.9	18.4	81.8	24.5	109.0	30.2	134.3	.16	.24
3/4"	3/4	6.00	152	17.7	78.7	26.5	117.9	35.3	157.0	43.5	193.5	.23	.34

A- 2. Dimensiones recomendadas por el fabricante *Habasit*, para los perfiles de las poleas con canal.

Tabla 3 Dimensiones recomendadas de polea [mm]
(Otras formas de polea también apropiadas. Reducir la profundidad de la garganta t conforme para instalaciones de transporte.)

Tipo de correa	2	3	4	5	6	7	8	10	12	15
a	4,5	5,5	7	8	10	11	12	15	18	23
b	6,5	8	10	12	14	15	16	19	22	27
t	2,5	3	3,5	4	5	5,5	6	7,5	9	12
R ₁	1,3	1,8	2,5	3	3,5	4	4,5	5,5	6,5	8
R ₂	1	1,2	1,5	2	2	2	2	2	2	2
R ₃	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

A- 3. Valores para el Factor a_1 .

Tabla 1: Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1

Fiabilidad	Probabilidad de fallo	SKF vida nominal	Factor a_1
%	n	L_{nm}	
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

A- 4. Factor de temperatura para diferentes temperaturas de funcionamiento.

Temperatura del rodamiento (°C)	150	200	250	300
Factor por temperatura	1,00	0,90	0,75	0,60

A- 5. Valores del factor de ajuste η_c para diferentes grados de contaminación.

Tabla 4: Valores orientativos del factor de ajuste η_c para diferentes grados de contaminación

Condición	Factor η_c ¹⁾ para rodamientos con un diámetro	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y obturados	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera Contaminación ligera del lubricante	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integrales, filtrado grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas del exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación alta Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación inadecuada	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy alta (bajo valores de contaminación extremos, η_c puede estar fuera de la escala produciendo una reducción mayor de la vida útil de lo establecido por la ecuación L_{nm})	0	0

¹⁾ La escala para η_c se refiere sólo a contaminantes sólidos típicos. La disminución de la vida del rodamiento por contaminación por agua u otros fluidos no está incluida. En caso de contaminación muy alta ($\eta_c = 0$), el fallo estará causado por el desgaste, y la vida útil del rodamiento puede ser menor que la vida nominal.

Para calcular el factor de contaminación η_c , consulte el programa "SKF Bearing Select"






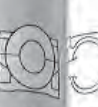










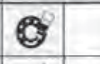














A- 6. Especificaciones para rodamientos de bolas a rótula con manguito de fijación.

Dimensiones Principales			Capacidad de carga		Carga	Velocidad nominal		Masa	Manguito	Designaciones	
d_1	D	B	C	C_0	límite de fatiga P_u	Lubricación con grasa	con aceite	Rodamiento	fijación	Rodamiento	Manguito
mm			N		N	r/min		kg			
17	47	14	12 700	3 400	175	15 000	18 000	0,12	0,035	1204 EK	H 204
	52	15	14 300	4 000	204	12 000	14 000	0,16	0,040	1304 EK	H 304
20	52	15	14 300	4 000	204	13 000	16 000	0,14	0,064	1205 EK	H 205
	52	18	16 800	4 400	228	11 000	14 000	0,16	0,071	2305 EK	H 305
	62	17	19 000	5 400	280	9 500	12 000	0,26	0,071	1305 EK	H 305
	62	24	24 200	6 550	340	9 500	12 000	0,24	0,085	2305 K	H 2305
25	62	16	15 800	4 650	240	10 000	13 000	0,22	0,085	1206 EK	H 206
	62	20	23 800	6 700	345	9 500	12 000	0,26	0,095	2306 EK	H 306
	72	19	22 500	6 800	355	9 000	11 000	0,39	0,065	1306 EK	H 306
	72	27	31 200	8 800	450	8 500	10 000	0,50	0,11	2306 K	H 2306
30	72	17	18 000	5 000	305	9 000	11 000	0,32	0,12	1207 EK	H 207
	72	23	30 700	8 200	455	8 500	10 000	0,40	0,14	2307 EK	H 307
	80	21	26 500	8 500	430	7 500	9 000	0,51	0,14	1307 EK	H 307
	80	31	39 700	11 200	585	7 000	8 500	0,68	0,16	2307 EK	H 2307
35	80	18	19 800	6 950	355	8 500	10 000	0,42	0,16	1208 EK	H 208
	80	23	31 900	10 000	510	7 500	9 000	0,51	0,17	2308 EK	H 308
	90	23	33 800	11 200	570	6 700	8 000	0,72	0,17	1308 EK	H 308
	90	33	54 000	16 000	815	6 300	7 500	0,93	0,22	2308 EK	H 2308
40	85	19	22 900	7 800	400	7 500	9 000	0,47	0,21	1209 EK	H 209
	85	23	32 500	10 600	540	7 000	8 500	0,55	0,23	2309 EK	H 309
	100	25	39 000	13 400	695	6 300	7 500	0,86	0,23	1309 EK	H 309
	100	36	63 700	19 300	1 000	5 600	6 700	1,25	0,27	2309 EK	H 2309
46	90	20	26 600	9 150	475	7 000	8 500	0,53	0,24	1210 EK	H 210
	90	23	33 800	11 200	570	6 300	7 500	0,60	0,27	2310 EK	H 310
	110	27	43 800	14 000	720	5 800	6 700	1,20	0,27	1310 EK	H 310
	110	40	63 700	20 000	1 040	5 300	6 300	1,65	0,34	2310 K	H 2310
60	100	21	27 900	10 600	540	6 300	7 500	0,71	0,26	1211 EK	H 211
	100	25	39 000	13 400	695	6 000	7 000	0,81	0,32	2311 EK	H 311
	120	29	50 700	18 000	915	5 000	6 000	1,60	0,32	1311 EK	H 311
	120	43	76 100	24 300	1 290	4 800	5 600	2,10	0,39	2311 K	H 2311
65	110	22	31 200	12 200	620	5 800	6 700	0,90	0,31	1212 EK	H 212
	110	28	48 800	17 000	880	5 300	6 300	1,10	0,36	2312 EK	H 312
	130	31	58 500	22 000	1 120	4 500	5 300	1,95	0,36	1312 EK	H 312
	130	46	87 400	28 500	1 480	4 500	5 300	2,60	0,45	2312 K	H 2312

**A- 7. Guía de valores obtenidos de la vida nominal L_{10h}
para diferentes clases de máquinas.**

Tabla 7: Guía de valores requeridos de vida nominal para diferentes clases de máquinas	
Clase de máquinas	Vida nominal Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico	300 ... 3. 000
Máquinas usadas intermitentemente o durante cortos períodos de tiempo: máquinas-herramientas eléctricas portátiles, equipos elevadores para talleres, maquinaria para la construcción	3. 000 ... 8 .000
Máquinas usadas intermitentemente o durante cortos períodos de tiempo cuando es necesaria una gran fiabilidad: ascensores, grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8. 000 ... 12. 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, pero no siempre utilizadas: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradores giratorios	10. 000 ... 25. 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizadas en todo momento: máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprenta, separadores y centrífugas	20. 000 ... 30. 000
Máquinas para trabajo continuo 24 horas al día: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40. 000 ... 50. 000
Maquinaria para la energía eólica, incluyendo los rodamientos del eje principal, de guiñada, de la caja de engranajes en ángulo, rodamientos del generador	30. 000 ... 100.000
Maquinaria para el abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para trasatlánticos	60. 000 ... 100 .000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de trasatlánticos	> 100 .000

A- 8. Aplicaciones de los soportes SKF

	Soportes													
														
Lubricación Grasa Aceite										Lubricación Grasa Aceite				
Obstrucciones Doble labio Anillo V Filtro Laberinto										Obstrucciones Doble labio Anillo V Filtro Laberinto				
Rodamientos de bolas a rótula con mango de fijación	Serie 12 IEK + H 2 Serie 22 IEK + H 3 Serie 13 IEK + H 3 Serie 23 IEK + H 3 d ₁ 25-110 mm d ₂ 1/4-1 1/4 pulg. Páginas 746-757					Serie 12 IEK + H 2 Serie 22 IEK + H 3 d ₁ 20-100 mm Páginas 848-851								
Rodamientos de bolas a rótula	Serie 12 IE Serie 22 IE Serie 13 IE Serie 21 IE d ₁ 25-130 mm Páginas 800-807					Serie 112 E d ₁ 20-60 mm Páginas 852-853								
Rodamientos de rodillos a rótula con mango de fijación	Serie 222 EK + H 3 Serie 232 CCK/W33 + H 33 Serie 213 CCK + H 3 Serie 223 EK + H 33 d ₁ 25-140 mm d ₂ 3/4-5 1/2 pulg. Páginas 776-799					Serie 230 CCK/W33 + H 30 d ₁ 110-246 mm Páginas 814-815		Serie 231 CCK/W33 + H 31 d ₁ 150-200 mm Páginas 822-823		Serie 231 CCK/W33 + H 31 d ₁ 130-460 mm Páginas 824-825		Serie 223 EK + H 3 d ₁ 28-100 mm Páginas 848-851		
Rodamientos de rodillos a rótula	Serie 222 E Serie 232 CCK/W33 Serie 213 CC Serie 223 E d ₁ 25-160 mm Páginas 800-807					Serie 230 CCK/W33 d ₁ 120-282 mm		Serie 231 CCK/W33 + H 31 d ₁ 130-460 mm		Serie 222 E Serie 223 E d ₁ 25-100 mm		<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: auto;"> Estándar Diseño especial bajo pedido </div>		
Rodamientos rígidos de bolas Rodamientos de bolas con contacto angular Rodamientos de rodillos cilíndricos						Serie 62 y 63 d ₁ 25-120 mm Páginas 838-841			Series 77 BECB, 79 BECB NJ2.EC, NJ3.EC, NU 22.EC y NJ 21.EC d ₁ 25-120 mm					

A- 9. Especificaciones para los soporte SNH para rodamientos con manguito de fijación.

Soportes de pie SNH para rodamientos con manguito de fijación
 d_a 20-40 mm

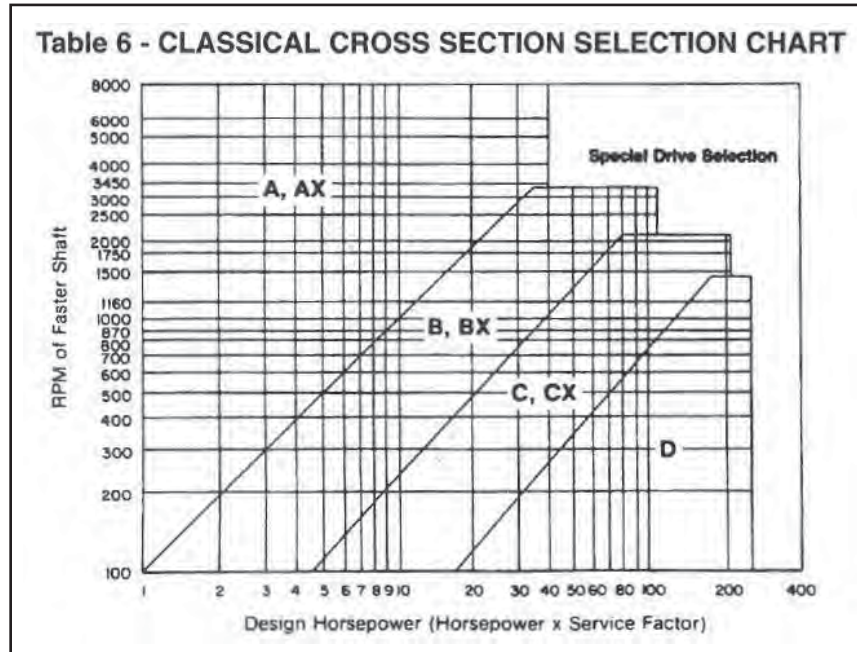
Diam. eje d_a	Soporte Dimensiones										Masa	Designaciones Soporte con obturaciones de			Tipo		
	A	A ₁	C ₁	D ₁	H	H ₁	H ₂	J	L	N		N ₁	G	doble labio		anillo V	laberinto
20	67	48	35	52	74	49	19	130	185	20	15	12	1.45	SNH 505 TG	SNH 505 TA	SNH 505 TC	SNH 505 TS
25	77	52	32	62	89	50	22	150	185	20	15	12	2.00	SNH 605 TG	SNH 605 TA	SNH 605 TC	SNH 605 TS
30	82	52	34	72	93	50	22	150	185	20	15	12	2.30	SNH 606 TG	SNH 606 TA	SNH 606 TC	SNH 606 TS
35	85	60	39	80	107	60	25	170	205	20	15	12	2.30	SNH 607 TG	SNH 607 TA	SNH 607 TC	SNH 607 TS
40	95	70	44	100	127	70	28	216	255	24	18	16	4.40	SNH 609 TG	SNH 609 TA	SNH 609 TC	SNH 609 TS

Diam. eje d_a	Componentes adecuados Rodamiento	Manguito de fijación Cantidad y designación	Anillo de fijación Cantidad y designación	Otros componentes Soporte	2 obturaciones de doble labio	2 obturaciones anillo V	2 obturaciones laberinto	1 obturación laberinto	Tapa lateral
20	1205 EK 2005 EK 2205 EK	H 205 H 305 H 305	2 FR3 5/5/52 2 FR3 3.5/52	SNH 505	TSNA 505 G	TSNA 505 A	TSNA 505 C	TSNA 505 S	ASNH 505
25	1305 EK 2305 EK	H 305 H 306	2 FR3 7.5/62 2 FR3 4/52	SNH 506-605	TSNA 605 G	TSNA 605 A	TSNA 605 C	TSNA 605 S	ASNH 506-605
30	1406 EK 2406 EK 2206 EK	H 306 H 306 H 306	2 FR3 6/62 2 FR3 6/62 2 FR3 6/52	SNH 506-605	TSNA 606 G	TSNA 606 A	TSNA 606 C	TSNA 606 S	ASNH 506-605
35	1507 EK 2507 EK	H 306 H 306	2 FR3 7.5/72 2 FR3 2.5/72	SNH 507-606	TSNA 606 G	TSNA 606 A	TSNA 606 C	TSNA 606 S	ASNH 507-606
40	1607 EK 2607 EK 2207 EK	H 307 H 307 H 307	2 FR3 8.5/72 2 FR3 5.5/72 2 FR3 5.5/72	SNH 507-606	TSNA 607 G	TSNA 607 A	TSNA 607 C	TSNA 607 S	ASNH 507-606
45	1707 EK 2707 EK	H 307 H 307	2 FR3 8/80 2 FR3 4/80	SNH 508-607	TSNA 607 G	TSNA 607 A	TSNA 607 C	TSNA 607 S	ASNH 508-607
50	1808 EK 2808 EK 2208 EK	H 308 H 308 H 308	2 FR3 10.5/80 2 FR3 8/80 2 FR3 8/80	SNH 508-607	TSNA 608 G	TSNA 608 A	TSNA 608 C	TSNA 608 S	ASNH 508-607
55	1908 EK 2908 EK 2208 EK	H 308 H 308 H 308	2 FR3 9/90 2 FR3 4/90 2 FR3 8/90	SNH 510-608	TSNA 608 G	TSNA 608 A	TSNA 608 C	TSNA 608 S	ASNH 510-608
60	2009 EK 2909 EK 2209 EK	H 309 H 309 H 309	2 FR3 5.5/95 2 FR3 3.5/95 2 FR3 3.5/95	SNH 509	TSNA 509 G	TSNA 509 A	TSNA 509 C	TSNA 509 S	ASNH 509
65	2109 EK 3109 LCK 2209 EK	H 309 H 309 H 309	2 FR3 8.5/100 2 FR3 4/100 2 FR3 8.5/100	SNH 511-609	TSNA 609 G	TSNA 609 A	TSNA 609 C	TSNA 609 S	ASNH 511-609

A- 10. Especificaciones de los motores monofásicos.

Potencia CP	Tipo	Catálogo No.	Peso neto Kg	Velocidad nominal r.p.m.	Tensión nominal Volt	Corriente nominal A	Factor de Servicio	Corriente a F.S. A	Long. L mm
Arranque por capacitor, base rígida, con balero									
0.25	1RF3 052-4YC31	30002036	7.4	1760	127**	5.4	1.6	6.0	254
0.33	1RF3 053-4YC31	30002045	8.6	1755	127**	6.6	1.5	7.4	271
0.50	1RF3 054-4YC31	30002053	9.2	1745	127**	9.5	1.3	10.0	271
0.75	1RF3 055-4YC41	30002061	12.6	1735/1720	127/220	12.7/5.8	1.25	14.0/7.0	291
1.0	1RF3 056-4YC41	30002066	15.4	1745/1720	127/220	16/7.4	1.15	16.9/8.2	313
1.5 ¹⁾	1RF3 057-4YB41	30003716	14.3	1740/1720	127/220	13.8/7.2	1.15	15.2/8.3	313
2 ²⁾	1RF3 058-4YB41	30003717	15.4	1730/1710	127/220	18.2/9.6	1.0	-	313

A- 11. Gráfico para determinar la sección transversal de bandas tipo “V”.



A- 12. Listado de configuración de transmisiones.

A		S-L CLASSIC			AX			CLASSIC COG STOCK DRIVE SELECTIONS														
Ratio	Stock Shv. Datum Diam.		3500 RPM Driver			1750 RPM Driver			1160 RPM Driver			Belt Size/Center Distance										
	Driver	Driven	Driven RPM	HP Per Belt		Driven RPM	HP Per Belt		Driven RPM	HP Per Belt		A26	A31	A33	A35	A38	A42	A46				
				A	AX		A	AX		A	AX	AX26	AX31	AX33	AX35	AX38	AX42	AX46				
1.36	3.0	4.2	2583	4.14	5.34	1291	2.73	3.44	856	2.02	2.57	8.0	10.5	11.5	12.5	14.0	16.0	18.0				
1.36	4.6	6.4	2571	8.48	9.35	1285	5.53	5.93	852	4.01	4.37	---	7.5	8.5	9.5	11.0	13.0	15.0				
1.37	5.0	7.0	2551	9.40	10.26	1276	6.19	6.52	848	4.50	4.80	---	6.7	7.7	8.7	10.2	12.2	14.2				
1.38	3.8	5.4	2531	6.46	7.45	1266	4.17	4.72	839	3.04	3.49	6.4	8.9	9.9	10.9	12.4	14.4	16.4				
1.38	6.4	9.0	2530	11.97	13.09	1265	8.41	8.49	838	6.13	6.25	---	---	---	---	7.4	9.5	11.5				
1.40	4.6	6.6	2497	8.51	9.38	1249	5.54	5.94	828	4.02	4.38	---	7.3	8.3	9.3	10.8	12.8	14.8				
1.40	3.6	5.2	2496	5.92	6.95	1248	3.82	4.42	827	2.79	3.27	6.7	9.2	10.2	11.2	12.7	14.7	16.7				
1.41	3.0	4.4	2475	4.18	5.38	1237	2.75	3.47	820	2.04	2.58	7.8	10.3	11.3	12.3	13.8	15.8	17.8				
1.42	4.8	7.0	2457	8.99	9.85	1228	5.88	6.25	814	4.27	4.60	---	6.8	7.8	8.8	10.3	12.3	14.3				
1.43	5.6	8.2	2439	10.66	11.57	1220	7.18	7.40	808	5.22	5.44	---	---	---	7.2	8.7	10.7	12.8				
1.44	4.2	6.2	2436	7.55	8.46	1218	4.88	5.35	807	3.54	3.95	5.4	7.9	8.9	9.9	11.4	13.4	15.5				
1.45	3.2	4.8	2419	4.80	5.94	1209	3.13	3.80	802	2.30	2.82	7.3	9.8	10.8	11.8	13.3	15.3	17.4				
1.47	3.0	4.6	2376	4.22	5.41	1188	2.77	3.48	787	2.05	2.60	7.6	10.2	11.2	12.2	13.7	15.7	17.7				
1.48	3.8	5.8	2367	6.52	7.50	1184	4.20	4.75	785	3.06	3.51	6.0	8.6	9.6	10.6	12.1	14.1	16.1				
1.48	4.6	7.0	2362	8.56	9.43	1181	5.56	5.97	783	4.04	4.39	---	6.9	8.0	9.0	10.5	12.5	14.5				
1.50	4.0	6.2	2330	7.07	8.01	1165	4.55	5.07	772	3.31	3.74	5.5	8.1	9.1	10.1	11.6	13.6	15.6				
1.50	3.2	5.0	2329	4.83	5.97	1164	3.14	3.81	772	2.31	2.83	7.2	9.7	10.7	11.7	13.2	15.2	17.2				
1.53	3.4	5.4	2289	5.42	6.50	1144	3.50	4.14	759	2.56	3.07	6.7	9.2	10.2	11.2	12.7	14.7	16.7				
1.53	3.0	4.8	2284	4.24	5.44	1142	2.78	3.50	757	2.06	2.60	7.5	10.0	11.0	12.0	13.5	15.5	17.5				
1.54	5.2	8.2	2276	9.92	10.79	1138	6.57	6.86	754	4.77	5.04	---	---	6.5	7.5	9.0	11.0	13.0				
1.55	4.0	6.4	2261	7.08	8.03	1131	4.56	5.08	749	3.32	3.74	5.4	7.9	8.9	9.9	11.4	13.4	15.4				
1.56	3.2	5.2	2246	4.85	5.99	1123	3.15	3.82	744	2.32	2.84	7.0	9.5	10.5	11.5	13.0	15.0	17.0				
1.57	5.6	9.0	2231	10.73	11.64	1116	7.21	7.43	740	5.24	5.46	---	---	---	---	8.0	10.0	12.1				
1.59	3.0	5.0	2199	4.27	5.46	1099	2.79	3.51	729	2.06	2.61	7.3	9.8	10.8	11.8	13.3	15.3	17.3				
1.59	4.0	6.6	2196	7.10	8.05	1098	4.57	5.08	728	3.32	3.75	---	---	7.7	8.7	9.7	11.3	13.3				
1.59	5.0	8.2	2195	9.51	10.37	1097	6.25	6.58	727	4.53	4.84	---	---	6.6	7.6	9.1	11.2	13.2				
1.60	3.6	6.0	2183	6.02	7.05	1092	3.87	4.47	724	2.82	3.30	6.0	8.5	9.5	10.5	12.1	14.1	16.1				
1.61	4.2	7.0	2172	7.62	8.54	1086	4.91	5.39	720	3.57	3.97	---	7.2	8.2	9.3	10.8	12.8	14.8				
1.61	3.2	5.4	2168	4.67	6.01	1084	3.16	3.83	718	2.32	2.85	6.8	9.3	10.3	11.3	12.9	14.9	16.9				
1.65	3.0	5.2	2120	4.28	5.48	1060	2.80	3.52	703	2.07	2.62	7.1	9.7	10.7	11.7	13.2	15.2	17.2				
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR >												0.73	0.78	0.80	0.81	0.83	0.86	0.89				
1.65	3.6	6.2	2117	6.03	7.06	1059	3.88	4.47	702	2.83	3.31	5.8	8.4	9.4	10.4	11.9	13.9	15.9				
1.66	4.8	8.2	2113	9.09	9.95	1057	5.93	6.29	700	4.30	4.63	---	---	6.7	7.8	9.3	11.3	13.3				
1.67	3.8	6.6	2096	6.59	7.57	1048	4.23	4.79	695	3.08	3.53	5.3	7.9	8.9	9.9	11.4	13.4	15.4				
1.68	5.2	9.0	2082	9.97	10.83	1041	6.59	6.88	690	4.78	5.06	---	---	6.7	8.3	10.3	12.4	14.4				
1.69	3.4	6.0	2074	5.47	6.55	1037	3.53	4.16	687	2.58	3.08	6.1	8.7	9.7	10.7	12.2	14.2	16.2				
1.71	3.0	5.4	2047	4.30	5.49	1023	2.81	3.52	678	2.08	2.62	7.0	9.5	10.5	11.5	13.0	15.0	17.0				
1.72	6.0	10.6	2034	11.48	12.47	1017	7.86	8.01	674	5.72	5.89	---	---	---	---	8.3	10.4	12.4				
1.72	4.6	8.2	2031	8.64	9.51	1016	5.60	6.01	673	4.07	4.42	---	---	6.9	7.9	9.4	11.5	13.5				
1.74	3.4	6.2	2011	5.49	6.57	1005	3.53	4.17	666	2.59	3.09	5.9	8.5	9.5	10.5	12.0	14.0	16.1				
1.77	3.8	7.0	1982	6.61	7.59	991	4.24	4.80	657	3.09	3.54	---	7.5	8.5	9.5	11.1	13.1	15.1				

A- 13. Diámetros mínimos recomendados para poleas conducidas por motores eléctricos.

Table 8 - Min. Recommended Classical Groove Sheave Diameters for Drives Using Electric Motors

Motor RPM	A, B, C, D, V-belt Sheave	Motor Horsepower																		
		1/2	3/4	1	1-1/2	2	3	5	7-1/2	10	15	20	25	30	40	50	60	75	100	125
870	Min. P.D.	2.2	2.4	2.4	2.4	3.0	3.0	3.8	4.4	4.6	5.4	6.0	6.8	6.8	8.2	9.0	10.0	10.5	12.5	...
	Max. Face Width	4.3	4.3	5.3	5.3	6.5	6.5	7.8	7.8	9.0	9.0	10.3	10.3	11.5	11.5	14.3	14.3	16.8	16.8	...
1160	Min. P.D.	...	2.2	2.4	2.4	2.4	3.0	3.0	3.8	4.4	4.6	5.4	6.0	6.8	6.8	8.2	9.0	10.0	11.0	12.5
	Max. Face Width	...	4.3	4.3	5.3	5.3	6.5	6.5	7.8	7.8	9.0	9.0	10.3	10.3	11.5	11.5	14.3	14.3	16.8	16.8
1750	Min. P.D.	2.2	2.4	2.4	2.4	3.0	3.0	3.8	4.4	4.6	5.0	5.4	6.0	6.8	7.4	9.0	10.0	11.5
	Max. Face Width	4.3	4.3	4.3	5.3	5.3	6.5	6.5	7.8	7.8	9.0	9.0	10.3	10.3	11.5	11.5	14.3	14.3
3500	Min. P.D.	2.2	2.4	2.4	2.6	3.0	3.0	3.8	4.4	4.4
	Max. Face Width	4.3	4.3	4.3	5.3	5.3	6.5	6.5	7.8	7.8

Data is per NEMA Standard MG1-14.42. In areas where sheaves are not listed, consult motor manufacturer.

A- 14. Potencias y torques para ciertos modelos de reductores con relaciones de reducción aproximadas a 5:1 y con 1750 rpm en la flecha de entrada.

Approx. Output RPM	Ratio*	Non-Flanged				Flanged (Gearmotors)				
		Gear Capacity		Non-Flange O/P	Output Flange	Ratings			Non-Flange O/P	Output Flange
		Output Torque (LB-IN.)	Input HP	Catalog No. (Item Code)	Catalog No. (Item Code)	Motor HP	Output Torque (LB-IN.)	S.C.**	Catalog No. (Item Code)	Catalog No. (Item Code)
448	3.9	552	3.97	832B-3.9S (12476)	832BF-3.9S (16976)	3	412	I	F832B-3.9S-B9 (21306)	F832BF-3.9S-B9 (22320)
						2	275	III	F832B-3.9S-B7 (21304)	F832BF-3.9S-B7 (22316)
		959	6.96	842B-3.9S (14816)	842BF-3.9S (17102)	5	700	I	F842B-3.9S-B9 (22736)	F842BF-3.9S-B9 (23056)
						3	420	III		
		1835	13.30	862B-3.9S (16236)	862BF-3.9S (18572)	10	1366	I	F862B-3.9S-B11 (23788)	F862BF-3.9S-B11 (24622)
						7.5	1024	II		
5	683	III	F862B-3.9S-B9 (23778)	F862BF-3.9S-B9 (24620)						
2902	21.20	872B-3.9S (16724)	872BF-3.9S (19449)	10	1355	III	F872B-3.9S-B11 (25720)	F872BF-3.9S-B11 (32430)		
400	4.4	572	3.54	832B-4.4S (12478)	832BF-4.4S (16978)	3	480	I	F832B-4.4S-B9 (21318)	F832BF-4.4S-B9 (22350)
						2	320	II	F832B-4.4S-B7 (21312)	F832BF-4.4S-B7 (22342)
						1.5	240	III		
		1000	6.59	842B-4.4S (14832)	842BF-4.4S (17104)	5	773	I	F842B-4.4S-B9 (22740)	F842BF-4.4S-B9 (23058)
						3	464	III		
		1933	12.50	862B-4.4S (16238)	862BF-4.4S (18578)	10	1531	I	F862B-4.4S-B11 (23814)	F862BF-4.4S-B11 (24630)
7.5	1148					II				
5	766	III	F862B-4.4S-B9 (23810)	F862BF-4.4S-B9 (24628)						
3265	21.20	872B-4.4S (16726)	872BF-4.4S (19450)	10	1524	III	F872B-4.4S-B11 (25730)	F872BF-4.4S-B11 (32434)		
340	5.1	592	3.31	832B-5.1S (12528)	832BF-5.1S (16980)	3	531	I	F832B-5.1S-B9 (80813)	F832BF-5.1S-B9 (22370)
						2	354	II	F832B-5.1S-B7 (21330)	F832BF-5.1S-B7 (22366)
						1.5	266	III		
		1065	5.96	842B-5.1S (14840)	842BF-5.1S (17106)	5	840	I	F842B-5.1S-B9 (80826)	F842BF-5.1S-B9 (23068)
						3	504	III		
		2042	11.60	862B-5.1S (16240)	862BF-5.1S (18582)	10	1742	I	F862B-5.1S-B11 (80839)	F862BF-5.1S-B11 (24636)
7.5	1306					II				
5	870	III	F862B-5.1S-B9 (23840)	F862BF-5.1S-B9 (24634)						
3698	21.20	872B-5.1S (16730)	872BF-5.1S (19458)	10	1726	III	F872B-5.1S-B11 (80852)	F872BF-5.1S-B11 (26942)		

A- 15. Tabla de selección del tipo de cadena y diámetro mínimo recomendado para catalinas.

RPM of small Sprocket	Chain Size and No. of Teeth for Design HP																							
	1/4	1/3	1/2	3/4	1	1-1/2	2	3	4	5	6	7-1/2												
951-1000	35	17	35	17	35	17	35	17	35	23	40	17	40	17	40	20	40	24						
901-950	35	17	35	17	35	17	35	17	35	24	40	17	40	17	40	18	40	21	40	25				
851-900	35	17	35	17	35	17	35	17	35	24	40	17	40	17	40	18	40	22	50	17				
801-850	35	17	35	17	35	17	35	17	35	18	40	17	40	17	40	19	40	23	50	17				
751-800	35	17	35	17	35	17	35	17	35	19	40	17	40	17	40	20	40	24	50	17				
701-750	35	17	35	17	35	17	35	17	35	20	40	17	40	18	40	22	40	25	50	17				
651-700	35	17	35	17	35	17	35	17	35	22	40	17	40	19	40	23	50	17	50	18				
601-650	35	17	35	17	35	17	35	17	35	23	40	17	40	20	40	24	50	17	50	19				
551-600	35	17	35	17	35	17	35	17	35	19	40	17	40	21	50	17	50	17	50	21				
501-550	35	17	35	17	35	17	35	17	35	21	40	17	40	23	50	17	50	18	50	22				
471-500	35	17	35	17	35	17	35	17	35	22	40	17	40	24	50	17	50	19	50	24				
441-470	35	17	35	17	35	17	35	17	35	23	40	17	40	17	50	17	50	20	50	25				
411-440	35	17	35	17	35	17	35	17	35	17	40	17	40	21	50	17	50	18	50	22	60	17		
381-410	35	17	35	17	35	17	35	17	35	17	40	17	40	22	50	17	50	19	50	23	60	17		
351-380	35	17	35	17	35	17	35	17	35	17	40	17	40	24	50	17	50	21	50	24	60	18		
321-350	35	17	35	17	35	17	35	17	35	17	40	17	40	18	50	17	50	22	60	17	60	20		
301-320	35	17	35	17	35	17	35	17	35	17	40	17	40	19	50	17	50	19	50	23	60	17	60	21
281-300	35	17	35	17	35	17	35	17	35	17	40	17	40	19	50	17	50	20	50	25	60	18	60	22
261-280	35	17	35	17	35	17	35	17	35	17	40	17	40	19	50	17	50	22	60	17	60	19	60	23
241-260	35	17	35	17	35	17	35	17	35	17	40	17	40	19	50	18	50	23	60	17	60	20	80	17
221-240	35	17	35	17	35	17	35	17	35	17	40	19	40	24	50	19	50	25	60	19	60	22	80	17
201-220	35	17	35	17	35	17	35	17	35	17	40	20	50	17	50	21	60	17	60	20	60	24	80	17
181-200	35	17	35	17	35	18	35	17	35	17	40	22	50	17	50	23	60	18	60	22	60	26	80	17
161-180	35	17	35	17	35	20	40	18	35	17	40	24	50	17	50	25	60	20	60	24	80	17	80	17
151-160	35	17	35	17	35	21	40	18	35	17	50	17	50	18	60	17	60	21	60	25	80	17	80	17
141-150	35	15	35	15	35	22	40	18	40	15	50	17	50	19	60	17	60	22	80	17	80	17	80	18
131-140	35	15	35	15	35	23	40	18	40	15	50	17	50	20	60	18	60	23	80	17	80	17	80	19
121-130	35	15	35	15	40	13	40	18	40	15	50	17	50	22	60	19	60	25	80	17	80	17	80	20
111-120	35	15	35	15	40	13	40	18	40	15	50	18	50	22	60	20	80	15	80	17	80	18	80	22
101-110	35	15	35	15	40	15	40	18	50	15	50	19	60	15	80	15	80	15	80	16	80	19	100	15
91-100	35	15	35	15	40	15	40	15	40	15	50	15	50	18	60	17	80	15	80	18	100	15	100	15
81-90	35	15	35	15	40	15	40	15	50	15	50	15	50	18	60	18	80	15	80	15	80	16	100	15
71-80	35	15	35	17	40	15	40	16	50	15	50	18	60	14	80	15	80	15	80	16	100	15	100	15
61-70	35	15	35	19	40	15	40	19	50	15	60	15	60	16	80	15	80	15	80	18	100	15	100	15
51-60	35	17	40	13	40	15	50	13	50	15	60	15	60	19	80	15	80	17	100	15	100	15	100	16
46-50	40	13	40	13	40	16	50	13	50	16	60	14	80	13	80	13	100	13	100	13	100	14	100	17
41-45	40	13	40	13	40	18	50	16	60	13	60	16	80	13	80	14	100	13	100	13	100	16	120	13
35-40	40	13	40	14	50	13	50	16	60	13	60	19	80	13	80	17	100	13	100	14	100	16	120	14
30-35	40	13	40	16	50	13	50	18	60	15	80	13	80	13	80	19	100	13	100	16	120	13	120	14
23-29	40	14	50	13	50	16	60	14	60	19	80	13	80	17	100	13	100	16	120	14	120	15	120	18
17-22	50	13	50	14	60	13	60	19	80	13	80	17	100	13	100	17	120	13	120	16	140	13	140	16
12-16	50	15	60	13	60	18	80	13	80	16	100	13	100	16	120	14	120	18	140	15	140	17	160	15
8-11	60	14	60	18	80	13	80	18	100	13	100	17	120	14	140	13	140	17	160	15	160	18	180	15
5-7	80	13	80	13	100	13	100	13	100	18	120	17	140	14	180	15	180	14	200	13	200	15	240	13

A- 16. Datos técnicos de la banda F-3EXWT

Datos técnicos

Grosor:	1.10 mm.	0.04 en.
Masa de la correa (peso de la correa):	1.15 kg/m ²	0.24 lbs./sq.ft
Radio de la barra de frente (mínimo):	2 mm.	0.08 en.
Diámetro de la polea (mínimo):	15 mm.	0.6 en.
Diámetro mínimo de la polea con contraflexión:	15 mm.	0.6 en.
Carga para 1% de extensión (k1% estático) por unidad de ancho (Norma Habasit SOP3-064):	4.5 N/mm	26 lbs./in
Fuerza de tracción para 1% de alargamiento después de la relajación (k1% ISO 21181/EN 1723) por unidad de ancho (Norma Habasit SOP3-155):	3 N/mm	17 lbs./in
Fuerza de tracción admisible por unidad de ancho:	6 N/mm	34 lbs./in
Temperatura de funcionamiento admisible (continua):	Min -30 °C Max 80 °C	Min -22 °F Max 176 °F
Coefficiente de fricción sobre la mesa de apoyo de acero decapado:	0.25 [-]	0.25 [-]
Ancho de fabricación sin costuras:	4000 mm.	157 en.

Todos los datos son valores aproximados bajo condiciones climáticas standar: 23°C/73°F, 50% humedad relativa (DIN 50005/ISO 554) y están basados en el método de empalme Master.

**A- 17. Potencias y torques para ciertos modelos de reductores
con relaciones de reducción aproximadas a 8:1 y con 1750 rpm en la flecha de entrada.**

Approx. Output RPM	Ratio*	Non-Flanged				Flanged (Gearmotors)					
		Gear Capacity		Non-Flange O/P	Output Flange	Ratings			Non-Flange O/P	Output Flange	
		Output Torque (LB-IN.)	Input HP	Catalog No. (Item Code)	Catalog No. (Item Code)	Motor HP	Output Torque (LB-IN.)	S.C.**	Catalog No. (Item Code)	Catalog No. (Item Code)	
218	8	560	2.01	832B-8S (12566)	832BF-8S (16988)	2	560	I	F832B-8S-B7 (21360)	F832BF-8S-B7 (22464)	
						1.5	415	II			
						1	276	III	F832B-8S-B5 (21356)	F832BF-8S-B5 (22458)	
		1206	4.54	842B-8S (15306)	842BF-8S (17114)	3	797	I	F842B-8S-B9 (22762)	F842BF-8S-B9 (23090)	
						2	526	III	F842B-8S-B7 (22760)	F842BF-8S-B7 (23086)	
		2480	8.82	862B-8S (16252)	862BF-8S (18590)	7.5	2087	I	F862B-8S-B11 (24382)	F862BF-8S-B11 (24806)	
						5	1391	II	F862B-8S-B9 (24378)	F862BF-8S-B9 (24804)	
						3	835	III			
		5074	18.00	872B-8S (16746)	872BF-8S (19578)	10	2790	II	F872B-8S-B11 (26094)	F872BF-8S-B11 (26952)	
						7.5	2092	III			
194	9	636	1.86	832B-9S (12568)	832BF-9S (16990)	1.5	508	I	F832B-9S-B7 (21368)	F832BF-9S-B7 (22470)	
						1	338	II	F832B-9S-B5 (21362)	F832BF-9S-B5 (22468)	
						.75	253	III			
		1275	4.14	842B-9S (15314)	842BF-9S (17116)	3	924	I	F842B-9S-B9 (22768)	F842BF-9S-B9 (23148)	
						2	616	III	F842B-9S-B7 (22764)	F842BF-9S-B7 (23096)	
		2608	8.18	862B-9S (16254)	862BF-9S (18592)	7.5	2366	I	F862B-9S-B11 (24392)	F862BF-9S-B11 (24810)	
						5	1577	II	F862B-9S-B9 (24384)	F862BF-9S-B9 (24808)	
						3	946	III			
		5358	16.70	872B-9S (16750)	872BF-9S (19579)	10	3175	II	F872B-9S-B11 (26096)	F872BF-9S-B11 (32524)	
						7.5	2381	III			
175	10	576	1.63	832B-10S (12570)	832BF-10S (16992)	1.5	524	I	F832B-10S-B7 (80814)	F832BF-10S-B7 (22478)	
						1	349	II	F832B-10S-B5 (21372)	F832BF-10S-B5 (22476)	
						.75	262	III			
		1295	3.82	842B-10S (15322)	842BF-10S (17118)	3	1006	I	F842B-10S-B9 (80828)	F842BF-10S-B9 (23156)	
						2	670	II	F842B-10S-B7 (22770)	F842BF-10S-B7 (23154)	
						1.5	503	III			
		2600	7.56	862B-10S (16256)	862BF-10S (18594)	7.5	2548	I	F862B-10S-B11 (80840)	F862BF-10S-B11 (24836)	
						5	1700	II	F862B-10S-B9 (24396)	F862BF-10S-B9 (24812)	
		5360	15.70	872B-10S (16752)	872BF-10S (19580)	10	3278	II	F872B-10S-B11 (80853)	F872BF-10S-B11 (26960)	
						7.5	2458	III			

A- 18. Coeficientes de rozamiento cinético de algunos materiales.

Coeficientes de rozamiento cinético	
Metal por metal	Coeficiente de rozamiento f
Acero por acero en un baño lubricante	0.04
Acero por hierro colado o acero, con lubricación débil	0.1
Acero por hierro colado en seco	0.15 - .18
Para frenos de cinta en dependencia de la marca del hierro colado	.25 - 0.45
Bronce por hierro colado, con lubricación débil	0.18 (alcanza hasta .05 y más)
Bronce por acero en seco	0.18
Otros materiales sobre metal	Coeficiente de rozamiento f
Cuero por hierro colado, bien lubricados	0.12
Cuero por hierro colado, lubricación débil	0.1
Plastico por acero en un baño de lubricación	0.09 - 0.1
Corcho por acero	0.15 - 0.38
Goma por acero	0.6 - 0.8
Papel prensado por hierro colado	0.3
Metalocerámico por acero	0.4 - 0.5

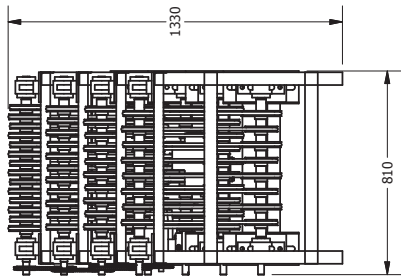
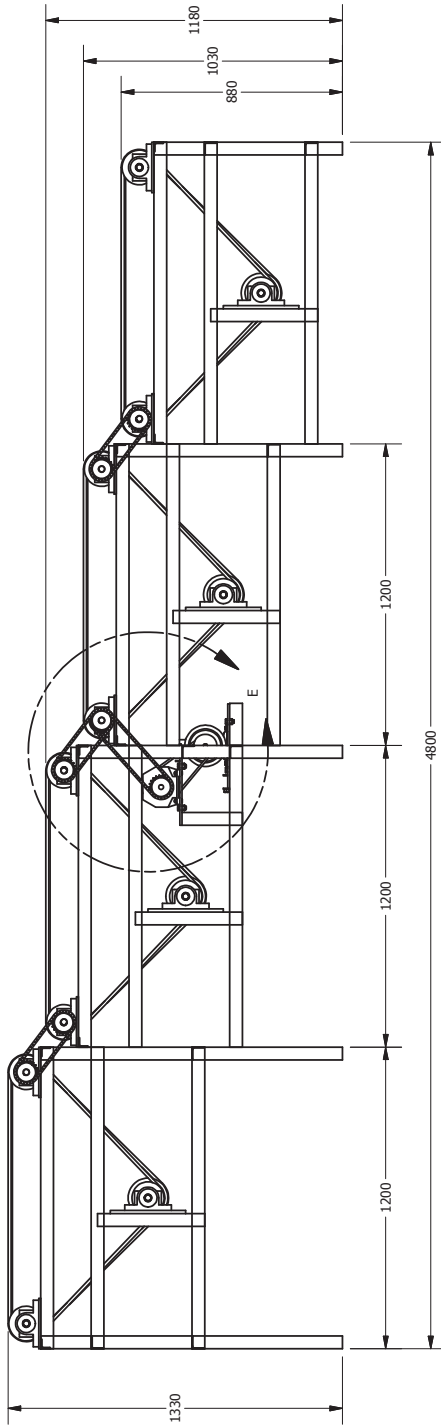
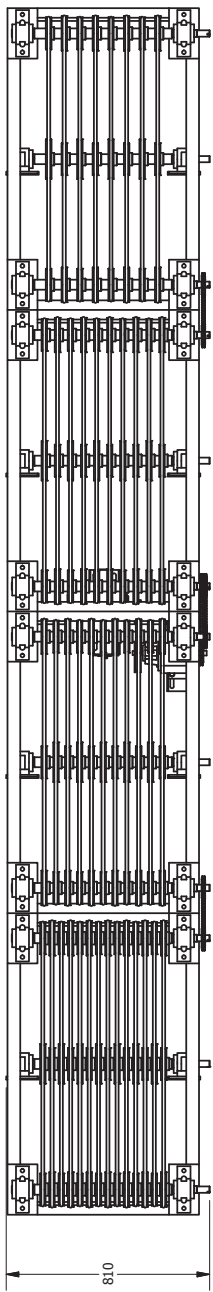
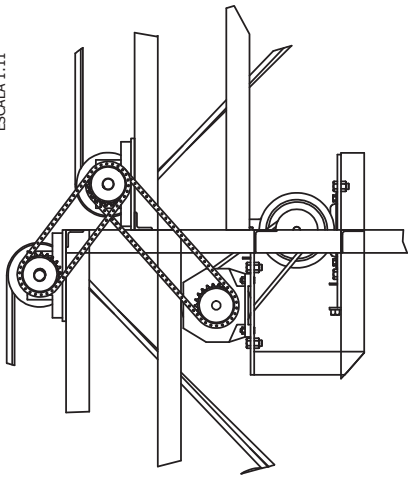
BIBLIOGRAFIA

- [1] <http://www.michoacan.gob.mx/>, Octubre 2007.
- [2] http://es.wikipedia.org/wiki/Revoluci%C3%B3n_Industrial, Enero 2008.
- [3] Marks. Manual del Ingeniero Mecánico. s.l. : Mc. Graw Hill, 1995. Vol. III.
- [4] <http://www.esbelt.com/>, Marzo 2008.
- [5] <http://www.tecnibandas.com/>, Marzo 2008.
- [6] Fruit Grader and Separator; R. M. Widney; No.788,618; Patented May 2, 1905.
- [7] Fruit Grading Machine; L. W. Smith & D. H. Francis; No.10,082,612; Patented December 30, 1913.
- [8] Fruit Grading Machine; I. Cunningham & R. G. Smith; No.583,981; Patented June 8, 1897.
- [9] Fruit or Vegetable Selecting Machine; A. Wenz; No. 2,315,100; Patented March 30, 1943.
- [10] Raisin Stemming And Preparing Machin; H. L. Sanborn; No. 600,554; Patented March 15, 1898.
- [11] Fruit Sizer; Robert A. Coffelt, Tracy J. Kahl, A. Low; No. 5,121,635; Patented June 16, 1992; U.S.
- [12] Machine for Assorting Fruit; J. J. White; No. 731,828; Patented June 23, 1903.
- [13] Fruit Sizer; G. P. Vickery; No. 2,003,097; May 28, 1935.
- [14] Fruit Sizer; C. C. de Witt; No. 2,673,646; March 30, 1954.
- [15] Fruit Sizer; Gary O. Niemann, No. 4,583,644; Patented April 22, 1986.
- [16] Fruit Sizer and Grader; A. m. O'Quinn; No. 1,293,177; Patented February 4, 1919.
- [17] Fruit Selecting Machine; Juan c. Ollero-Pina, Antonio Garrido-Díaz; No. 4,638,914; Patented January 27, 1987; Seville, Spain; U.S.P.
- [18] Fruit Sizer; J. B. Von Canon; No. 1,643,190; Patented September 20, 1927. U.S.P.
- [19] Fruit Sizing and Weighing; Harry C. Power, Jr.; No. 4,817,744; Patented April 4, 1989. U.S.P.
- [20] Sizer Adjuster, D. Parker; No. 1,257,017; Patented February 19, 1918; U.S.P.
- [21] Photoelectric Apparatus for Sorting Variegated Articles According to Size; Stephen P. Stephanos; No. 4,120,403; Patented October 17, 1978; U.S.P.
- [22] Sorter for Fruit and the Like; Aarin J. Warkentin; No. 4,106,628; Patented August 15, 1978; U.S.P.
- [23] Quick Change Fruit Sizer; G.P. Marsden Et Al; No. 2,258,460; Patented 7, 1941. U.S.P.
- [24] Process and Apparatus for Weighing and Sorting Articles; William H. Leverett; No. 4,262,807; Patented April 21, 1981; U.S.P.
- [25] Method and Apparatus for Sorting Fruits, Vegetables or the Like by Weight; Taichi Horii, Taro Horii, Kazuo Haraguchi; Np. 4,426,006; Patented January 17, 1984; U.S.P.
- [26] <http://www.interempresas.net/Alimentaria/FeriaVirtual/ResenyaProducto.asp?R=21060>, Septiembre 2007.
- [27] <http://www.viarural.com.ar/viarural.com.ar/agroindustria/maquinaria-para-frutas/mendomaq/maquinaria-industrial-05.htm>, Septiembre 2007.
- [28] <http://www.eshet.co.il/sizer.asp?LangID=es>, Septiembre 2007.
- [29] <http://www.kerianmachines.com/>, Septiembre 2007.
- [30] <http://personales.com/chile/algarrobo/frutimaq/seleccionadora.html>, Septiembre 2007.
- [31] <http://www.incomser.cl/index.htm>, Octubre 2007.

- [32] <http://www.tiu.com.mx/principal.htm>, Septiembre 2007.
- [33] www.emsimx.com.mx/file:///C:/32723D21/EmsiMxAlfa_archivos/Page659.htm, Febrero 2008.
- [34] <http://www.lagenfor.com.>, Febrero 2009.
- [35] http://www.armoweb.com/_ITA/index.php., Febrero 2009.
- [36] <http://www.vinca.es/index.htm.>, Febrero 2009.
- [37] <http://www.servidex.com/transmet/spain/Entraesp.htm.>, Marzo 2009.
- [38] [http://www.luxber.com/.](http://www.luxber.com/), Marzo 2009.
- [39] [http://www.bolzoni-auramo.es/.](http://www.bolzoni-auramo.es/), Marzo 2009.
- [40] Apparatus for Sorting and Packing Articles; Kunio Nambu; No. 6,625,960B1; Patented September 30, 2003; U.S.P.
- [41] Box Inverting Apparatus; Darrell E. Pluntz; No. 3,895,722; Patented July 22, 1975; U.S.P.
- [42] Conveyor System for Sorting Small Articles; Taichi Horii, Yasutsugu Ohbuchi; No. 4,569,434; Patented February 11, 1986; U.S.P.
- [43] Apparatus and Method for Packaging; Stanley McClusky, Jerry L. Boyd; No. 4,907,396; Patented March 13, 1990.
- [44] Fenner Drives. *Eagle Polyurethane beltings and O-rings catalogue*, Fenner Drives.
- [45] Habasit AG, *Correas redondas Polycord, Manual Técnico*, Switzerland, Habasit AG, 2001.
- [46] SKF, *Catálogo general de rodamientos*, Torino Italia, Stamperia Artistica Nazionale, SKF, 1989.
- [47] Siemens, *Catálogo general de motores eléctricos*, México D.F., Siemens, 2005.
- [48] Dodge, *Power Transmission Components Catalog*, Dodge, 2004.
- [49] <http://www.bostongear.com/literature/index.asp>.
- [50] “Estudio para incrementar la capacidad de los transportadores de la acería eléctrica de IMEXSA de 450 TPH a 800TPH”, Ing. Juan José Sánchez Hernández, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, Septiembre 1997.
- [51] Transportadores y elevadores. Antonio Miravete, Emilio Larrodé. Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Zaragoza, 1996.
- [52] Manual de fabricación de bandas y rodillos transportadores- Pirelly, William, Editorial Mac Graw Hill- Impreso en Madrid (España) 1992.
- [53] Hamilton H. Mabie & Fred W. Ocvirk, *Mechanism and Dynamics of Machinery*, Ed. Jhon Wiley & Sons, 2da Edic, New York 1963.
- [54] Enciclopedia de la Mecánica, Ingeniería y Técnica, M. Kutz. Edit. Océano/Centrum.
- [55] Manual del Ingeniero Mecánico, Smith, Editorial Prentice Hall.
- [56] Manual Universal de la Técnica Mecánica, Oberg-Jones, Editorial Labor.
- [57] F.J. Ayala, A. Mejía, F. J. Martínez S, et al. *Mecanismo de cuatro barras. Desarrollo de un prototipo didáctico*. Universidad Tecnológica de León, León, Guanajuato, 37670, México, 1er Participación de la mujer en la ciencia Mecánica de Maquinas C. W. Ham, M. E.
- [58] C.W. Ham, y E.J. Crane, *Mecánica de Maquinas*, ed. McGraw-Hill
- [59] Nicholas P. Chironis, Neil sclater. *Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook*, Second Edition.
- [60] C.W. Ham, y E.J. Crane, *Mecánica de Maquinas*, ed. McGraw-Hill.
- [61] Nicholas P. Chironis, Neil sclater. *Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook*, Second Edition.

- [62] Cross, N. (2003). *Métodos de diseño, Estrategias para el diseño de productos*. Limusa Wiley.
- [63] J. E. Shigley and C.R. Mischke, *Diseño en ingeniería mecánica*, México D.F., Mc Graw-Hill, 2002
- [64] Hinojosa, “Software para diseño de Bandas Transportadoras”. Tesis de Ingeniero. Mecánico, FIMCP, ESPOL, 2002.
- [65] Conveyor Equipment Manufacturers Association (CEMA), *Belt Conveyors for Bulk Materials*, 2nd Edition
- [66] Deutsche Norm, *Belt Conveyors for Bulk Materials*, DIN 22101
- [67] Goodyear, *Handbook of Conveyor and Elevator Belting*, 1975
- [68] North American, Inc. Transall Division, *Belt Conveyor Idlers Catalogue*
- [69] Roulunds, *Conveyor Belting Catalogue*
- [70] Targhetta L., López Roa, A., *Transporte y Almacenamiento de materias primas en la industria básica*, Tomo 2, Editorial Blume, 1970
- [71] TransTech Publications, *Bulk Solids Handling The International Journal of Storing and Handling Bulk Materials*, Vol. 6, No. 2, April 1986

DETALLE E
ESCALA 1:1

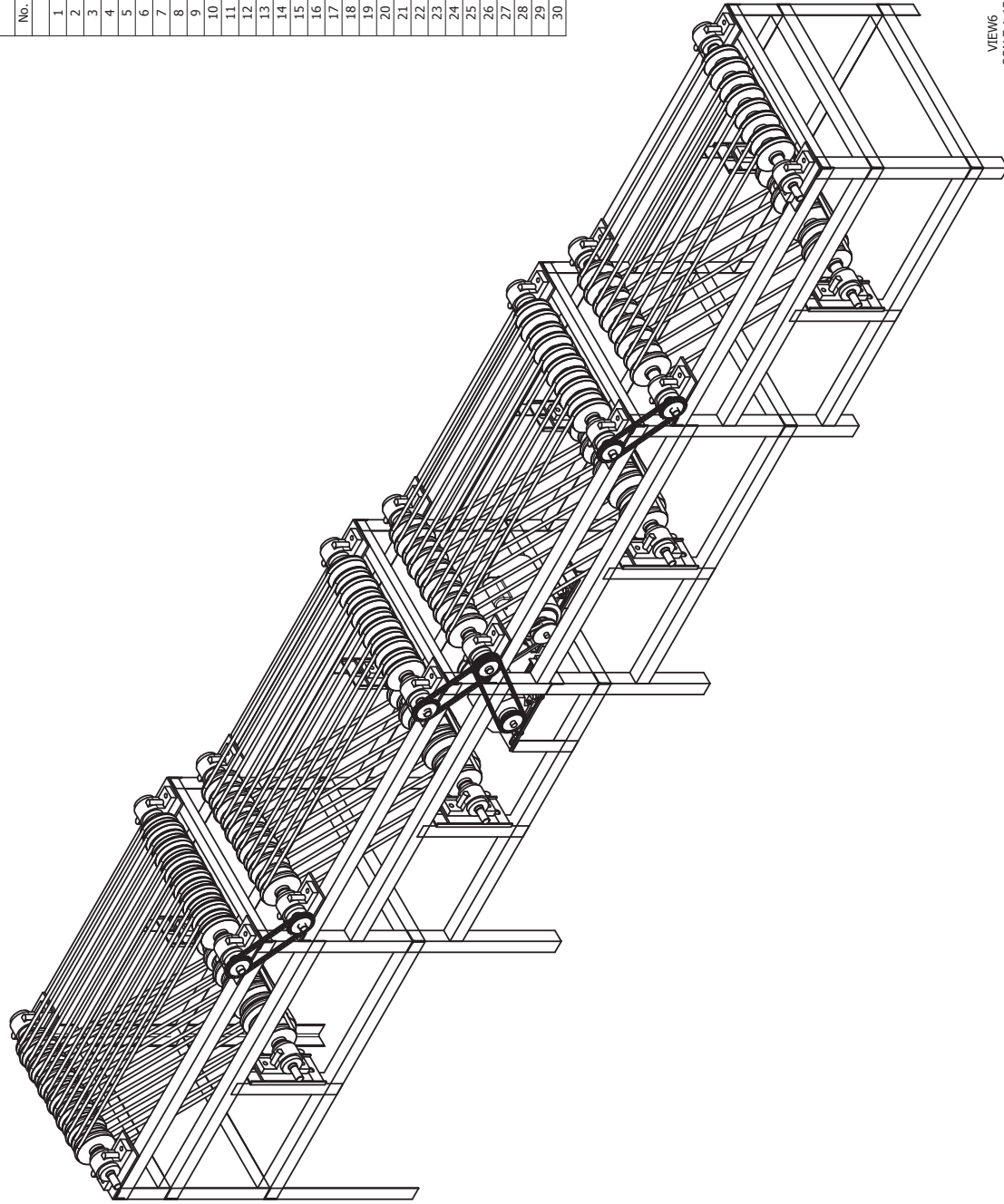


DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADORA DE FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACÁN.		U.M.S.N.H.
DIBUJÓ: PIM. Jorge Omar García Rivera.		F. I. M.
REVISÓ: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Ensamble del Sistema Seleccionador 1/2.		ESCALA: 1:20
NÚMERO DE PARTE		DIBUJO: No.01

RELACION DE PARTES DEL SISTEMA DE SELECCIÓN	
No.	No. PARTE
1	Bastidor.
2	MSA-SS2.001
3	MSA-SV5.001
4	MSA-SV4.002
5	MSA-SV4.003
6	MSA-SV4.004
7	MSA-SV4.005
8	MSA-SS3.002
9	MSA-SS3.003
10	MSA-SS3.004
11	MSA-SS5.001
12	MSA-SS5.002
13	MSA-SS5.003
14	MSA-SS5.004
15	MSA-SS5.005
16	MSA-SS5.006
17	MSA-SS5.007
18	MSA-SS5.008
19	MSA-SV1.001
20	MSA-SV1.002
21	MSA-SV2.001
22	MSA-SV3.001
23	MSA-SV3.002
24	MSA-SV3.003
25	MSA-SV3.004
26	MSA-SV3.005
27	MSA-SV3.006
28	MSA-SV3.007
29	MSA-SV6.001
30	MSA-SV6.002

DESCRIPCIÓN

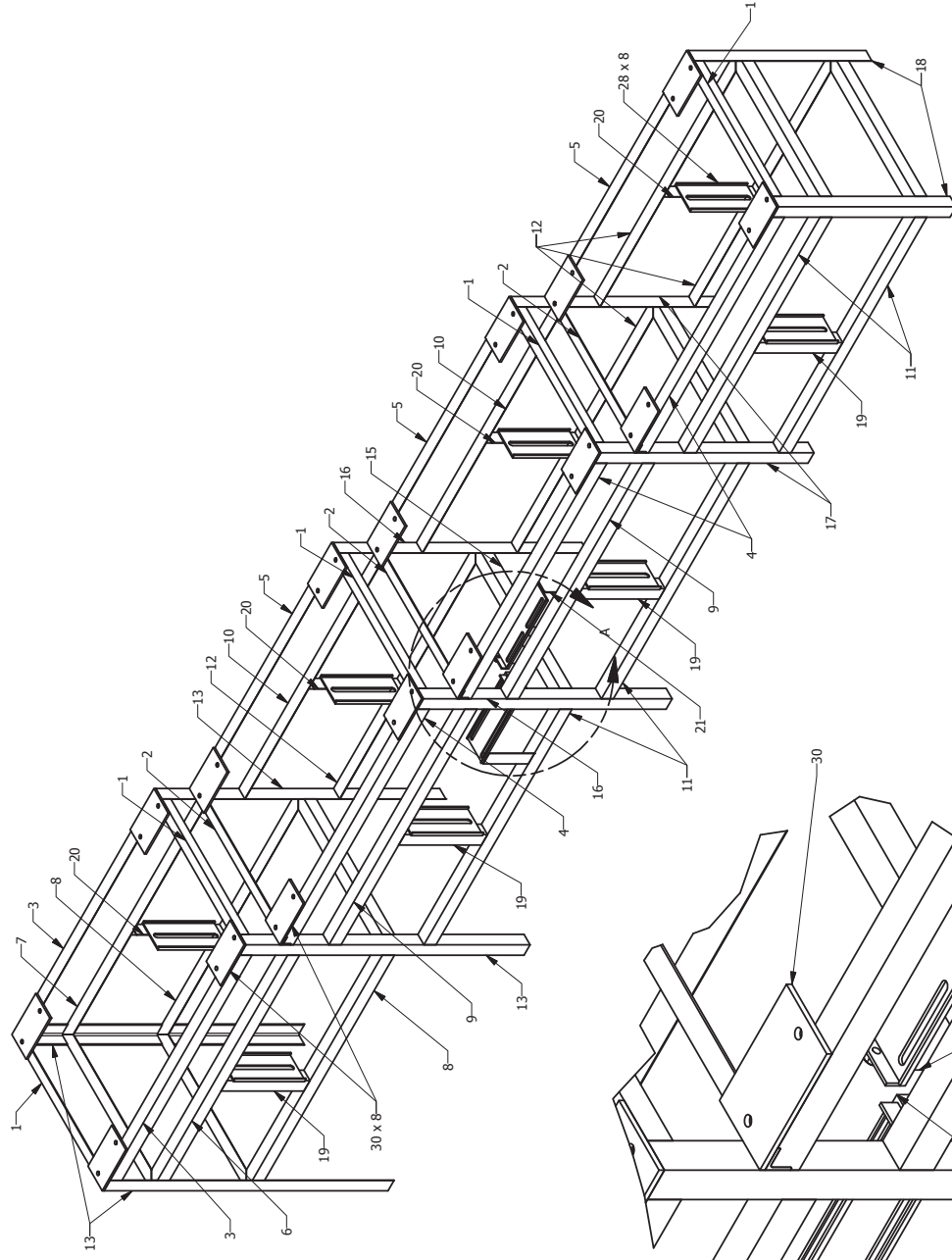
1 Bastidor.
 2 Correa "Eagle Orange 85" 12.5 mm diámetro.
 3 Eje de Ø40 mm.
 4 Manguito de fijación H-2307.
 5 Rodamiento de bolas a rótula SKF EK-1207.
 6 Sellus de lubricación TSMA-507G.
 7 Soporte SNH-507.
 8 Polea selectora de Ø110 mm.
 9 Polea selectora de Ø120 mm.
 10 Polea selectora de Ø140 mm.
 11 Banda AX31
 12 Cadena No. 40, paso 1/2" y longitud de 1000 mm.
 13 Cadena No. 40, paso 1/2" y longitud de 800 mm.
 14 Catalina 40B22
 15 Polea 5.4" (76 mm) diámetro, sección AX
 16 Polea 3" (137 mm) diámetro, sección AX
 17 Motor Siemens 1.5 HP, 1RF3 056 4YC41
 18 Reductor Boston Gear 832B5.1S
 19 Arandela 5/16
 20 Arandela 1/2
 21 Arandela de presión 1/2
 22 Tornillo 5/16 18UNC-2A X 3/4
 23 Tornillo 5/16 18UNC-2A X 1
 24 Tornillo 1/2 13UNC-2A X 1
 25 Tornillo 1/2 13UNC-2A X 2
 26 Tornillo 1/2 13UNC-2A X 4 1/2
 27 Tuerca 5/16 18UNC-2B
 28 Tuerca 1/2 13UNC-2B
 29 Base móvil motor. Placa 1/8" (3.1 mm) espesor
 30 Base móvil reductor. Placa 1/8" (3.1 mm) espesor



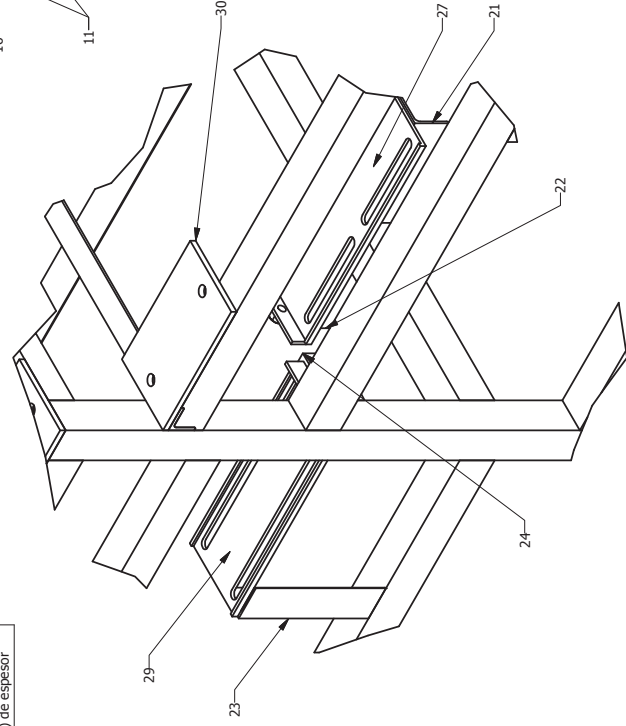
VIEW6
SCALE 1:15

DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADORA DE FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACAN.		U.M.S.N.H.
DIBUJÓ: PIM. Jorge Omar García Rivera.		F. I. M.
REVISÓ: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Ensamble del Sistema Seleccionador 2/2.		ESCALA: 1:1
NÚMERO DE PARTE		DIBUJO: No.02

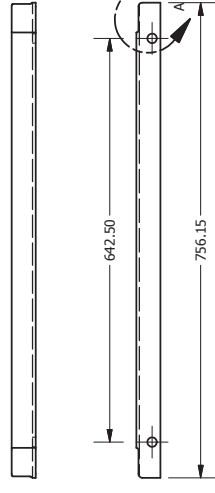
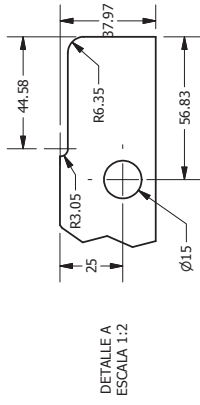
ELEMENTOS DEL BASTIDOR		
No.	Numero de Parte	Descripción
1	MSA-SS1.001	5 Elemento estructural tipo "1.5X1.5X1/8"
2	MSA-SS1.002	3 Elemento estructural tipo "1.5X1.5X1/8"
3	MSA-SS1.003	2 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
4	MSA-SS1.004	3 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
5	MSA-SS1.005	3 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
6	MSA-SS1.006	1 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
7	MSA-SS1.007	1 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
8	MSA-SS1.008	2 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
9	MSA-SS1.009	2 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
10	MSA-SS1.010	2 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
11	MSA-SS1.011	4 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
12	MSA-SS1.012	4 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
13	MSA-SS1.013	4 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
14	MSA-SS1.014	6 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
15	MSA-SS1.015	1 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
16	MSA-SS1.016	2 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
17	MSA-SS1.017	2 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
18	MSA-SS1.018	2 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
19	MSA-SS1.019	4 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
20	MSA-SS1.020	4 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
21	MSA-SS1.021	1 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
22	MSA-SS1.022	1 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
23	MSA-SS1.023	1 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
24	MSA-SS1.024	1 Elemento estructural tipo "L2X2X1/8"
25	MSA-SV6.001	1 Placa de 1/8" (3.1 mm) de espesor
26	MSA-SV6.002	1 Placa de 3/16" (4.8 mm) de espesor
27	MSA-SS1.027	8 Placa de 3/16" (4.8 mm) de espesor
28	MSA-SS1.028	8 Placa de 3/16" (4.8 mm) de espesor
29	MSA-SS1.029	1 Placa de 3/16" (4.8 mm) de espesor
30	MSA-SV4.001	24 Placa de 5/16" (7.9 mm) de espesor



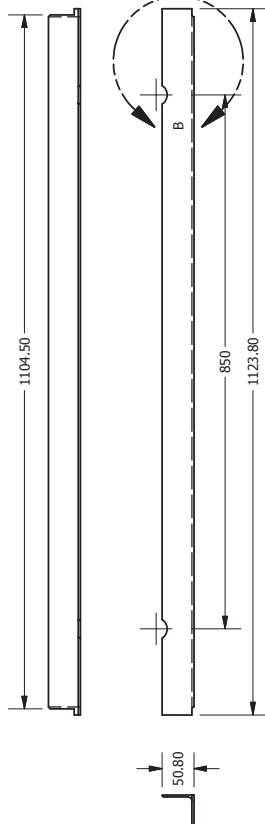
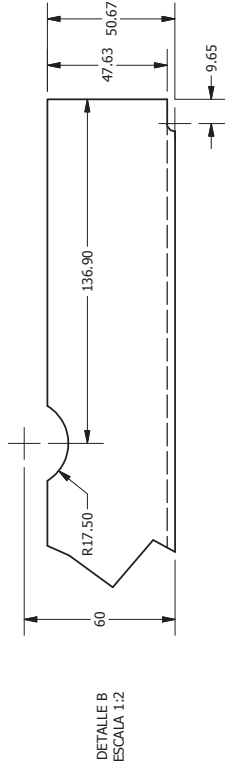
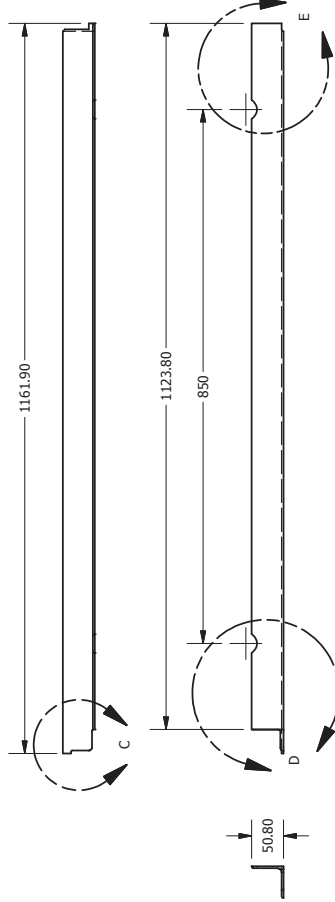
DETALLE A
ESCALA 1:6



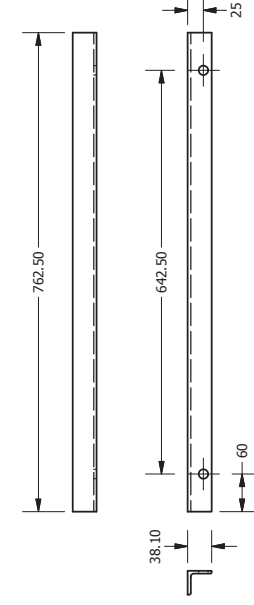
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADORA DE FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACÁN.		U.M.S.N.H.
DIBUJÓ: PIM. Jorge Omar García Rivera.		F. I. M.
REVISÓ: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Distribución de los Elementos del Bastidor de Selección.		ESCALA: 1:1
NÚMERO DE PARTE		DIBUJO: No.0



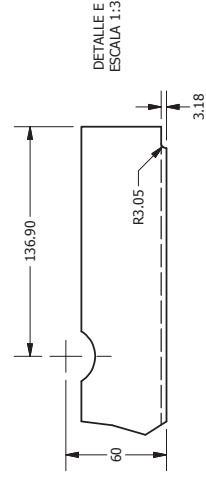
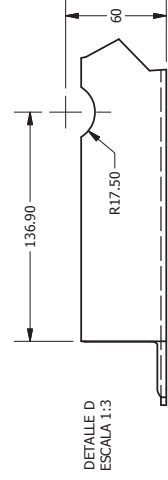
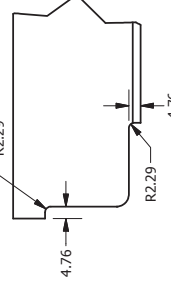
ELEMENTO MSA-SS1.004



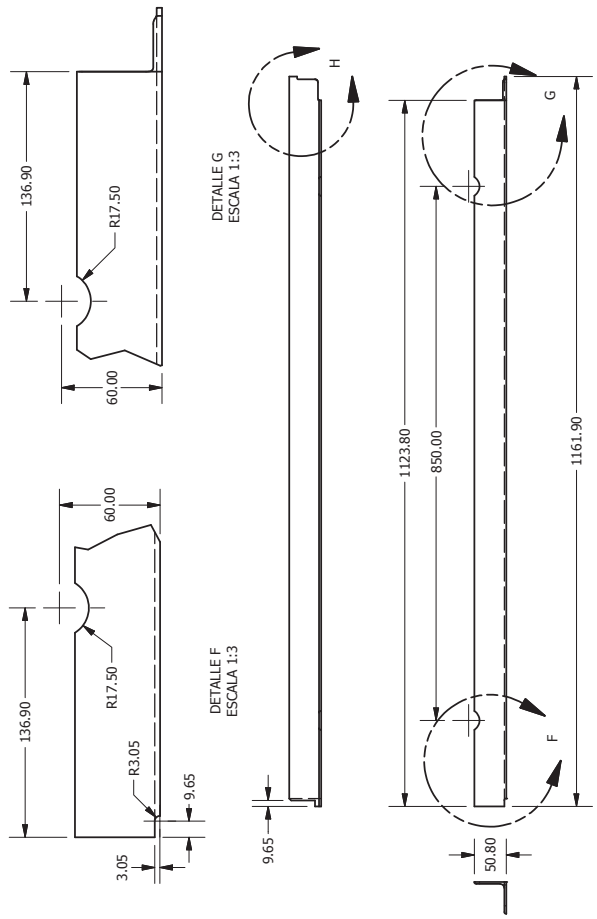
ELEMENTO MSA-SS1.002



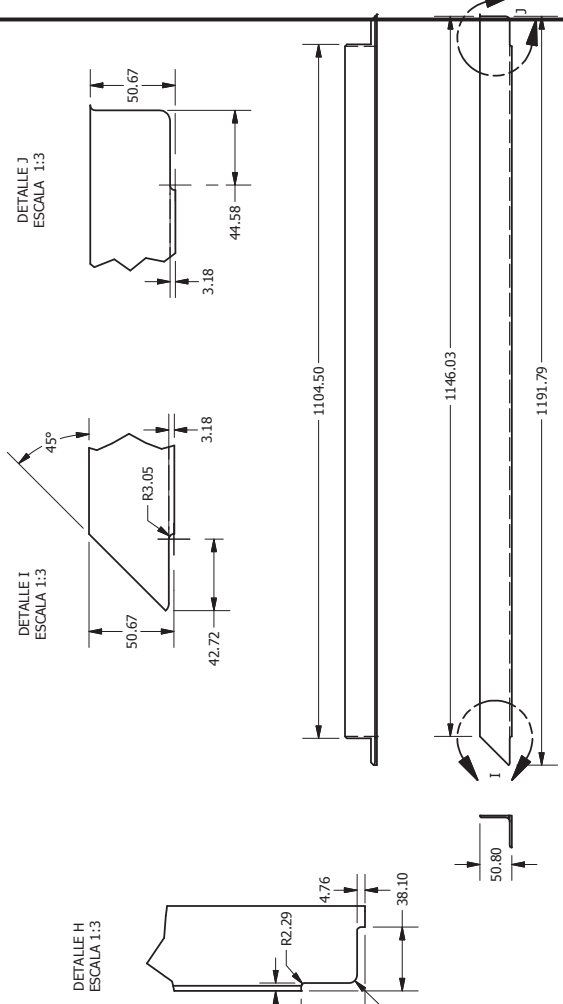
DETALLE C
ESCALA 1:2



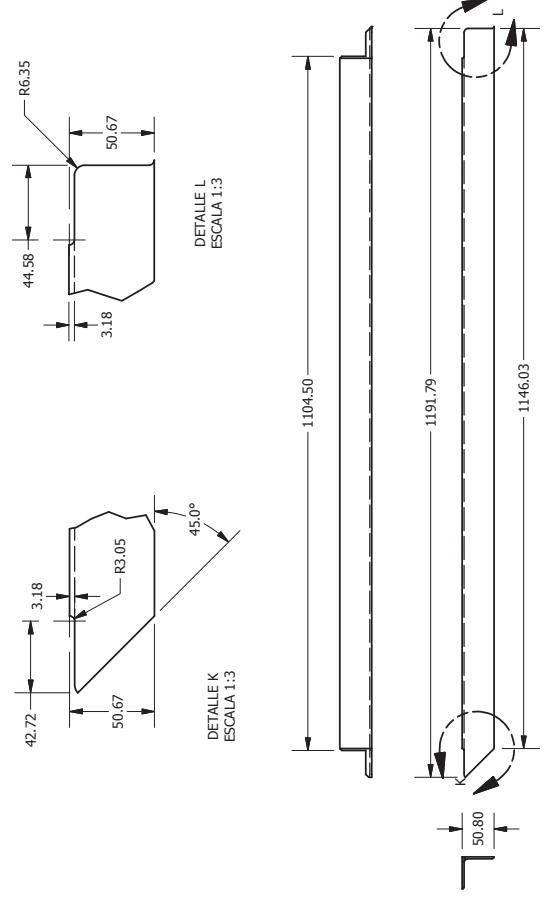
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADORA DE FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACÁN.		U.M.S.N.H.
DIBUJÓ: PIM. Jorge Omar García Rivera.		F. I. M.
REVISÓ: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Elementos del Bastidor de Selección n 1/ .		ESCALA: 1:
NUMERO DE PARTE MSA-SS1.001 - MSA-SS1.004		DIBUJO: No.0



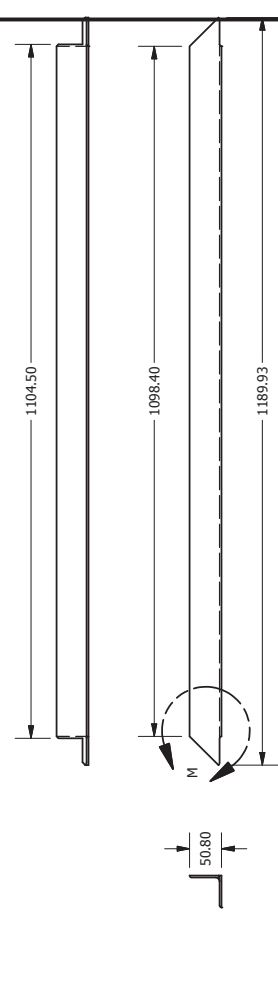
ELEMENTO MSA-SS1.005



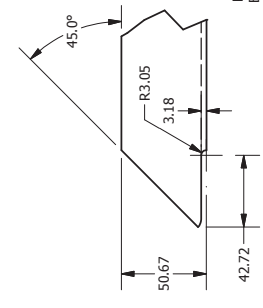
ELEMENTO MSA-SS1.006



ELEMENTO MSA-SS1.007



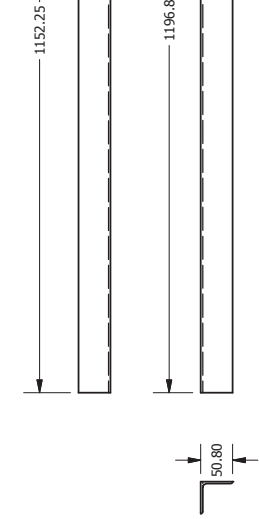
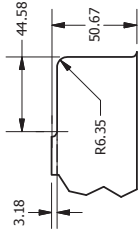
ELEMENTO MSA-SS1.008



DETALLE M
ESCALA 1:3

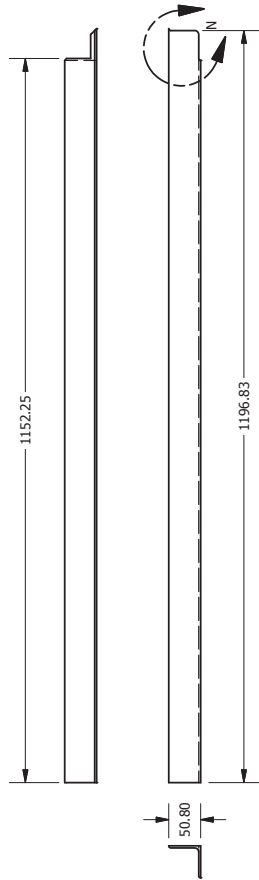
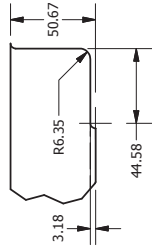
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADORA DE FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACAN.		U.M.S.N.H.
DIBUJÓ: PIM. Jorge Omar García Rivera.		F. I. M.
REVISÓ: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Elementos del Bastidor de Selección n 2/ .		ESCALA: 1:
NUMERO DE PARTE MSA-SS1.005 - MSA-SS1.008		DIBUJO: No.0

DETALLE O
ESCALA 1:3



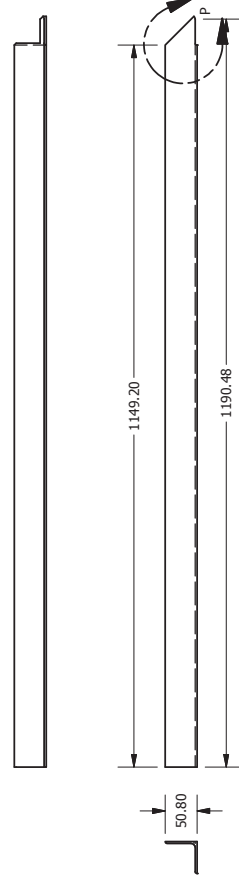
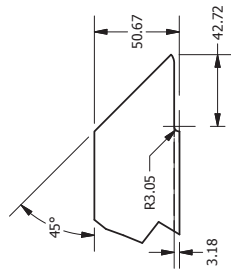
ELEMENTO MSA-SS1.010

DETALLE N
ESCALA 1:3



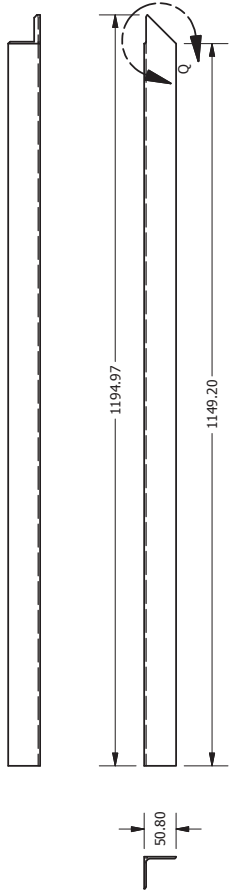
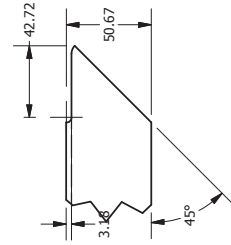
ELEMENTO MSA-SS1.009

DETALLE P
ESCALA 1:3



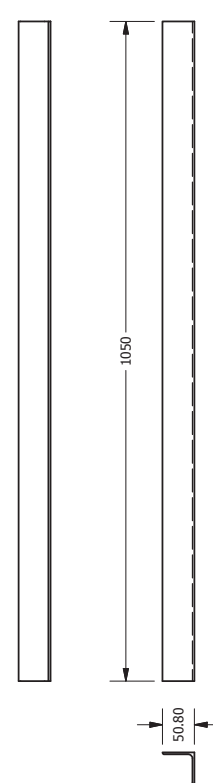
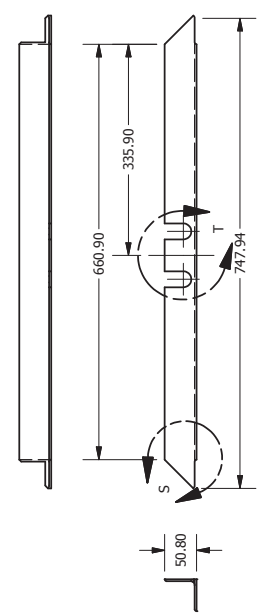
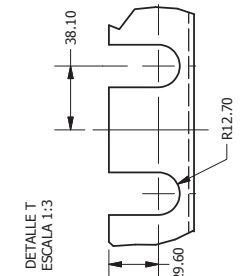
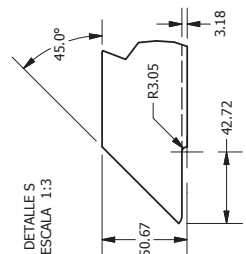
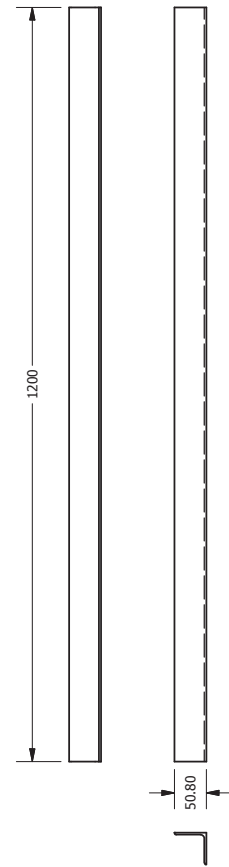
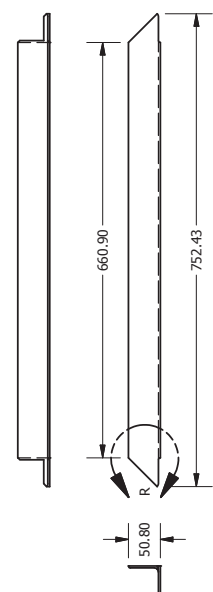
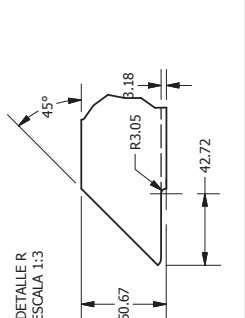
ELEMENTO MSA-SS1.011

ELEMENTO MSA-SS1.012

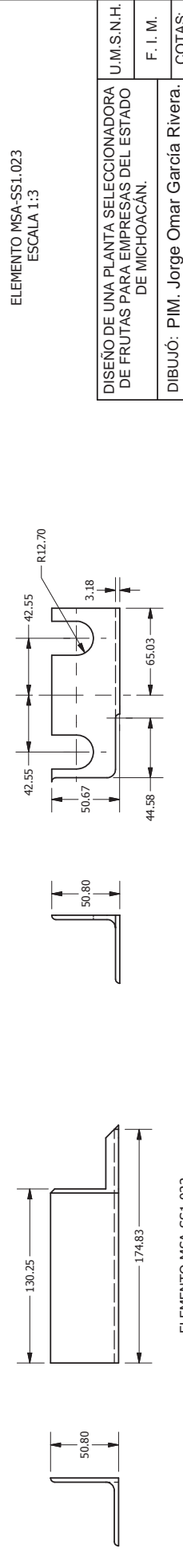
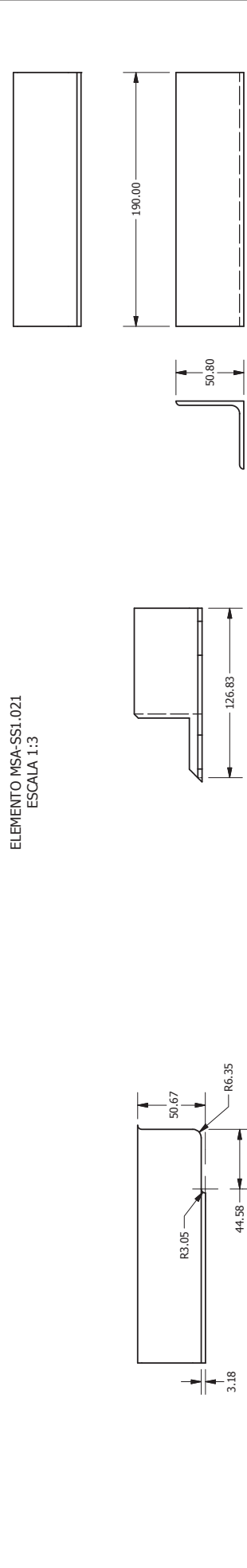
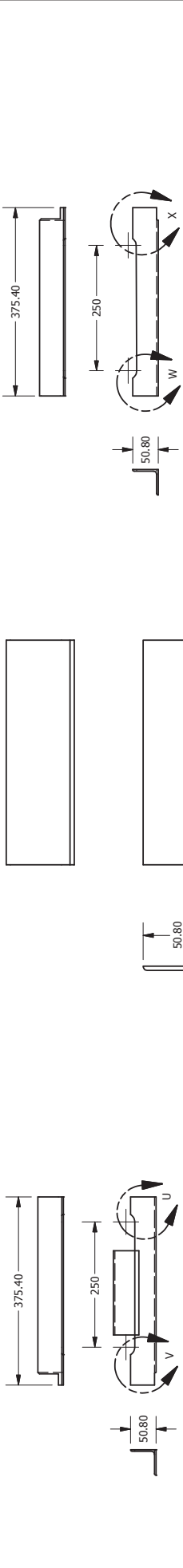


DETALLE Q
ESCALA 1:3

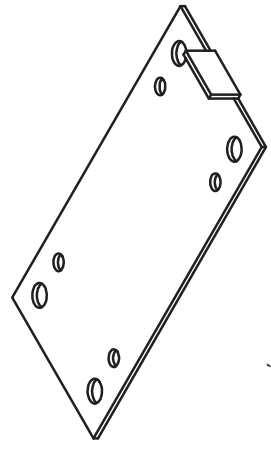
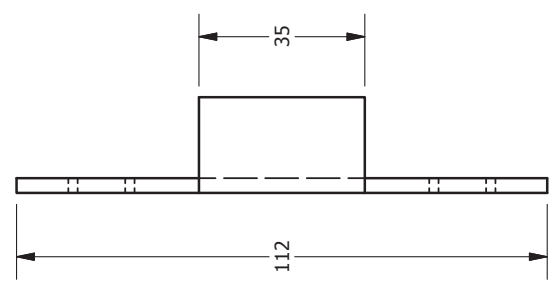
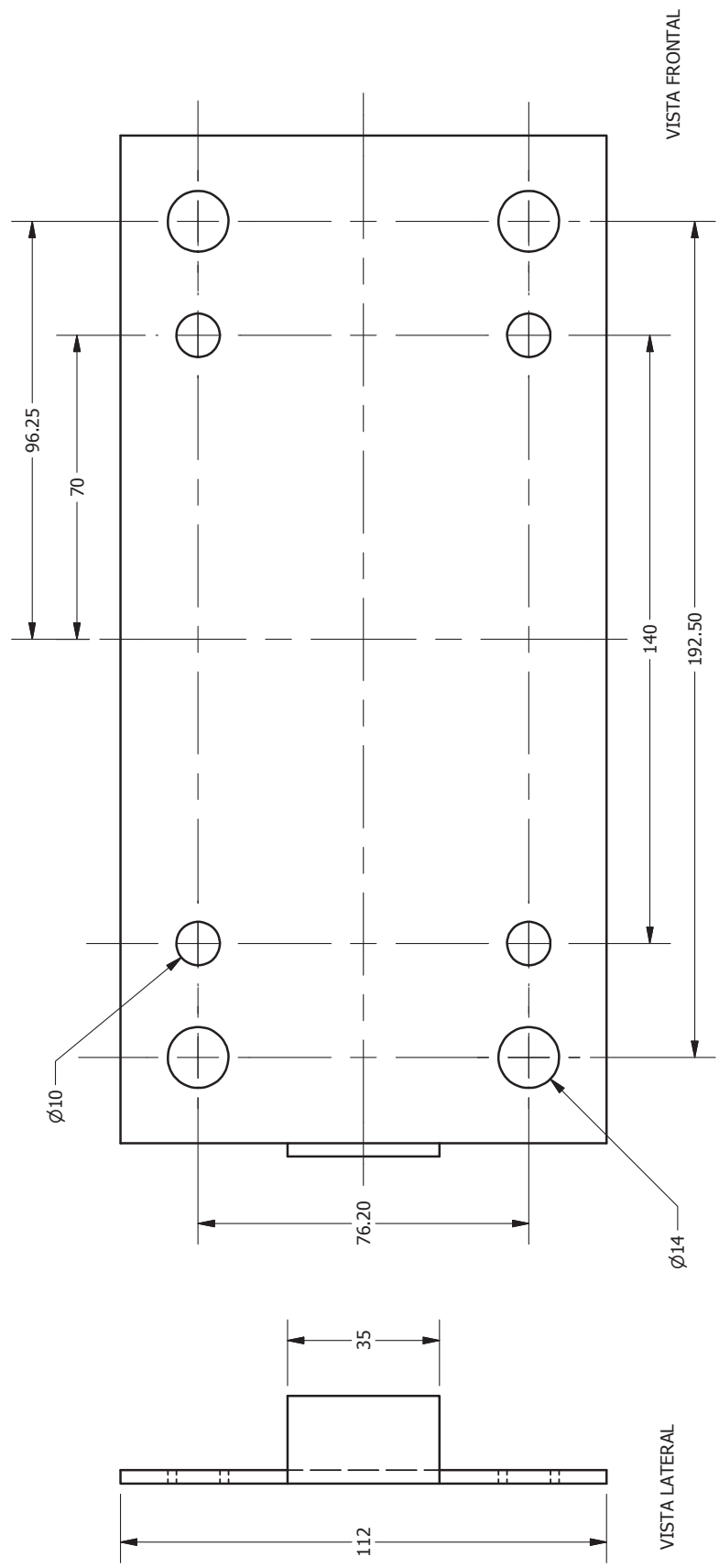
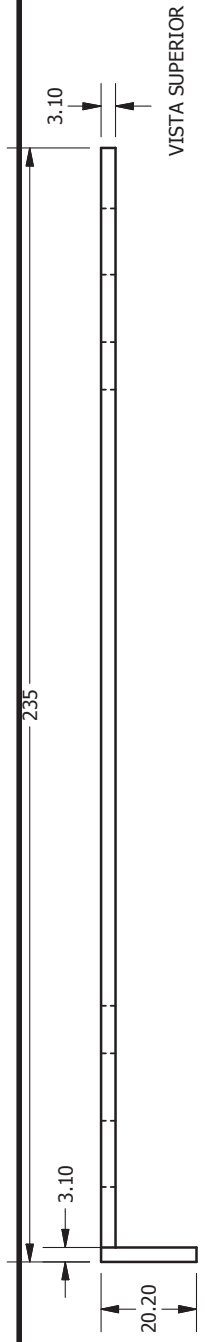
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADORA DE FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACÁN.		U.M.S.N.H.
DIBUJÓ: PIM. Jorge Omar García Rivera.		F. I. M.
REVISÓ: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Elementos del Bastidor de Selección n / .		ESCALA: 1:
NUMERO DE PARTE MSA-SS1.009 - MSA-SS1.012		DIBUJO: No.0



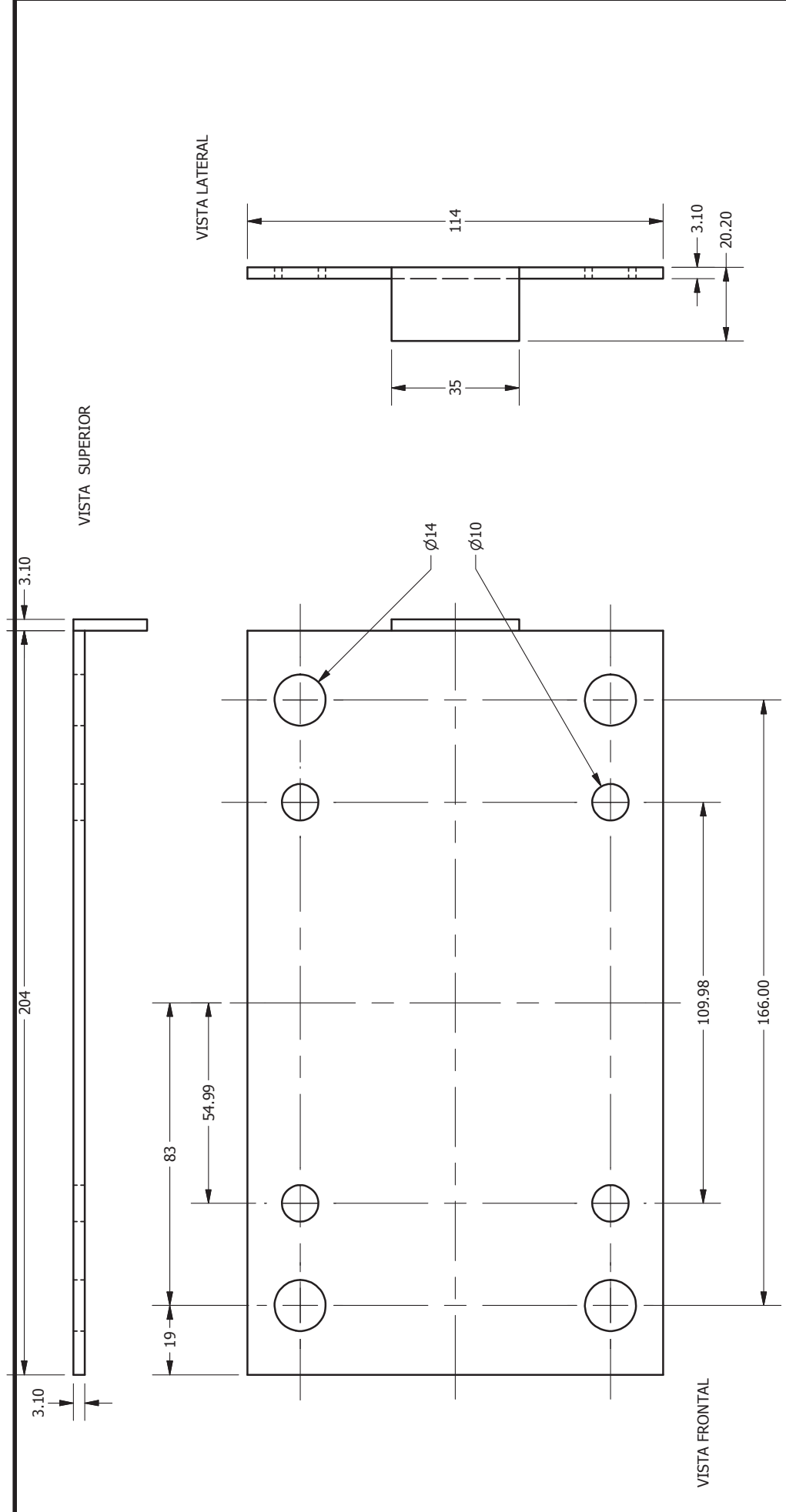
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADORA DE FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACÁN.		U.M.S.N.H.
DIBUJÓ: PIM. Jorge Omar García Rivera.		F. I. M.
REVISÓ: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Elementos del Bastidor de Selecci n / .		ESCALA: 1:
NUMERO DE PARTE MSA-SS1.013 - MSA-SS1.018		DIBUJO: No.0



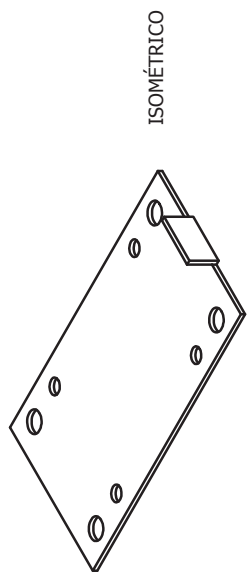
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADORA DE FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACÁN.		U.M.S.N.H.
DIBUJÓ: PIM. Jorge Omar García Rivera.		F. I. M.
REVISÓ: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Elementos del Bastidor de Selecci n / .		ESCALA: 1:
NUMERO DE PARTE MSA-SS1.019 - MSA-SS1.024		DIBUJO: No.0

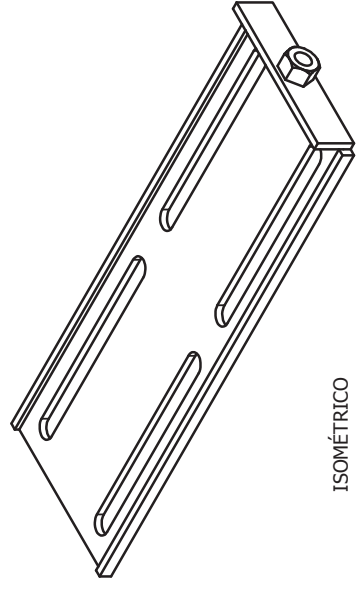
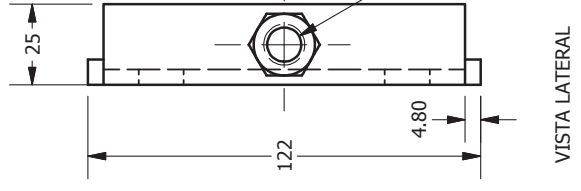
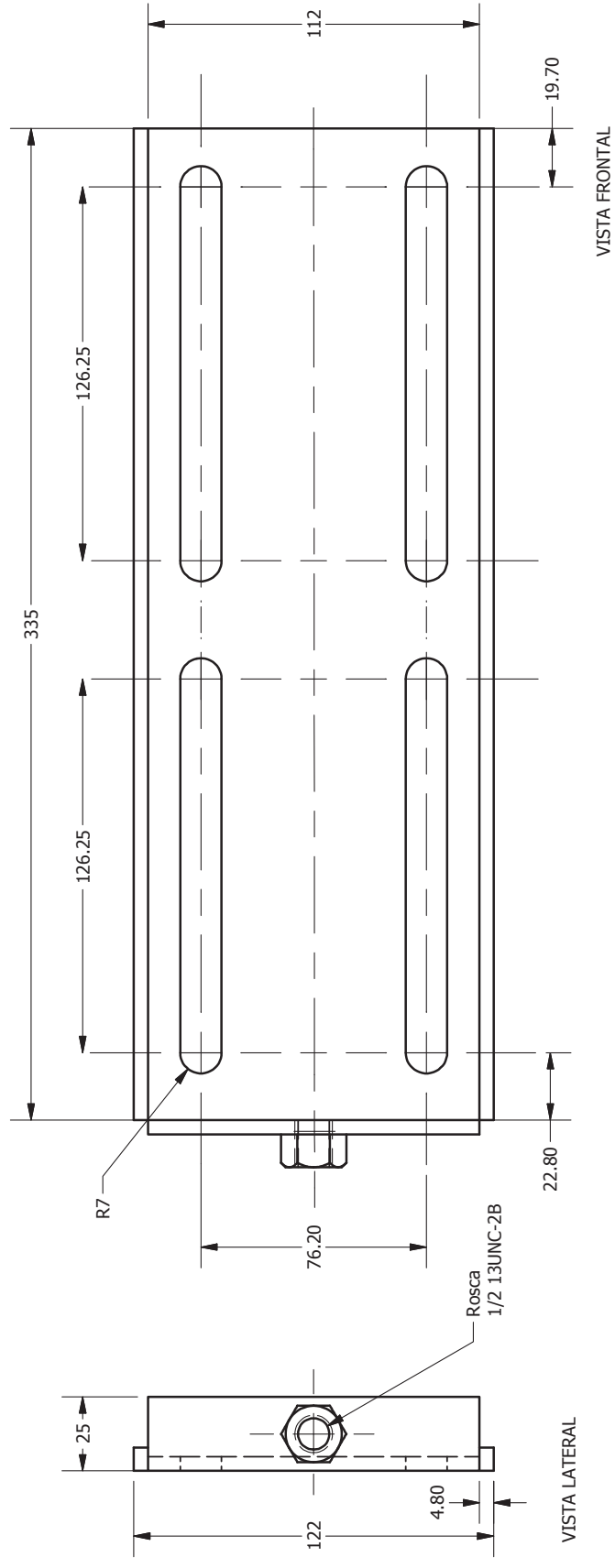
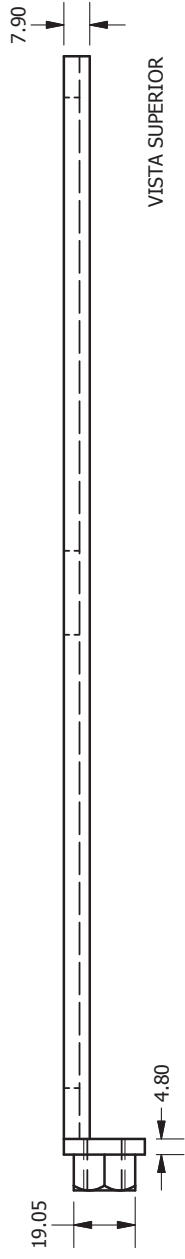


DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADORA DE FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACÁN.		U.M.S.N.H.
DIBUJÓ: PIM. Jorge Omar García Rivera.		F. I. M.
REVISÓ: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Base M vil del Motor.		ESCALA: 1:1.
NÚMERO DE PARTE MSA-SV6.001		DIBUJO: No.0

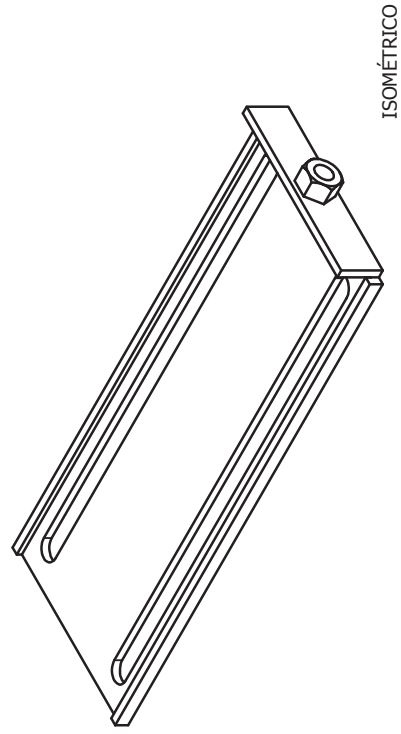
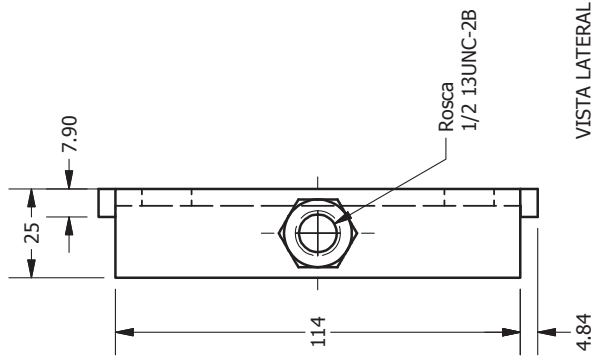
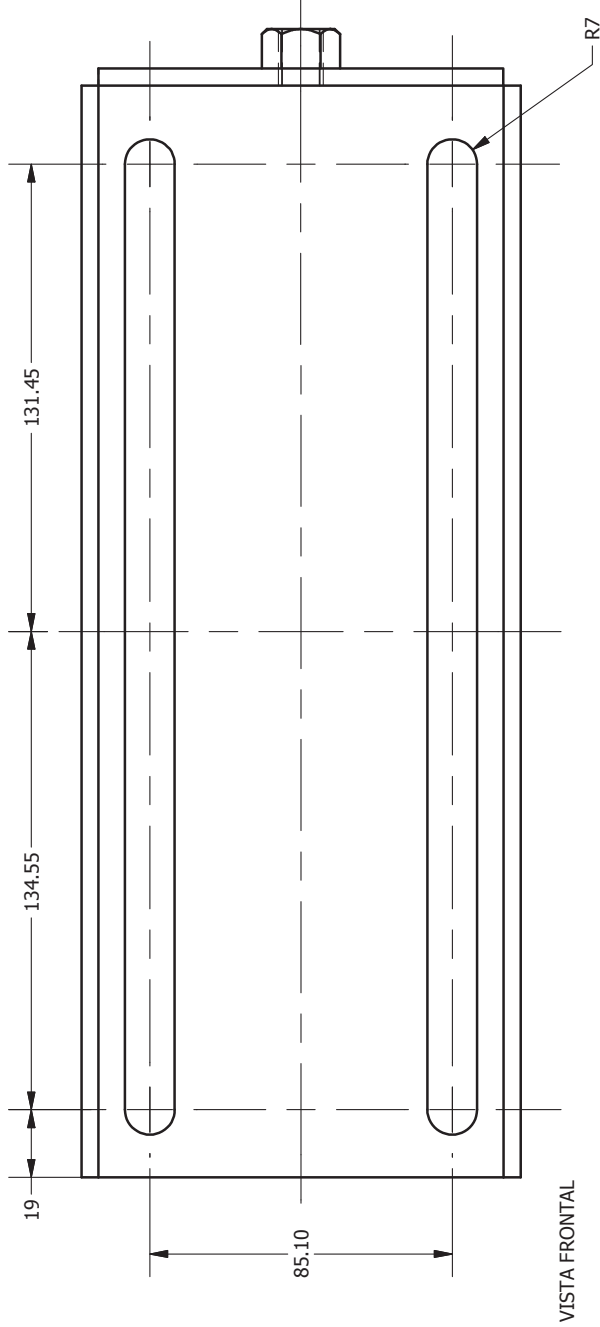
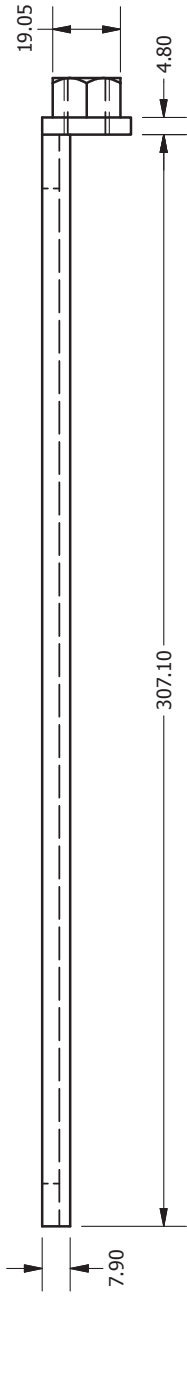


DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADORA DE FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACÁN.		U.M.S.N.H.
DIBUJÓ: PIM. Jorge Omar García Rivera.		F. I. M.
REVISÓ: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Base M vil del Reductor.		ESCALA: 1:1.
NÚMERO DE PARTE MSA-SV6.002		DIBUJO: No.10

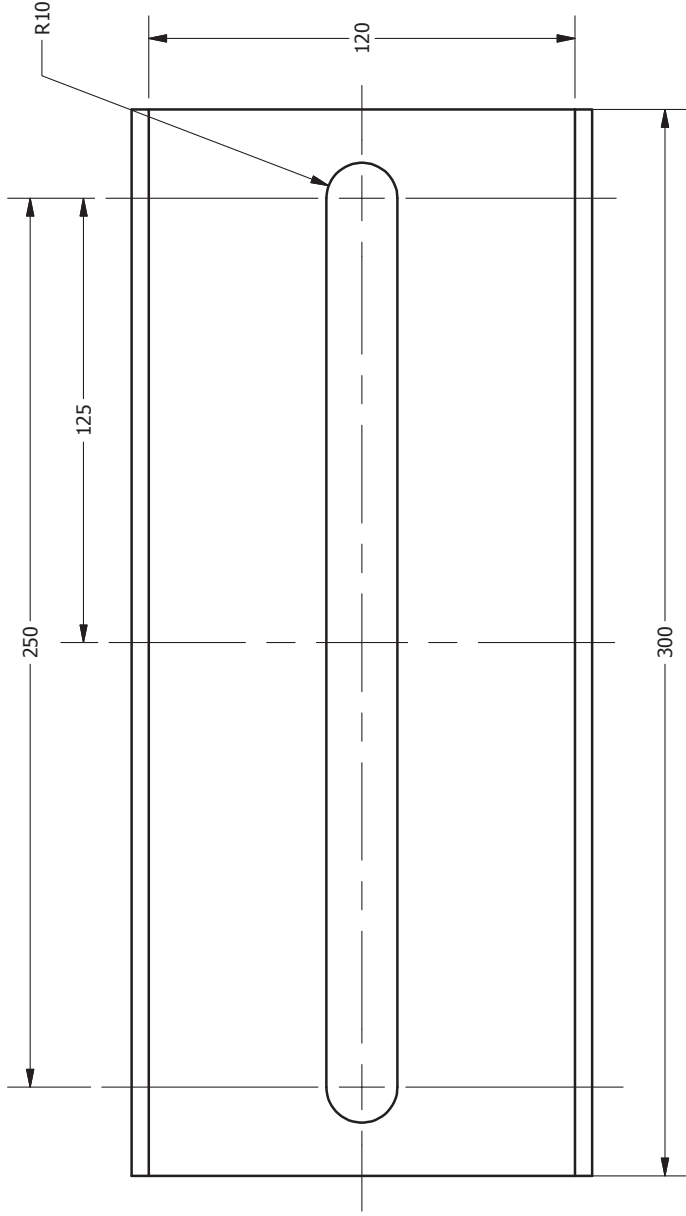




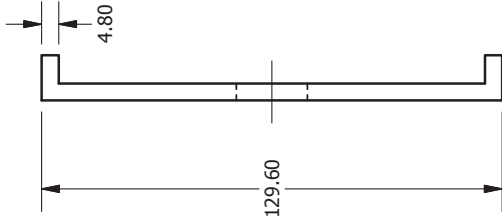
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADORA DE FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACÁN.		U.M.S.N.H.
DIBUJÓ: PIM. Jorge Omar García Rivera.		F. I. M.
REVISÓ: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Base Fia del Motor.		ESCALA: 1:2.2
NÚMERO DE PARTE MSA-SS1.025		DIBUJO: No.11



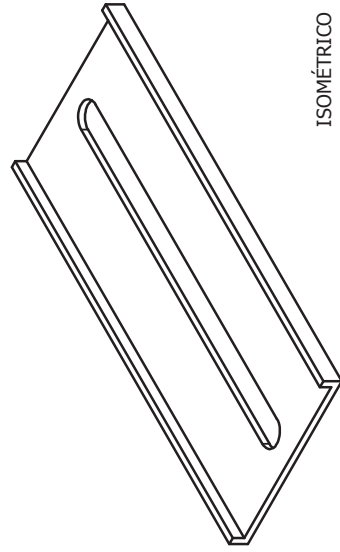
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A DE FUNDAMENTOS PARA EMPLEADOS DEL ESTADO DE MICHOACÁN.		U.M.S.N.H.
DIBUJANTE: PIM. Jorj e Omar		F. I. M.
E DISEÑADOR: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
BARRA Y FUNDICIÓN: el aluminio		ESCALA: 1:2.2
NÚMERO DE PARTE MSA-SS1.026		DIBUJO: No.12



VISTA FRONTAL

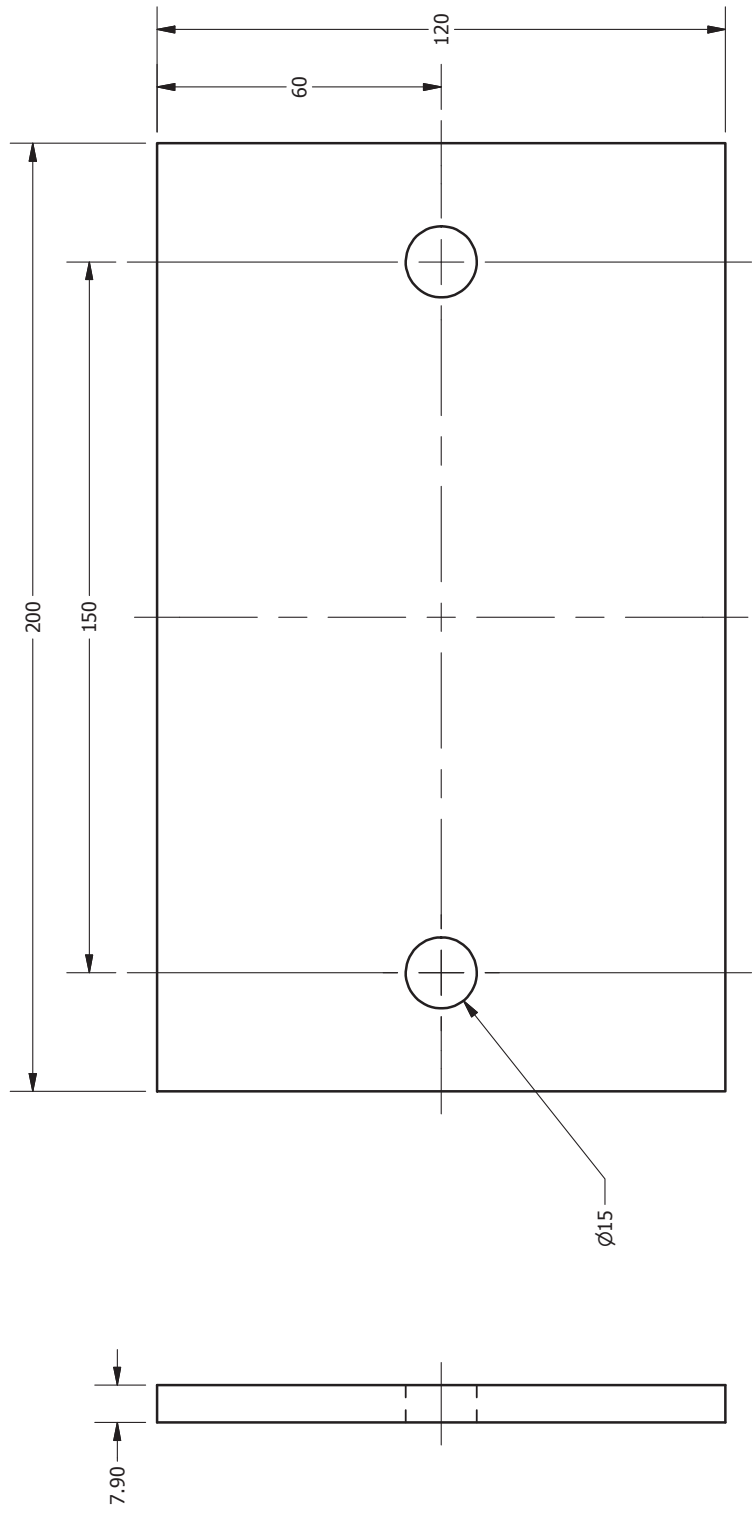


VISTA LATERAL



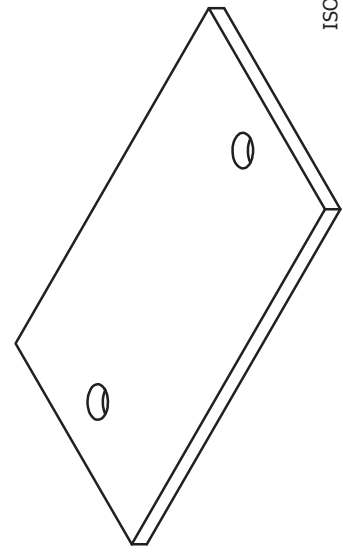
ISOMÉTRICO

DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A DE F U T A S P A A E M P E S A S D E L E S T A D O D E M I C H O A C N .		U.M.S.N.H.
DIBUJ : PIM. Jor e Omar ar a i era.		F. I. M.
E I S : Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Ba e F i a e l P e e a l T e n o r .	NÚMERO DE PARTE MSA-SS1.027	ESCALA: 1:2
		DIBUJO: No.1



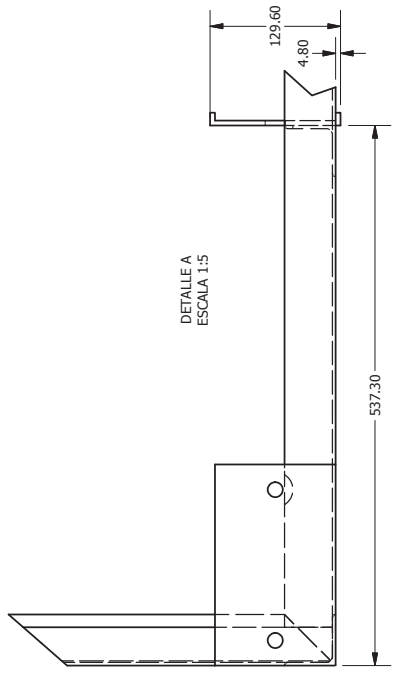
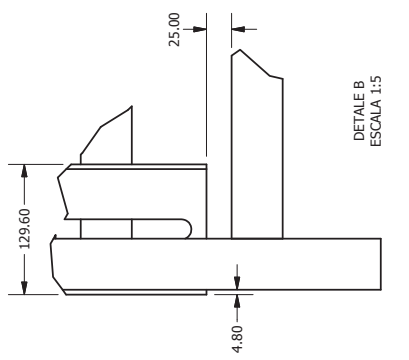
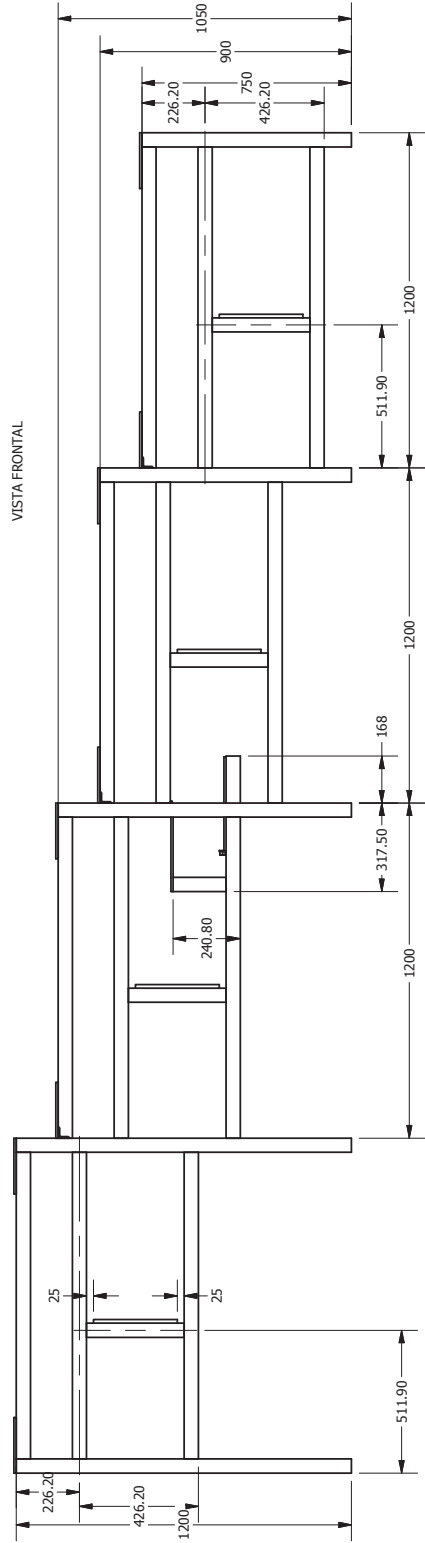
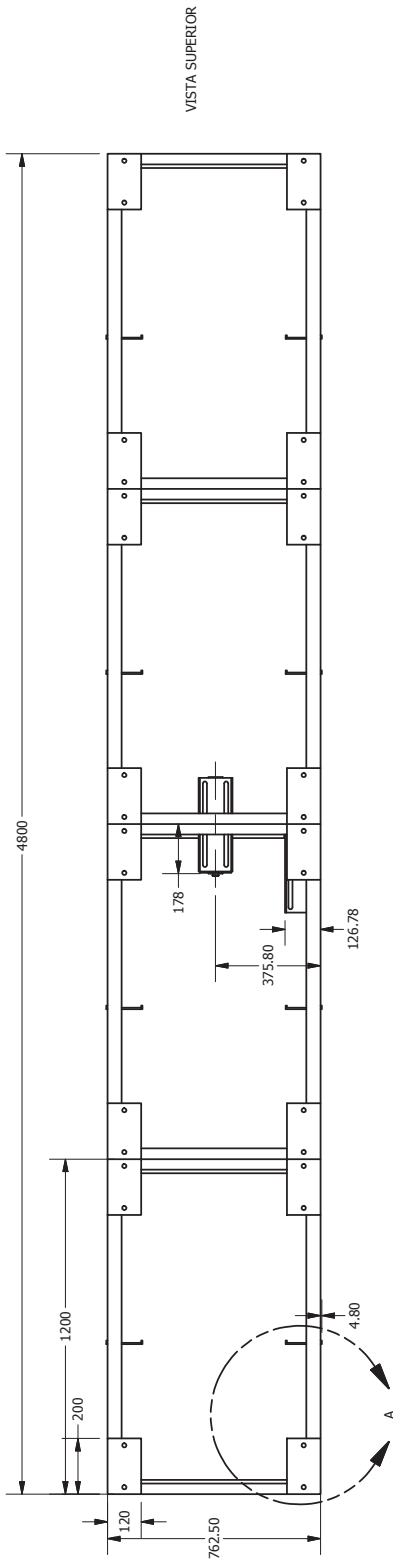
VISTA LATERAL

VISTA FRONTAL

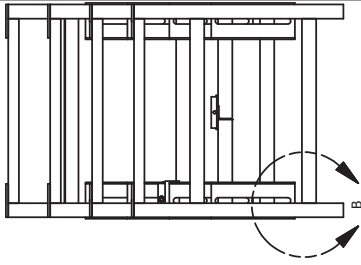


ISOMÉTRICO

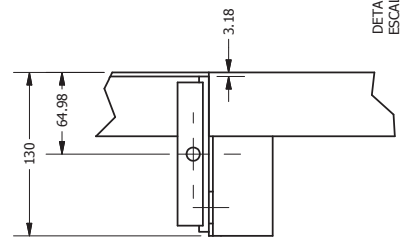
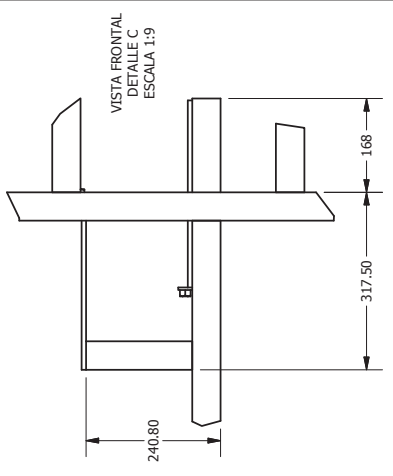
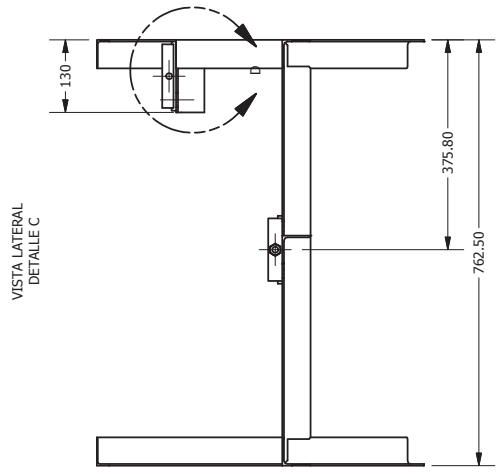
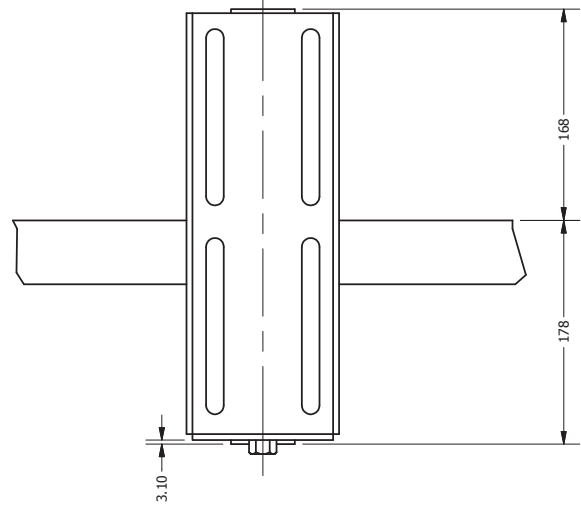
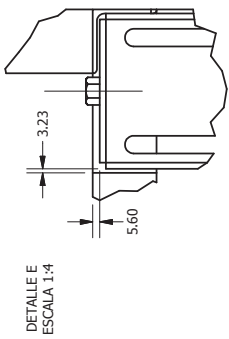
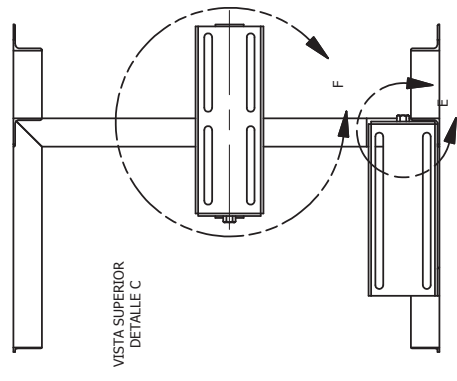
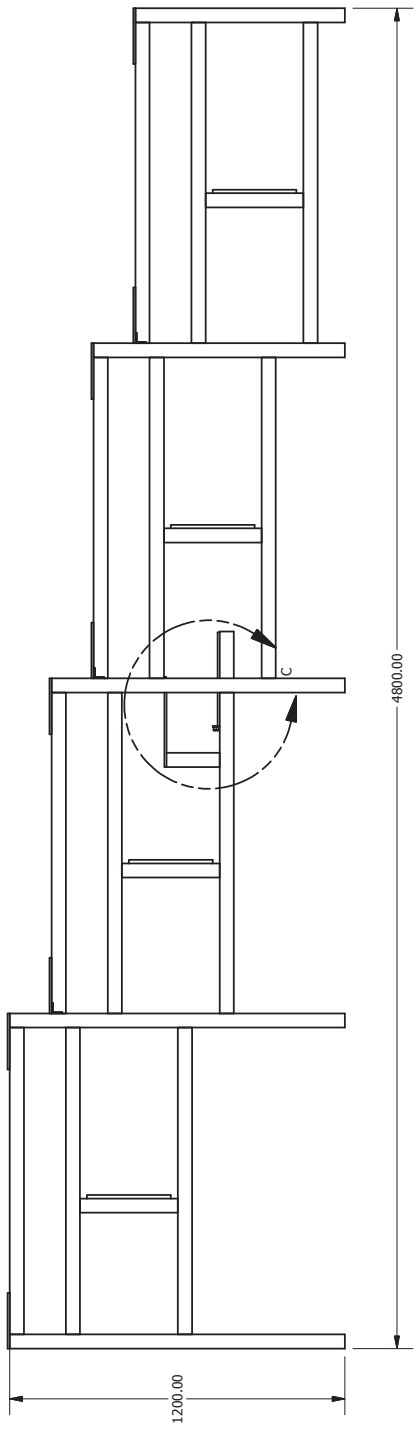
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A DE F U T A S P A A E M P E S A S D E L E S T A D O D E M I C H O A C N .		U.M.S.N.H.
DIBUJ : PIM. Jor e Omar ar a i era.		F. I. M.
E I S : Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Ba e M il el Pe e al Ten or.	NÚMERO DE PARTE MSA-SS1.028	ESCALA: 1:1.
		DIBUJO: No.1



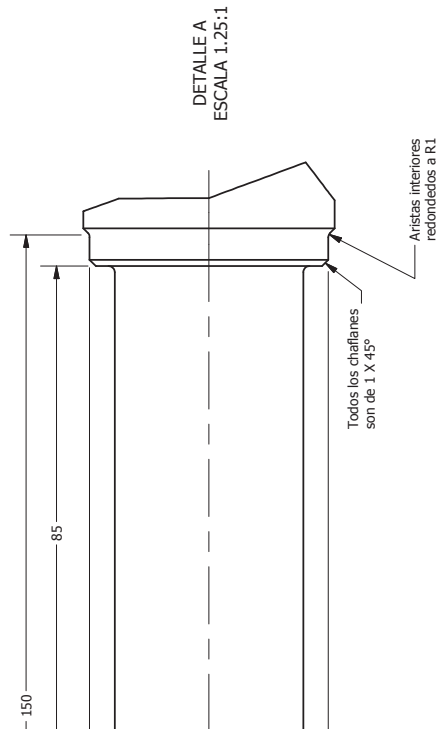
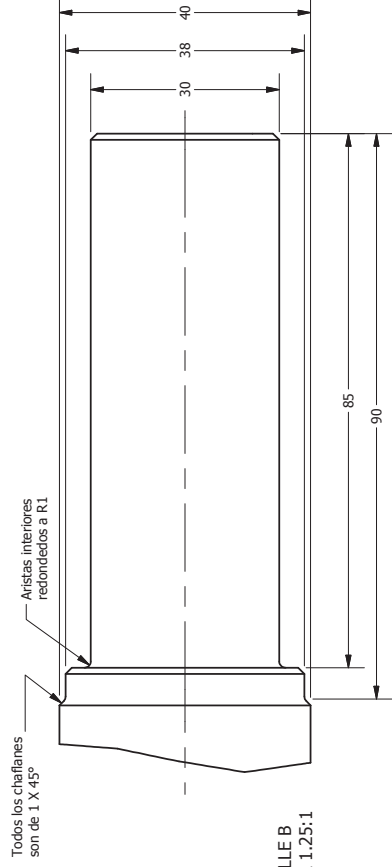
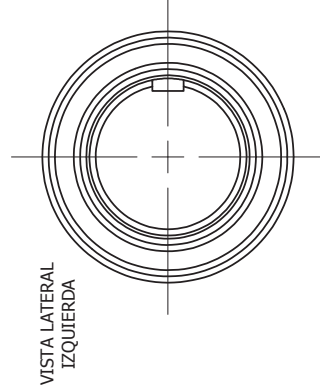
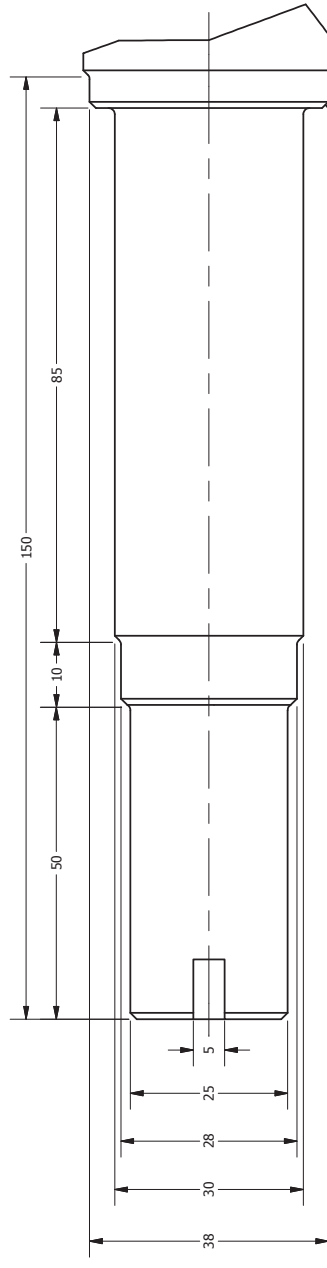
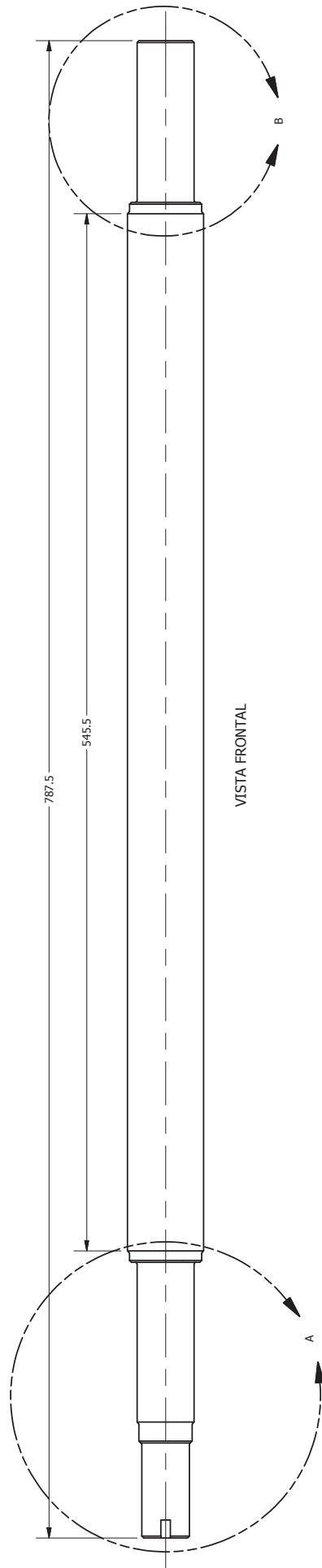
VISTA LATERAL



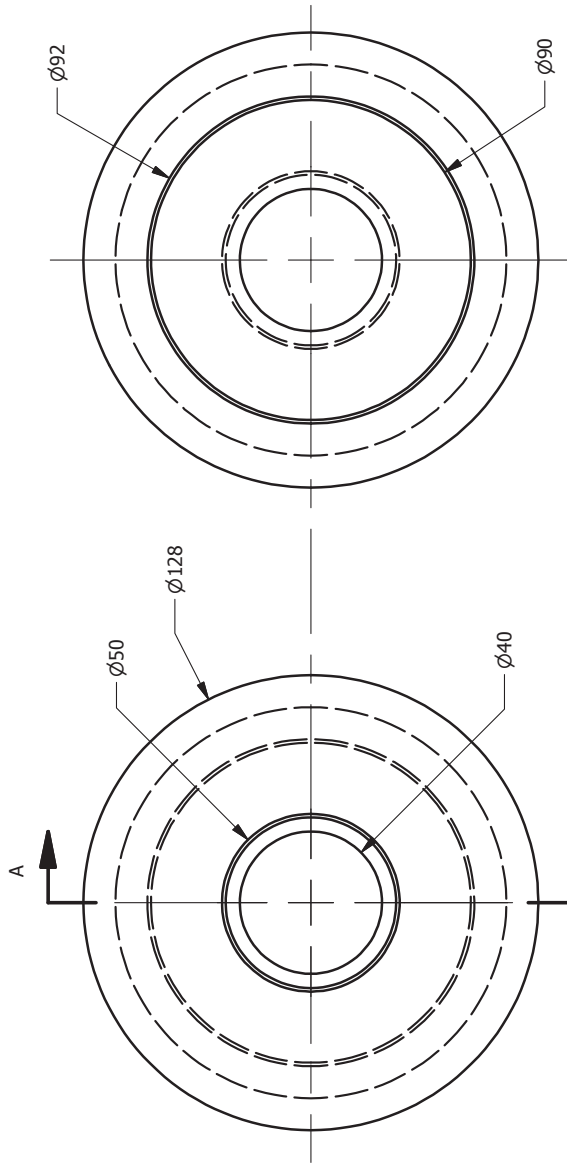
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A DE F U T A S PA A EMP ESAS DEL ESTADO DE MICHOAC N.		U.M.S.N.I.H.
DIBUJ : PIM. Jor e Omar ar a i era.		F. I. M.
E IS : Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Ba i or 1 2		ESCALA: 1:1
NUMERO DE PARTE		DIBUJO: No.1



DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A EMPLEADOS DEL ESTADO DE MICHOAC N.		U.M.S.N.H.
DIBUJADO POR: PIM. Jor e Omar		F. I. M.
ELABORADO POR: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Escala: 1:1		ESCALA: 1:1
Baño 1 or 2.		NUMERO DE PARTE
		DIBUJO: No.1



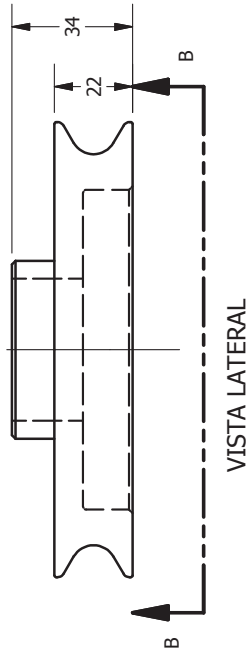
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A DEFUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACAN.		U.M.S.N.H.
DIBUJANTE: PIM. JORGE OMAR		F. I. M.
E. I. S. : Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Escala: 1:2.1		ESCALA: 1:2.1
Numero de parte: MSA-SV5.001		DIBUJO: No.1



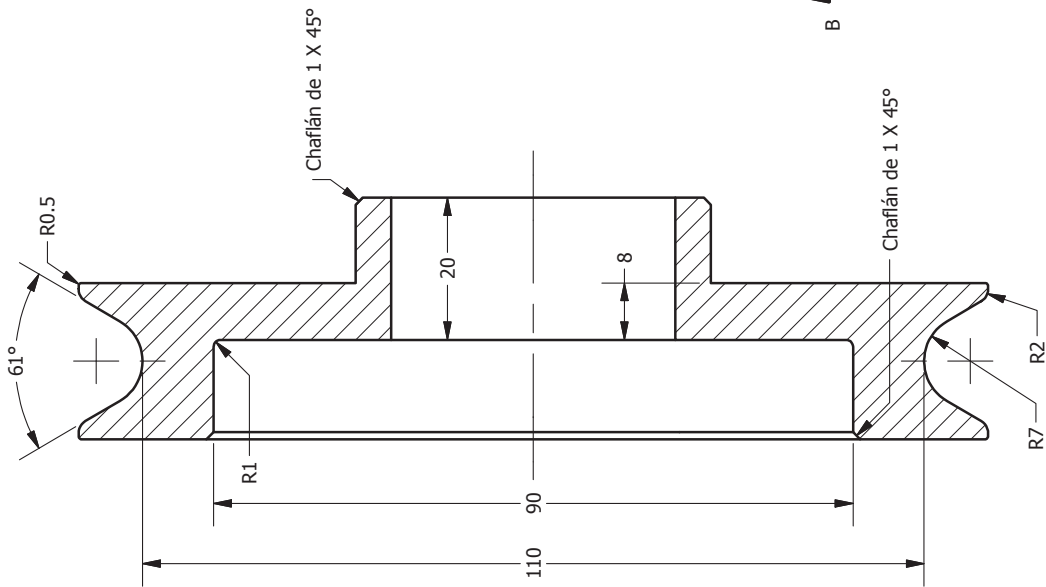
VISTA FRONTAL

VISTA B-B
ESCALA 1:2

VISTA POSTERIOR

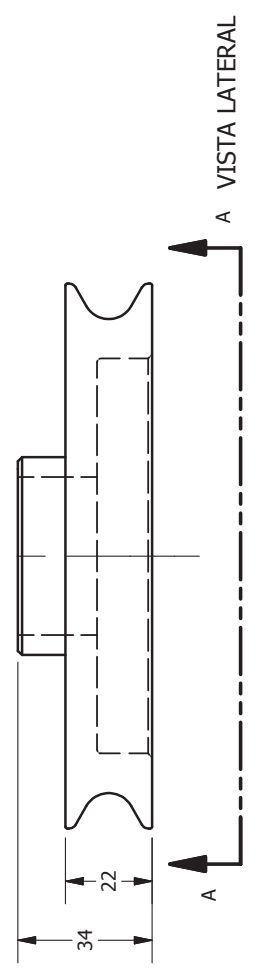
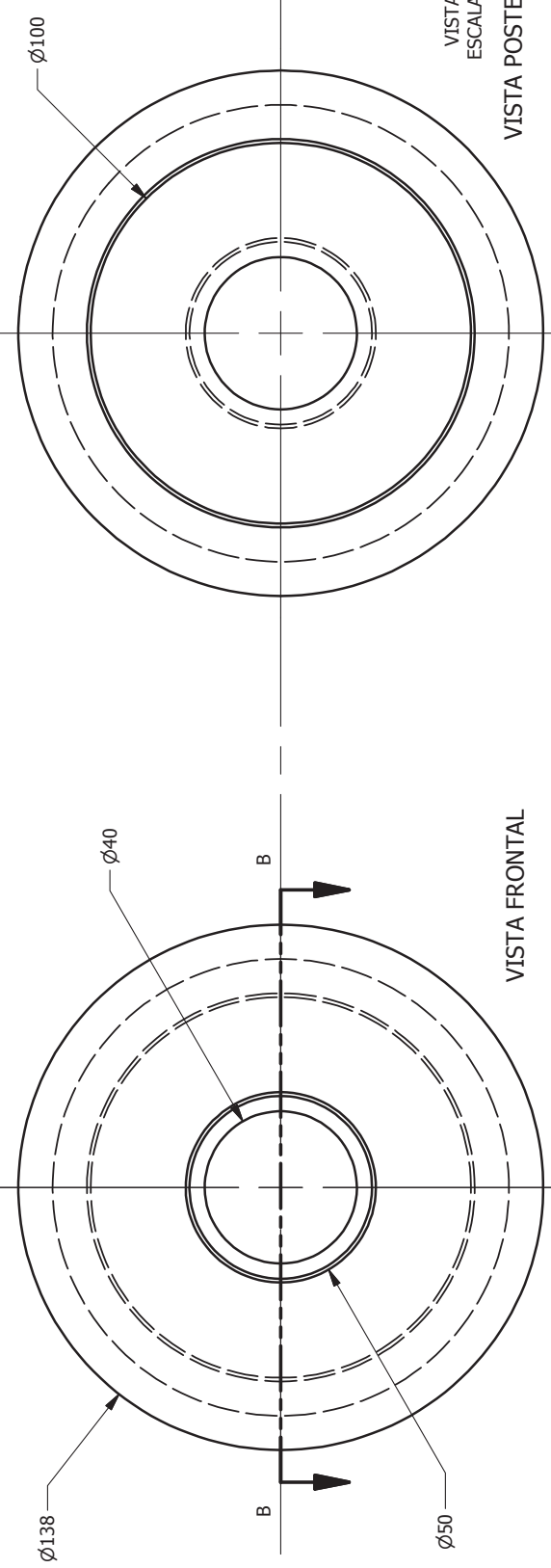
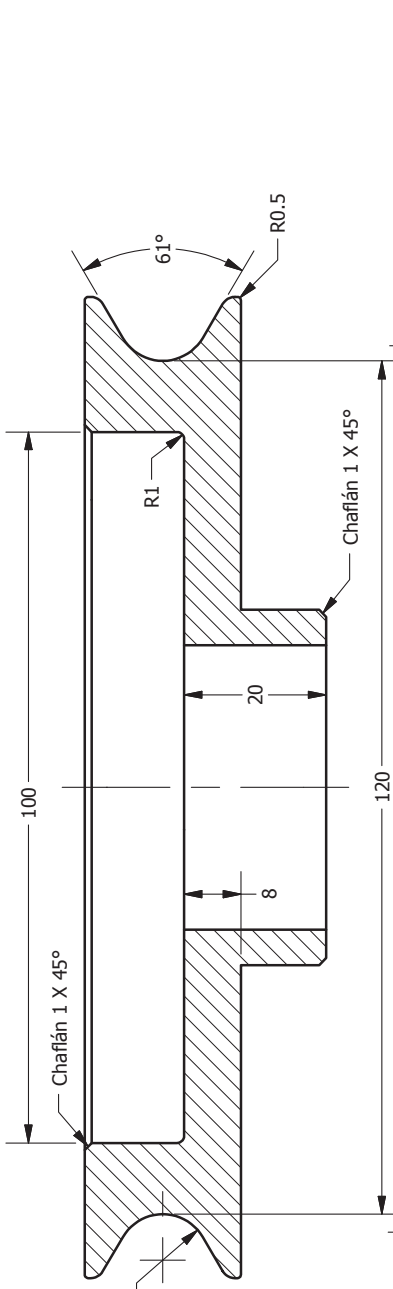


VISTA LATERAL

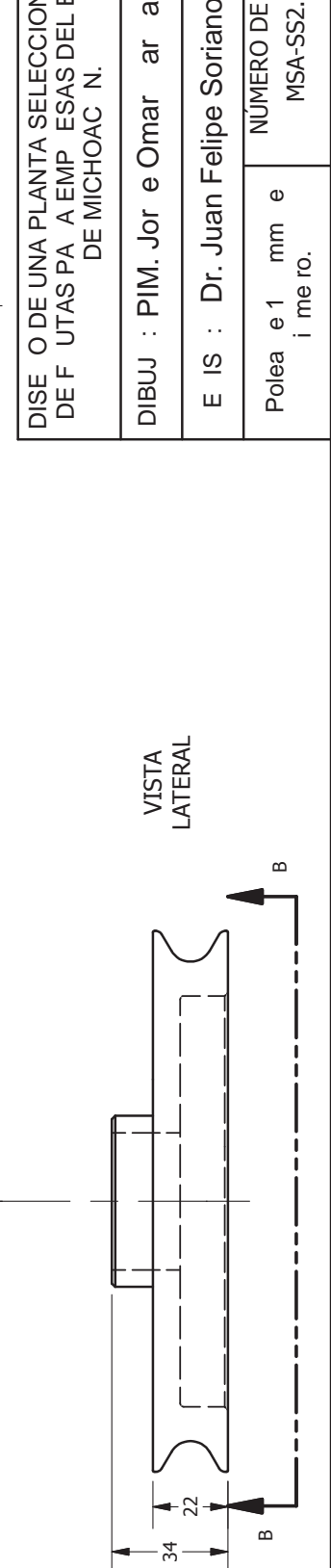
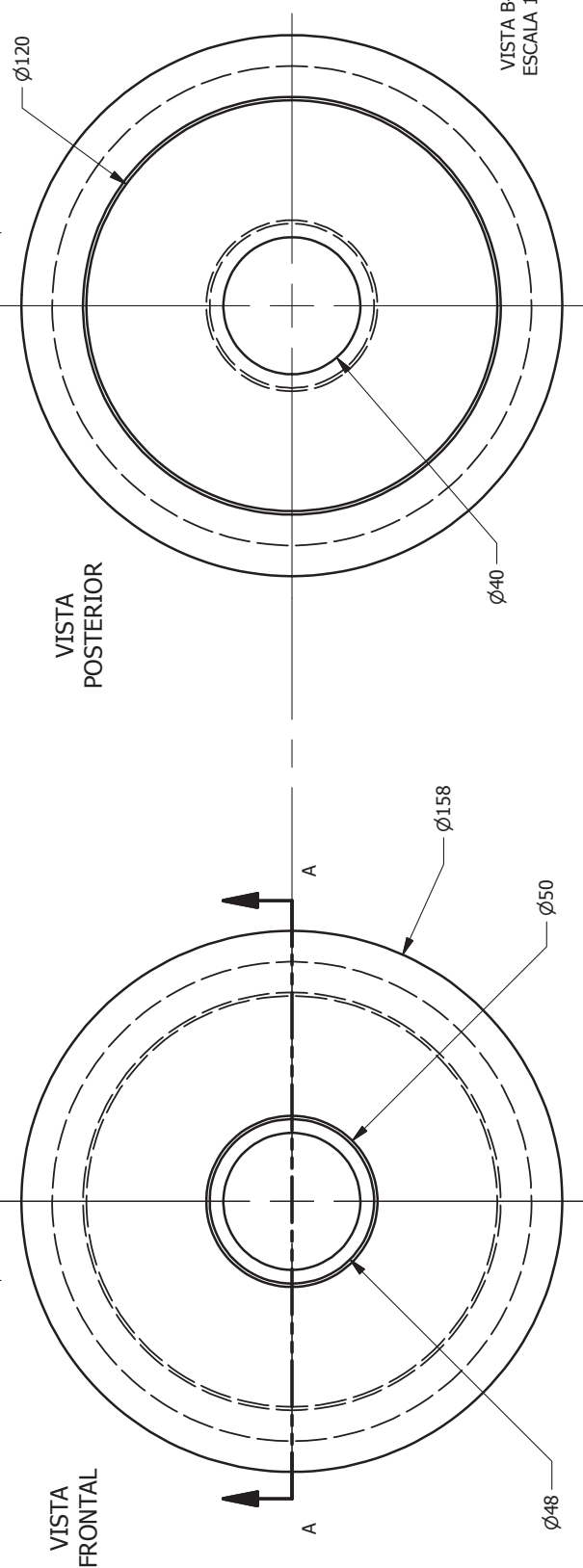
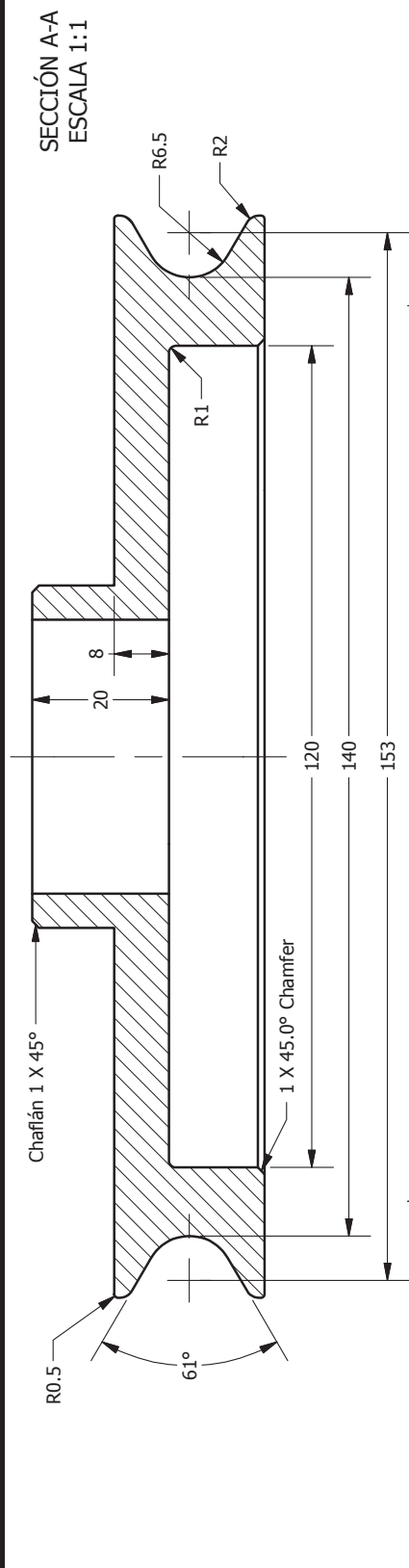


SECCIÓN A-A
ESCALA 1:1

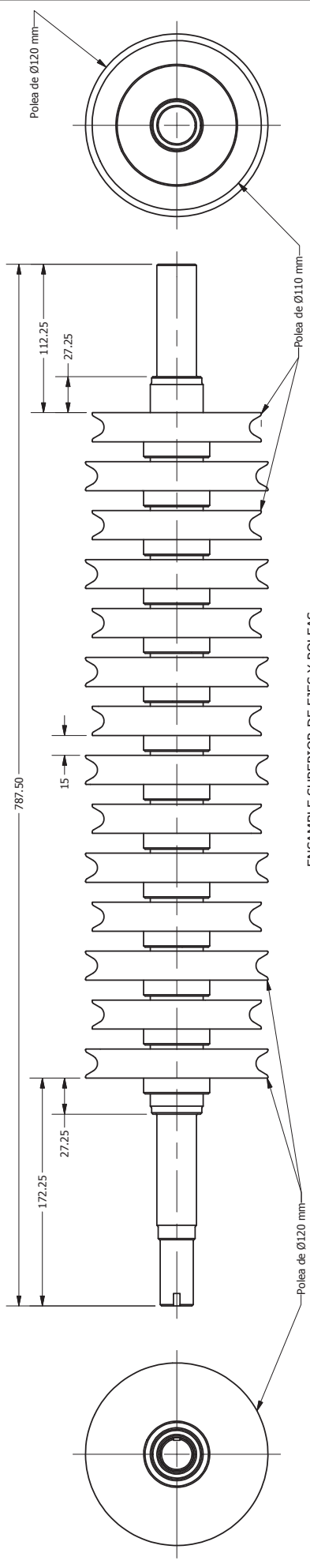
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A DE F U T A S P A A E M P E S A S D E L E S T A D O D E M I C H O A C N .		U.M.S.N.H.
DIBUJ : PIM. Jor e Omar ar a i era.		F. I. M.
E I S : Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Polea e 11 mm e i me ro.	NÚMERO DE PARTE MSA-SS2.001	ESCALA: 1:2
		DIBUJO: No.1



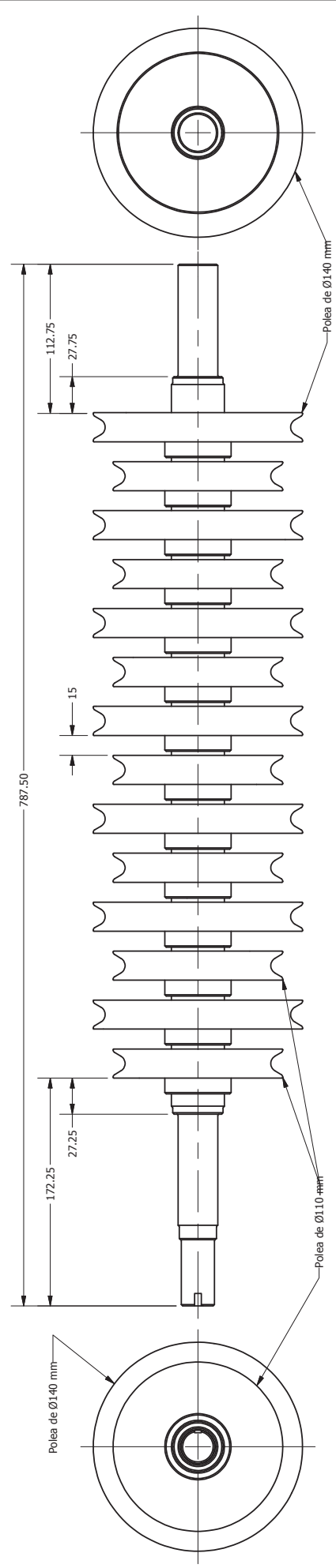
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A DE F U T A S P A A E M P E S A S D E L E S T A D O D E M I C H O A C N .		U.M.S.N.H.
DIBUJ : PIM. Jor e Omar ar a i era.		F. I. M.
E I S : Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Polea e 12 mm e i me ro.	NÚMERO DE PARTE MSA-SS2.002	ESCALA: 1:1.
		DIBUJO: No.1



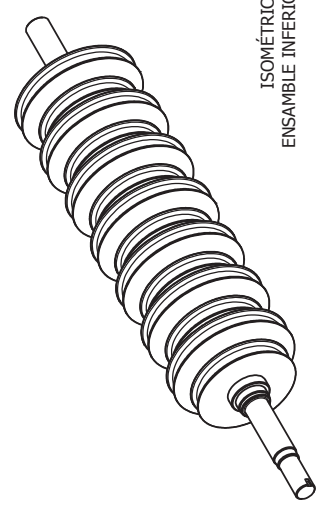
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A		U.M.S.N.H.
DE F U T A S P A A E M P E S A S D E L E S T A D O		ESCALA: 1:2
DE MICHOAC N.		DIBUJO: No.2
DIBUJ : PIM. Jor e Omar ar a i era.		F. I. M.
E I S : Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Polea e 1 mm e	NÚMERO DE PARTE	ESCALA: 1:2
i me ro.	MSA-SS2.003	DIBUJO: No.2



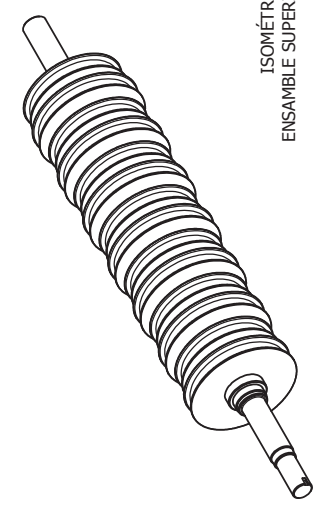
ENSAMBLE SUPERIOR DE EJES Y POLEAS



ENSAMBLE INFERIOR DE EJES Y POLEAS

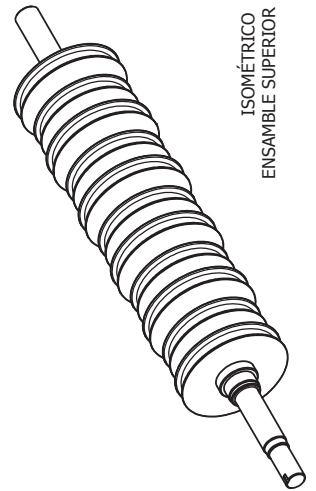
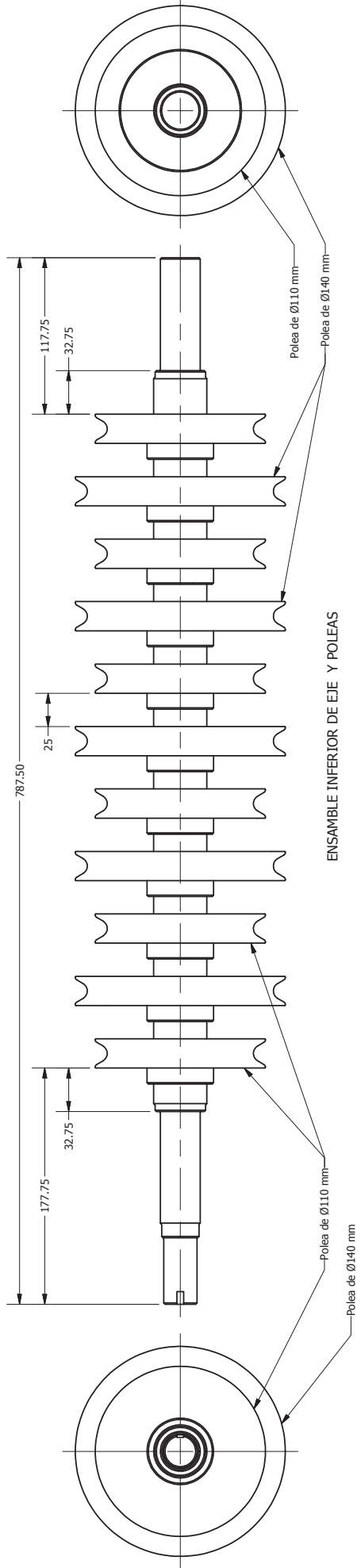
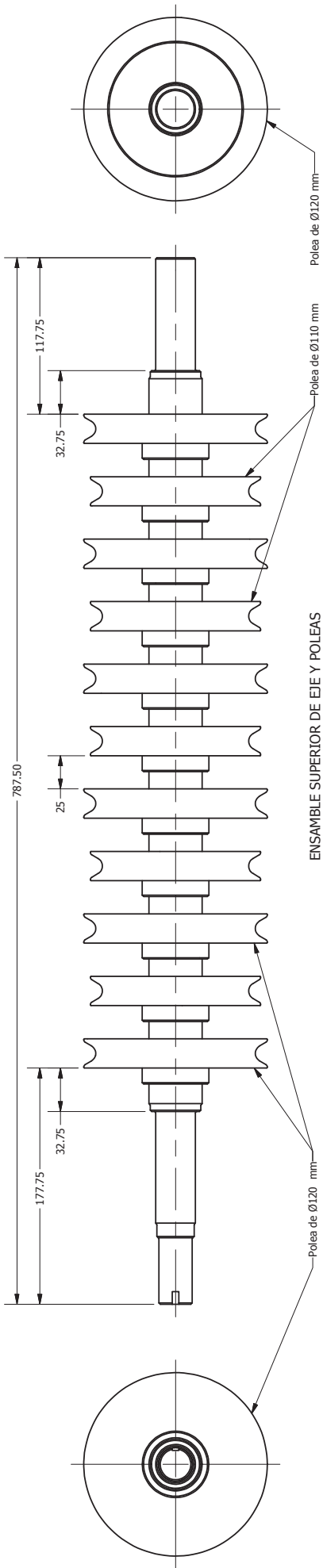


ISOMÉTRICO
ENSAMBLE INFERIOR

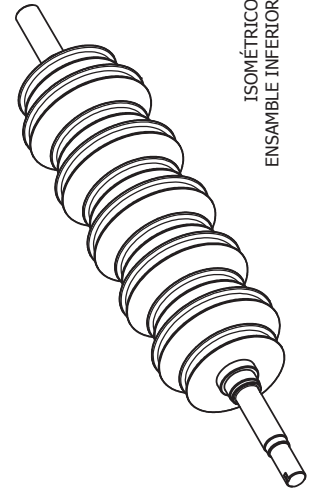


ISOMÉTRICO
ENSAMBLE SUPERIOR

DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A EMPLEADOS DEL ESTADO DE MICHOACÁN.		U.M.S.N.H.
DIBUJADOR: PIM. Jor e Omar		F. I. M.
E INGENIERO: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Ensamble de ejes y poleas del 1er nivel de selección.		ESCALA: 1:
NUMERO DE PARTE		DIBUJO: No.21

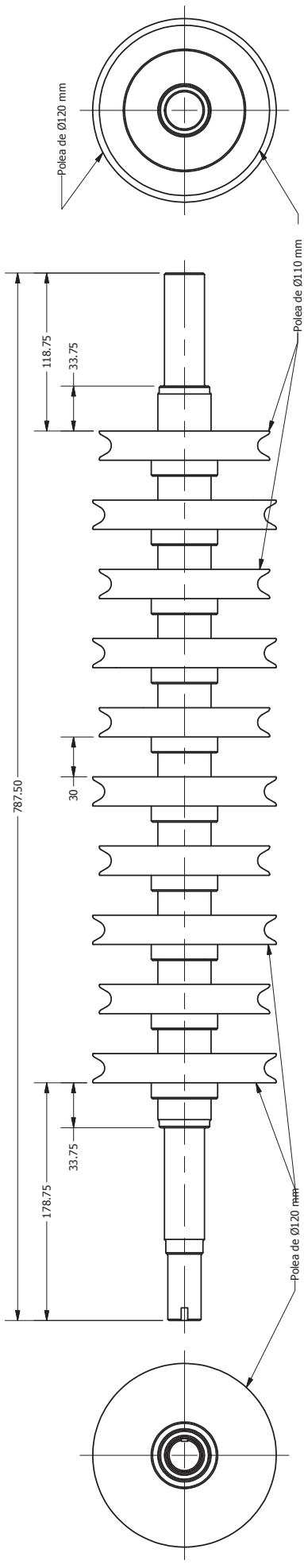


ISOMÉTRICO
ENSAMBLE SUPERIOR

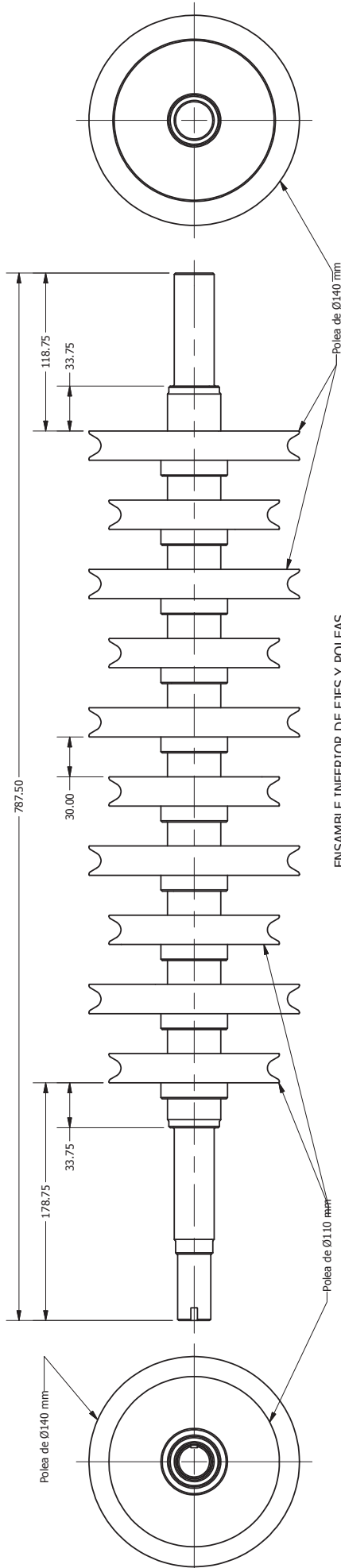


ISOMÉTRICO
ENSAMBLE INFERIOR

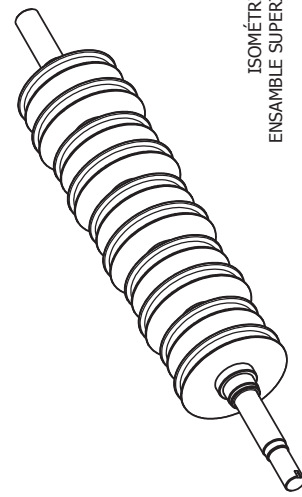
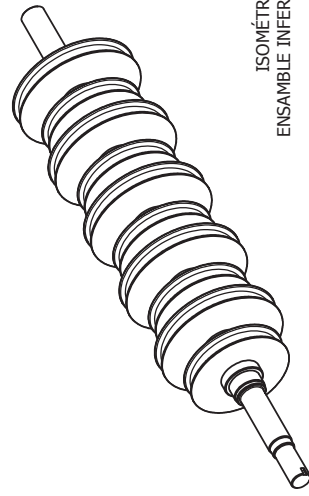
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A EMPLEADOS DEL ESTADO DE MICHOACÁN.		U.M.S.N.H.
DIBUJANTE: PIM. Jor e Omar		F. I. M.
ESCALA: 1:		COTAS: mm
DISEÑADOR: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		ESCALA: 1:
NUMERO DE PARTE		DIBUJO: No.22



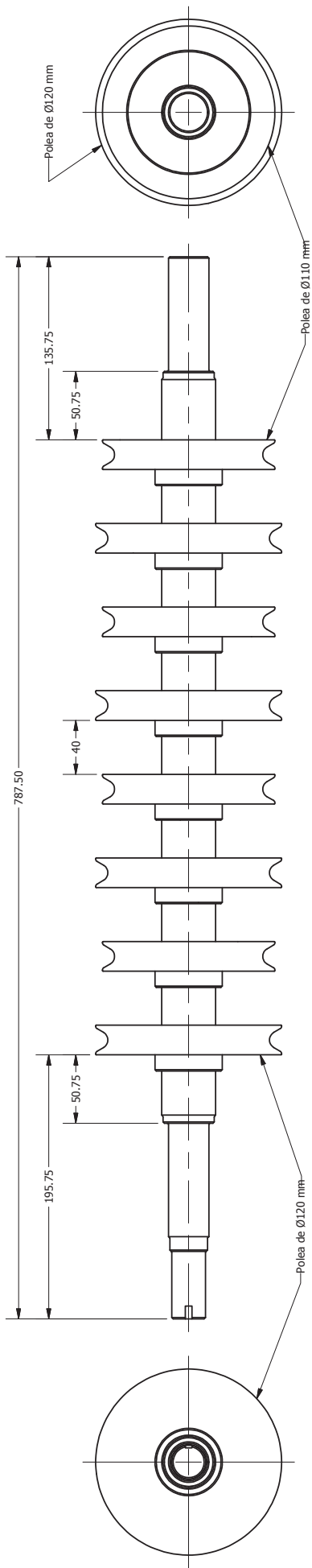
ENSAMBLE SUPERIOR DE EJES Y POLEAS.



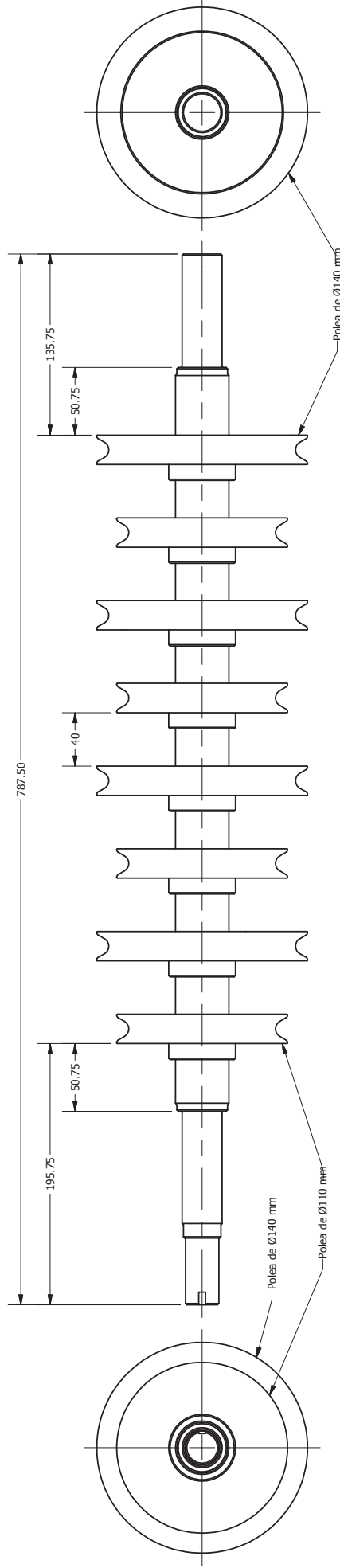
ENSAMBLE INFERIOR DE EJES Y POLEAS



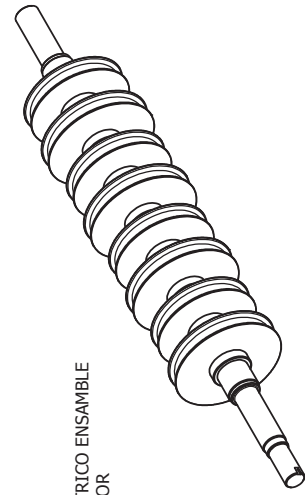
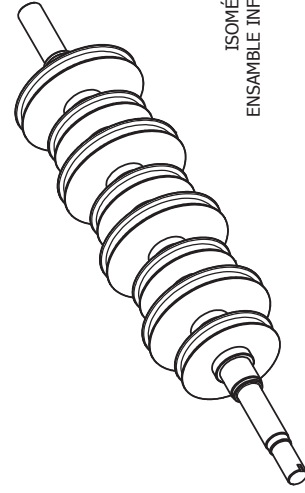
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A EMPLEADOS DEL ESTADO DE MICHOACÁN.		U.M.S.N.H.
DIBUJADO POR: PIM. Jor e Omar		F. I. M.
E DISEÑADO POR: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Ensamble de ejes y poleas del 3er. nivel.		ESCALA: 1:1
NUMERO DE PARTE		DIBUJO: No.2



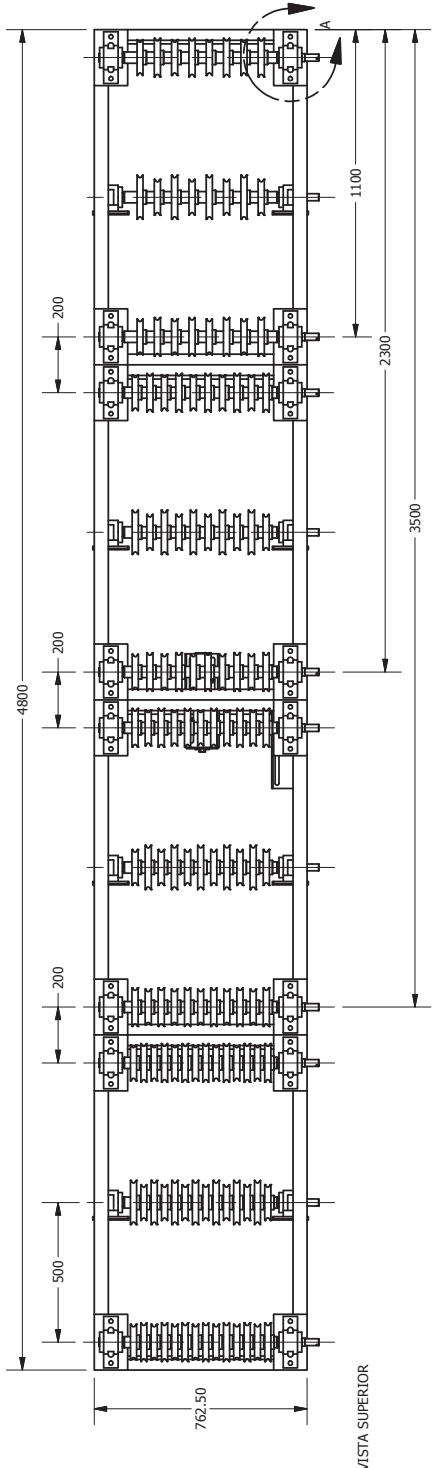
ENSAMBLE SUPERIOR DE EJE Y POLEAS



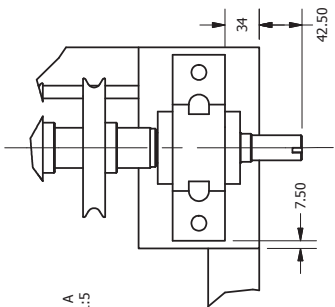
ENSAMBLE INFERIOR DE EJE Y POLEAS



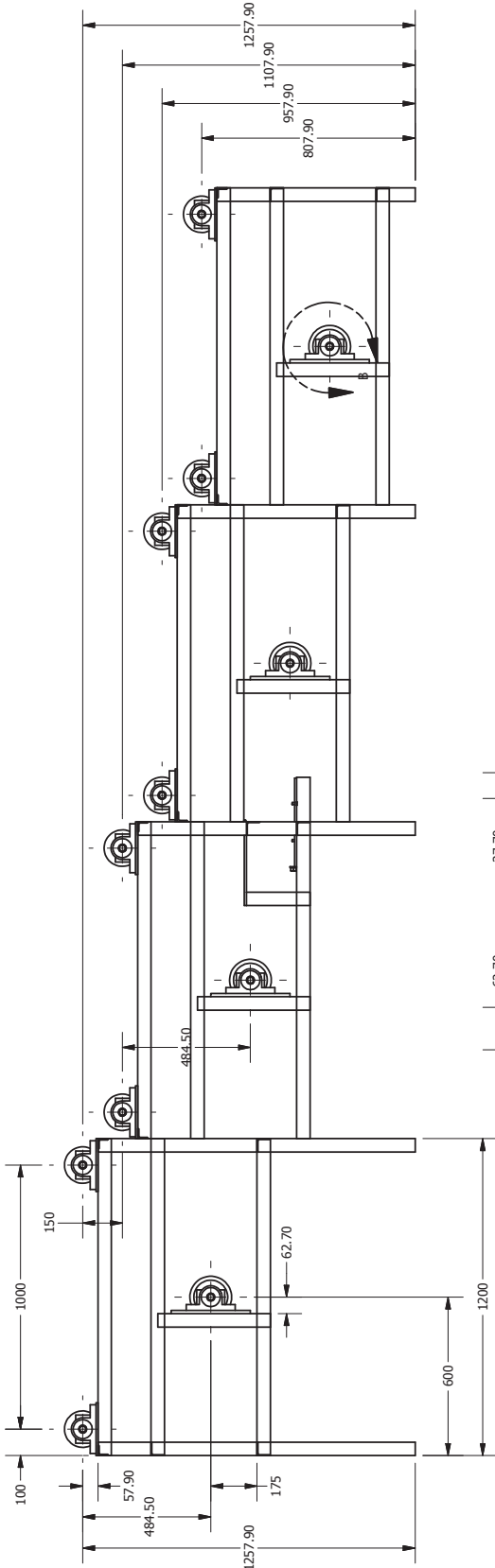
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A EMPLEADOS DEL ESTADO DE MICHOACÁN.		U.M.S.N.H.
DIBUJANTE: PIM. Jor e Omar		F. I. M.
E DISEÑADOR: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
Escala: 1:1		ESCALA: 1:1
Numero de parte: 4to. nivel.		DIBUJO: No.2



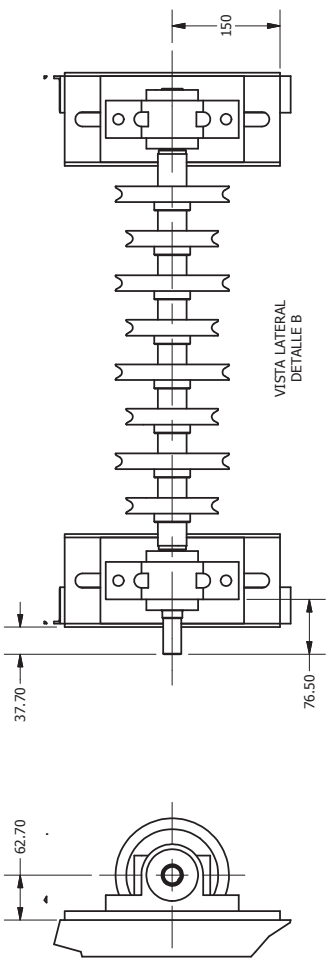
VISTA SUPERIOR



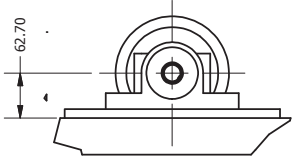
DETALLE A
ESCALA 1:5



VISTA LATERAL



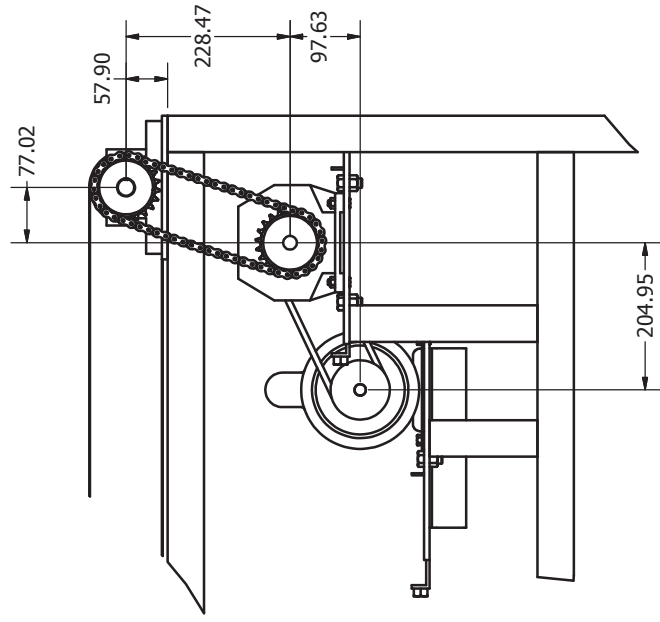
VISTA LATERAL
DETALLE B



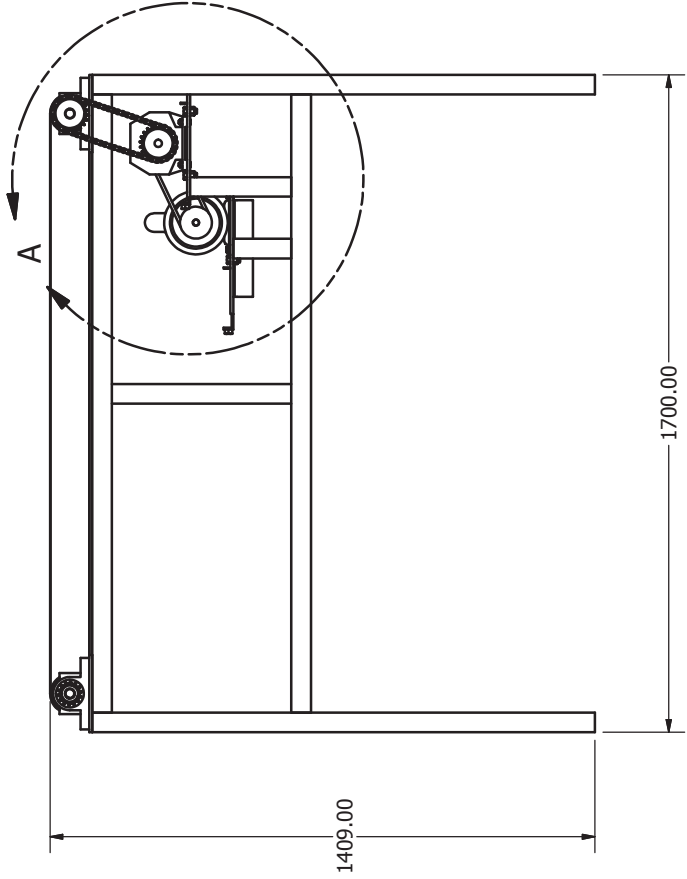
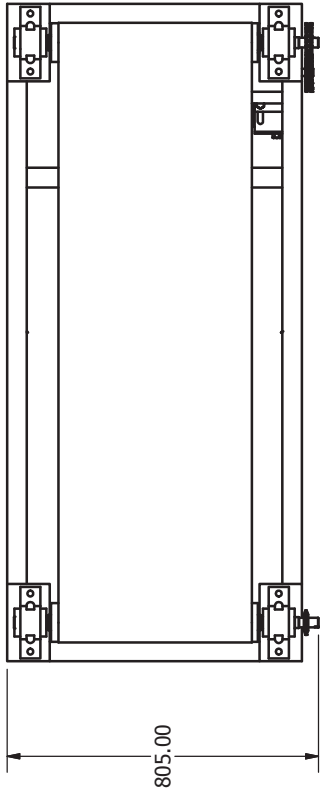
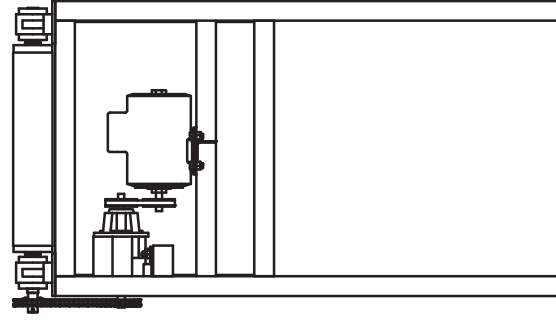
VISTA FRONTAL
DETALLE B
ESCALA 1:7

VISTA FRONTAL

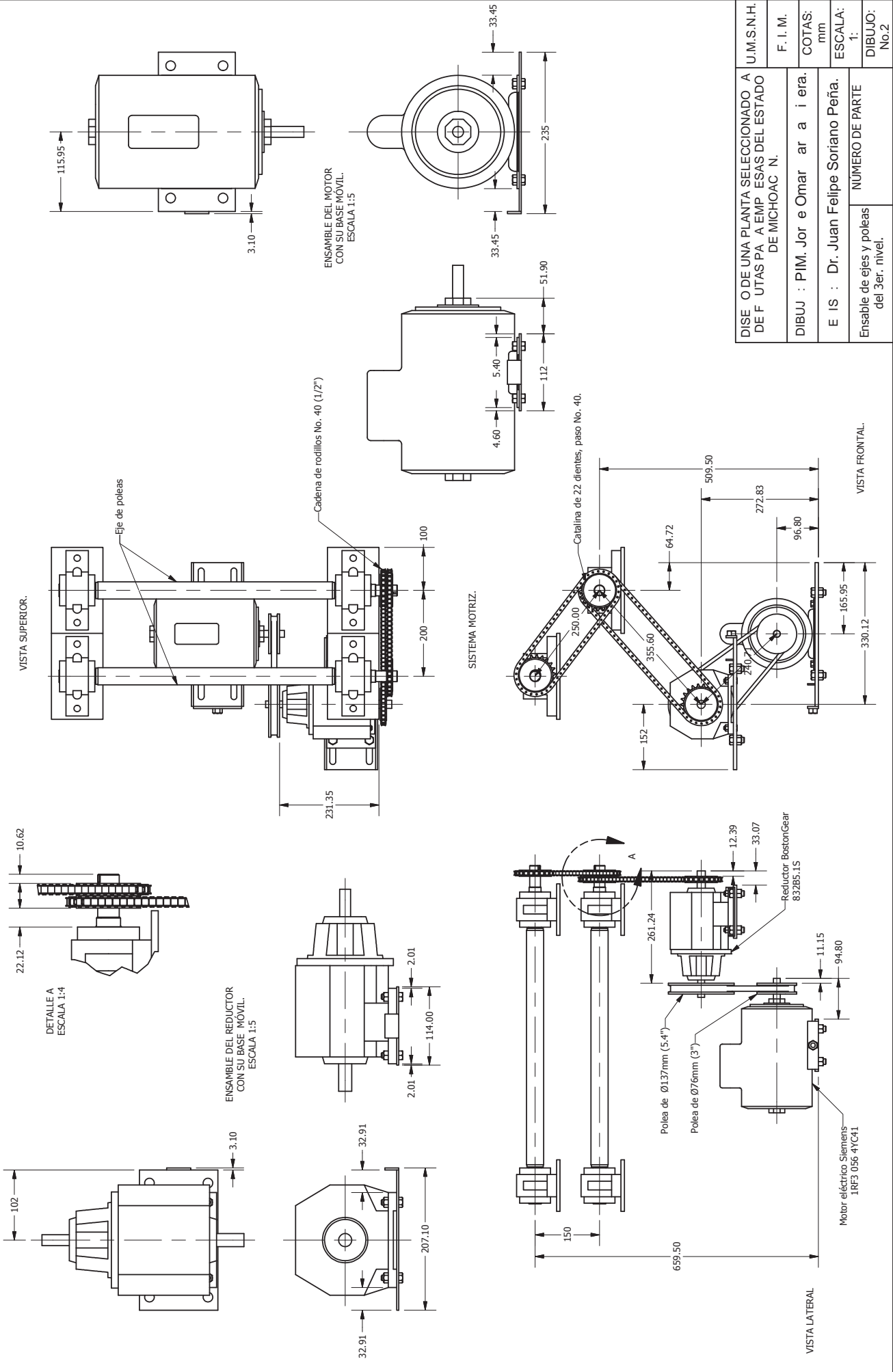
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A EMPLEAS DEL ESTADO DE MICHOAC N.	U.M.S.N.H.
	F. I. M.
DIBUJO : PIM. Jor e Omar ar a i era.	COTAS: mm
	ESCALA: 1:1
E. IS : Dr. Juan Felipe Soriano Peña. Ensamble del Bastidor, Ejes y Poleas.	NUMERO DE PARTE
	DIBUJO: No.2



DETALLE A
ESCALA 1:7



DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A DE FUNDACIONES DE EMPALMES DEL ESTADO DE MICHOACÁN.	U.M.S.N.H.
DIBUJADO POR: In. Manuel Brao Lara.	F. I. M.
ELABORADO POR: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.	COTAS: mm
Ensamblado: el sistema de De montaje: a or 1.2.	ESCALA: 1:1
NÚMERO DE PARTE	DIBUJO: No.2

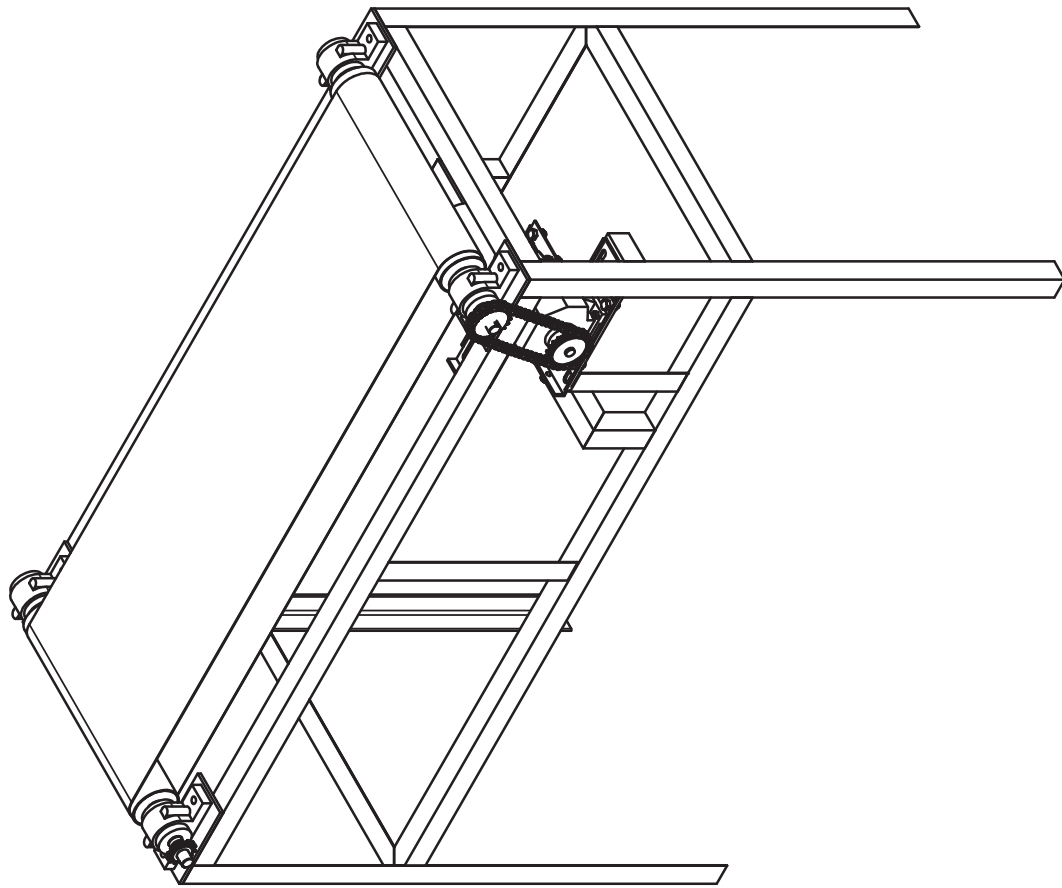


U.M.S.N.H.	DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A DE F U T A S P A A E M P E S A S D E L E S T A D O D E M I C H O A C N .
F. I. M.	DIBUJO : PIM. Jor e Omar ar a i era.
COTAS: mm	E I S : Dr. Juan Felipe Soriano Peña.
ESCALA: 1:	ENSAMBLADO DE EJES Y POLEAS DEL 3er. NIVEL.
DIBUJO: No.2	NUMERO DE PARTE

RELACION DE PARTES DEL SISTEMA DE DESCANICADO		
No.	NÚMERO DE PARTE	CANT.
1	MSA-SV5.001	1
2	MSA-SD2.001	2
3	MSA-SD2.002	1
4	MSA-SD3.003	2
5	MSA-SV6.001	4
6	MSA-SV6.002	1
7	MSA-SD2.002	1
9	MSA-SD2.003	4
10	MSA-SD2.004	4
11	MSA-SD2.005	48
12	MSA-SD4.001	4
13	MSA-SD4.002	1
14	MSA-SD4.003	2
15	MSA-SD4.004	1
16	MSA-SD4.005	1
17	MSA-SD4.006	1
18	MSA-SV1.001	1
19	MSA-SV1.002	16
20	MSA-SV3.002	8
21	MSA-SV3.003	8
22	MSA-SV3.004	8
23	MSA-SV3.006	8
24	MSA-SV3.007	16
25	MSA-SV5-00	1
26		
27		

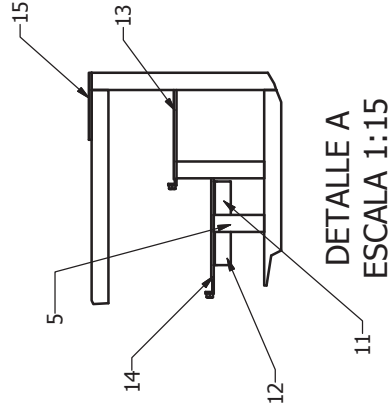
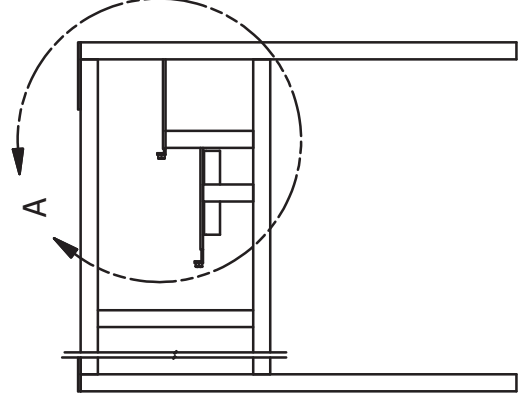
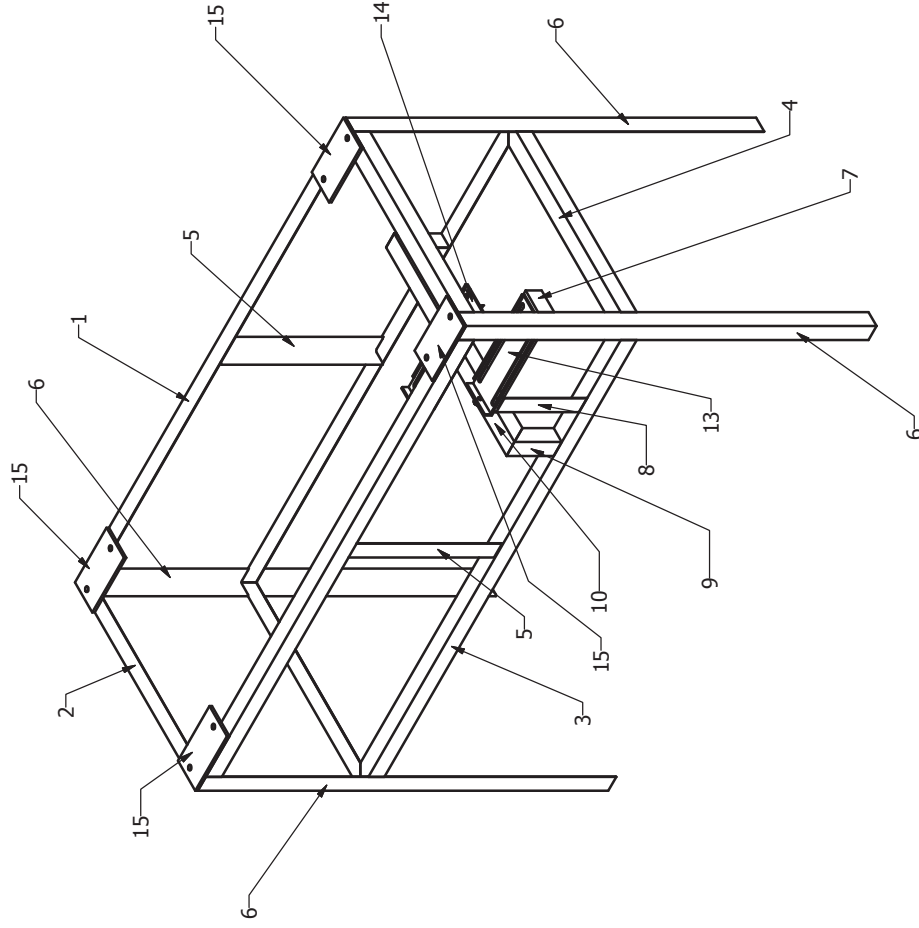
DESCRIPCIÓN

Bastidor.
Ejes
Banda transportadora
Cilindro del tambor
Tapas de los extremos del tambor
Base móvil del motor
Base móvil del reductor
Manguito fijación
Rodamiento a rótula
Sellos de lubricación
Soporte SNH-507
Banda
Catalina 40B22
Cadena No.40
Polea
Polea
Motor
Reductor
Arandela 5/16"
Arandela 1/2"
Tornillo 5/16 18UNC-2A X 1
Tornillo 1/2 13UNC-2A X 1
Tornillo 1/2 13UNC-2A x 2
Tuerca 5/16 18UNC-2B
Tuerca 1/2 13UNC-2B
Catalina 41B14



DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A DE F U T A S P A A E M P E S A S D E L E S T A D O DE MICHOAC N.		U.M.S.N.H.
DIBUJ : In . or Manuel Bra o Lara.		F. I. M.
E I S : Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
En am le el Si ema De ani a or 2.		ESCALA: 1:1
NÚMERO DE PARTE		DIBUJO: No.2

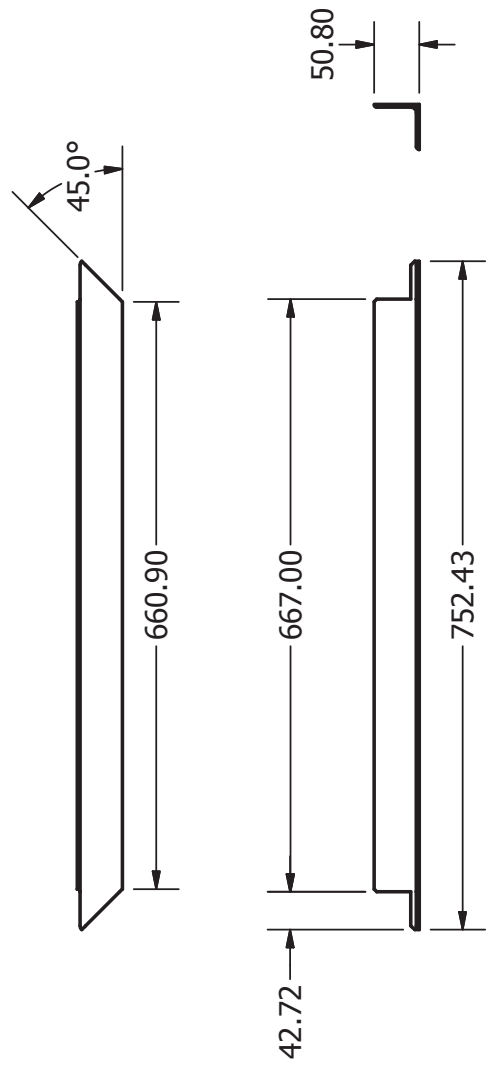
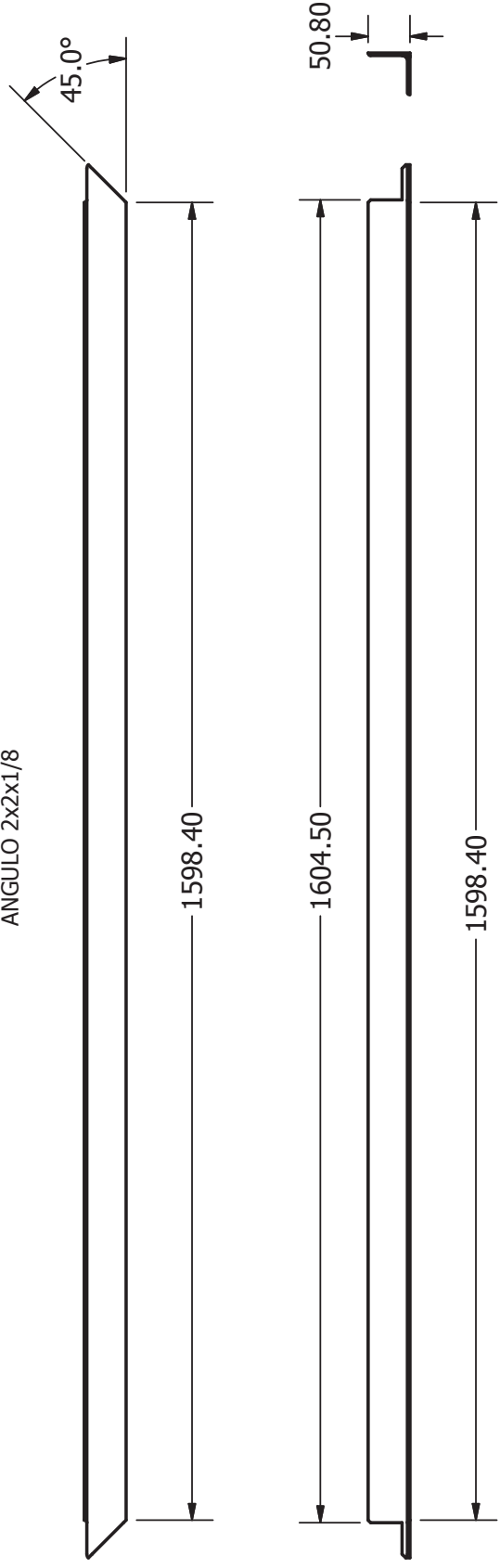
ELEMENTOS DEL BASTIDOR DE DESCANICADO			
No.	NÚMERO DE PARTE	CANT.	DESCRIPCIÓN
1	MSA-SD1.001	2	Elemento estructural tipo "L2x2x1/8"
2	MSA-SD1.002	2	Elemento estructural tipo "L2x2x1/8"
3	MSA-SD1.003	2	Elemento estructural tipo "L2x2x1/8"
4	MSA-SD1.004	2	Elemento estructural tipo "L2x2x1/8"
5	MSA-SD1.005	2	Elemento estructural tipo "L2x2x1/8"
6	MSA-SD1.006	4	Elemento estructural tipo "L2x2x1/8"
7	MSA-SD1.007	1	Elemento estructural tipo "L2x2x1/8"
8	MSA-SD1.008	1	Elemento estructural tipo "L2x2x1/8"
9	MSA-SD1.009	2	Elemento estructural tipo "L2x2x1/8"
10	MSA-SD1.010	1	Elemento estructural tipo "L2x2x1/8"
11	MSA-SD1.011	1	Elemento estructural tipo "L2x2x1/8"
12	MSA-SD1.012	1	Elemento estructural tipo "L2x2x1/8"
13	MSA-SD1.013	1	Placa de 3/16" (4.80 mm) de espesor
14	MSA-SD1.014	1	Placa de 3/16" (4.80 mm) de espesor
15	MSA-SV4.001	4	Placa de 5/16" (7.90 mm) de espesor



DETALLE A
ESCALA 1:15

DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADO A DE F U T A S PA A EMP ESAS DEL ESTADO DE MICHOACAN.	U.M.S.N.H.
DIBUJ : In . or Manuel Bra o Lara.	F. I. M.
E I S : Dr. Juan Felipe Soriano Peña.	COTAS: mm
DISTIBUCI N DE LOS ELEMENTOS DEL BASTID OR DE DESCANICADO.	ESCALA:
NÚMERO DE PARTE	DIBUJO: No. 2

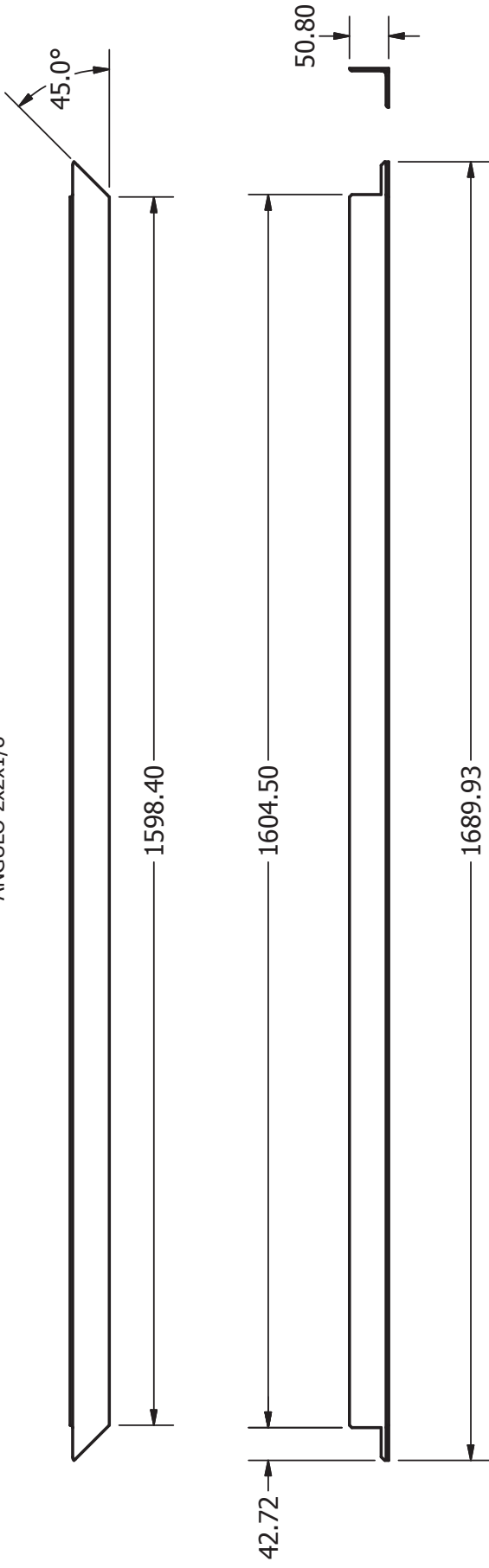
ELEMENTO MSA-SD1.001
 ÁNGULO 2x2x1/8



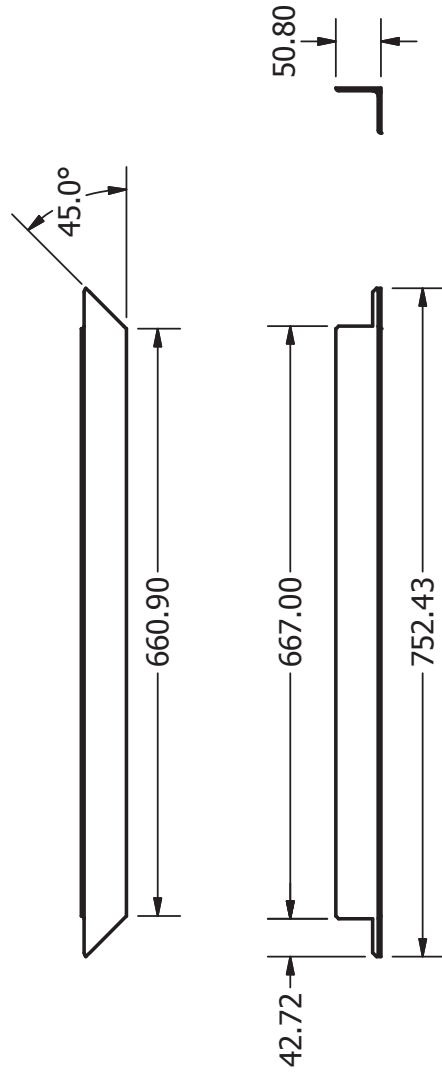
ELEMENTO MSA-SD1.002
 ÁNGULO 2x2x1/8

DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADORA DE FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACAN.		U.M.S.N.H.
DIBUJÓ: Ing. Víctor Manuel Bravo Lara.		F. I. M.
REVISÓ: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
ELEMENTOS DEL BASTIDOR 2/5	NÚMERO DE PARTE MSA-SD1.001 - MSA-SD1.002	ESCALA: 1:8
		DIBUJO: No. 32

ELEMENTO MSA-SD1.003
 ÁNGULO 2x2x1/8



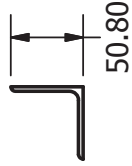
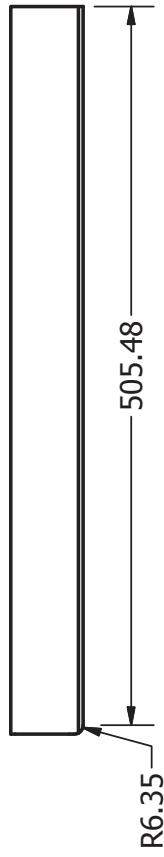
ELEMENTO MSA-SD1.004
 ÁNGULO 2x2x1/8



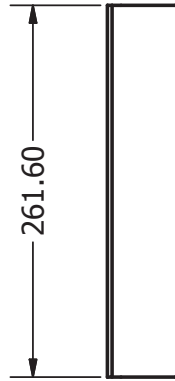
DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADORA DE FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACAN.		U.M.S.N.H.
DIBUJÓ: Ing. Víctor Manuel Bravo Lara.		F. I. M.
REVISÓ: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
ELEMENTOS DEL BASTIDOR 3/5	NÚMERO DE PARTE MSA-SD1.003- MSA-SD1.00	ESCALA: 1:8
		DIBUJO: No. 30



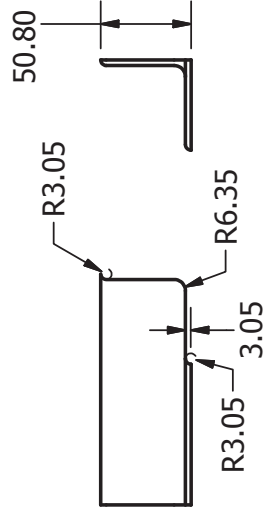
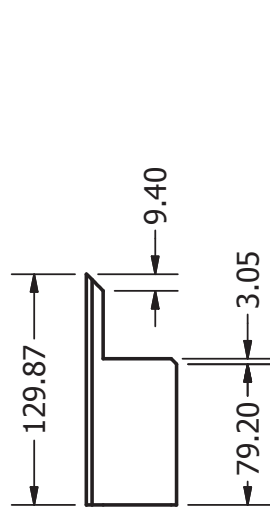
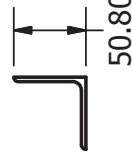
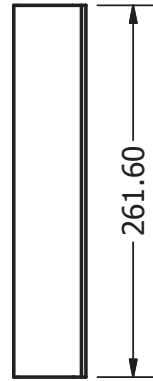
ELEMENTO MSA-SD1.005
 ÁNGULO 2x2x1/8
 ESCALA 1:5



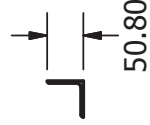
ELEMENTO MSA-SD1.006
 ÁNGULO 2x2x1/8
 ESCALA 1:10



ELEMENTO MSA-SD1.008
 ÁNGULO 2x2x1/8
 ESCALA 1:5



ELEMENTO MSA-SD1.007
 ÁNGULO 2x2x1/8
 ESCALA 1:4



DISEÑO DE UNA PLANTA SELECCIONADORA DE FRUTAS PARA EMPRESAS DEL ESTADO DE MICHOACAN.		U.M.S.N.H.
DIBUJÓ: Ing. Víctor Manuel Bravo Lara.		F. I. M.
REVISÓ: Dr. Juan Felipe Soriano Peña.		COTAS: mm
ELEMENTOS DEL BASTIDOR /5	NÚMERO DE PARTE MSA-SD1.005 - MSA-SD1.008	ESCALA:
		DIBUJO: No. 31