

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



DISEÑO DE TRANSPORTADORA DE RODILLOS
AUTOMATIZADA

Trabajo de graduación presentado por
Diego Berreondo para optar al grado de
Licenciado en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala
2012

**DISEÑO DE TRANSPORTADORA DE RODILLOS
AUTOMATIZADA**

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería




DISEÑO DE TRANSPORTADORA DE RODILLOS
AUTOMATIZADA

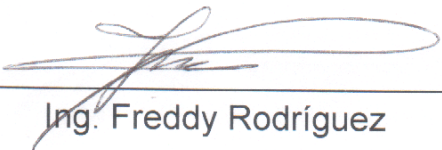
Trabajo de graduación presentado por
Diego Berreondo para optar al grado de
Licenciado en Ingeniería Mecatrónica


Guatemala
2012

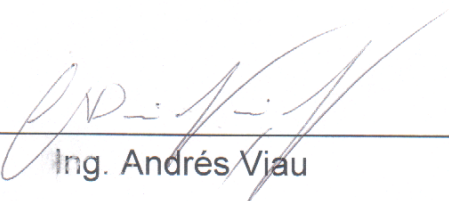
Vo.Bo.:

(F) 
Ing. Freddy Rodríguez

Tribunal:

(F) 
Ing. Freddy Rodríguez

(F) 
Ing. Roberto Delgado

(F) 
Ing. Andrés Vjau

Fecha de aprobación: 25/05/2012

PREFACIO

La idea de diseñar una transportadora de rodillos automatizada surge por la necesidad de hacer más eficiente el flujo de ensamblaje de equipo de cómputo. El proyecto toma forma en la empresa nacional solicitante, la cual propone el desarrollo del proyecto basándose en planes a largo plazo.

Por medio de un diseño por secciones, se ofrece una transportadora versátil para los usuarios de la empresa. Este diseño se acopla según los requerimientos de la empresa. Cada sección es accionada por medio de motores 24VDC sin escobilla controlados por el usuario a través de una panel de control. La programación defensiva del panel de control, reduce las probabilidades de accidentes durante el funcionamiento de la transportadora. Un pulso con un tiempo establecido de ancho, es el encargado de accionar al motor. No se utilizan sensores para accionar o parar la transportadora. Este trabajo se presenta como una guía para cualquier persona interesada en fabricar o diseñar una transportadora de rodillos.

Quiero agradecer a Dios por permitirme llegar a este punto de mi vida estudiantil. Quiero recordar a mi bis-abuelo que fue un gran docente, que me dejó muy adentro la aptitud de superarme y lograr mis metas académicas. Quiero dedicarle este trabajo a mi madre por haberme enseñado que en momentos difíciles uno nunca debe perder el deseo de seguir, ya que así uno logra sus metas, a mi padre que siempre me apoyó y guio en todo momento, y a mis hermanos que siempre trato de darles el ejemplo, y por ultimo a mi asesor Ing. Freddy Rodríguez por sus consejos y paciencia durante el desarrollo del trabajo, y al Ing. Roberto Delgado por sus apoyo, consejos y paciencia durante todo el proceso de la tesis.

ÍNDICE

PREFACIO	VI
LISTA DE FIGURAS	VIII
LISTA DE CUADROS	XI
LISTA DE ECUACIONES.....	XIII
RESUMEN	XIV
I. INTRODUCCIÓN	15
II. OBJETIVOS	17
A. GENERALES	17
B. ESPECÍFICOS	17
III. FASES DEL PROCESO DE DISEÑO Y SELECCIÓN DE TRANSPORTADORA	18
A. FASES DEL PROCESO DE DISEÑO	18
B. TIPOS DE TRANSPORTADORAS.....	19
1. Banda transportadora	19
2. Transportadora de rodillos accionados por banda	20
C. TABLA COMPARATIVA DE TRANSPORTADORAS	21
D. SELECCIÓN DE TIPO DE TRANSPORTADORA PARA SATISFACER LOS REQUERIMIENTOS DEL SOLICITANTE	21
1. Transmisión por medio de cadenas	23
2. Transmisión por medio de eje y carretes	23
3. Transmisión por medio de bandas de uretano	24
IV. ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS Y AUTODESK INVENTOR	26
V. DISEÑO DEL MECANISMO DE TRANSMISIÓN, RODILLO RANURADO Y ESTRUCTURA DE LA TRANSPORTADORA.....	28
A. DESCRIPCIÓN DE LA TRANSPORTADORA DE RODILLOS RANURADOS	28
1. Datos y limitaciones del diseño	28
2. Diseño mecanismo de transmisión y rodillo ranurado	29
a. Relación entre poleas	30
b. Diámetro rodillos ranurados (Poleas)	31
c. Distancia entre centros, C	32
d. Velocidad angular (ω) y tangencial (v_t)	33
e. Torque requerido	34
g. Longitud de la banda, L	39
h. Velocidad de la banda, V	40
i. Calculo de las tensiones en el sistema	41

<i>j.</i>	<i>Tipos de cojinetes:</i>	47
<i>k.</i>	<i>Cálculos cojinetes:</i>	49
<i>l.</i>	<i>Diseño eje del rodillo, selección del cilindro y cojinete del rodillo</i>	50
3.	Selección del material del rodillo ranurado.....	53
4.	Análisis mecánico de eje y cilindro ranurado.....	55
5.	Selección del material para la estructura de soporte.....	63
6.	Análisis mecánico estructura de soporte.....	65
VI.	SELECCIÓN DE MOTOR ELÉCTRICO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DEL TABLERO DE CONTROL	73
A.	PROCESO DE SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	73
B.	DISEÑO CIRCUITO DEL TABLERO DE CONTROL	77
VII.	CONCLUSIONES	87
VIII.	RECOMENDACIONES	88
IX.	BIBLIOGRAFÍA	89
X.	ANEXOS	92

LISTA DE FIGURAS

FIGURA No. 1 ESQUEMA PROCESO DEL DISEÑO.	18
FIGURA No. 2 EJEMPLO ESTRUCTURA BANDA TRANSPORTADORA.	20
FIGURA No. 3 BANDA TRANSPORTADORA.	20
FIGURA No. 4 TRANSPORTADORA DE RODILLOS.	20
FIGURA No. 5 EJEMPLO MECANISMO DE ACCIONAMIENTO EN UNA TRANSPORTADORA DE RODILLOS.	20
FIGURA No. 6 MECANISMO DE TRANSMISIÓN POR MEDIO DE CADENAS.	23
FIGURA No. 7 TRANSPORTADORA DE RODILLOS ACCIONADA POR MEDIO DE EJE Y POLEAS.	24
FIGURA No. 8 TRANSPORTADORA DE RODILLOS RANURADOS ACCIONADA POR BANDAS ENTRE SÍ.	25
FIGURA No. 9 BOSQUEJO CILINDRO DEL RODILLO RANURADO.	29
FIGURA No. 10 GEOMETRÍA ABIERTA DE TRANSMISIÓN.	29
FIGURA No. 11 MECANISMO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR ESTACIÓN.	31
FIGURA No. 12 CONTACTO PRODUCTO CON RODILLOS RANURADOS (DISTANCIAS EN MM).	32
FIGURA No. 13 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE CÁLCULO TORQUE REQUERIDO.	35
FIGURA No. 14 TORQUE POR RODILLO. (CILINDRO No.3)	38
FIGURA No. 15 DIAGRAMA ÁNGULOS DE CONTACTO.	39
FIGURA No. 16 EJEMPLO LONGITUD DE BANDA.	40
FIGURA No. 17 FUERZAS QUE ACTÚAN EN UNA POLEA.	41
FIGURA No. 18 COJINETE CON ESTRUCTURA PLÁSTICA.	47
FIGURA No. 19 BOSQUEJO COJINETES ENSAMBLADOS EN RODILLO RANURADO.	48

FIGURA No. 20 COJINETE CON ESTRUCTURA METÁLICA.	48
FIGURA No. 21 EJEMPLO DE COJINETE CON ARO INTERNO HEXAGONAL.....	48
FIGURA No. 22 EJEMPLO DE COJINETE CON ARO INTERNO CIRCULAR.....	48
FIGURA No. 23 BOSQUEJO EJE RODILLO RANURADO.....	51
FIGURA No. 24 MECANISMO DE MONTAJE Y DESMONTAJE.	51
FIGURA No. 25 DISEÑO FINAL CILINDRO RANURADO.	54
FIGURA No. 26 DISEÑO FINAL CILINDRO RANURADO (MEDIDA EN MM).....	54
FIGURA No. 27 DISEÑO FINAL CILINDRO RANURADO (MEDIDA EN MM).....	55
FIGURA No. 28 ANÁLISIS DE ESFUERZO CILINDRO RANURADO.	56
FIGURA No. 29 DISEÑO FINAL EJE RODILLO RANURADO.....	57
FIGURA No. 30 DISEÑO FINAL EJE RODILLO RANURADO (MEDIDA EN MM).....	57
FIGURA No. 31 ANÁLISIS DE ESFUERZO EJE RODILLO RANURADO.	58
FIGURA No. 32 DESPLAZAMIENTO CILINDRO RANURADO.	59
FIGURA No. 33 ESFUERZO VON MISES CILINDRO RANURADO.	59
FIGURA No. 34 FACTOR DE SEGURIDAD DEL CILINDRO RANURADO.....	60
FIGURA No. 35 DESPLAZAMIENTO DEL EJE.	60
FIGURA No. 36 ESFUERZO VON MISES DEL EJE.	61
FIGURA No. 37 FACTOR DE SEGURIDAD DEL EJE.	61
FIGURA No. 38 DISEÑO FINAL (RENDERIZADO).	62
FIGURA No. 39 DIMENSIONES COSTANERA.	64
FIGURA No. 40 COSTANERA CON AGUJEROS PARA MOTORES.....	65
FIGURA No. 41 DISEÑO PATA DE SOPORTE.	65

FIGURA No. 42	DIMENSIONES PATAS DE SOPORTE.	66
FIGURA No. 43	ANÁLISIS DE ESFUERZO COSTANERA.	66
FIGURA No. 44	DESPLAZAMIENTO COSTANERA.	67
FIGURA No. 45	ESFUERZO VON MISES COSTANERA.	68
FIGURA No. 46	FACTOR DE SEGURIDAD COSTANERA.	68
FIGURA No. 47	ANÁLISIS DE ESFUERZO PATA DE SOPORTE.	69
FIGURA No. 48	DESPLAZAMIENTO PATA DE SOPORTE.	70
FIGURA No. 49	ESFUERZO VON MISES PATA DE SOPORTE.	70
FIGURA No. 50	FACTOR DE SEGURIDAD PATA DE SOPORTE.	71
FIGURA No. 51	DISEÑO FINAL TRANSPORTADORA DE RODILLOS RANURADOS.	72
FIGURA No. 52	DISEÑO POLEA MOTOR.	72
FIGURA No. 53	DIMENSIONES MOTOR DC SELECCIONADO.	74
FIGURA No. 54	DISPOSITIVO DE CONTROL DE VELOCIDAD DEL MOTOR.	76
FIGURA No. 55	MONTAJE DE MOTORES EN LA TRANSPORTADORA.	77
FIGURA No. 56	CONFIGURACIÓN PULL-DOWN.	78
FIGURA No. 57	CONFIGURACIÓN OPTO-ACOPLADOR EN MÓDULO DE BOTONES.	79
FIGURA No. 58	MÓDULO DE CONEXIÓN AL DISPOSITIVO DE CONTROL DE VELOCIDAD.	86

LISTA DE CUADROS

TABLA No. 1 COMPARACIÓN DE TIPOS DE TRANSPORTADORAS	21
TABLA No. 2 DATOS INICIALES	28
TABLA No. 4 MUESTRA DE VALORES SECCIÓN TRANSVERSAL DE BANDAS REDONDAS.	31
TABLA No. 5 DIMENSIONES DE TUBOS (CILINDROS).....	32
TABLA No. 6 DATOS INICIALES CÁLCULO VELOCIDAD ANGULAR DEL RODILLO.....	33
TABLA No. 7 RESULTADOS VELOCIDAD TANGENCIAL Y ANGULAR DE CADA CILINDRO PROPUESTO.	34
TABLA No. 8 CÁLCULO TORQUE REQUERIDO CILINDRO No. 1.	36
TABLA No. 9 CÁLCULO TORQUE REQUERIDO CILINDRO No. 2.	37
TABLA No. 10 CÁLCULO TORQUE REQUERIDO CILINDRO No. 3.	37
TABLA No. 11 CÁLCULO TORQUE REQUERIDO CILINDRO No. 4.	38
TABLA No. 12 CÁLCULOS DE TENSIONES BANDA DE URETANO PERFIL CIRCULAR CON 1.5 MM DE SECCIÓN TRANSVERSAL	43
TABLA No. 13 BÚSQUEDA EN TABLA DEL PROVEEDOR DE BANDAS REDONDAS DE URETANO.	44
TABLA No. 14 CÁLCULOS DE TENSIONES BANDA DE URETANO PERFIL CIRCULAR CON 2 MM DE SECCIÓN TRANSVERSAL	44
TABLA No. 15 BÚSQUEDA EN TABLA DEL PROVEEDOR DE BANDAS REDONDAS DE URETANO.	45
TABLA No. 16 CÁLCULOS DE TENSIONES BANDA DE URETANO PERFIL CIRCULAR CON 2.6 MM DE SECCIÓN TRANSVERSAL	45
TABLA No. 17 CONTINUACIÓN 16 CÁLCULOS DE TENSIONES BANDA DE URETANO PERFIL CIRCULAR CON 2.6 MM DE SECCIÓN TRANSVERSAL.....	46
TABLA No. 18 BÚSQUEDA EN TABLA DEL PROVEEDOR DE BANDAS REDONDAS DE URETANO.	46
TABLA No. 19 COJINETES DISPONIBLES.	50
TABLA No. 20 CÁLCULOS COJINETES.	50
TABLA No. 21 DIMENSIONES CILINDRO Y SECCIÓN TRANSVERSAL DE BANDA DE URETANO.....	52

TABLA No. 22 ESPECIFICACIONES DEL COJINETE No. 2 (B 1022-1)	52
TABLA No. 23 SELECCIÓN MATERIAL RODILLO RANURADO.	53
TABLA No. 24 PROPIEDADES ALUMINIO 6063-T5.	53
TABLA No. 25 FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL CILINDRO RANURADO.....	55
TABLA No. 26 DIMENSIONES EJE RODILLO RANURADO.....	56
TABLA No. 27 FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL EJE.	58
TABLA No. 28 RESULTADOS ANÁLISIS CILINDRO RANURADO.....	58
TABLA No. 29 RESULTADOS ANÁLISIS EJE RODILLO RANURADO.....	60
TABLA No. 30 SELECCIÓN MATERIAL DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE.....	63
TABLA No. 31 PROPIEDADES AISI 1010	64
TABLA No. 32 FUERZAS QUE ACTÚAN EN LA COSTANERA.....	66
TABLA No. 33 RESULTADOS ANÁLISIS COSTANERA.....	67
TABLA No. 34 FUERZAS QUE ACTÚAN EN LA PATA DE SOPORTE.	69
TABLA No. 35 RESULTADOS ANÁLISIS DE ESFUERZO PATA DE SOPORTE.	69
TABLA No. 36 DATOS PARA SELECCIONAR MOTOR.	74
TABLA No. 37 DATOS MOTOR SELECCIONADO.....	75
TABLA No. 38 VOLTAJE POR MÓDULO DEL CIRCUITO.	78
TABLA No. 39 COMPONENTES DEL MÓDULO DE BOTONES.....	79
TABLA No. 40 MÓDULO DE LÓGICA.	85
TABLA No. 41 COMPONENTES MÓDULO DE LÓGICA.	85

LISTA DE ECUACIONES

ECUACIÓN No. 1 TEORÍA DE LA DISTORSIÓN DE MATERIALES DÚCTILES.....	26
ECUACIÓN No. 2 TEORÍA DE LA DISTORSIÓN DE MATERIALES DÚCTILES.....	26
ECUACIÓN No. 3 TEORÍA DE LA DISTORSIÓN DE MATERIALES DÚCTILES.	27
ECUACIÓN No. 4 TEORÍA DE LA DISTORSIÓN DE MATERIALES DÚCTILES.....	27
ECUACIÓN No. 5 VELOCIDAD TANGENCIAL.....	33
ECUACIÓN No. 6 VELOCIDAD ANGULAR.	34
ECUACIÓN No. 7 TORQUE REQUERIDO.	35
ECUACIÓN No. 8 FUERZA TANGENCIAL.	35
ECUACIÓN No. 9 ÁNGULO DE CONTACTO DE BANDAS REDONDAS.....	39
ECUACIÓN No. 10 LONGITUD DE BANDA.....	40
ECUACIÓN No. 11 VELOCIDAD DE LA BANDA DE URETANO.....	41
ECUACIÓN No. 12 TENSIÓN CIRCUNFERENCIAL DEBIDO A LA FUERZA CENTRÍFUGA.....	41
ECUACIÓN No. 13 CÁLCULO DE F1.	42
ECUACIÓN No. 14 RELACIÓN F1 - F2.....	42
ECUACIÓN No. 15 CÁLCULO DE F2.	42
ECUACIÓN No. 16 CÁLCULO TENSIÓN INICIAL.....	42
ECUACIÓN No. 17 CÁLCULO DEL DESARROLLO DE LA FRICCIÓN.....	42
ECUACIÓN No. 18 RELACIÓN CARGA-VIDA Y CONFIABILIDAD.....	49
ECUACIÓN No. 19 RELACIÓN VIDA DISEÑO VS VIDA L_{10}	49

RESUMEN

Este trabajo consiste en el diseño de una transportadora de rodillos automatizada. El objetivo de este proyecto es ofrecer una solución que brinde una mejor capacidad de desempeño a una línea de ensamblaje de equipo de cómputo. Este trabajo presenta el diseño de cada parte mecánica, selección de motor, y el diseño del panel de control electrónico.

El diseño debe cumplir requisitos para la protección del producto a ensamblar, para su adaptación en la sección de ensamblaje de la compañía solicitante y para ofrecer un control sencillo hacia los usuarios. La transportadora que se describe en este trabajo comprende de una estructura metálica la cual da soporte a los rodillos y al material transportado. Para reducir costos del diseño de la transportadora se utilizaron pulsos con un tiempo determinado de ancho, en lugar de sensores que indiquen el posicionamiento del producto. Chasis de computadoras, microprocesadores, discos duros, memorias, tarjetas madre y CD/DVD-ROM, entre otras partes, comprenden los materiales a ser transportados.

El panel de control de cada estación de la transportadora, envía tres pulsos al controlador quien indica al motor que acción realizar. El diseño electrónico del panel, permite modificar el tiempo de ancho del pulso que acciona al motor. El pulso generado por el panel es enviado al dispositivo de control de velocidad del motor. Este dispositivo es el encargado de controlar la velocidad establecida del motor.

Con la implementación de la transportadora de rodillos automatizada en la sección de ensamblaje de cómputo, la empresa espera reducir costos de ensamblaje, mejorar el tiempo de entrega del producto y aumentar la capacidad de su línea de ensamblaje con respecto a su configuración actual.

I. INTRODUCCIÓN

Guatemala es un país con capacidad humana para la fabricación de cualquier producto. En el sector industrial nacional se encuentran grandes empresas que fabrican su producto a vender. Dichas empresas invierten gran cantidad de dinero para tener lo último en tecnología en sus líneas de producción. Debido a que no todas las empresas pueden soportar tales costos, es necesario ofrecer al mercado alternativas locales que satisfagan sus necesidades. Por esta razón es que la empresa solicitante propone el desarrollo de este trabajo.

La empresa desea una transportadora versátil que aumente su capacidad de producción y que baje sus costos de ensamblaje. El diseño a proponer debe ser a bajo costo y de fácil uso para el usuario. Las dimensiones de la transportadora deben ser mínimas debido al espacio disponible.

La capacidad para adquirir este tipo de tecnología era costosa debido a su complejidad y alto costo de mantenimiento, por lo que los únicos con la capacidad de adquisición eran las grandes industrias locales y multinacionales. Cuando el diseñador requiere de herramientas comunes para su diseño, hoy en día debido al desarrollo de la tecnología, ya cuenta con una gran variedad de productos en el mercado que ofrecen soluciones a bajo costo debido al volumen que se maneja. Esto permite ofrecer soluciones confiables y accesibles a otras secciones del mercado industrial.

Otro problema para el diseño era la adquisición de controladores electrónicos debido a su alto costo. Hoy en día, con el desarrollo de los microcontroladores, es posible ofrecer diseños alternativos para aplicaciones industriales.

Para resolver la solicitud en cuestión se planteó un sistema de transportadora de rodillos ranurados accionada por bandas de transmisión de potencia. Esta transportadora consiste en una serie de rodillos con ranuras en uno de sus extremos, unidos por medio de bandas de transmisión de potencia de uretano perfil circular accionados por medio de un motor. El motor puede ser de corriente alterna o corriente directa. La transportadora presenta un diseño modular ya que es necesario que el diseño sea versátil para no interrumpir el flujo de la línea de ensamblaje. Todas las secciones que se presentan en el desarrollo de este trabajo, forman una transportadora capaz de trasladar el

material deseado de un punto inicial a un punto final. El usuario tendrá un control fácil de la transportadora por medio de botones.

A lo largo de este trabajo se presenta el proceso en el cual se basa el diseño de la transportadora presentada como propuesta, la cual tiene como objetivo cumplir todos los requisitos presentados por la empresa solicitante.

II. OBJETIVOS

A. Generales

- Diseñar la transportadora de rodillos ranurados accionados por un mecanismo de transmisión de potencia.
- Diseñar el panel de control electrónico.

B. Específicos

- Presentar el diseño preliminar como propuesta de solución a la solicitud en cuestión.
- Analizar los elementos mecánicos del diseño para mostrar sus reacciones respecto a las fuerzas externas a las que son expuestos.
- Presentar el diseño del panel de control electrónico.
- Presentar los métodos utilizados en el diseño para el uso de las personas interesadas en la elaboración de mecanismos similares.

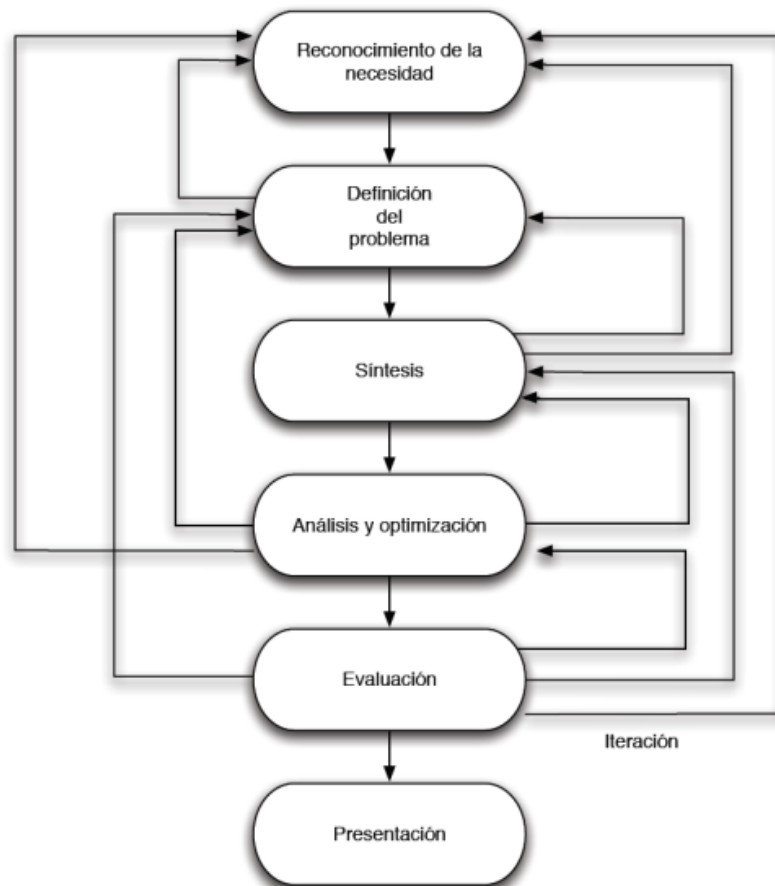
III. FASES DEL PROCESO DE DISEÑO Y SELECCIÓN DE TRANSPORTADORA

A. Fases del proceso de diseño

Cuando se escribe en papel alguna idea que se desea implementar, vienen a la mente preguntas como: ¿Qué proceso se debe seguir para obtener los resultados deseados?, ¿Qué factores influyen en la toma de decisiones dentro del diseño?, y ¿Cómo es que se debe si nuestro diseño cumple con los requisitos y ya está terminado?

Se puede definir al proceso de diseño como una sucesión de pasos iterativos que al final ofrece los planes para satisfacer la necesidad que ha surgido. Como explica la definición, durante los pasos del diseño estos pueden irse repitiendo por su naturaleza iterativa.

Figura No. 1 Esquema proceso del diseño. [4]



El esquema presentado en la figura No.1 indica los pasos que se debe seguir para obtener un diseño eficiente y efectivo. El diseño que se realizó en este trabajo se basó estrictamente en este esquema.

Un medio de transporte automatizado para el ensamblaje de sistemas de cómputo es la necesidad que se debe satisfacer. Los problemas que se encuentra para este proyecto son: ¿Qué materiales de distribución local pueden ser utilizados en este proyecto?, ¿Qué motor debe ser seleccionado?, ¿Se desea un sistema que produzca poco ruido en el ambiente?, ¿El mecanismo debe tener mantenimiento regular?, ¿Cómo maximizar la seguridad del mecanismo?, ¿Cómo aislar el mecanismo de electroestática? En el transcurso del diseño nuevos problemas irán surgiendo, los cuales se resolverán con teoría. La teoría que se utilizó se presenta en las siguientes páginas.

B. Tipos de transportadoras

Las transportadoras tienen por defecto el objetivo de trasladar el material deseado de un punto inicial a un punto final. El punto final no debe ser el punto de salida del mecanismo, puede ser fases intermedias durante el flujo de movimiento del material. Según el requerimiento del proceso, se hará la selección del mecanismo que accione a la transportadora y traslade al material.

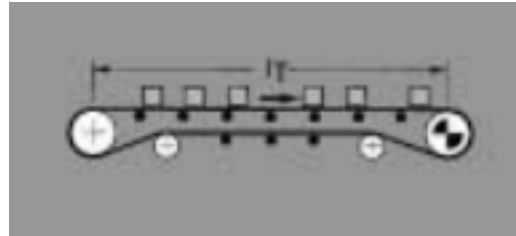
En el mercado se encuentran bandas transportadoras o transportadoras de rodillos. Lo que varía entre esos dos tipos de transportadoras es el mecanismo de accionamiento. A continuación se ofrece una explicación básica de ambos tipos de transportadora:

1. Banda transportadora. La banda transportadora comprende de dos o más rodillos para ofrecer tensión y un retorno constante a la banda. Uno de los rodillos es accionado por medio de un motor (AC o DC) controlados por PLC's (Controladores Lógicos Programables). Esta configuración es muy común en fábricas o bodegas que necesitan transportar grandes cantidades de material que varía en su tamaño. Una ventaja es que es muy eficiente si se necesita transportar material a grandes distancias o material a granel. Las bandas transportadoras están compuestas por varios componentes mecánicos haciéndola así una transportadora robusta la cual necesita mantenimiento cada cierto tiempo.

Figura No. 3 Banda transportadora. [22]



Figura No. 2 Ejemplo estructura banda transportadora. [20]

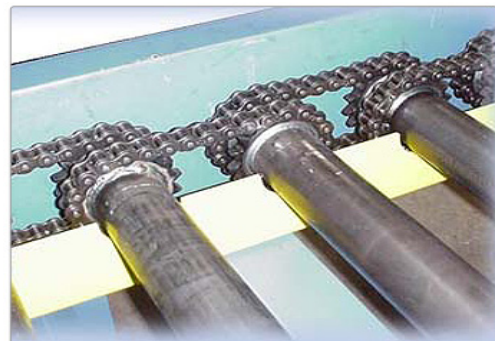


2. Transportadora de rodillos accionados por banda. La transportadora de rodillos comprende de rodillos ensamblados paralelamente respecto a sus ejes centrales. Es efectiva cuando se desea trasladar material en bajada sin accionamiento de motor, para aplicaciones en donde la transportadora sufre impactos grandes por el material a trasladar, ya que es de menor costo cambiar uno o varios rodillos que una banda completa, para transportar materiales con las mismas dimensiones o de dimensiones no tan pequeñas. También puede ser accionada por medio de motores (AC o DC) que impulsan un sistema de transmisión de potencia. Actualmente se están implementando rodillos motorizados, cada rodillo comprende de un motor 24VDC dentro de él para ser accionados por PLC u otros sistemas de control electrónico. Este tipo de transportadoras tienden a ser eficientes, presentables y más silenciosas.

Figura No. 4 Transportadora de rodillos.[11]



Figura No. 5 Ejemplo mecanismo de accionamiento en una transportadora de rodillos.[6]



C. Tabla comparativa de transportadoras

Tabla No. 1 Comparación de tipos de transportadoras

	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Banda transportadora	<ul style="list-style-type: none"> • Transportadora de menor costo para trasladar material a largas distancias. • La trayectoria de la banda puede tener elevaciones. • En bajadas pronunciadas, la banda puede tener topes para evitar el deslizamiento. • Eficiente para transportar material continuamente. • Estable cuando se transporta a larga distancias. 	<ul style="list-style-type: none"> • Poco eficientes como mecanismos de transporte en una línea de ensamblaje que requiere un flujo intermitente. • Costo alto para diseños no lineales. • Alto mantenimiento.
Transportadora de rodillos	<ul style="list-style-type: none"> • Eficientes como mecanismos de transporte en una línea de ensamblaje que requiere flujo intermitente. • Ideales para diseños no lineales. • Bajo mantenimiento. 	<ul style="list-style-type: none"> • Según el mecanismo de accionamiento elegido, pueden ser pocos silenciosos. • Son más costosas que las bandas transportadoras, (depende del mecanismo de accionamiento utilizado). • Problema para transportar materiales de dimensiones pequeñas. • Limite en la inclinación para subir materiales.

D. Selección de tipo de transportadora para satisfacer los requerimientos del solicitante

Se utilizan los requerimientos presentados por la empresa solicitante para obtener los datos que dan inicio al proceso de diseño. Ellos solicitan que la transportadora no produzca ruido ambiental o que esté en rangos aceptables, que la transportadora no esté en funcionamiento todo el día, que la transportadora tenga capacidad de frenado en puntos intermedios y que estas paradas no afecten el flujo de movimiento del material.

Se puede iniciar con la selección haciendo una revisión a los tipos de transportadoras presentadas en la sección anterior. Un punto importante para la selección es que la transportadora debe ser eficiente en un flujo intermitente ya que ellos solicitan frenados en puntos intermedios. Con esto se busca que la transportadora permita formar N estaciones en ella para el ensamblaje de los sistemas de cómputo.

Tomando como primer punto a la transportadora descrita en la sección B del capítulo III, banda transportadora, se puede concluir lo siguiente. Este tipo de transportadora puede ser modificada para crear estaciones en ella. Para esto es necesario implementar el mecanismo de accionamiento y traslado de material de la estructura N veces en toda su longitud. Con este planteamiento podemos concluir lo siguiente:

- Se requiere mucho material debido al sistema de accionamiento.
- Ruido.
- Las partes son muy grandes para el poco espacio debido a la división por estaciones.
- Los costos de mantenimiento incrementan debido a la alta lista de componentes mecánicos en la banda transportadora.
- Ocupa mucho espacio y puede incomodar a los trabajadores.

Después del análisis anterior se puede concluir que la banda transportadora no es una propuesta eficiente. Tomando en cuenta la transportadora descrita en la sección B capítulo III, Transportadora de rodillos, podemos analizar lo siguiente. El mercado de transportadoras de rodillos ofrece una gran variedad de opciones para realizar el diseño que satisfaga los requerimientos propuestos. La transportadora de rodillos de gravedad permite crear N estaciones en toda su longitud. Podemos tomar como base de diseño esa estructura. Una vez establecido la propuesta del diseño de la estructura se debe proceder al diseño del mecanismo de transmisión de potencia. El diseño del mecanismo de ocupar poco espacio ya que este diseño requiere que sus componentes no saturen el espacio proporcionado para la transportadora.

Se propone diseñar el mecanismo de transmisión de potencia con un motor (DC o AC) que impulse a los rodillos o los frene cuando se desee. La forma de transmisión de potencia debe ser por medio de cadenas o bandas de la forma y material que satisfaga los requerimientos del diseño. Se introducirán

brevemente algunos mecanismos de transmisión de potencia disponibles en el mercado y se indicará el mecanismo seleccionado.

1. Transmisión por medio de cadenas. La transmisión por medio de cadenas se utiliza para el transporte de objetos pesados a velocidades controladas, de objetos a altas o bajas temperaturas o en ambientes sucios. Las industrias de embotellado o de acero son algunos ejemplos de secciones del mercado que utilizan este tipo de mecanismo de transmisión para el transporte de materiales engrasados. Este tipo de mecanismo comprende de dos elementos básicos para su funcionamiento: piñones y cadenas.

Este tipo de mecanismo ofrece una solución eficiente para la transmisión de potencia para el diseño a realizar en este trabajo, pero debido al requisito de producir poco ruido se descarta.

Figura No. 6 Mecanismo de transmisión por medio de cadenas. [13]



2. Transmisión por medio de eje y carretes. La transmisión por medio de eje y poleas se utiliza para el transporte de producto de peso liviano o mediano. Cada rodillo es accionado individualmente para ofrecer una gran variedad de configuraciones en la transportadora para diversas aplicaciones. El mecanismo de transmisión ofrece un ambiente limpio y con poco ruido. El mecanismo comprende de cuatro elementos básicamente: eje, carretes, banda con perfil circular de uretano y rodillos ranurados.

Con este tipo de mecanismo es posible realizar el diseño de la transportadora, pero debido al requisito de crear estaciones, este mecanismo no es el adecuado para el diseño ya que demandaría una alta de cantidad de componentes. Uno de los objetivos del diseño es utilizar la menor cantidad de componentes.

Figura No. 7 Transportadora de rodillos accionada por medio de eje y poleas. [5]



3. Transmisión por medio de bandas de uretano. La transmisión por medio de bandas de uretano se utiliza para el transporte de producto de peso liviano o mediano. Un motor por medio de un carrete o polea, y una banda de uretano acciona un rodillo ranurado. El rodillo ranurado que es accionado es llamado el rodillo impulsor. Por medio de bandas de uretano, el rodillo impulsor acciona a los rodillos impulsados creando así secciones de N rodillos controlados por un motor. El mecanismo de transmisión ofrece un ambiente limpio, poco ruido y los elementos mecánicos ocupan poco espacio. La transmisión de potencia por medio de este tipo de banda es altamente eficiente ya que se logra obtener una transmisión del 98%¹. El mecanismo comprende de 4 elementos básicamente: motor, poleas o carretes, banda perfil circular de uretano y rodillos ranurados.

Este tipo de mecanismo ofrece una solución eficiente para la transmisión de potencia para el diseño a realizar en este trabajo y debido a los beneficios que ofrece, es el seleccionado para este trabajo

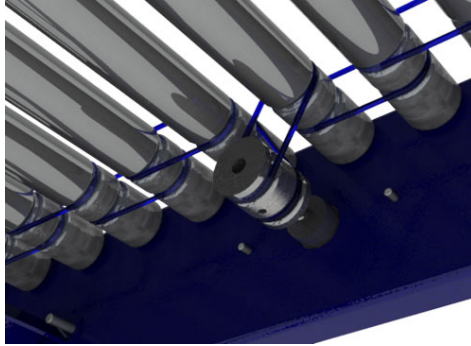
A continuación se ofrece el resumen de la propuesta de diseño mecánico:

- Transportadora de rodillos.
- Rodillos ranurados.
- Motor por estación.

¹ Capítulo VIII, Inciso No. 4

- Bandas de uretano perfil circular.
- Una polea por motor.

Figura No. 8 Transportadora de rodillos ranurados accionada por bandas entre sí. [17]



IV. ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS Y AUTODESK INVENTOR

Actualmente en el mercado existe una gran variedad de software que ofrecen herramientas de análisis de estructuras. Los ingenieros o diseñadores de estructuras o mecanismos, los implementan para obtener los esfuerzos que sufren los componentes diseñados a ciertas fuerzas o momentos aplicados. Esta aplicación es conocida como análisis de elemento finitos. FEA "finite element analysis" por sus siglas en inglés, es un método para obtener una solución numérica al problema planteado.

El método que FEA trabaja tiene la siguiente descripción: al sólido que se desea analizar se subdivide en pequeños nodos unidos entre sí, para luego describir el comportamiento de cada nodo. Cuando obtiene los datos de cada nodo, los conecta de nuevo y forma ecuaciones algebraicas. Por esta razón es que el uso de computadora para resolver el problema es indispensable, ya que se obtiene una gran cantidad de ecuaciones. La respuesta que se obtiene al finalizar el proceso de la computadora es una respuesta aproximada del esfuerzo sufrido por la pieza.

Autodesk Inventor ofrece esta aplicación para realizar un análisis de esfuerzos a cada pieza diseñada. Inventor en su método FEA compara la resistencia a la fluencia del material con el esfuerzo del diseño para ver si este lo excede. Este esfuerzo de diseño es conocido como esfuerzo von Mises. El criterio de fluencia de von Mises indica que el fallo de un material ocurre cuando σ' (Esfuerzo von Mises) excede la resistencia a la fluencia del material. Las ecuaciones teóricas que el programa utiliza para basarse en su resolución son las siguientes:

Ecuación No. 1 Teoría de la distorsión de materiales dúctiles. [4]

$\sigma' = \text{Esfuerzo von Mises (MPa)}$

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2}$$

Ecuación No. 2 Teoría de la distorsión de materiales dúctiles. [4]

$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3 = \text{Esfuerzos principales (Dimensional: MPa)}$

$$\sigma^3 - (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)\sigma^2 + (\sigma_x\sigma_y + \sigma_x\sigma_z + \sigma_y\sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2)\sigma - (\sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2) = 0$$

Ecuación No. 3 Teoría de la distorsión de materiales dúctiles. [4]

comprobación

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}$$

Con σ' que da como resultado del programa y el dato de resistencia a la fluencia del material del sólido, es posible indicar el factor de seguridad del diseño. La fórmula es la siguiente:

Ecuación No. 4 Teoría de la distorsión de materiales dúctiles. [4]

$n = \text{Factor de seguridad}$

$S_y = \text{Resistencia a la fluencia del material}$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Autodesk Inventor es el software utilizado en este trabajo como herramienta de diseño y para el análisis de esfuerzos.

V. DISEÑO DEL MECANISMO DE TRANSMISIÓN, RODILLO RANURADO Y ESTRUCTURA DE LA TRANSPORTADORA

A. Descripción de la transportadora de rodillos ranurados

La carga impuesta sobre la transportadora de rodillos ranurados depende de la cantidad de sistemas de cómputo a ensamblar. Esta carga puede variar a unas cuantas horas semanales a todo un día completo de trabajo de ensamblaje. El objetivo principal de esta transportadora es hacer eficiente el trabajo de ensamblaje de sistemas de cómputo.

La geometría de los componentes a transportar no es muy variada. La separación entre ejes de los rodillos se debe diseñar para el material a transportar con las dimensiones más pequeñas. Los rodillos ranurados utilizados en este trabajo van a ser diseñados ya que uno de los objetivos es indicar como seleccionar los componentes mecánicos para el ensamblaje de la transportadora de rodillos ranurados. Este tipo de rodillos también se pueden adquirir en el mercado, bajando así los costos del diseño.

1. Datos y limitaciones del diseño. El diseño que se presenta en este trabajo de graduación toma como base tres datos. El espacio que debe ocupar la transportadora de rodillos ranurados, la disponibilidad de cojinetes en el mercado para el diseño de los rodillos ranurados y la variedad en las dimensiones de los tubos en el mercado local. Los dos últimos datos son los que especificaran las dimensiones de los rodillos.

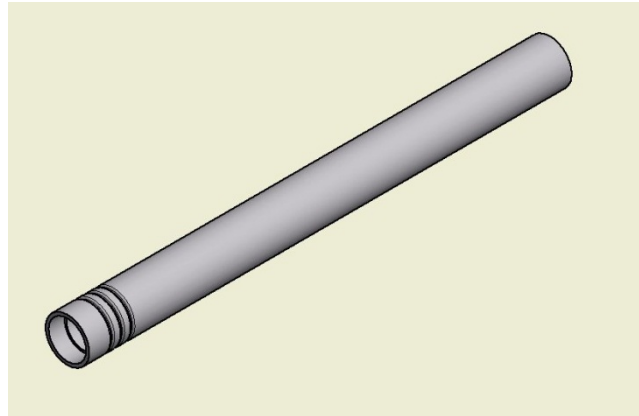
Tabla No. 2 Datos iniciales

DATO	VALOR
Altura deseada	90 cms
Largo máximo	562 cms
Tiempo de traslado	4 segundos
Largo producto pequeño	40 cms
Peso/producto	70 libras

Con los datos de la tabla No.2 se tiene las bases para el inicio del diseño, también impone los límites para el diseño de la estructura de la transportadora. Estos límites se obtienen por restricciones de espacio y comodidad del usuario.

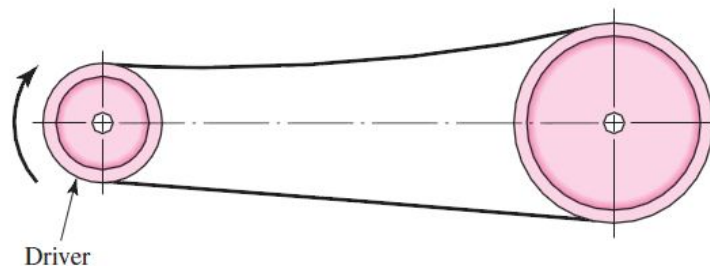
El material a transportar tiene una sección mínima de 45 cms de ancho y 40 cms de largo, la cual especifica el límite del largo de los rodillos y la separación entre sí. El diseño de los rodillos debe ofrecer espacio suficiente y seguridad para el producto a transportar. En la sección de selección de transportadora y mecanismo de transmisión de potencia se indicó que los rodillos deben ser ranurados, ya que en las ranuras de los rodillos irán las bandas de uretano perfil circular. A continuación se presenta un bosquejo del diseño del cilindro del rodillo:

Figura No. 9 Bosquejo cilindro del rodillo ranurado



2. Diseño mecanismo de transmisión y rodillo ranurado. Para el diseño del mecanismo de transmisión de potencia es importante considerar el valor del diámetro exterior de los rodillos ranurados ya que esta tiene influencia directa en las magnitudes de la velocidad angular que va a girar cada rodillo, área de contacto de la banda perfil circular, entre otros. El mecanismo de transmisión de potencia comprende de poleas ranuradas y bandas redondas de uretano, con una geometría abierta de transmisión.

Figura No. 10 Geometría abierta de transmisión. [4]



En este tipo de transmisión se prefiere que el lado holgado o que cuelga de la banda se encuentre en la parte de arriba. Esto se puede observar durante la operación del mecanismo. Las bandas redondas tienen las siguientes características²:

- Silenciosas.
- Eficientes.
- Capacidad de transmitir grandes potencias.

Este tipo de banda se fabrica de uretano o tela impregnada con caucho reforzada con alambre de acero. En el mercado, por lo general, se compran por rollo, se cortan a la medida deseada y sus extremos se unen mediante accesorios especiales proporcionados por el fabricante. Este método de compra se aconseja si el consumo de estas bandas redondas de uretano es muy alto. En este trabajo las bandas serán seleccionadas de un catálogo de la empresa cotizante, el cual nos brinda el valor de la sección transversal de la banda redonda. En los sistemas de transmisión que involucran este tipo de bandas frecuentemente se puede observar que se utilizan dos o más bandas redondas que funcionan lado a lado.

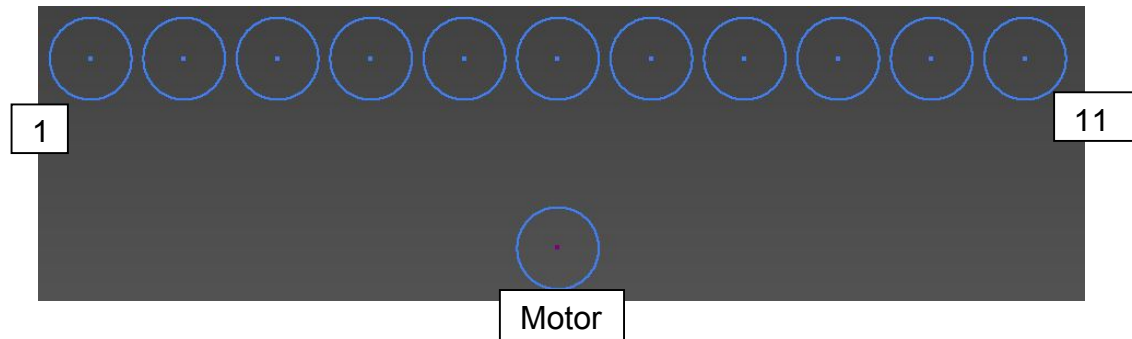
a. Relación entre poleas. La relación entre poleas del sistema de transmisión es de 1:1 ya que se desea mantener la velocidad angular en cada sección. Con este supuesto para el diseño de la transmisión se requerirá un motor que transmita la potencia requerida a bajas revoluciones.

Observando varios catálogos de empresas fabricantes de transportadoras de rodillos ranurados accionados por bandas de uretano perfil circular, encontraremos que este tipo de relación entre poleas es el que se elige para transportar peso mediano o liviano. Se puede observar que lo que cambia en cada diseño es la sección transversal de las bandas redondas cuando se desea incrementar el peso a transportar. Observando el dato de peso máximo a transportar por producto se puede concluir que el producto a transportar se puede clasificar como liviano.

El mecanismo de transmisión debe transmitir la potencia requerida a través de las bandas de uretano perfil circular para accionar cada rodillo. Se presenta el bosquejo a continuación:

² Capítulo VIII, Inciso No. 4

Figura No. 11 Mecanismo de transmisión de potencia por estación.



b. Diámetro rodillos ranurados (Poleas). El cilindro de los rodillos debe tener forma de tubo con un espesor (τ) que permita trabajar el ranurado con la profundidad requerida por el diámetro de la banda de uretano perfil circular. Es necesario dejar un espacio sin ranurar entre el diámetro interno del tubo con el fondo de la ranura.

Como se explicó en la sección de fases del proceso del diseño³ se debe plantear un punto de inicio para el diseño de la sección en cuestión. La parte trabajada es el rodillo o polea de transmisión y se requieren los datos de diámetro externo y diámetro interno o diámetro externo y espesor del tubo (τ). Para establecer estos valores, primero se debe establecer el valor mínimo del diámetro de la banda redonda. A continuación se presentan algunos valores de la tabla ofrecida por el proveedor:

Tabla No. 3 Muestra de valores sección transversal de bandas redondas. [9]

Belt Cross Section			Maximum Belt Loading Tension (N)	
Profile	inch	mm	83A or 85A	92A or 95A***
Round	1/16"	1.5 mm	1.3	1.8
Round	0.079"	2 mm	1.8	3.1
Round	3/32"	2.4 mm	2.7	4
Round	0.103"	2.6 mm	3.1	4.9
Round	1/8"	3 mm	4.9	7.6
Round	5/32"	4 mm	7.6	11.6
Round	3/16"	5 mm	11.1	16.9
Round	0.210"	5.3 mm	12.9	20.9

³ Capítulo III, Sección A.

Se puede observar que el valor mínimo de sección transversal o diámetro de la banda redonda es 1.5 mm (1/16"). Ahora se realiza una búsqueda en el mercado de materiales industriales guatemalteco para observar todas las opciones de tubos que hay. Se puede observar que la variedad en los diámetros externos de los tubos es grande pero en el espesor es muy pequeño. Esto hace pequeña la lista de opciones del mercado.

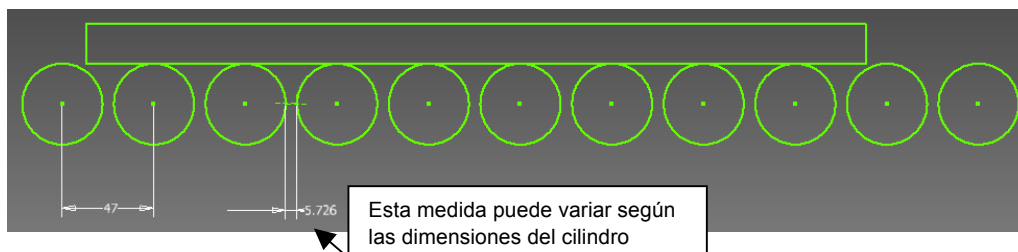
Tabla No. 4 Dimensiones de tubos (Cilindros).

Descripción	Diámetro Exterior	Diámetro Interior	Espesor
Cilindro No. 1	1.328" (33.73 mm)	0.954" (24.23 mm)	0.187" (4.75 mm)
Cilindro No. 2	1.562" (39.67 mm)	1.196" (30.38 mm)	0.183" (4.65 mm)
Cilindro No. 3	1.625" (41.28 mm)	1.25" (31.75 mm)	0.188" (4.77 mm)
Cilindro No. 4	2.154" (54.71 mm)	1.780" (45.21 mm)	0.187" (4.75 mm)

c. Distancia entre centros, C. La distancia entre centros se define como la distancia que existe en línea recta desde el centro del círculo inicial hasta el centro del círculo final. En este trabajo este parámetro es quien permite mejorar el contacto del objeto trasladado con los rodillos ranurados. Se busca que el área de contacto del material trasladado con los rodillos ranurados sea más del 60% ya que se quiere evitar que el producto transportado vaya saltando.

Dada la restricción anterior, se escoge la distancia mínima posible para maximizar el área de contacto. Si se desea una separación más grande, es necesario utilizar una pieza base con medidas más grandes que el producto a transportar para mejorar el contacto y eliminar el salto del producto durante el traslado. Con esto los rodillos estarán muy próximos entre ellos. La distancia entre centros establecida es de 47 mm, la cual deja una separación entre rodillos de ½ cm. La siguiente imagen explica de forma gráfica como es el contacto del producto con los rodillos durante su traslado en la transportadora. El largo del producto es de 40 cms.

Figura No. 12 Contacto producto con rodillos ranurados (distancias en mm).



d. Velocidad angular (ω) y tangencial (vt)⁴. Velocidad angular se conoce como el cambio del arco respecto al tiempo. Este parámetro indica el movimiento rotacional del objeto, en este caso el rodillo. El objetivo del mecanismo de transmisión es que los rodillos impulsados por el motor por medio de las bandas, tengan la misma velocidad angular que la polea del motor. Para determinar este parámetro es necesario establecer la velocidad tangencial del rodillo, la cual se entiende como la velocidad de algún punto en el rodillo en un instante de tiempo.

La transportadora de rodillos ranurados esta segmentada por secciones, las cuales cada una está estructurada por el mecanismo de transmisión propuesto. El sistema de control electrónico es quien permite configurar al motor para transportar el producto estación por estación, de dos en dos o con la configuración deseada por la empresa solicitante.

En la tabla No.2⁵ se indicó que el tiempo deseado de traslado del material es de 4 segundos. La figura No. 11⁶ indica que se requieren 11 rodillos por mecanismo de transmisión y cada rodillo tiene una separación de centros de 47mm. En este caso se desea que la transportadora sea capaz de trasladar el producto desde la posición actual de la estación actual, a la misma posición de la siguiente estación. Con esto se puede entender que se requiere que el producto viaje por once rodillos y que se detenga en el doceavo rodillo. La siguiente tabla resume los datos iniciales:

Tabla No. 5 Datos iniciales cálculo velocidad angular del rodillo.

Dato	Valor
Tiempo	4 segundos
Distancia entre centros	47 mm
Distancia a transportar/estación (12 rodillos * 47mm centro-centro)	564 mm (0.564 m)

Las siguientes ecuaciones permiten encontrar la velocidad angular y tangencial:

Ecuación No. 5 Velocidad tangencial. [19]

$$v_t = \frac{d}{t}$$

[19]

⁴ Capítulo VIII, Inciso No. 4

⁵ Capítulo V, sección A, subsección 1.

⁶ Capítulo V, sección A, subsección 2, sub-subsección a.

Ecuación No. 6 Velocidad angular.

$$\omega = \frac{v_t}{R}$$

$d =$ distancia a transportar.

$t =$ tiempo de transporte del producto.

$R =$ radio del cilindro.

Utilizando los datos de la tabla No. 6 se calculan los siguientes valores para los cilindros propuestos:

Tabla No. 6 Resultados velocidad tangencial y angular de cada cilindro propuesto.

Descripción	Velocidad Tangencial (Eq. 7)	Velocidad Angular (Eq.8)	RPM
Cilindro No. 1	0.14 m/s	8.36 rad/s	79.84
Cilindro No. 2	0.14 m/s	7.11 rad/s	67.88
Cilindro No. 3	0.14 m/s	6.83 rad/s	65.24
Cilindro No. 4	0.14 m/s	5.15 rad/s	49.22

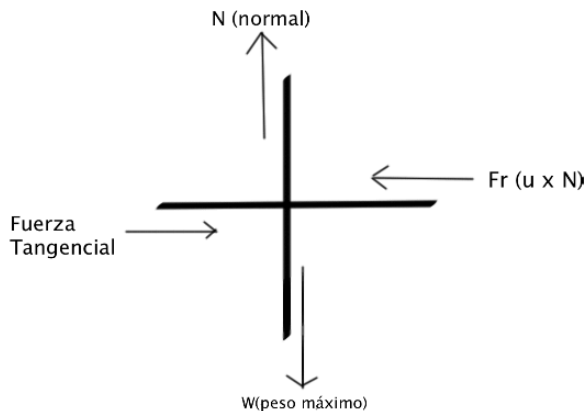
e. Torque requerido. El primer cálculo y el más importante para la transportadora, es el torque requerido para movilizar el producto deseado. Con este valor establecido se podrá proceder a la elección del motor.

El trabajo del motor en el mecanismo de transmisión es ofrecer al sistema velocidad (RPM) y la fuerza necesaria para accionar a los rodillos ranurados. Esta fuerza se relaciona con el torque que el motor ofrece. Se define al torque como una fuerza con tendencia a hacer girar algún objeto respecto a un eje.

Los términos que están involucrados en el cálculo del torque son simples y sólo requieren los siguientes tres factores: peso máximo a transportar, coeficiente de fricción entre material del rodillo vs material de producto transportado, y el radio externo del rodillo ranurados.

Cada sección comprende de once rodillos ranurados de los cuales uno será quien accione a los rodillos restantes. El rodillo ranurado impulsor será ubicado justo a la mitad de la sección. Tomando al rodillo ranurado impulsor como referencia podemos trazar el siguiente diagrama de cuerpo libre:

Figura No. 13 Diagrama de cuerpo libre cálculo torque requerido.



Torque está definido por la siguiente ecuación:

Ecuación No. 7 Torque requerido. [19]

$$\text{Torque}_{N-m} = F_t * R$$

$$F_t = \text{Fuerza tangencial.}$$

$$R = \text{Radio externo.}$$

Se requiere encontrar la fuerza tangencial que se necesita aplicar al sistema para mover el producto sin que este deslice por los rodillos. Se conoce que la fuerza normal es de igual magnitud pero de dirección contraria a la fuerza ejercida por el cuerpo sobre la superficie. Con esto se despeja para fuerza tangencial y se encuentra que:

Ecuación No. 8 Fuerza tangencial.

$$F_t = \mu * W$$

$$\mu = \text{Coeficiente de fricción Al - Al.}$$

$$W = \text{Peso Máximo.}$$

En el capítulo III se mencionó que la transmisión por medio de bandas redondas de uretano tiene una eficiencia del 98%⁷. Con esto se concluye que existe 2% de pérdidas por transmisión. Bibliografía dedicada al análisis de transportadoras de rodillos proponen lo siguiente:

⁷ Capítulo VIII, Inciso No. 4

- Multiplicar por un factor de 1.5 a todos los cálculos de torque requerido.
- Multiplicar por un factor de 2 a todos los cálculos de torque requerido cuando sea requerido lo siguiente⁸:
 - Cuando la velocidad es crítica.
 - Que la carga exceda los parámetros del diseño.
 - Que solo un rodillo esté conectado directamente al motor. (rodillo impulsor)

Las siguientes tablas muestran los resultados de los cálculos y el torque requerido por cada cilindro propuesto:

Tabla No. 7 Cálculo torque requerido Cilindro No. 1.

Dato	Valor
Coefficiente de fricción (AI-AI)	0.12
Radio externo rodillo ranurado (M)	0.0169
Masa máxima (Kg) (Propuesta)	31.75
Gravedad (m/s²)	9.81
Peso (N)	311.47
Factor de seguridad	2
Porcentaje de pérdida por transmisión	0.02 (2%)
Fuerza tangencial (N) (Ecuación No. 8)	37.38
Torque requerido (N-M)	0.63
Pérdida (N-M)	0.09
(2% * 6 rodillos * torque requerido)	
Torque mínimo requerido (N-M)	0.71
(+Pérdida)	
Torque del sistema	1.41
(x Factor de seguridad)	

⁸ Capítulo VIII, Inciso No. 12

Tabla No. 8 Cálculo torque requerido Cilindro No. 2.

Dato	Valor
Coeficiente de fricción (Al-Al)	0.12
Radio externo rodillo ranurado (M)	0.0198
Masa máxima (Kg) (Propuesta)	31.75
Gravedad (m/s²)	9.81
Peso (N)	311.47
Factor de seguridad	2
Porcentaje de pérdida por transmisión	0.02 (2%)
Fuerza tangencial (N) (Ecuación No. 8)	37.38
Torque requerido (N-M)	0.74
Pérdida (N-M) (2% * 6 rodillos * torque requerido)	0.09
Torque mínimo requerido (N-M) (+Pérdida)	0.83
Torque del sistema (x Factor de seguridad)	1.66

Tabla No. 9 Cálculo torque requerido Cilindro No. 3.

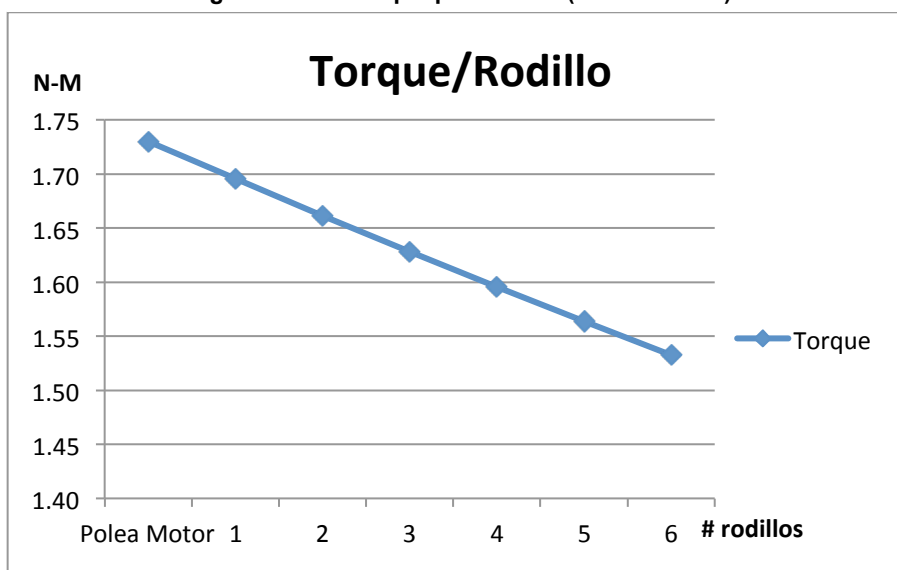
Dato	Valor
Coeficiente de fricción (Al-Al)	0.12
Radio externo rodillo ranurado (M)	0.0206
Masa máxima (Kg) (Propuesta)	31.75
Gravedad (m/s²)	9.81
Peso (N)	311.47
Factor de seguridad	2
Porcentaje de pérdida por transmisión	0.02 (2%)
Fuerza tangencial (N) (Ecuación No. 8)	37.38
Torque requerido (N-M)	0.77
Pérdida (N-M) (2% * 6 rodillos * torque requerido)	0.09
Torque mínimo requerido (N-M) (+Pérdida)	0.86
Torque del sistema (x Factor de seguridad)	1.73

Tabla No. 10 Cálculo torque requerido Cilindro No. 4.

Dato	Valor
Coeficiente de fricción (Al-Al)	0.12
Radio externo rodillo ranurado (M)	0.0274
Masa máxima (Kg) (Propuesta)	31.75
Gravedad (m/s ²)	9.81
Peso (N)	311.47
Factor de seguridad	2
Porcentaje de pérdida por transmisión	0.02 (2%)
Fuerza tangencial (N) (Ecuación No. 8)	37.38
Torque requerido (N-M)	1.02
Pérdida (N-M) (2% * 6 rodillos * torque requerido)	0.12
Torque mínimo requerido (N-M) (+Pérdida)	1.15
Torque del sistema (x Factor de seguridad)	2.29

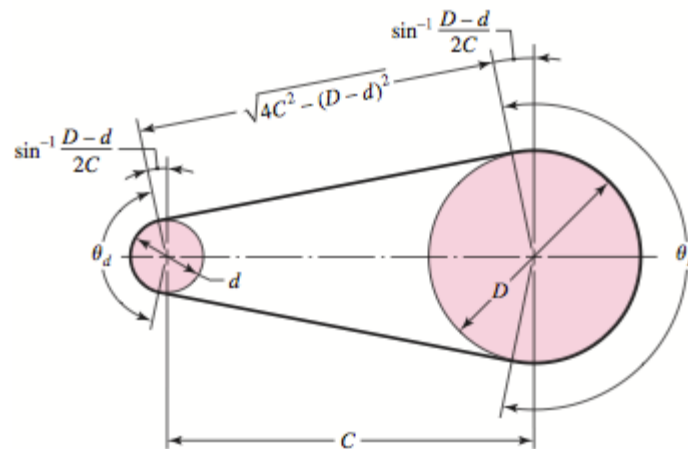
Como se puede observar el torque requerido que se obtuvo es para el rodillo que está conectado directamente al motor (Rodillo impulsor). Tomando en cuenta los demás rodillos y la transmisión de torque entre ellos, se puede concluir que el torque irá disminuyendo en cada rodillo. Esto no es problema ya que el torque mínimo requerido no es mayor al torque del rodillo más lejano del rodillo impulsor. La siguiente figura muestra el comportamiento del cilindro No.3.

Figura No. 14 Torque por rodillo. (Cilindro No.3)



f. Ángulos de contacto θ_d y θ_D . En el inicio de esta sección⁹ se indicó que se utilizará una transmisión abierta, la figura No. 14 indica dicha configuración. La transmisión abierta muestra que la banda redonda en su recorrido por la polea está en contacto con ella cierta distancia. Esta sección de contacto de la banda redonda es dependiente de la diferencia entre el diámetro de las poleas y la distancia entre centros de las poleas.

Figura No. 15 Diagrama ángulos de contacto. [4]



Ecuación No. 9 Ángulo de contacto de bandas redondas. [4]

$$\theta_D = \pi + 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C} \quad \theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C}$$

D = diámetro polea mayor.

d = diámetro polea menor.

C = distancia entre centros.

Utilizando las ecuaciones No.9 se obtiene que $\theta_D = 3.1416 = \theta_d$. Esto se aplica para todos los cilindros propuestos. Como se explicó anteriormente, la relación entre los rodillos debe ser 1:1.

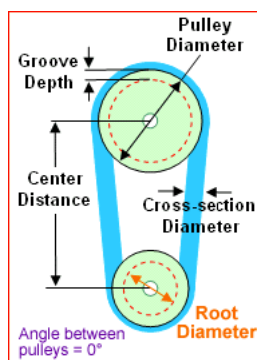
g. Longitud de la banda, L . La longitud de la banda se puede definir como la distancia de la banda redonda extendida desde su punto inicial hasta su punto

⁹ Capítulo V, sección 2

final. Cuando se cotiza la banda redonda de uretano perfil circular, este dato es uno de los requisitos que la empresa cotizante solicita.

Se debe considerar un factor de estiramiento para la longitud de la banda ya que genera la tensión requerida para evitar que exista arrastre elástico entre la polea y la banda. Tomando en cuenta las recomendaciones de la empresa cotizante se elige 12% como factor de estiramiento.

Figura No. 16 Ejemplo longitud de banda. [10]



La longitud depende de 5 parámetros:

- Distancia entre centros.
- Ángulo de contacto (θ_D y θ_d).
- Diámetro de las poleas (D y d).

Ecuación No. 10 Longitud de banda. [4]

$$L = [4C^2 - (D - d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d)$$

Utilizando la ecuación No. 10 menos el 12% de factor de estiramiento se obtiene una longitud de 182.47 mm.

h. Velocidad de la banda, V . La velocidad de la banda redonda se puede representar como la velocidad de un punto de la polea en un instante de tiempo. Esta velocidad se conoce como velocidad tangencial. Este dato es importante ya que influye directamente en el valor de la fuerza circunferencial. La siguiente ecuación nos permite encontrar este dato:

Ecuación No. 11 Velocidad de la banda de uretano. [19]

$$\text{Velocidad angular } \left(\omega \text{ en } \frac{m}{\text{min}} \right).$$

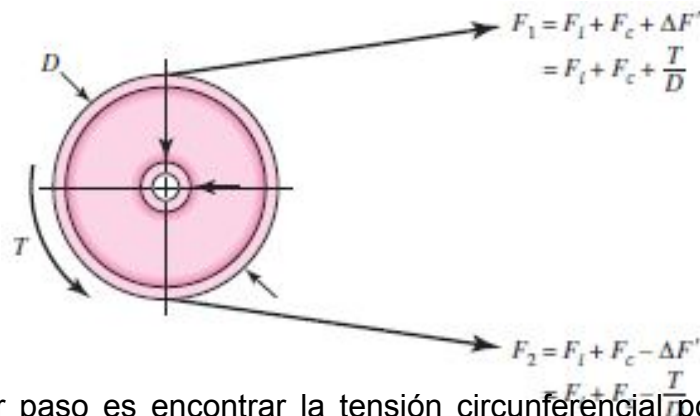
Radio (r).

$$V_t = r * \omega$$

Utilizando la ecuación No. 11 podemos encontrar que la velocidad de la banda es de 7.40 m/min.

i. Cálculo de las tensiones en el sistema. En un sistema de transmisión de potencia por medio de bandas de uretano perfil circular se originan dos tipos de tensiones importantes: tensión inicial y la tensión circunferencial debida a la fuerza centrífuga. La tensión inicial del sistema es quien nos indica si hay transmisión de par de torsión, si esta es igual a cero, entonces no hay torque transmitido.

Figura No. 17 Fuerzas que actúan en una polea. [4]



El primer paso es encontrar la tensión circunferencial por medio de las siguientes ecuaciones:

Ecuación No. 12 Tensión circunferencial debido a la fuerza centrífuga. [4]

$$F_c = \frac{w}{g} \left(\frac{V_{\text{banda}}}{60} \right)^2$$

$$w = \pi * (\text{peso específico}) * (\text{radio banda})^2$$

$$w = \text{Peso por metro de banda (N/m)}$$

Luego es necesario encontrar la fuerza 1 que se encuentra en el lado entrante hacia la polea y la fuerza 2 que se encuentra en el lado saliente desde la polea (figura No. 15 esquema de F1 y F2):

Ecuación No. 13 Cálculo de F1. [4]

$$F_1 = \text{tensión permisible} * \text{diametro de la banda}$$

Ecuación No. 14 Relación F1 - F2. [4]

$$(F_1 - F_2) = \frac{2 * \text{Torque}}{\text{Diametro polea}}$$

Ecuación No. 15 Cálculo de F2. [4]

$$F_2 = F_1 - \left(\frac{2 * \text{Torque}}{\text{Diametro polea}} \right)$$

Con estos datos establecidos se puede proceder a encontrar la tensión inicial:

Ecuación No. 16 Cálculo tensión inicial. [4]

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$$

Las ecuaciones anteriores indican el comportamiento del sistema según su configuración y las cargas al que es expuesto. Es necesario comprobar si hay peligro de deslizamiento con esta configuración, para esto se requiere comparar al coeficiente de fricción entre el aluminio y el uretano (0.61) con el valor del desarrollo de la fricción del sistema analizado f' . Se muestra la ecuación a continuación:

Ecuación No. 17 Cálculo del desarrollo de la fricción. [4]

$$f' = \frac{1}{\text{ángulo de contacto}} \ln \frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c}$$

Sí, $f' < \text{coeficiente de fricción}$, entonces obtenemos que no hay deslizamiento.

La siguiente tabla resume los resultados de las ecuaciones 13, 14, 15, 16 y 17 para cada cilindro propuesto:

Tabla No. 11 Cálculos de tensiones banda de uretano perfil circular con 1.5 mm de sección transversal.

Dato	Cilindro No. 1	Cilindro No. 2	Cilindro No.3	Cilindro No.3
Peso específico material (N/m³)	11,785.82	11,785.82	11,785.82	11,785.82
Tensión permisible material (N/m)	1,453.55	1,453.55	1,453.55	1,453.55
Diámetro banda redonda de uretano (m)	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015
Torque (N-m)	1.41	1.66	1.73	2.29
Ángulo de contacto (radianes)	π	π	π	π
Velocidad de la banda (m/min)	7.16	7.35	7.40	7.66
W (N/m)	0.0208	0.0208	0.208	0.0208
Fc (N)	3.02E-05	3.19E-05	3.23E-05	3.46E-05
F1 (N)	2.18	2.18	2.18	2.18
(F1-F2)(N)	0.0988	0.0963	0.0959	0.0925
F2 (N)	2.08	2.08	2.08	2.09
Fi (N)	2.13	2.13	2.13	2.13
F'	1.48E-02	1.44E-02	1.43E-02	1.38E-02
F' < coeficiente fricción	Verdadero	Verdadero	Verdadero	Verdadero
Tensión total sobre polea (F1 + F2)(N)	4.26	4.26	4.26	4.27

F_1 (2.18N) y F_2 (2.08) son los resultados que utilizaremos para comparar este sistema con la hoja de datos del proveedor de bandas redondas de uretano. Escogemos el valor más alto (2.18N) para la comparación. Esta comparación dará como conclusión si la sección transversal de 1.5mm es viable utilizar.

Tabla No. 12 Búsqueda en tabla del proveedor de bandas redondas de uretano. [9]

Belt Cross Section			Maximum Belt Loading Tension (N)	
Profile	inch	mm	83A or 85A	92A or 95A***
Round	1/16"	1.5 mm	1.3	1.8
Round	0.079"	2 mm	1.8	3.1
Round	3/32"	2.4 mm	2.7	4
Round	0.103"	2.6 mm	3.1	4.9
Round	1/8"	3 mm	4.9	7.6
Round	5/32"	4 mm	7.6	11.6
Round	3/16"	5 mm	11.1	16.9
Round	0.210"	5.3 mm	12.9	20.9

Observando la tabla No.13 se concluye que no es posible utilizar el diámetro propuesto para este ejercicio. Se procede al siguiente ejercicio con un diámetro de 2mm.

Tabla No. 13 Cálculos de tensiones banda de uretano perfil circular con 2 mm de sección transversal.

Dato	Cilindro No. 1	Cilindro No. 2	Cilindro No.3	Cilindro No.3
Peso específico material (N/m ³)	11,785.82	11,785.82	11,785.82	11,785.82
Tensión permisible material (N/m)	1,453.55	1,453.55	1,453.55	1,453.55
Diámetro banda redonda de uretano (m)	0.002	0.002	0.002	0.002
Torque (N-m)	1.41	1.66	1.73	2.29
Ángulo de contacto (radianes)	π	π	π	π
Velocidad de la banda (m/min)	7.16	7.35	7.40	7.66
W (N/m)	0.0370	0.0370	0.0370	0.0370
Fc (N)	5.37E-05	3.19E-05	5.73E-05	6.15E-05
F1 (N)	2.90	2.90	2.90	2.90
(F1-F2)(N)	0.0988	0.0963	0.0959	0.0925
F2 (N)	2.81	2.81	2.81	2.81
Fi (N)	2.86	2.86	2.86	2.86
F'	1.10E-02	1.07E-02	1.07E-02	1.03E-02
F' < coeficiente fricción	Verdadero	Verdadero	Verdadero	Verdadero
Tensión total sobre polea (F1 + F2)(N)	5.71	5.72	5.72	5.72

F_1 (2.90N) y F_2 (2.81N) son los resultados que utilizaremos para comparar este sistema con la hoja de datos del proveedor de bandas redondas de uretano.

Escogemos el valor más alto (2.18N) para la comparación. Esta comparación dará como conclusión si la sección transversal de 2mm es viable utilizar.

Tabla No. 14 Búsqueda en tabla del proveedor de bandas redondas de uretano. [9]

Belt Cross Section			Maximum Belt Loading Tension (N)	
Profile	inch	mm	83A or 85A	92A or 95A***
Round	1/16"	1.5 mm	1.3	1.8
Round	0.079"	2 mm	1.8	3.1
Round	3/32"	2.4 mm	2.7	4
Round	0.103"	2.6 mm	3.1	4.9
Round	1/8"	3 mm	4.9	7.6
Round	5/32"	4 mm	7.6	11.6
Round	3/16"	5 mm	11.1	16.9
Round	0.210"	5.3 mm	12.9	20.9

Observando la tabla No.4 se concluye que no es posible utilizar el diámetro propuesto para este ejercicio. Se procede al siguiente ejercicio con un diámetro de 2.6mm.

Tabla No. 15 Cálculos de tensiones banda de uretano perfil circular con 2.6 mm de sección transversal.

Dato	Cilindro No. 1	Cilindro No. 2	Cilindro No.3	Cilindro No.3
Peso específico material (N/m ³)	11,785.82	11,785.82	11,785.82	11,785.82
Tensión permisible material (N/m)	1,453.55	1,453.55	1,453.55	1,453.55
Diámetro banda redonda de uretano (m)	0.0026	0.0026	0.0026	0.0026
Torque (N-m)	1.41	1.66	1.73	2.29
Ángulo de contacto (radianes)	π	π	π	π
Velocidad de la banda (m/min)	7.16	7.35	7.40	7.66
W (N/m)	0.0626	0.0626	0.0626	0.0626
Fc (N)	9.07E-05	9.57E-05	9.69E-05	1.04E-04
F1 (N)	3.78	3.78	3.78	3.78
(F1-F2)(N)	0.0988	0.0963	0.0959	0.0925
F2 (N)	3.68	3.68	3.68	3.69
Fi (N)	3.73	3.73	3.73	3.73

Tabla No. 16 Continuación 16 cálculos de tensiones banda de uretano perfil circular con 2.6 mm de sección transversal.

F'	8.44E-03	8.22E-03	8.18E-03	7.89E-03
F' < coeficiente fricción	Verdadero	Verdadero	Verdadero	Verdadero
Tensión total sobre polea (F1 + F2)(N)	7.46	7.46	7.46	7.46

F_1 (3.78N) y F_2 (3.68N) son los resultados que utilizaremos para comparar este sistema con la hoja de datos del proveedor de bandas redondas de uretano. Escogemos el valor más alto (2.18N) para la comparación. Esta comparación dará como conclusión si la sección transversal de 2.6mm es viable utilizar.

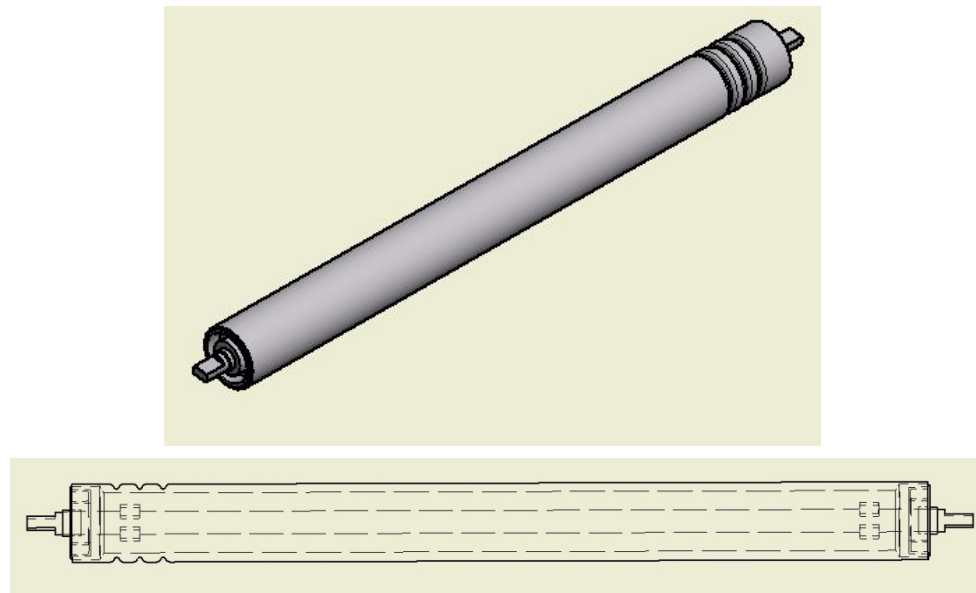
Tabla No. 17 Búsqueda en tabla del proveedor de bandas redondas de uretano. [9]

Belt Cross Section			Maximum Belt Loading Tension (N)	
Profile	inch	mm	83A or 85A	92A or 95A***
Round	1/16"	1.5 mm	1.3	1.8
Round	0.079"	2 mm	1.8	3.1
Round	3/32"	2.4 mm	2.7	4
Round	0.103"	2.6 mm	3.1	4.9
Round	1/8"	3 mm	4.9	7.6
Round	5/32"	4 mm	7.6	11.6
Round	3/16"	5 mm	11.1	16.9
Round	0.210"	5.3 mm	12.9	20.9

Observando la tabla No.4 se concluye que es posible utilizar el diámetro propuesto para este ejercicio.

Con base en los resultados anteriores se establece que la sección transversal a utilizar de la banda redonda de uretano es de 2.6mm. Según el criterio de comparación entre el comportamiento de la fricción durante el funcionamiento del sistema y el coeficiente de fricción uretano-aluminio, se puede concluir que no existirá deslizamiento de la banda redonda de uretano.

j. Tipos de cojinetes. Los fabricantes configuran a los cojinetes para que soporten cargas radiales, axiales o una combinación de ellas. El papel que cumplen los cojinetes en el diseño es dar soporte y permitir un movimiento giratorio con baja fricción al cilindro con respecto al eje. También son utilizados como tapadera en cada extremo del cilindro del rodillo ranurado para evitar el ingreso de suciedad. El siguiente bosquejo muestra la ubicación de los cojinetes en el rodillo:



En el mercado se encuentran diferentes tipos de cojinetes especiales para rodillos de transportadoras. Una característica de los cojinetes especiales es que vienen adentro de una estructura plástica o metálica. Esta estructura funciona como un sello para el rodillo. Otro beneficio que ofrece la estructura es mejorar la capacidad de carga del cojinete. Con esto se logra que la vida útil del rodillo ranurado se alargue. Las siguientes imágenes muestran los dos tipos de cojinetes deseados:

Figura No. 18 Cojinete con estructura plástica. [7]



Figura No. 20 Cojinete con estructura metálica. [14]



El mercado ofrece cojinetes con dos tipos de aros internos: circular o hexagonal. A continuación se muestran las dos opciones anteriormente descritas.

Figura No. 21 Ejemplo de cojinete con aro interno hexagonal. [1]



Figura No. 22 Ejemplo de cojinete con aro interno circular. [1]



k. Cálculos cojinetes. Estudios han probado que exponiendo al cojinete a las situaciones para las cuales fue hecho, la única causa de falla que se puede observar sería la fatiga del metal. La fatiga del metal consiste en el descascarado de las superficies de soporte de la carga. Los siguientes datos son requeridos para determinar la vida del cojinete a utilizar:

- Número de revoluciones del anillo que gira.
- Número de horas de uso a una velocidad estándar.

El criterio que se utilizara en este trabajo será el de carga-vida-confiabilidad debido a que la carga deseada no es igual a la carga del catálogo del fabricante y la velocidad deseada es diferente a la velocidad de ensayo del proveedor. Debido a que la carga deseada no es constante se debe multiplicar dicha carga por un factor de aplicación a_f . Este criterio es representado con la siguiente ecuación:

Ecuación No. 18 Relación carga-vida y confiabilidad. [4]

$$C_{10} = a_f * F_d * \left[\frac{X_d}{X_o + (\theta - X_o)(1 - R)^{1/b}} \right]^{1/a}$$

En donde C_{10} es la carga dinámica en lbf o kN, a_f es el factor de aplicación, F_d es la carga deseada, X_d es la relación entre la vida de diseño entre la vida L_{10} . X_o , $(\theta - X_o)$ y b , son los parámetros de Weibull. La siguiente ecuación explica detalladamente la relación X_d :

Ecuación No. 19 Relación vida diseño vs vida L_{10} . [4]

$$X_d = \frac{L}{L_{10}} = \frac{60L_d N_d}{60L_r N_r}$$

En donde L_d es la vida del cojinete en kh, N_d es la velocidad a la cual gira el anillo deseado, y L_{10} representa a la vida nominal del cojinete. En este trabajo se elige trabajar con el proveedor Applied.com y este da 10^6 como vida nominal de sus cojinetes.

Los rodillos se diseñan para resistir cargas radiales. Cargas axiales se pueden omitir ya que no existen o pueden ser insignificantes. La siguiente tabla resume los cojinetes disponibles:

Tabla No. 18 Cojinetes disponibles. [1]

Descripción	Diámetro Interno	Diámetro Externo	Forma agujero del aro interno
Cojinete No. 1 (B1020-1)	11.11 mm	38.76 mm	Hexagonal
Cojinete No. 2 (B1022-1)	12.7 mm	38.76 mm	Circular
Cojinete No. 3 (B1060-1)	17.46 mm	57.56 mm	Hexagonal

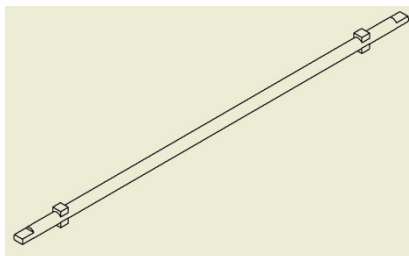
Tabla No. 19 Cálculos cojinetes.

Dato	Valor
Fuerza radial	155.73 N
Factor aplicación (maquina sin impacto)	1.2
Fuerza radial * Factor aplicación	186.88 N
X_o (Parámetro Weibull).[1]	0.02
$(\theta - X_o)$ (Parámetro Weibull).[1]	4.439
b (Parámetro Weibull).[1]	1.483
L_{10} (Applied.com)	10^6
a (Cojinete de bolas)	3
L_d (Máquinas de baja operación en donde el servicio es de menor importancia)	8000 horas
R (confiabilidad asumida)	90%
N_d	65.24 RPM
X_d (Ecuación No. 19)	0.35
C_{10} (Ecuación No. 18)	597.17 N
C_{10} (Proveedor)	689.47 N
$C_{10} < C_{10}$ (Proveedor)	Verdadero

I. Diseño eje del rodillo, Selección del cilindro y cojinete del rodillo. Eje es un elemento no giratorio que no transmite par de torsión y que se utiliza para soportar ruedas giratorias. [1] La definición anterior describe en gran detalle el funcionamiento del eje en el rodillo ranurado. Éste será el elemento que soporte el peso de los cojinetes, cilindro ranurado y el producto transportado.

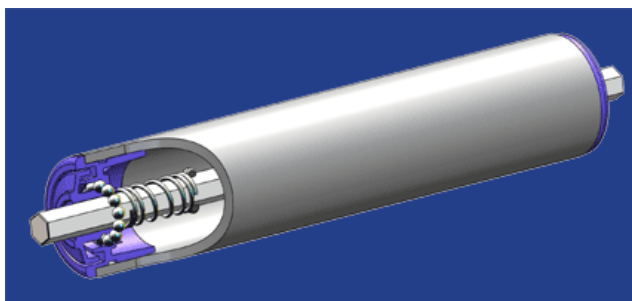
Se propone diseñar el eje con forma cilíndrica sólida. El diámetro interno del cojinete a seleccionar es quien delimitará el diámetro del eje. La separación entre los costados de la estructura que da soporte a los rodillos ranurados es quien limita el largo del eje. La siguiente figura es un bosquejo del eje:

Figura No. 23 Bosquejo eje rodillo ranurado.



Un aspecto importante del diseño del eje es facilitar el proceso de montaje y desmontaje del rodillo ranurado de la estructura de soporte. El mecanismo propuesto está compuesto por un resorte en cada extremo del eje. Este mecanismo es implementado en todos los rodillos del mercado. En la figura No. 25 se observa que en cada extremo del eje se implementaron bloques pequeños que cumplen la función de base para el resorte y los cojinetes cumplen con la función de tope. Los resortes a utilizar son de compresión con forma cilíndrica. La siguiente figura representa al mecanismo propuesto:

Figura No. 24 Mecanismo de montaje y desmontaje. [8]



Utilizando este mecanismo es posible deslizar al eje de un lado a otro sin perder la posición inicial. Esto permite una inserción o extracción del rodillo ranurado fácil para el usuario.

Con el diseño del eje del rodillo propuesto, es posible seleccionar el cojinete de la lista ubicada en la tabla No. 19. Se observa que el cojinete No. 2 (B1022-1), es quien ofrece las características que se desean para el tipo de diseño del eje del rodillo. Tomando en cuenta las dimensiones del aro exterior del cojinete, es posible seleccionar al cilindro No. 3 de la tabla No. 7.

En las siguientes tablas se resume la selección del cilindro, cojinete y banda de uretano para el rodillo ranurado:

Tabla No. 20 Dimensiones Cilindro y sección transversal de banda de uretano.

Medida	Valor
Diámetro Exterior (mm)	41.28
Diámetro Interior (mm)	31.75
Espesor (mm)	4.76
Diámetro polea (mm)	36.08
Diámetro banda redonda (mm)	2.6

Tabla No. 21 Especificaciones del cojinete No. 2 (B 1022-1). [1]

Dato	Valor
Diámetro interno	½ in ó 12.7 mm
Diámetro externo	1.5260 in ó 38.7604 mm
Peso	0.2 lbs

3. Selección del material del rodillo ranurado. En el mercado local es posible encontrar una gran gama de materiales de diferentes compuestos. Cada uno con diferentes propiedades mecánicas, físicas, eléctricas y térmicas. Para este trabajo es necesario elegir el material tomando en cuenta los siguientes puntos:

- Bajo costo.
- Variedad de formas del material.
- No corrosivo.
- Liviano.
- Alta resistencia a esfuerzos.

La propiedad eléctrica del material no afecta directamente en la decisión ya que si este conduce o no, la transportadora estará conectada a tierra física del sistema eléctrico para disminuir las cargas estáticas. Esto es importante debido a que el material transportado es producto electrónico que puede dañarse con unos cuantos miliamperios.

Para determinar el material se realizó una búsqueda entre los proveedores locales, limitando la búsqueda con los puntos propuestos anteriormente. Analizando la variedad de materiales encontrados se concluye que el material más óptimo es el aluminio 6063 T5. Los proveedores de aluminio

ofrecen este tipo de aluminio en variedad de perfiles y cada perfil se puede encontrar en diferentes dimensiones. La selección se describe en la siguiente tabla:

Tabla No. 22 Selección material rodillo ranurado.

Dato	Valor
Material	Aluminio 6063-T5
Perfil	Tubo Redondo
Diámetro externo	41.275 mm
Diámetro Interno	31.75 mm
Espesor	4.7625 mm

El aluminio es el metal y el elemento químico más abundante en la tierra. Las aleaciones de aluminio son utilizadas hoy en día en una numerosa variedad de productos y aplicaciones que utilizamos en nuestras vidas. La industria alimenticia, la industria de bebidas o la industria aeronáutica son algunos ejemplos de aplicaciones del aluminio. Debido a su alta demanda y su abundancia, el aluminio ofrece costos bajos. El aluminio naturalmente tiene una capa de óxido, haciéndolo resistente a la corrosión. [16]

Las propiedades mecánicas del aluminio ofrecen gran resistencia a la tensión baja en comparación al acero, también lo hacen excelente respecto a la relación resistencia peso. Como se indicó en los puntos para la elección del material, es necesario un material liviano y el aluminio con su baja densidad ofrece esa característica.

El aluminio 6063 temple 5 es un metal no ferroso. Está en la gama de aluminios aleados serie 6000. Temple 5 es un templeado enfriado desde un proceso de fabricación a alta temperatura y envejecida artificialmente. La siguiente tabla contiene las propiedades del aluminio seleccionado en sistema métrico:

Tabla No. 23 Propiedades aluminio 6063-T5. [2]

Dato	Valor
Densidad	2.7 g/cc
Dureza Brinell	60
Esfuerzo Ultimo de Tensión	186 MPa
Esfuerzo de fluencia	145 MPa
Módulo de elasticidad	68.9 GPa
Relación de Poisson	0.33
Conductividad Térmica	209 W/m-K
Expansión lineal	23.4 $\mu\text{m}/\text{m}^{\circ}\text{C}$
Calor específico	0.9 J/g- $^{\circ}\text{C}$

4. Análisis mecánico de eje y cilindro ranurado. El diseño del rodillo inició dimensionando el cilindro ranurado. En la sección que habla sobre el diámetro del rodillo ranurado, se indicó que se utilizará un tubo de 1 1/4" (31.75 mm) de diámetro interior y 1 5/8" (41.275 mm) de diámetro exterior. La tabla No. 4 muestra en resumen las dimensiones del cilindro ranurado. Las ranuras tienen una profundidad de 2.6 mm. Esta medida está limitada por el diámetro de la banda de uretano perfil circular. La masa del cilindro es de 0.629 Kg.

Se debe trabajar el tubo con las dimensiones anteriormente dadas. Las siguientes imágenes muestran el diseño final en 3D del cilindro ranurado y sus dimensiones para su manufactura. Es importante que el vaciado que se observa en los extremos sea realizado ya que ahí van ubicados los cojinetes. Este vaciado puede ser trabajado por medio de una torno o torno CNC. El torno CNC sería la elección ideal para obtener una mejor precisión.

Figura No. 25 Diseño final cilindro ranurado.



Figura No. 26 Diseño final cilindro ranurado (medida en mm).

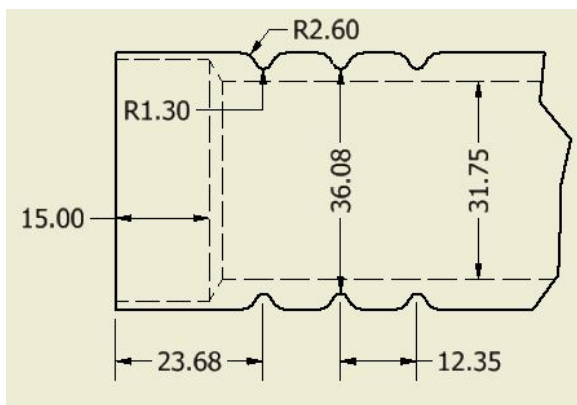
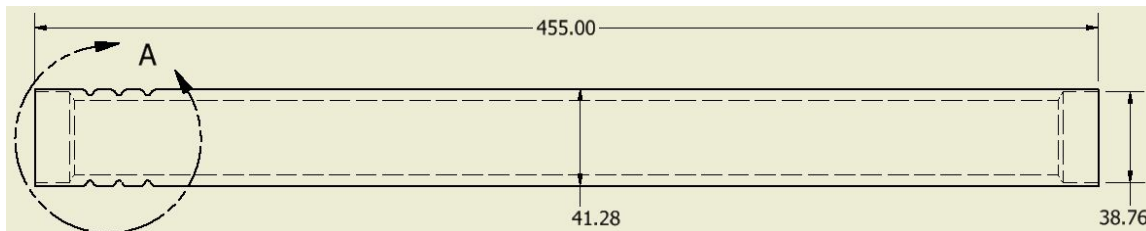


Figura No. 27 Diseño final cilindro ranurado (medida en mm).



Con el cilindro dimensionado se procede a realizar el análisis mecánico para verificar que los datos iniciales cumplen con los requerimientos del diseño. Como se explicó en el capítulo III, es necesario ingresar al software de apoyo los datos para realizar el análisis de esfuerzos. Como primer paso se inició con la identificación de las fuerzas que actúan en el cilindro ranurado, las cuales son las siguientes:

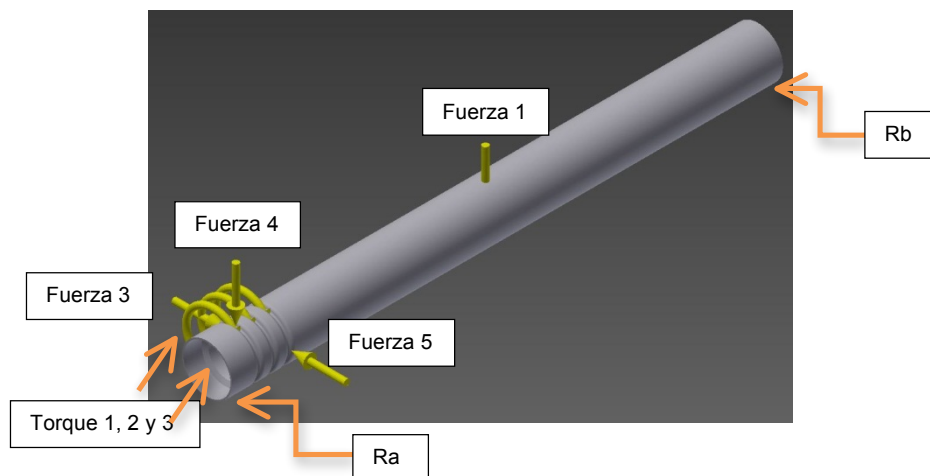
- Gravedad.
- Máximo peso a transportar.
- Torque.
- Tensión.

Por facilidad de cálculos las fuerzas se consideran puntuales y críticas. Éstas se ubican según el objeto al que pertenecen. La siguiente tabla y figura explica con más detalle lo anteriormente descrito:

Tabla No. 24 Fuerzas que actúan en el cilindro ranurado.

Dato	Valor
Fuerza No.1	312 N
Fuerza No.3, 4 y 5	8 N
Torque No. 1, 2 y 3	1.70 N-M

Figura No. 28 Análisis de esfuerzo cilindro ranurado.



Las fuerzas No.1 es el peso máximo a transportar. Las fuerzas No. 3, 4 y 5 son las fuerzas de tensión ejercidas por las bandas de uretano perfil circular. Los torques No. 1, 2 y 3 son generados por el mecanismo de transmisión de potencia. Los soportes estarán ubicados en los extremos del cilindro ranurado (parte más angosta del eje) y ahí es en donde se ubicaran las reacciones Ra y Rb.

En la sección que trata sobre el diseño del eje, se indicó que el diámetro del eje está limitado por el diámetro interno del cojinete seleccionado. Se propone un diámetro del eje de 12 mm. Obtenemos un juego de 0.35 mm entre el cojinete y el eje debido a que el aro interior del cojinete tiene una dimensión de 12.7 mm de diámetro. La longitud propuesta para el diseño del eje es de 503 mm ya que se propone dejar una profundidad de 50 cms en la transportadora. La siguiente tabla resume las dimensiones del eje:

Tabla No. 25 Dimensiones eje rodillo ranurado.

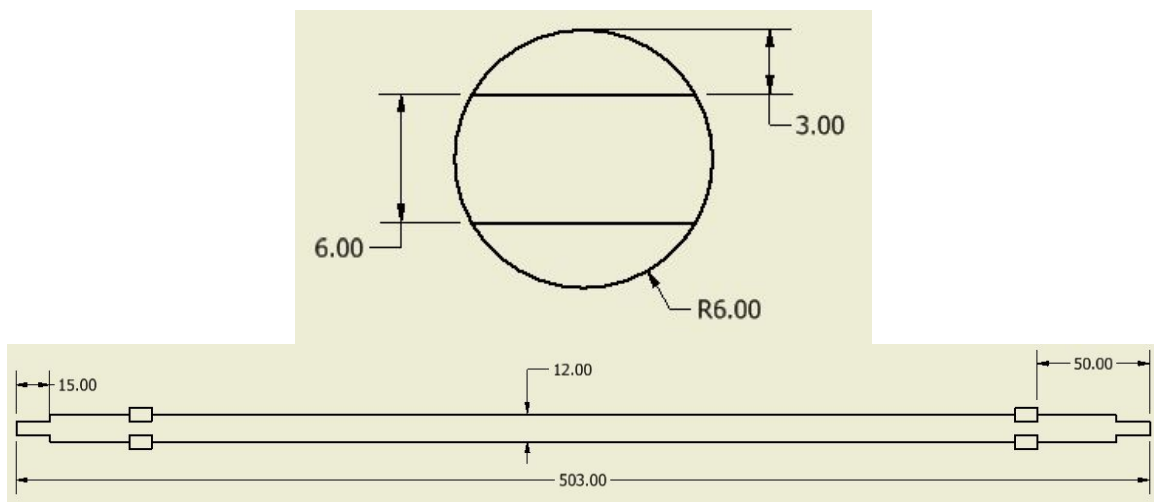
Dato	Valor
Diámetro	12 mm
Longitud	503 mm

El diseño final del eje se presenta en la siguiente figura:

Figura No. 29 Diseño final eje rodillo ranurado.



Figura No. 30 Diseño final eje rodillo ranurado (medida en mm).



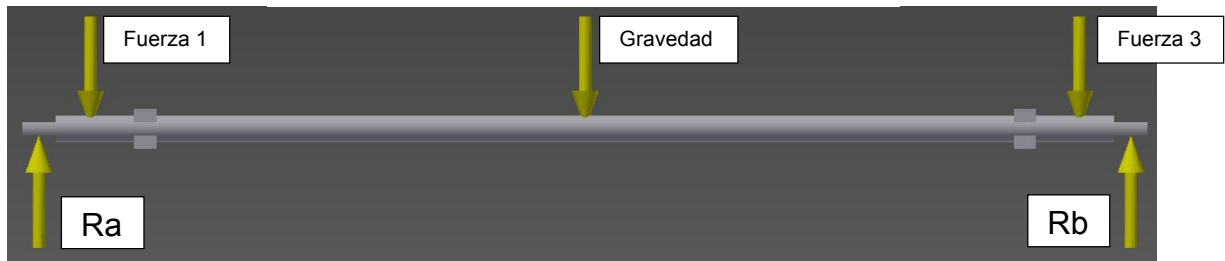
Con el eje dimensionado se procede a realizar el análisis mecánico para verificar que los datos iniciales cumplen con los requerimientos del diseño. Como se explicó en el capítulo III, es necesario ingresar al software de apoyo los datos para realizar el análisis de esfuerzos. Como primer paso se inició con la identificación de las fuerzas que actúan en el eje, las cuales son las siguientes:

- Gravedad.
- Peso cilindro ranurado.
- Peso cojinetes.
- Máximo peso a transportar.

Tabla No. 26 Fuerzas que actúan en el eje.

Dato	Valor
Fuerza No. 1	160 N
Fuerza No. 3	160 N

Figura No. 31 Análisis de esfuerzo eje rodillo ranurado.



Las fuerzas No.1 y No.3 son la suma de la mitad del peso del cilindro ranurado, peso del cojinete y la mitad del peso máximo a transportar. El eje se modela como una viga de soportes simples con una carga en el centro y dos en cada extremo. Los soportes estarán ubicados en los extremos del eje (parte más angosta del eje) y ahí es en donde se ubicaran las reacciones Ra y Rb.

El capítulo IV habla sobre el software de *Autodesk Inventor* y el método utilizado para el análisis de esfuerzos. Como recordatorio, para el análisis de esfuerzos se utilizó el análisis de métodos finitos que da como resultados el esfuerzo de Von Mises, factor de seguridad y deflexión máxima del objeto analizado.

La siguiente tabla muestra los resultados obtenidos para cilindro ranurado:

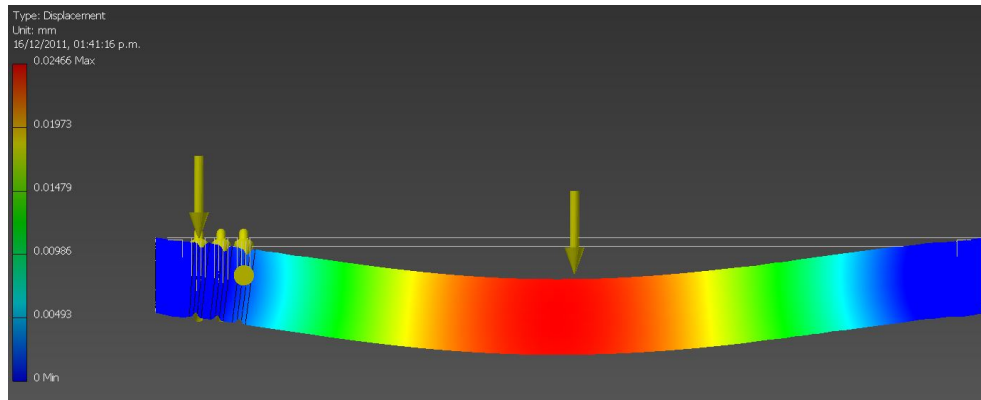
Tabla No. 27 Resultados análisis cilindro ranurado.

Dato	Valor
Esfuerzo de Von mises (σ')	8.689 MPa
Deflexión máxima	0.025 mm
Esfuerzo de fluencia aluminio 6063 T5 (Tabla No. 13)	145 MPa
Factor de seguridad	16.69
Ra = Rb	326.13 N

Observando la siguiente figura se concluye que el cilindro ranurado no sufre una deformación significativa ya que no hay peligro que el eje tope con el

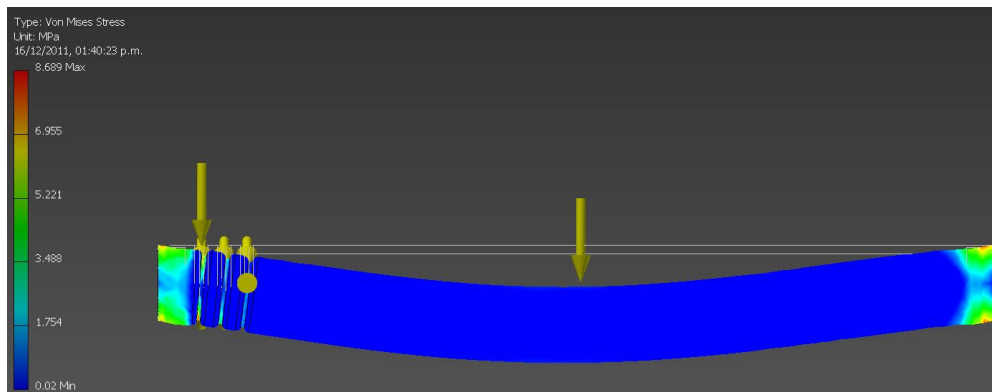
cilindro. La parte del cilindro ranurado que más sufre desplazamiento es el centro (resaltado en rojo), ya que ahí no se ubica ningún soporte.

Figura No. 32 Desplazamiento cilindro ranurado.



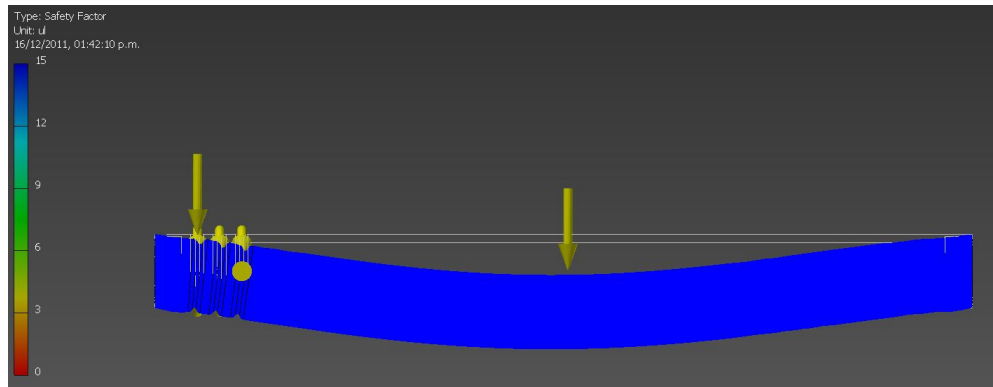
La figura No.33 muestra que el cilindro ranurado no experimenta esfuerzos que superen a la resistencia a la fluencia del material (145 MPa) en su máxima deflexión y con esto se concluye que las dimensiones iniciales propuestas para el diseño del cilindro ranurado son correctas. Esta condición se comprueba con la figura No. 34 y tabla No. 28, que indican que el factor de seguridad del cilindro está arriba de 1.5, el cual es el margen recomendado para cualquier diseño mecánico¹⁰.

Figura No. 33 Esfuerzo Von Mises cilindro ranurado.



¹⁰ Capítulo VIII, Inciso No. 4

Figura No. 34 Factor de seguridad del cilindro ranurado.

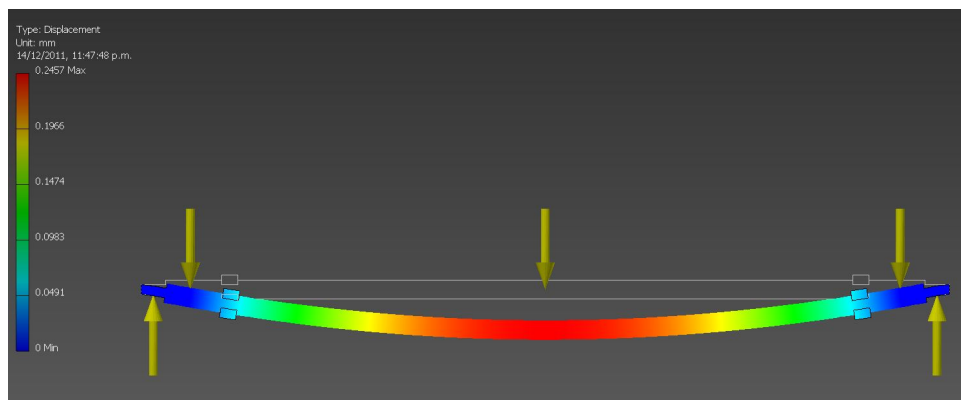


La siguiente tabla muestra los resultados obtenidos para el eje del rodillo ranurado:

Tabla No. 28 Resultados análisis eje rodillo ranurado.

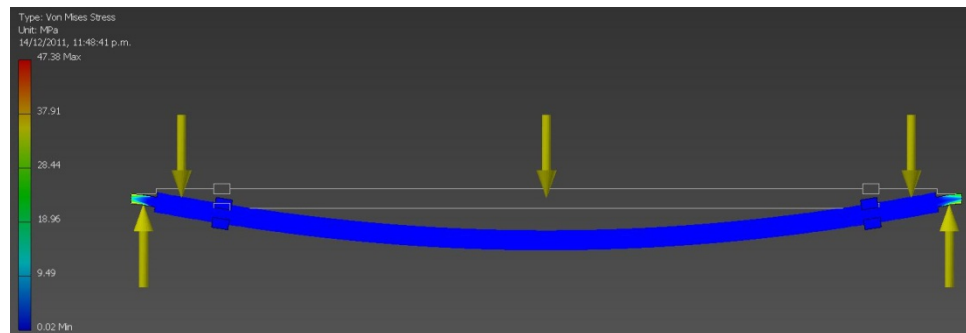
Dato	Valor
Esfuerzo de Von mises (σ')	47.3842 MPa
Deflexión máxima	0.24572 mm
Esfuerzo de fluencia aluminio 6063 T5 (Tabla No. 13)	145 MPa
Factor de seguridad	3.06
Ra = Rb	321.511 N

Figura No. 35 Desplazamiento del eje.



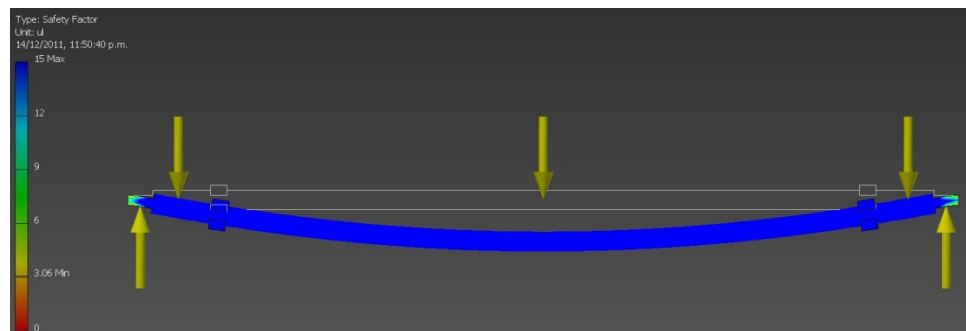
Observando la figura No.35 y la tabla No. 29, se concluye que el eje no sufre una deformación que perjudique al funcionamiento del rodillo. La parte del eje que más sufre desplazamiento es el centro, ya que ahí no se ubica ningún soporte.

Figura No. 36 Esfuerzo Von Mises del eje.



La figura No.36 muestra que el eje del rodillo no experimenta esfuerzos que superen a la resistencia a la fluencia del material (145 MPa) en su máxima deflexión y con esto se concluye que las dimensiones iniciales propuestas para el diseño del eje del rodillo son correctas. Esta condición se comprueba con la figura No. 37 y tabla No. 29, que indican que el factor de seguridad del eje está arriba de 1.5, el cual es el margen recomendado para cualquier diseño mecánico¹¹.

Figura No. 37 Factor de seguridad del eje.

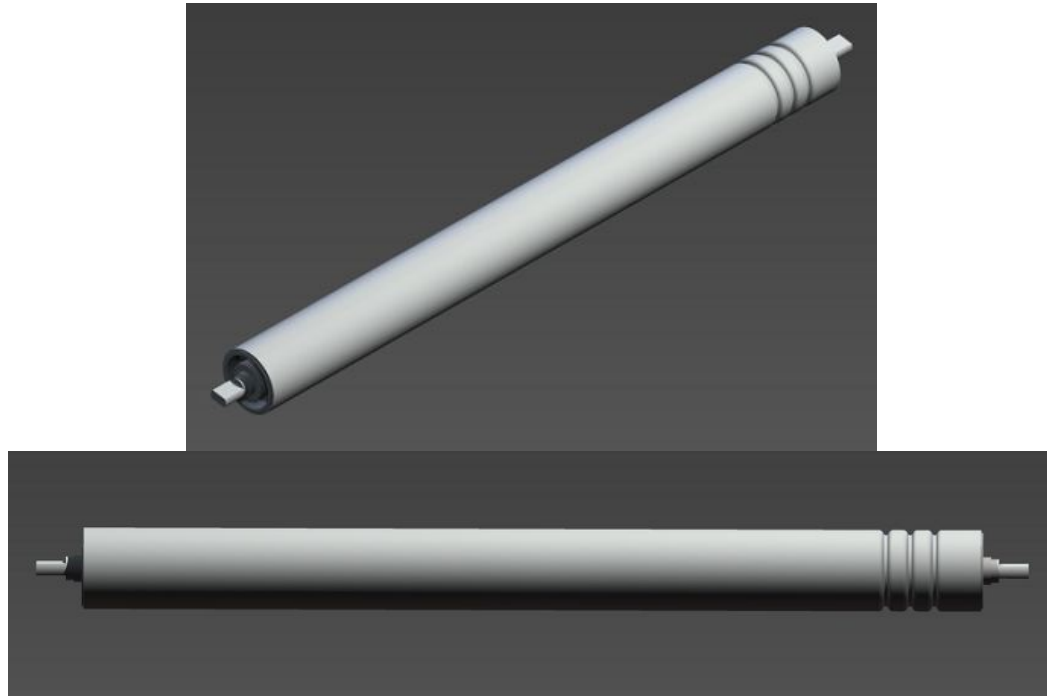


Con los datos anteriores se observa que los elementos diseñados y el material elegido, ofrecen buen desempeño bajo las condiciones de trabajo críticas. Para el análisis realizado sólo se harán corridas con parámetros críticos ya que ese es el ambiente en el cual la transportadora podría fallar. Los resultados indican un factor de seguridad alto, comprándolo contra un factor de 1.5, para ambas piezas analizadas y con esto se concluye que el diseño cumple con los requerimientos propuestos.

¹¹ Capítulo VIII, Inciso No. 4

Con el diseño y análisis de cojinetes, eje y cilindro ranurado realizado, se procede al ensamble de las piezas. Las siguientes imágenes muestran el diseño final del rodillo ranurado.

Figura No. 38 Diseño final (renderizado).



5. Selección del material para la estructura de soporte. La estructura de soporte de la transportadora de rodillos ranurados consta de dos costaneras, seis patas de soporte y tres barras horizontales entre cada par de patas de soporte. El espacio para los motores de cada estación se estableció en una de las costaneras.

En el mercado local es posible encontrar una gran gama de materiales de diferentes compuestos. Cada uno con diferentes propiedades mecánicas, físicas, eléctricas y térmicas. Para este trabajo es necesario elegir el material tomando en cuenta los siguientes aspectos:

- Bajo costo.
- Fácil trabajo (troquelar, doblar, pintar, soldar, etc.).
- Disponibilidad.
- Alta resistencia a esfuerzos.

La propiedad eléctrica del material afecta directamente en la decisión ya que si este conduce, la transportadora deberá estar conectada a tierra física del sistema eléctrico para disminuir las cargas estáticas. Esto es importante debido a que el material transportado es producto electrónico que puede dañarse con unos cuantos miliamperios. La estructura debe ser recubierta con pintura antiestática para aumentar la protección del equipo electrónico transportado.

Localmente existe una gran variedad de material para construcción. Los proveedores ofrecen diversidad de perfiles de acero que pueden ser utilizados para la estructura de la transportadora. Debido a que el mercado no ofrece las dimensiones para el perfil requerido, se propone elegir una lámina negra o acero AISI 1010 para la elaboración de las costaneras y patas de soporte. La medida elegida para este trabajo de la lámina es de 3/32 pulgadas de espesor por 4 pies de ancho x 8 pies de largo. La lámina debe ser doblada para formar las costaneras y patas. También debe ser perforada para el montaje de los rodillos y motores en las costaneras.

El diseño de las patas de soporte se elige según las necesidades del cliente. Para bajar costos de construcción se deben realizar del mismo material que las costaneras. En este trabajo no es necesario que la transportadora sea móvil, por esto se elige un diseño sencillo. La siguiente tabla resume la descripción del material elegido:

Tabla No. 29 Selección material de la estructura de soporte.

Dato	Valor
Material	AISI 1010
Perfil	Lámina
Espesor	3/32 in.
Ancho	4 ft.
Largo	8 ft.

El acero puede ser fundido o forjado en numerosas formas y se producen con resistencia a la tensión de hasta 5 GPa. El ejemplo más común de uso de acero es en el automóvil ya que conforma el 60% del peso del vehículo. El acero es altamente moldeable, ofrece alta resistencia a esfuerzos grandes, etc.

El acero AISI 1010 es una aleación de bajo carbono fabricadas con perfil laminar. Está compuesto por carbono, manganeso, fósforo, sulfuro, silicón y hierro. La siguiente tabla muestra las propiedades del material:

Tabla No. 30 Propiedades AISI 1010

Dato	Valor
Densidad	7.9 g/cm ³
Dureza Brinell	105
Esfuerzo Último de Tensión	348 MPa
Esfuerzo de fluencia	250 MPa
Módulo de elasticidad	201 GPa
Relación de Poisson	0.290
Conductividad Térmica	51 W/m-K
Expansión lineal	12 µm/m-°C
Calor específico	0.110 J/g-°C

6. Análisis mecánico estructura de soporte. La lámina a utilizar se resume en la tabla No.19. Se requiere un área superficial de 290x1551 mm del material por costanera. Para dar forma a la lámina negra de costanera se debe doblar el material según las dimensiones dadas. Se busca dimensionar a la transportadora con una altura de 1 m. La figura No. 39 y No. 40 muestran como es el acabado de las costaneras y sus dimensiones.

Figura No. 39 Dimensiones costanera.

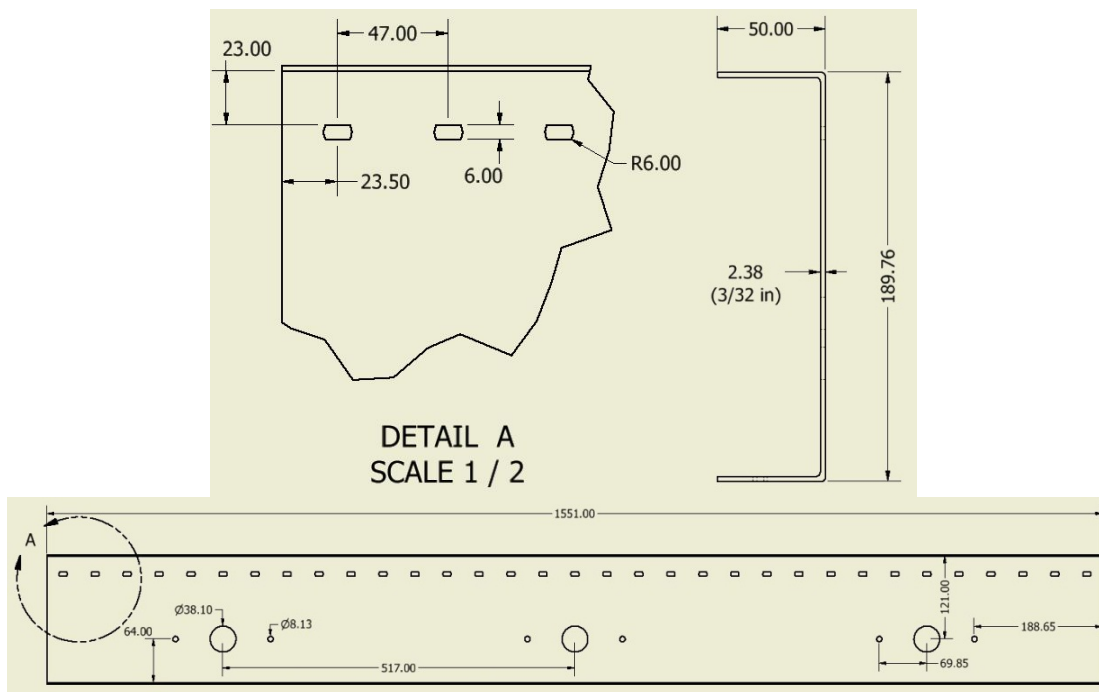
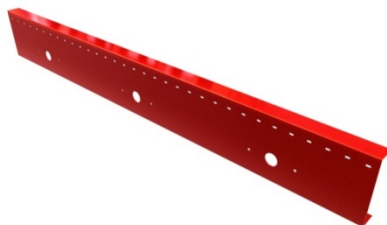


Figura No. 40 Costanera con agujeros para motores.



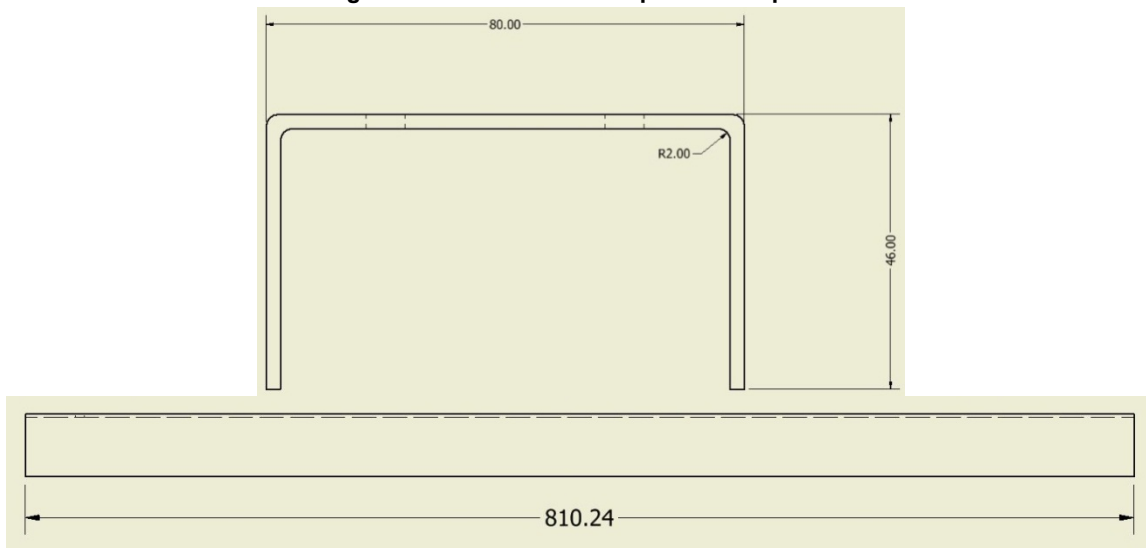
En la vista lateral de la costanera las medidas son las siguientes: 1551 mm de largo para ofrecer el suficiente espacio para crear tres estaciones de trabajo, 517 mm de separación entre centros de los agujeros de los motores ya que esta es la medida entre cada 6 rodillo de cada estación, 121 mm del centro del agujero del motor y el extremo superior. Las medidas exactas de los agujeros del motor se indicarán en la sección de selección de motor.

Como se indicó, el diseño de las patas de soporte es simple. Consta de un perfil en U de 810 mm de alto por 80 mm de largo y 46 mm de ancho. La altura de las patas de soporte se estableció con esa medida ya que se busca dimensionar a la transportadora con una altura de 1 m. Las patas de soporte están unidas a las costaneras por medio de "L's" que deben ser dimensionadas según el diseño lo requiera. Entre cada par de patas de soporte se propone colocar una barra horizontal que evite que los tornillos que unen a las patas con las costaneras, absorban toda la carga y fallen por corte. Las figuras No. 41 y No. 42 muestran las dimensiones y el modelo en 3D:

Figura No. 41 Diseño pata de soporte.



Figura No. 42 Dimensiones patas de soporte.



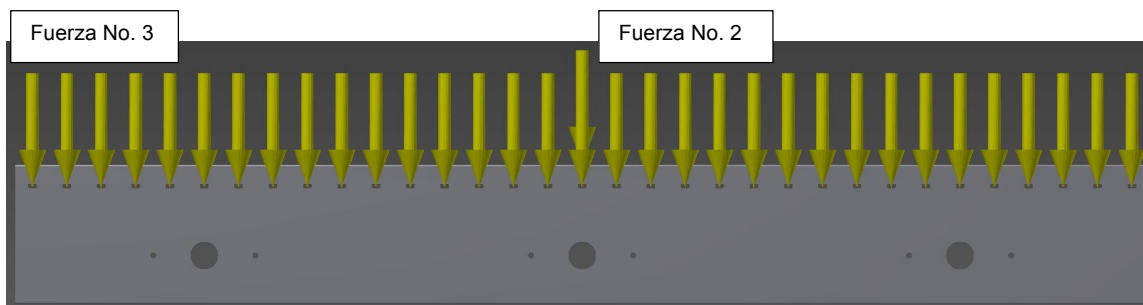
Con la costanera y la pata de soporte dimensionada se procede a realizar el análisis mecánico para verificar que los datos iniciales cumplen con los requerimientos del diseño. Como se explicó en el capítulo III, es necesario ingresar al software de apoyo los datos para realizar el análisis de esfuerzos. Como primer paso se inició con la identificación de las fuerzas que actúan en la costanera, las cuales son las siguientes:

- Gravedad.
- La mitad del máximo peso a transportar ya que son dos costaneras.
- Peso máximo exterior (Una persona sentada en la costanera).

Tabla No. 31 Fuerzas que actúan en la costanera.

Dato	Valor
Fuerza No.2	1335 N (300lbs)
Fuerza No.3 (Carga en cada apoyo)	160 N

Figura No. 43 Análisis de esfuerzo costanera.



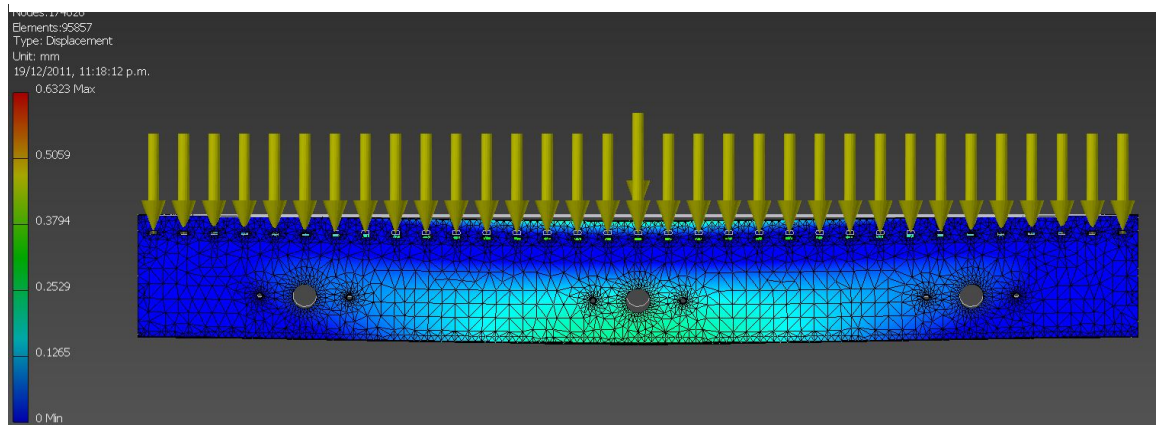
La fuerza No. 2 es la fuerza externa propuesta para el análisis para verificar si el material y el diseño fallan en dichas condiciones. Las fuerzas No. 3 es la suma de todos los componentes de los 33 rodillos más la suposición que cada rodillo tienen una carga de 70 lbs en ella. Se eligen estas magnitudes para verificar el desempeño de la costanera en condiciones críticas.

La siguiente tabla muestra los resultados obtenidos para la costanera:

Tabla No. 32 Resultados análisis costanera.

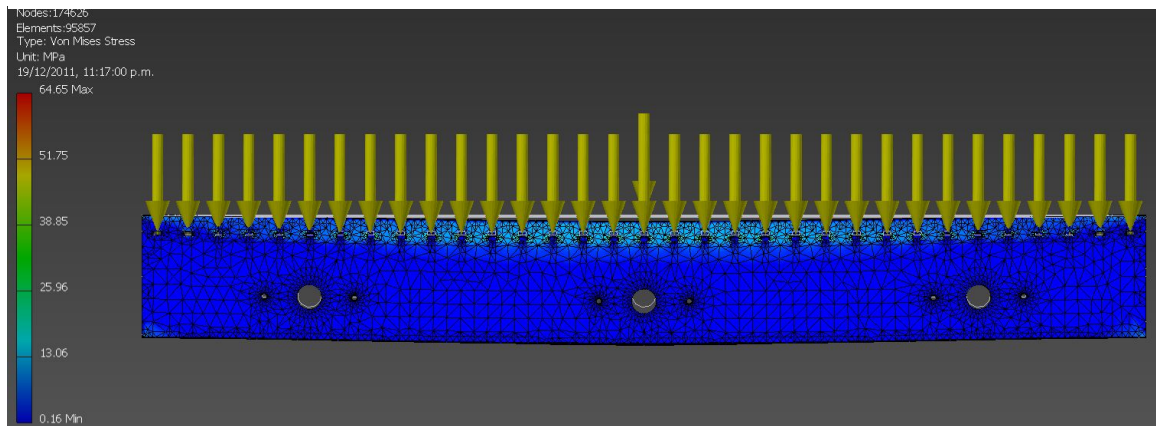
Dato	Valor
Esfuerzo de Von mises (σ')	64.65 MPa
Deflexión máxima	0.6323 mm
Esfuerzo de fluencia acero AISI 1010 (Tabla No. 20)	250 MPa
Factor de seguridad	3.87
Ra = Rb	1575.45 N

Figura No. 44 Desplazamiento costanera.



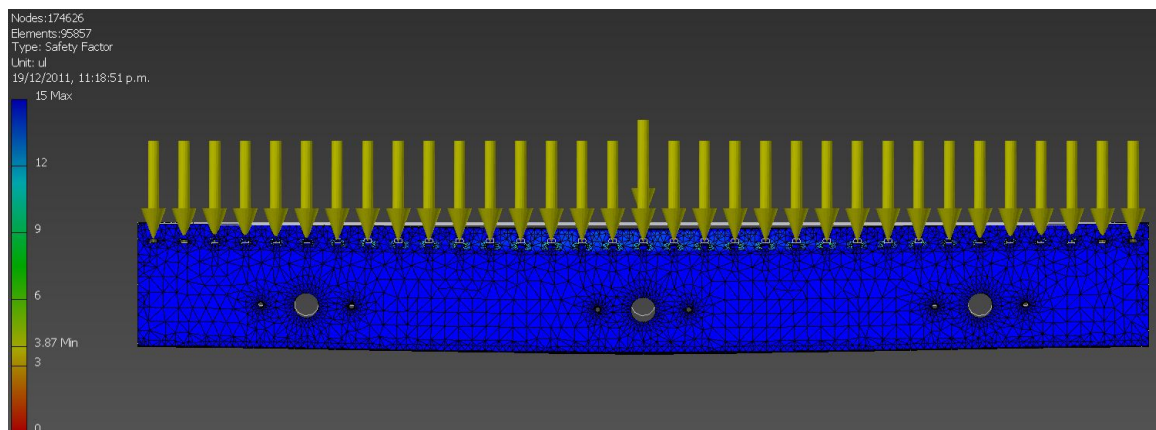
La figura No. 44 muestra cómo se deforma la costanera en un ambiente crítico. El resultado es satisfactorio ya que el desplazamiento es de 0.6323 mm. Ese desplazamiento no afecta a la transportadora en su funcionamiento. La figura No. 44 muestra que no hay una sección en la costanera con gran deformación debido a la carga impuesta por el exterior.

Figura No. 45 Esfuerzo Von Mises costanera.



La figura No.45 muestra que la costanera no experimenta grandes esfuerzos en su máxima deflexión y con esto se concluye que las dimensiones iniciales propuestas para el diseño de la costanera son correctas. La transportadora fue diseñada con un factor de seguridad alto y la siguiente figura lo confirma.

Figura No. 46 Factor de seguridad costanera.



El siguiente paso es identificar las fuerzas que actúan en la pata de soporte:

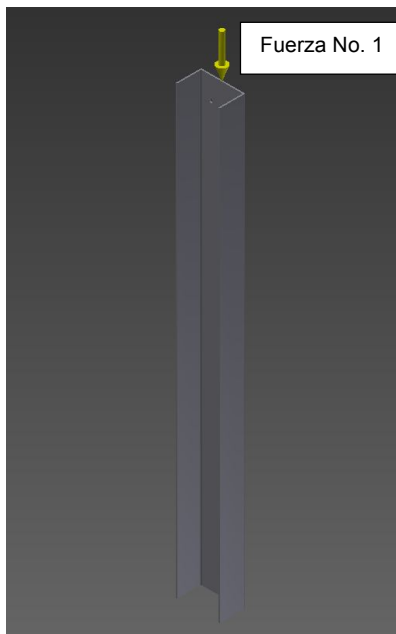
- Gravedad.
- La mitad del máximo peso externo (Una persona sentada en la costanera).
- Cuarta parte del peso máximo a transportar más el peso total de los 33 rodillos.

Por facilidad de cálculos las fuerzas se consideran puntuales y críticas. La siguiente tabla y figura explica con más detalle lo anteriormente descrito:

Tabla No. 33 Fuerzas que actúan en la pata de soporte.

Dato	Valor
Fuerza No.1	3380 (760 lbs)

Figura No. 47 Análisis de esfuerzo pata de soporte.



La fuerza No.2 es la suma de la mitad del peso externo máximo (150 lbs), más la mitad del peso de la costanera ya que cada costanera es soportada por dos patas, más la cuarta parte del peso de los 33 rodillos ya que hay 4 patas de soporte, y con la suposición que cada rodillo soporta una carga fija de 70 lbs. Se eligen estas magnitudes para verificar el desempeño de la pata de soporte en condiciones críticas.

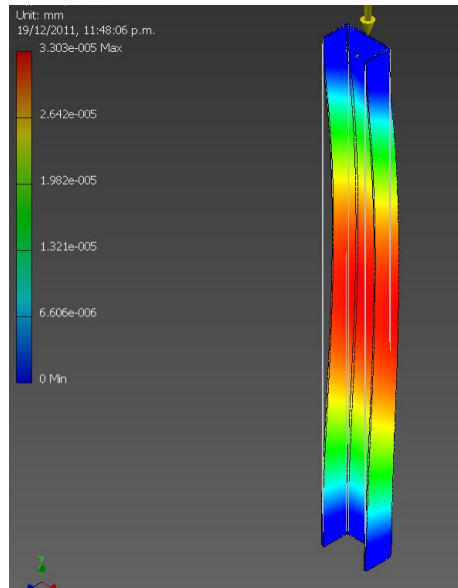
La siguiente tabla muestra los resultados obtenidos para la pata de soporte:

Tabla No. 34 Resultados análisis de esfuerzo pata de soporte.

Dato	Valor
Esfuerzo de Von mises (σ')	0.1135 MPa
Deflexión máxima	3.30E-05 mm
Esfuerzo de fluencia acero AISI 1010 (Tabla No. 20)	250 MPa
Factor de seguridad	>>100

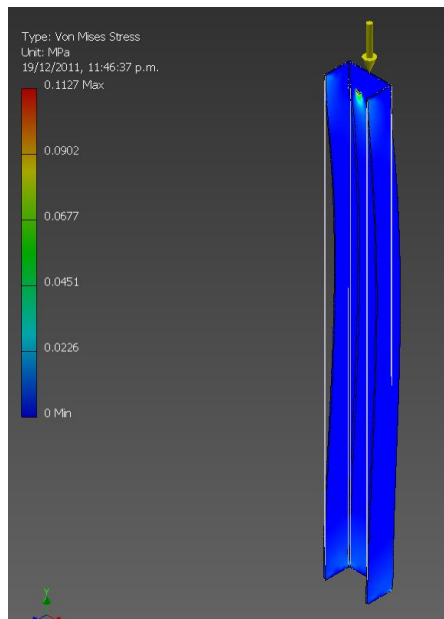
Observando los resultados concluye que la pata de soporte no va a fallar y es posible aumentar las cargas en la transportadora. Las siguientes imágenes validan dicha conclusión:

Figura No. 48 Desplazamiento pata de soporte.



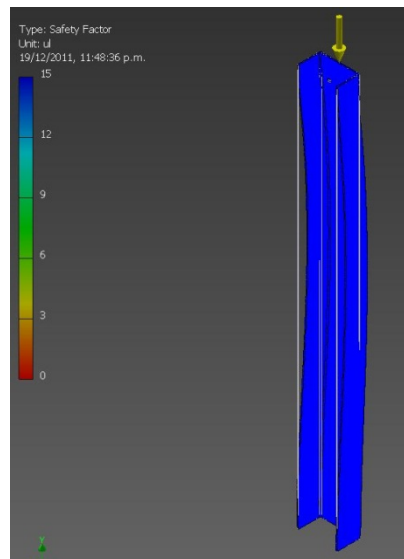
El desplazamiento máximo de la pata de soporte se da justamente en el centro de ella. Eso se debe a que las cargas impuestas son de compresión. La resistencia del material seleccionado evita que la pata de soporte se deforme ocasionando su falla.

Figura No. 49 Esfuerzo Von Mises pata de soporte.



Un beneficio del AISI 1010 es que su módulo de Young es alto y esto permite grandes cargas en dicho material. Debido al bajo esfuerzo que recibe el componente diseñado, el factor de seguridad es mucho mayor a 100 y eso asegura que las patas de la transportadora no fallarán bajo ninguna circunstancia controlada. Es posible diseñar las patas de soporte con un material con un espesor menor al utilizado (2.38 mm), pero debido a que se propone utilizar el mismo material que el utilizado en las costaneras para bajar costos, no se hace cambio de material. La siguiente figura No. 50 y la tabla No. 35 confirman que las patas de soporte ofrecen gran resistencia a las cargas de compresión, y es posible agregar cargas con magnitudes superiores.

Figura No. 50 Factor de seguridad pata de soporte.

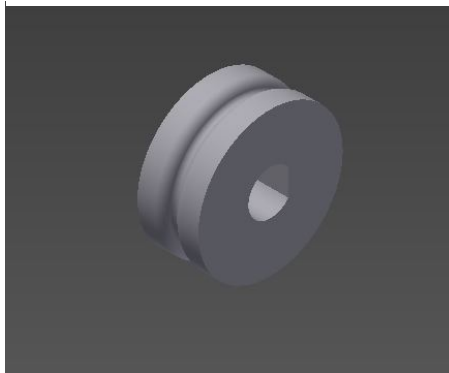


Con el análisis mecánico de las piezas importantes de la estructura de soporte realizado, se concluye que la transportadora funcionará de forma correcta y el factor de seguridad es de 3 (Mínimo). Los datos propuestos son los deseados dando paso al ensamble final de la transportadora de rodillos ranurados. La polea de los motores se deben diseñar con los valores dados para el rodillo, debido a la relación 1:1 propuesta. Las siguientes figuras muestran el diseño final de la transportadora y el diseño propuesto de la polea de los motores.

Figura No. 51 Diseño final transportadora de rodillos ranurados.



Figura No. 52 Diseño polea motor.



VI. SELECCIÓN DE MOTOR ELÉCTRICO Y DISEÑO DEL CIRCUITO DEL TABLERO DE CONTROL

A. Proceso de selección del motor eléctrico

El capítulo V trató sobre los cálculos mecánicos necesarios para obtener los datos que indican los requerimientos del sistema. Con estos datos se eligió la banda de uretano perfil circular quien transmite potencia de rodillo a rodillo. De los datos calculados, se utilizará el torque como base para la elección del motor eléctrico. La magnitud del torque es de 1.73 N-M (Tabla No. 10). El motor a seleccionar debe satisfacer el requerimiento del torque y los siguientes puntos:

- Bajo costo.
- Liviano.
- Pequeño.
- Bajas revoluciones.
- De bajo mantenimiento.
- Poca generación de ruido.

Los puntos anteriores se deben cumplir en su totalidad ya que son requerimientos propuestos por la empresa solicitante. El mercado ofrece dos tipos de motores eléctricos: AC y DC. La diferencia entre estos dos tipos es en cómo se transfiere la corriente desde y hacia el motor. Los motores AC son motores eléctricos impulsados por corriente alterna. Generalmente los motores AC son utilizados para aplicaciones que requieran torque alto de arranque y altas velocidades. El control de su velocidad es posible por medio de variadores de frecuencia.

Debido a que el mercado exige soluciones para aplicaciones de menor escala, existen los motores eléctricos DC. Estos son altamente eficientes en aplicaciones que requieren que el control de la velocidad sea preciso y a un costo no tan alto. El mercado ofrece dos tipos de motores DC: Motores DC con escobilla y motores DC sin escobilla. Este tipo de motor tiende a ser pequeño, liviano, bajo mantenimiento y genera poco ruido¹².

¹² Capítulo VIII, inciso 23.

El motor DC es elegido para la transportadora de rodillos ranurados automatizada. La siguiente decisión a tomar es que tipo de motor DC, con escobilla o sin escobilla. Los términos con escobilla y sin escobilla se refieren al mecanismo que utiliza el motor para la conmutación. Los motores DC con escobilla tiene unos carboncitos que son los encargados de la conmutación del motor y el motor DC sin escobilla no lo tienen. Un problema importante es que los motores DC con escobilla necesitan de mantenimiento debido al desgaste de los carboncitos.

Con los datos anteriores se concluye que el motor para la transportadora es un motor DC sin escobilla.

Tabla No. 35 Datos para seleccionar motor.

Dato	Valor
Potencia (HP)	0.0158 HP
Velocidad requerida (RPM)	66 RPM
Torque (N – m)	1.73

La siguiente figura y tabla muestran las características del motor seleccionado:

Figura No. 53 Dimensiones motor DC seleccionado. [3]

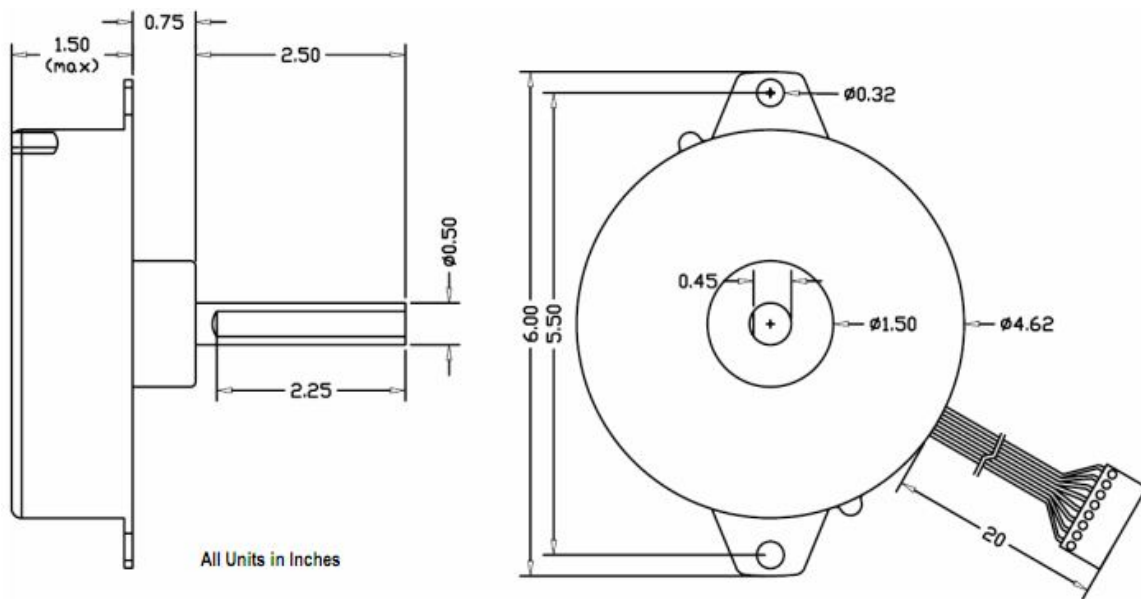


Tabla No. 36 Datos motor seleccionado. [3]

Dato	Valor
Potencia	1/8 HP
Rango Velocidad	350 – 60 RPM
Torque	2 N-M
Voltaje	22- 28 VDC
Máxima corriente	4 A

El motor seleccionado ofrece confiabilidad en su funcionamiento y su diseño es liviano. Las dimensiones del motor permiten reducir el costo de diseño ya que no hay necesidad de fabricar soportes para motor. Este va ensamblado en una de las dos costaneras de la transportadora por medio de dos tornillos de 5/16. La vida de los cojinetes del motor es de 300,000 horas. El motor ofrece torque alto a bajas revoluciones. Una característica importante del motor seleccionado es que en su interior no hay engranajes, cadenas o partes móviles que generen ruido¹³. Con su diseño se logra obtener un ambiente de bajo ruido.

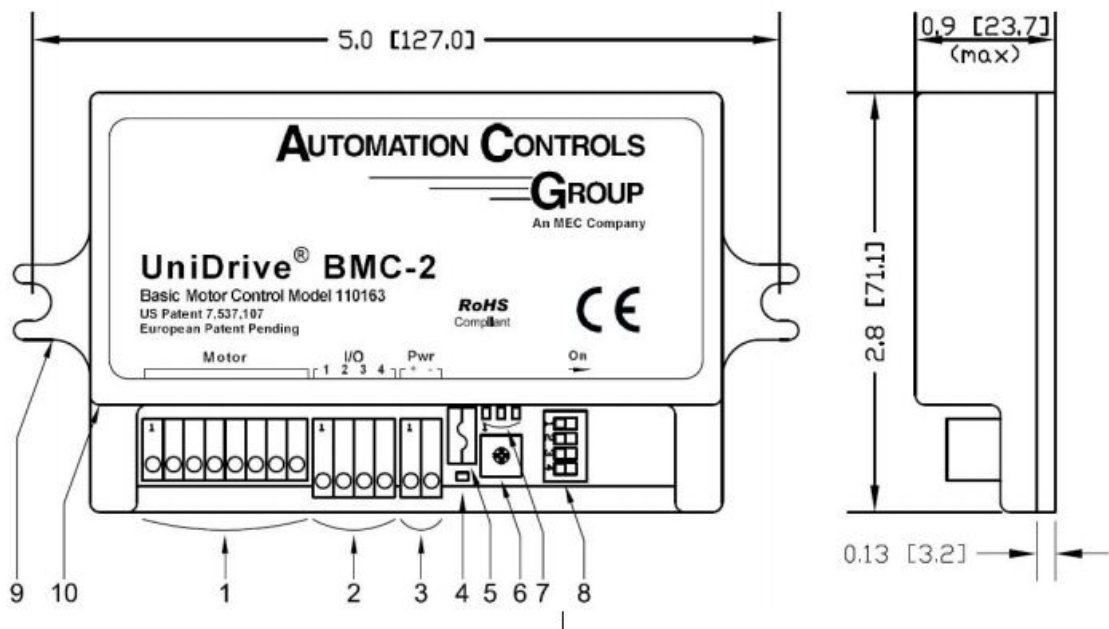
El motor incluye el dispositivo de control de velocidad. Este requiere dos señales en un rango de 24 VDC, que le indiquen cuál de las siguientes cuatro acciones realizar:

- Frenar y detener.
- Avanzar.
- Reversa.
- Girar libremente.

Las siguientes figuras muestran el dispositivo de control de velocidad y el diseño de la transportadora con los motores montados en cada estación.

¹³ Capítulo VIII, inciso 3.

Figura No. 54 Dispositivo de control de velocidad del motor. [3]



1. Conexión al motor.
2. Entradas y salidas.
3. Alimentación DC.
4. Indicador del estado del fusible.
5. Fusible de 5A.
6. Potenciómetro de control de velocidad.
7. LED's de diagnóstico.
8. Switches de control de funciones.
9. Estructura de montaje.
10. Cascarón protector.

Figura No. 55 Montaje de motores en la transportadora.



B. Diseño circuito del tablero de control

El kit del motor eléctrico seleccionado contiene el dispositivo de control velocidad. En la sección anterior se indicó que el dispositivo requiere dos pulsos con un rango de voltaje de 24 VDC. Estos pulsos le dicen al dispositivo cuáles de las cuatro funciones configuradas debe realizar el motor eléctrico.

El objetivo del circuito del tablero de control es mandar los pulsos en el orden necesario para accionar el motor eléctrico. El primer paso es establecer las variables necesarias a controlar. Las variables mencionadas serán controladas físicamente por medio de botones pulsadores. La siguiente lista las enumera:

- Avanzar.
- Retroceder.
- Selección modo de avance.

El diseño del circuito se divide en tres secciones: módulo de botones, módulo de lógica y módulo de conexión al dispositivo de control de velocidad. Cada módulo debe estar aislado entre sí debido a la diferencia de voltaje. Los módulos de botones y conexión al dispositivo de control de velocidad trabajan con 24 VDC. El módulo de lógica trabaja con 5 VDC ya que el controlador

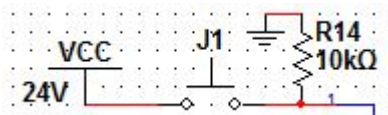
programable elegido trabaja con ese voltaje. La siguiente tabla resume los voltajes de cada módulo.

Tabla No. 37 Voltaje por módulo del circuito.

Dato	Valor
Módulo Botones	5 VDC
Módulo Lógica	24 VDC
Módulo Conexión Dispositivo de Control de Velocidad	24 VDC

El módulo de botones se estructura con tres botones pulsadores. Uno por cada variable establecida. El botón debe configurarse como pull-down, este circuito es una configuración básica y es posible encontrarla en diferentes bibliografías. La siguiente figura muestra la configuración deseada:

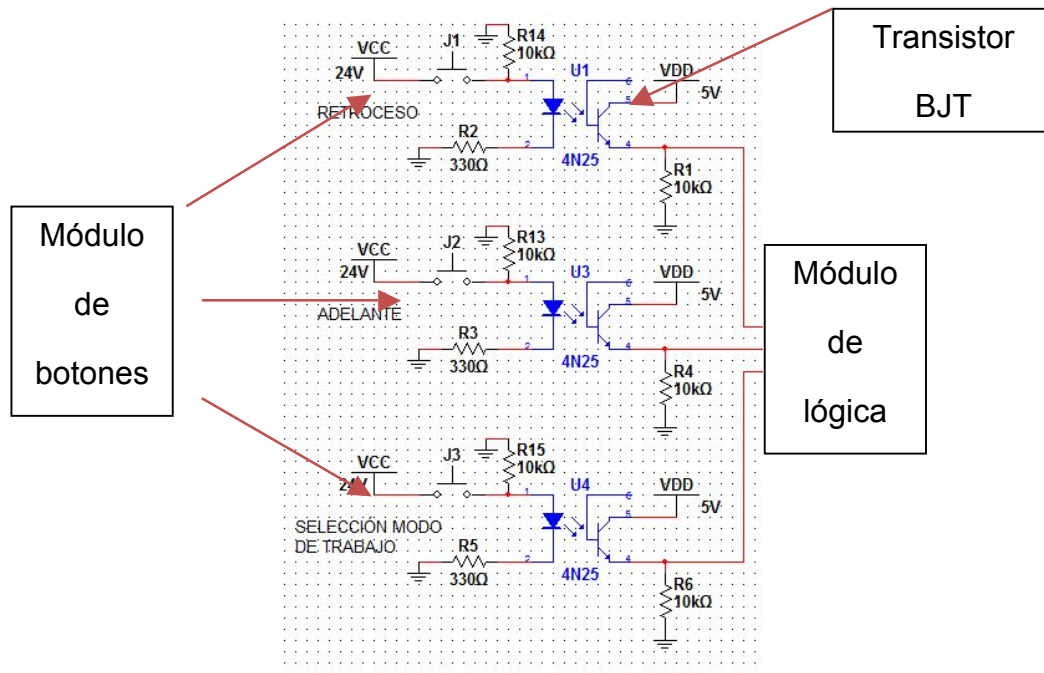
Figura No. 56 Configuración Pull-Down.



El método utilizado para aislar el módulo de botones con el módulo de lógica, es por medio de opto-acopladores. Estos circuitos integrados están estructurados por medio de un LED emisor y un transistor receptor. Estos circuitos integrados permiten conectar dos módulos que trabajan a diferente voltaje en una misma PCB (Tarjeta de circuitos impresa). El opto-acoplador seleccionado es el 4N35. La siguiente figura No. 57 muestra cómo se conecta el módulo de botones con el módulo de lógica. El transistor del opto-acoplador se configura como amplificador de colector común. El circuito forma parte de una lista de circuitos básicos de transistores BJT¹⁴.

¹⁴ Capítulo VIII, inciso 21.

Figura No. 57 Configuración opto-acoplador en módulo de botones.



La siguiente tabla resume los componentes requeridos en el módulo de botones:

Tabla No. 38 Componentes del módulo de botones.

Dato	Valor
4N35	3 Unidades
Botones pulsadores	3 Unidades
Resistencias 10K y 330 ohms	3 Unidades

El módulo de lógica es el encargado de procesar y decidir que hacer por cada botón presionado en el módulo de botones. El núcleo del módulo de lógica es el PIC12F629. El chip corresponde a la empresa *Microchip* y su empaquetado es DIP de 8 pines. Se eligió este controlador debido a su diseño pequeño y bajo costo.

Este procesador ofrece las siguientes características:

- Oscilador interno de 4MHz.
- 6 I/O pines con control individual.
- Conversor ADC.

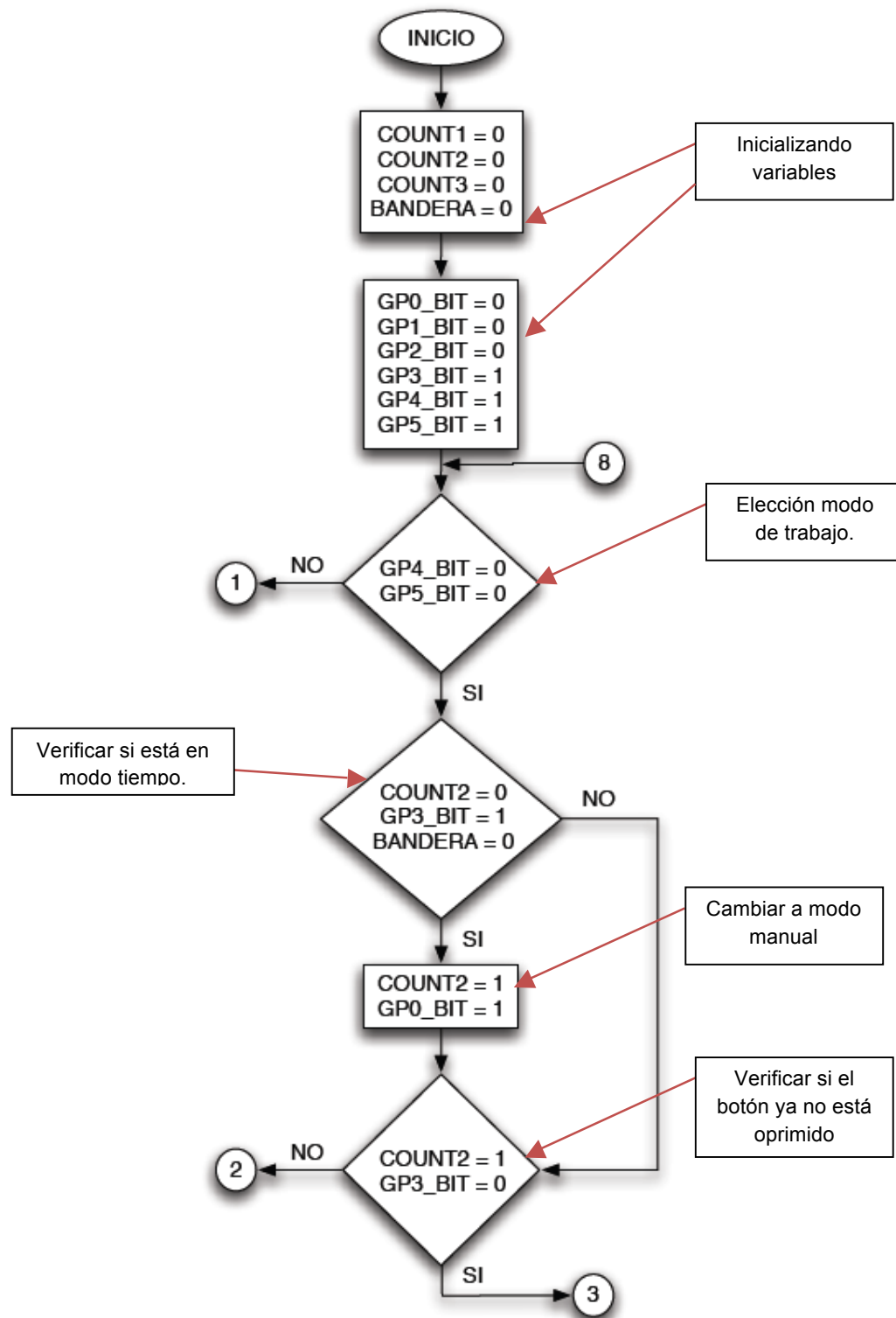
El software utilizado para programar el PIC12F629 es mikroC PRO. La programación debe contener código de seguridad que ayude a prevenir accidentes durante el funcionamiento de la transportadora de rodillos ranurados. El controlador procesa los pulsos de avanzar, retroceder y selección modo de trabajo.

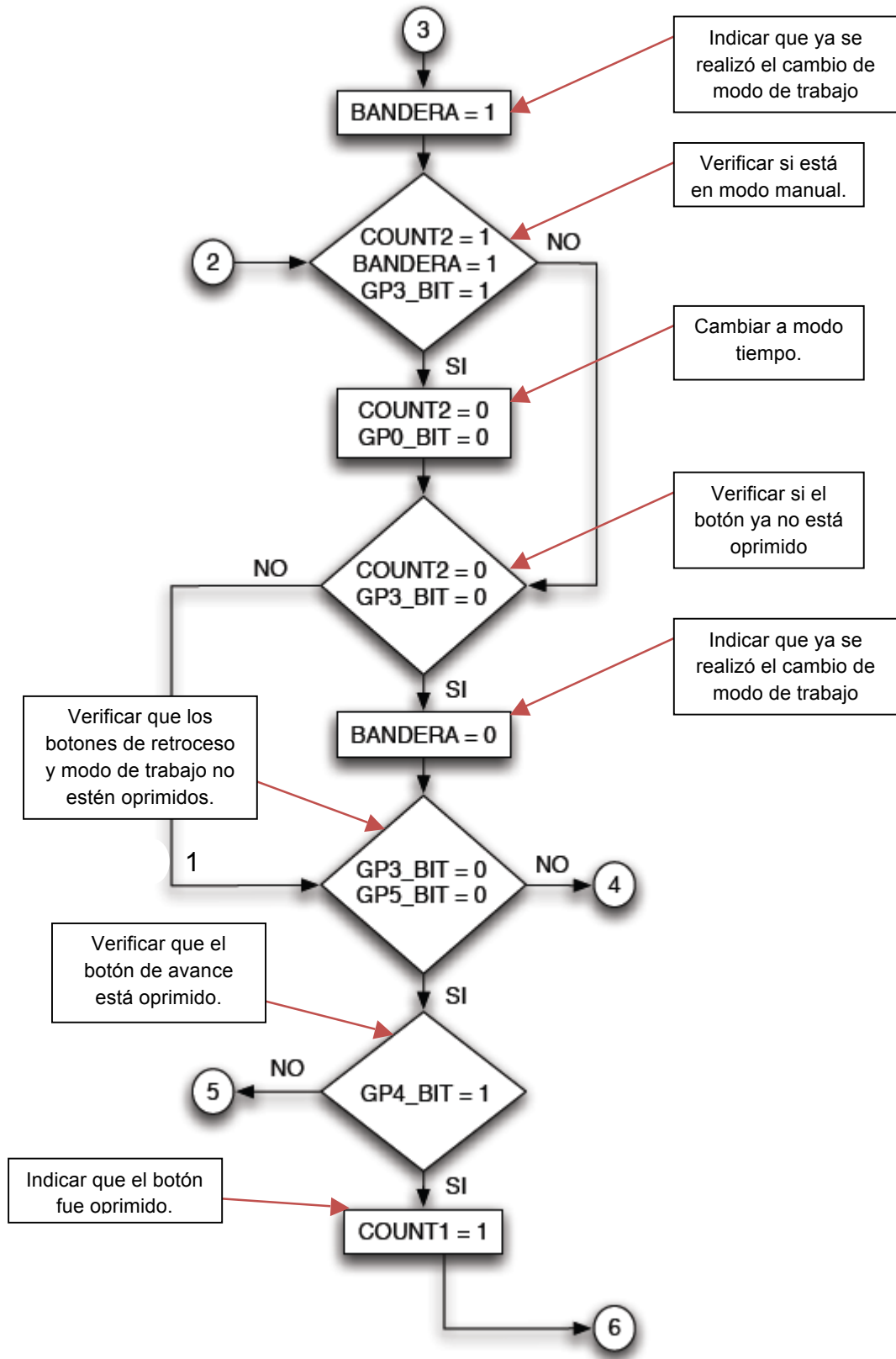
El pulso retroceder siempre entrega pulsos modelados según el tiempo que este presionado el botón pulsador. Esto le da versatilidad a esta opción ya que su objetivo principal es para corregir errores en el posicionamiento del producto en cada estación.

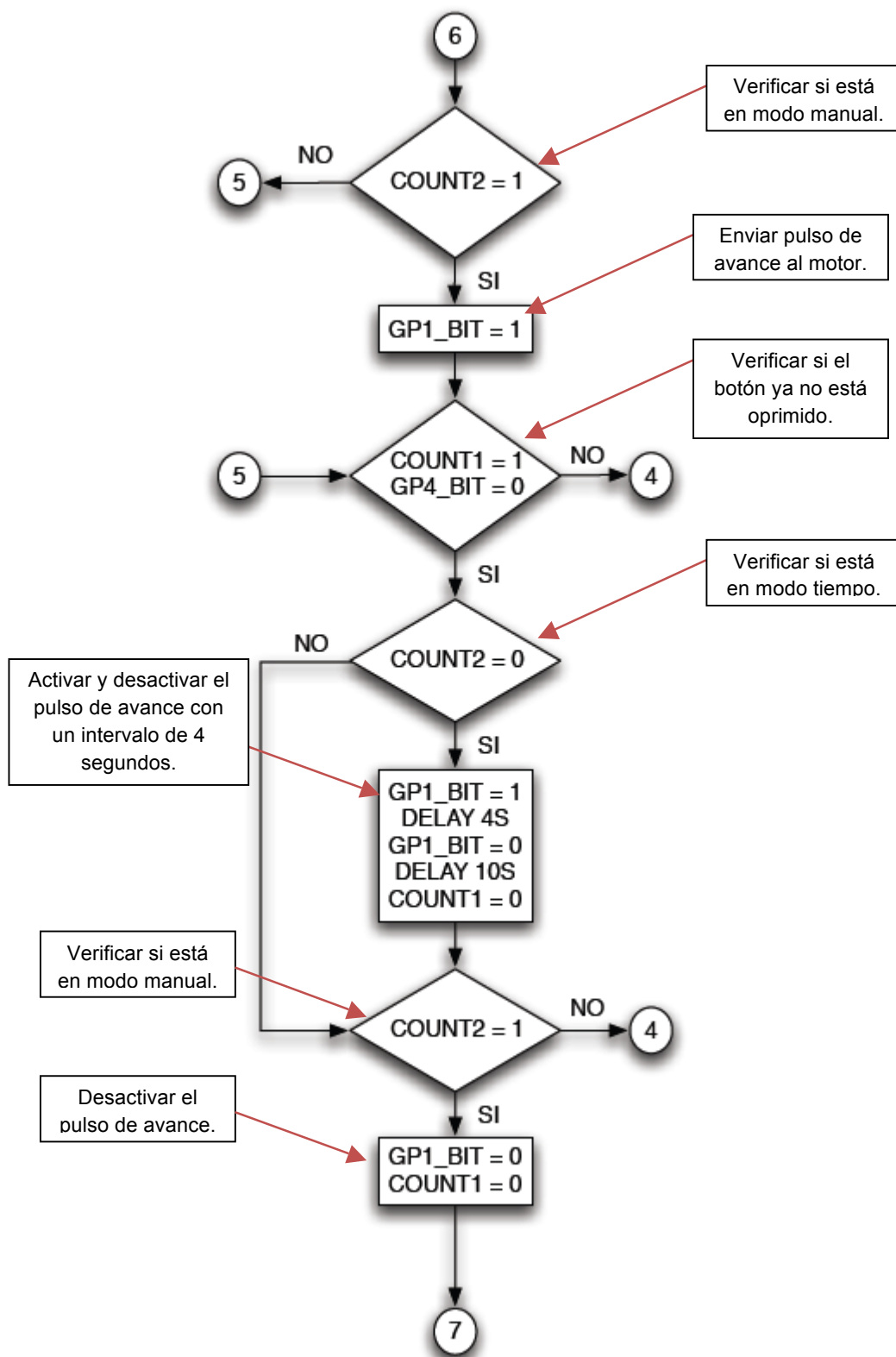
El pulso avanzar, por defecto, está configurado para funcionar por medio de un tiempo establecido. Para esta transportadora de rodillos ranurados, el tiempo establecido es de 4 segundos. Por medio de este pulso es que el usuario acciona la transportadora y el producto es trasladado de una estación a otra.

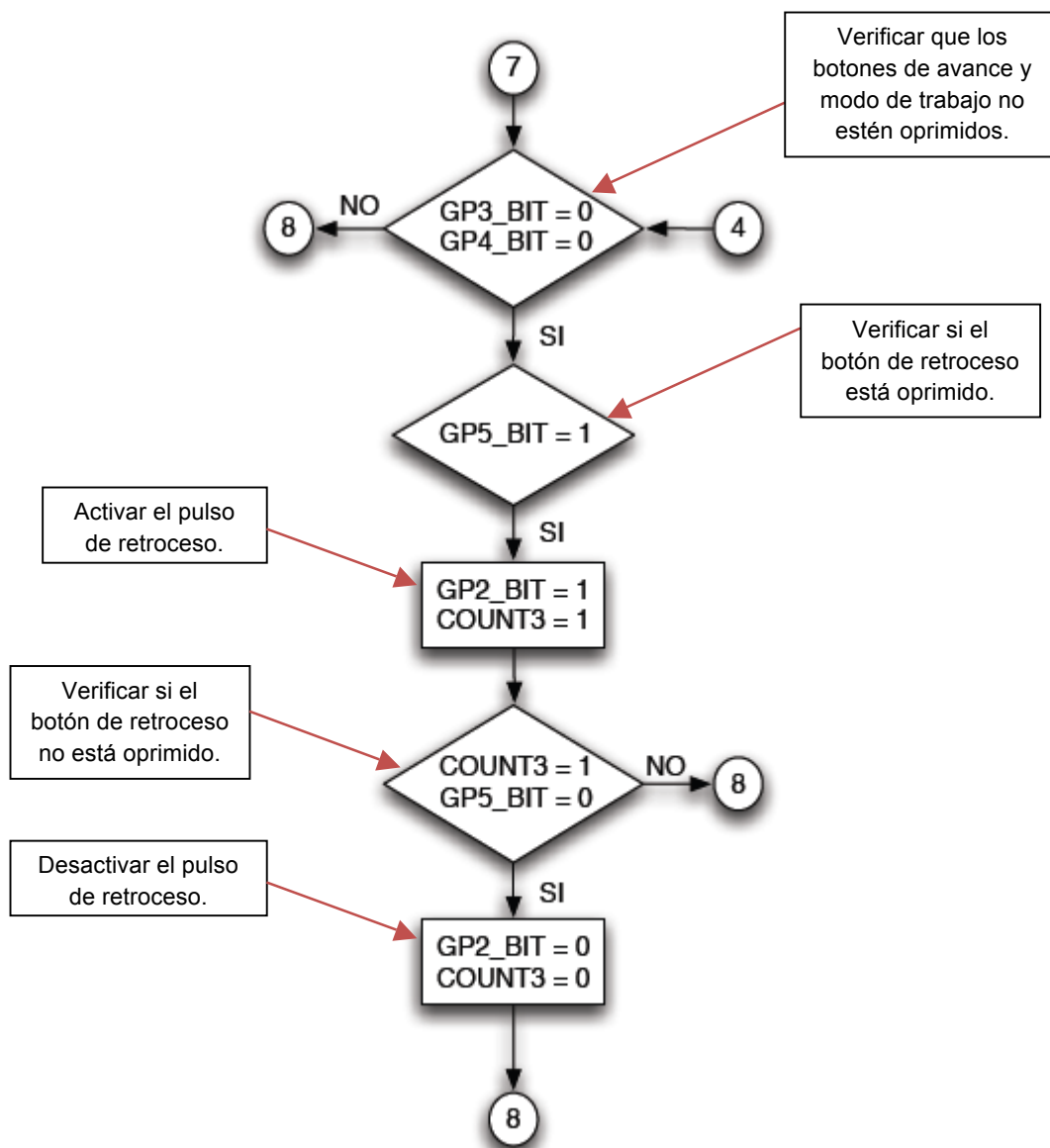
El pulso de selección modo de trabajo se encarga de indicar a la programación, si el usuario desea trasladar el producto de una estación a otra (modo tiempo) o desea mover por medio de pulsos modelados por el tiempo que está presionado el botón pulsador. Esta segunda opción permite corregir la posición del producto en la estación. Por medio de un LED se indica si está en modo tiempo (LED On) o modo pulso manual (LED Off).

A continuación se muestra el diagrama de flujo de la programación:







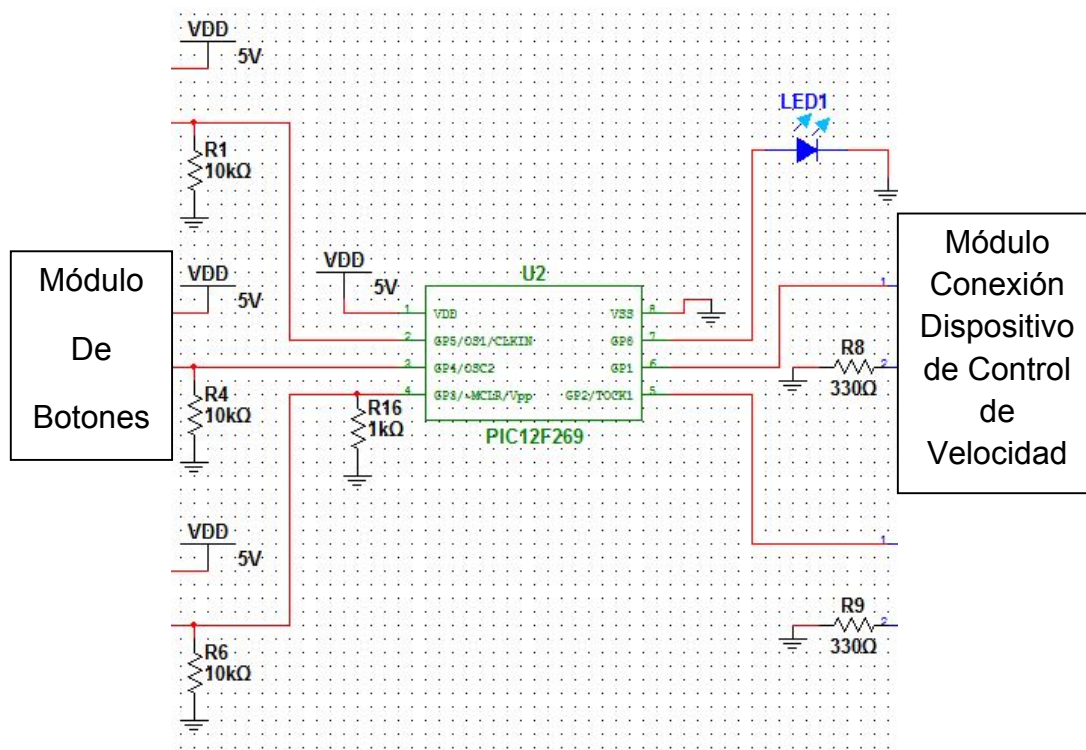


El diagrama de flujo muestra con exactitud el funcionamiento del programa del controlador. Este incluye programación defensiva que ayuda en el funcionamiento de la transportadora. En la sección de anexos se incluye el código del programa de la transportadora.

Como se indicó anteriormente, este módulo trabaja con 5VDC. Se hace énfasis en esto ya que es importante no alimentar este módulo con los 24VDC de los módulos de botones y de la conexión del dispositivo de control de velocidad.

La siguiente figura muestra la configuración del módulo de lógica:

Tabla No. 39 Módulo de lógica.



La siguiente tabla resume los componentes necesarios para el módulo de lógica:

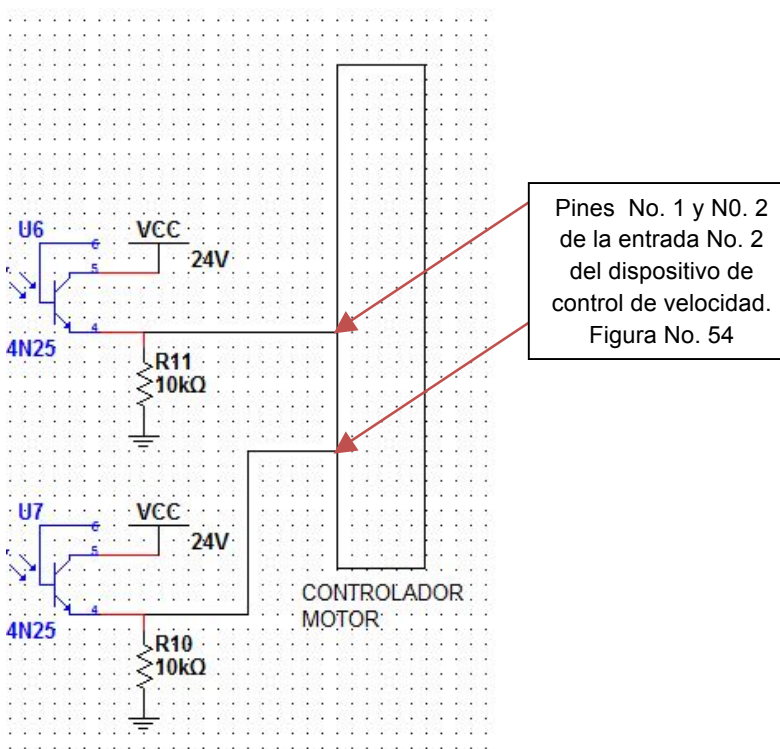
Tabla No. 40 Componentes módulo de lógica.

Dato	Valor
PIC12F629	1 Unidad
4N35	3 Unidades
Resistencias 10K ohms	3 Unidades
Resistencia 1K ohm	1 Unidad
LED	1 Unidad

El módulo de conexión al dispositivo de control de velocidad, tiene como función subir el voltaje de 5 a 24VDC. Como los pulsos provenientes del módulo de lógica vienen con 5VDC es necesario subirlos a 24VDC, ya que las entradas

del dispositivo solicitan una señal con un rango de 24VDC. Está estructurado con los tres opto-acopladores utilizados en el módulo de lógica. A continuación se muestra el módulo de conexión al dispositivo de control de velocidad:

Figura No. 58 Módulo de conexión al dispositivo de control de velocidad.



El dispositivo de control de velocidad tiene una entrada de control que permite activar los motores en cascada. Esta opción puede ser utilizada en el sistema si se requiere que el motor de la estación actual active el siguiente cuando se desee trasladar el producto. El método para controlar el pulso de activación en cascada, podría ser por medio de un botón de dos estados que abre o cierra la conexión. El usuario sería el encargado de activar o desactivar el botón.

VII. CONCLUSIONES

- I. El análisis de la costanera y patas de soporte muestra que es posible utilizar el mismo material propuesto para reducir los costos de construcción.
- II. La deformación que sufre el rodillo ranurado por las fuerzas aplicadas tiene como máximo 0.2 mm, el cual es despreciable ya que no afecta en el funcionamiento de la transportadora.
- III. La pieza que sufre mayor esfuerzo es el cilindro del rodillo ranurado, pero debido a su factor de 3.06 el diseño es satisfactorio.
- IV. La implementación del botón de selección de modo de avance, permitió ofrecer al usuario un mayor control sobre la posición de la pieza sobre la transportadora de rodillos ranurados.
- V. La estructura de soporte ofrece gran resistencia a las fuerzas ejercidas externamente ya que ofrece un factor de seguridad de 3.87.
- VI. El panel electrónico diseñado para que el usuario pueda interactuar con la transportadora de rodillos, permiten operar y controlar el mecanismo de una forma segura, y minimiza los posibles accidentes.
- VII. Los resultados del análisis mecánico del rodillo ranurado muestran que es posible transportar producto de mayor peso, pero debido a los resultados de la banda de uretano perfil circular, es necesario cambiar la dimensión de su sección transversal.

VIII. RECOMENDACIONES

1. Se debe inculcar en los usuarios de la transportadora de rodillos ranurados, el uso de pulseras antiestáticas para evitar descargas estáticas en los componentes electrónicos.
2. Es posible utilizar un PLC en lugar del circuito propuesto. La desventaja es que los costos aumentan.
3. Se recomienda utilizar pintura antiestática en el piso del área en el cual estará ubicada la transportadora para aislar de mejor forma a la transportadora de cargas estáticas.
4. Crear un historial de fallas de la transportadora para evaluar si requiere mantenimiento preventivo el mecanismo.
5. Para mejorar la eficiencia de la transportadora, es posible agregar sensores de posición que detecten si el producto está o no en la posición deseada. Esto incrementaría la exactitud de la posición del producto al final de cada transición.

IX. BIBLIOGRAFÍA

- [1]. Applied.com, *Conveyor Logistex, INC.*
<http://www.applied.com/apps/commerce/catalog/catalog.do?e=10&s=2637257#>

- [2]. ASM Aerospace Specification Metals Inc. *Aluminum 6063-T5*
<http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA6063T5>

- [3]. Automation Controls Group, Brushless 24VDC Motor
<http://www.automationcontrolsgroup.com/pdf/motor-drive-system.pdf>

- [4]. Budynas, Richard; Nisbett, J. Keith. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 8va ed. México, Mc Graw Hill. 1044 pp.

- [5]. C-Trak Ltd. Conveyors. *Linesaft Conveyor*. http://www.conveyor-manufacturers.co.uk/Gallery/Powered_Roller_Conveyor_Photos.html

- [6]. Competent Conveyors Systems Pvt. Ltd. *Roller Conveyors – Chain Driven Roller Conveyor*. <http://www.thomex.com/ebrochures/competent-conveyors-systems/roller-conveyors.html>

- [7]. Conveyor systems & engineering, INC. *Conveyor roller*. <http://www.nowwebsites.info/conveyor-rollers-c-22.html>

- [8]. Conveyor Systems & Engineering, INC. *PVC Conveyor Rollers*. <http://pvconveyorrollers.com/>
- [9]. Dura-Belt, *Belt Cross Section*.
<http://www.durabelt.com/crosssectioncalinfo.php>
- [10]. Dura-Belt, *Belt length*.
<http://www.durabelt.com/beltlengthcalculator.php>
- [11]. Gilmore-kramer. *1.9" P.V.C Roller Conveyors*.
http://www.gilmorekramer.com/more_info/1_9_inch_pvc_roller_conveyors/1_9_inch_pvc_roller_conveyors.shtml
- [12]. Holjeron Corp, Roller conveyor primer.
http://www.holjeron.com/primer/MDR_Primer.pdf
- [13]. LK. Goodwin Co. *Chain Driven Live Roller Conveyor (Roll-to-Roll Type)*.
http://www.lkgoodwin.com/more_info/model_26crr_chain_driven_live_roller_conveyor/model_26crr_chain_driven_live_roller_conveyor.shtml
- [14]. Matrix material handling, INC. *Metal Hex – Shaft*. <http://www.matrixok.com/products/conveyors-rollers/conveyor-rollers/>
- [15]. *MechanicalEngineers' Handbook*, 1998, 2da edición, Estados Unidos de Norte América, 2293 páginas.

- [16]. *Mikroelektronika, "MikroC"*, Mikroelektronika Software Department. 2011.
<http://www.mikroe.com/eng/products/view/7/mikroc-pro-for-pic/>
- [17]. OmniMetalcraft Corp. *24V Flat Motor Driven Roller Conveyor*.
http://www.omni.com/mypage.asp?home=/products/24V_Flat_Motor_Roller_Conveyor&template=product.htm&subset=TECHNICAL
- [18]. Robert L. Boylestad, Louis Nashelsky, *Introducción al análisis de circuitos* 8a edición, 2003, 1020 páginas.
- [19]. Serway, R. *Física para ciencias e ingenierías*, 2005, 6ta edición, México Df. 702 páginas.
- [20]. Transilon Conveyor and processing belts. *Calculation methods-conveyor belts*.
http://www.beltmaster.nl/Productinformatie/assets/Beltmaster_berekening_en-transport.pdf
- [21]. University of California, San Diego.
<http://aries.ucsd.edu/NAJMABADI/CLASS/ECE65/06-W/NOTES/BJT3.pdf>
- [22]. UPM Conveyor Systems. *UPM PU Belt Conveyors*.
<http://www.upm.co.uk/upm-pu-belt-conveyors.htm>
- [23]. Walter N. Alerich and Jeff Keljik, *AC/DC Motors, Controls, and Maintenance*, 7a edición, 2001, 357

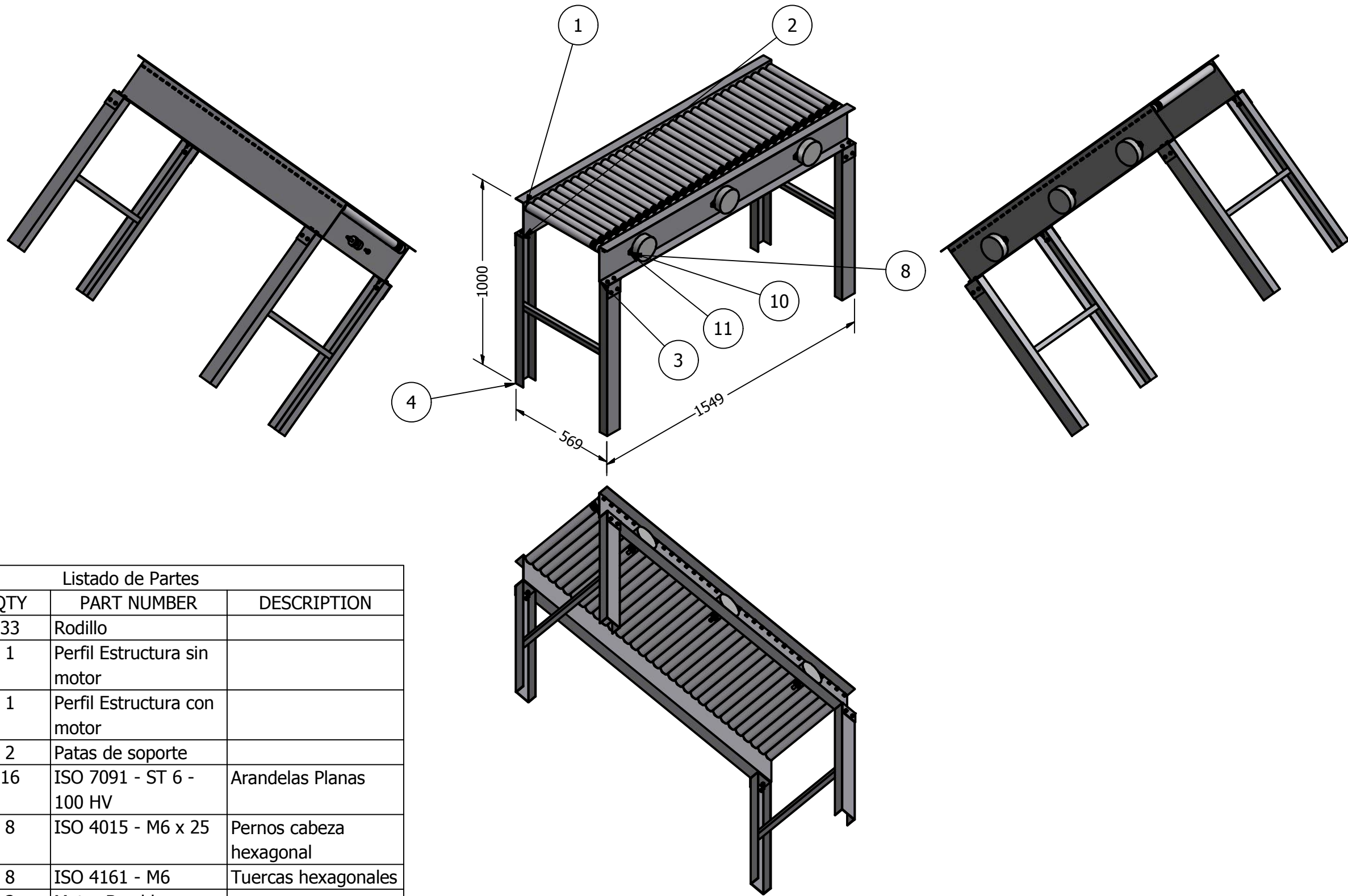
X. ANEXOS

```
1: /*
2:  Programación de Tablero de Control de la Banda de Rodillos Automatizada
3:  Programador: Diego Alejandro Berreondo Orozco.
4:  Universidad del Valle de Guatemala
5:  carné # 06647
6:  Trabajo de Graduación
7:  Licenciatura en Ingeniería Mecatrónica
8:  Asesor: Ing. Freddy Rodriguez
9: */
10: //-----
11: //                               INICIALIZACIÓN
12: //-----
13: int count1 = 0;
14: int count2 = 0;
15: int count3 = 0;
16: int bandera = 0;
17: //-----
18: //                               PROGRAMA PRINCIPAL
19: //-----
20: void main() {
21:     GPIO = 0;
22:     TRISIO = 0b00111000;
23:     CMCON = 0b00111111;
24:
25:     do{
26:         if(GP4_bit == 0 && GP5_bit == 0){
27:             // Elección de modo de trabajo (Por tiempo o manual).
28:             if (count2 == 0 && Button(&GPIO,3,1,1) && bandera == 0){
29:                 count2 = 1; // Bandera modo de trabajo (tiempo o manual).
30:                 GP0_bit = 1; // Modo tiempo (LED On), Modo manual (LED Off).
31:                 Delay_ms(500); // Tiempo de espera para transición efectiva.
32:             }
33:             if (count2 && Button(&GPIO,3,1,0)){
34:                 Delay_us(); // Tiempo de espera para transición efectiva.
35:                 bandera = 1;
36:             }
37:             if (count2 == 1 && Button(&GPIO,3,1,1) && bandera == 1){
38:                 count2 = 0; // Bandera modo de trabajo (tiempo o manual).
39:                 GP0_bit = 0; // Modo tiempo (LED On), Modo manual (LED Off).
40:                 Delay_ms(500); // Tiempo de espera para transición efectiva.
41:             }
42:             if (count2 == 0 && Button(&GPIO,3,1,0)){
43:                 Delay_us(); // Tiempo de espera para transición efectiva.
44:                 bandera = 0;
45:             }
46:         }
47:     } //-----
48:     //-----
49:     if(GP3_bit == 0 && GP5_bit == 0){
50:         if (Button(&GPIO, 4, 1, 1)) {
51:             count1 = 1; // Bandera de control.
52:             if (count2 == 1){ // Metodo manual.
53:                 GP1_bit = 1; // Pulso Motor.
54:             }
55:         }
56:     }
57: }
```

```

55:     }
56:     if (count1 && Button(&GPIO, 4, 1, 0)) {
57:         if (count2 == 0){ // Metodo tiempo.
58:             GP1_bit = 1; // Pulso Motor.
59:             Delay_ms(4380); // Tiempo pulso para motor.
60:             GP1_bit = 0; // Pulso Motor.
61:             Delay_ms(10000); // Tiempo de seguridad.
62:             count1 = 0; // Bandera de control.
63:         }
64:         if (count2 == 1){ // Metodo manual.
65:             GP1_bit = 0; // Pulso Motor.
66:             count1 = 0; // Bandera de control.
67:         }
68:     }
69: }
70: //-----
71: //-----
72: if(GP3_bit == 0 && GP4_bit == 0){
73:     if (Button(&GPIO, 5, 1, 1)){
74:         GP2_bit = 1;
75:         count3 = 1;
76:     }
77:     if (count3 && Button(&GPIO, 5, 1, 0)){
78:         GP2_bit = 0;
79:         count3 = 0;
80:     }
81: }
82: }while(1);
83:
84:
85: }

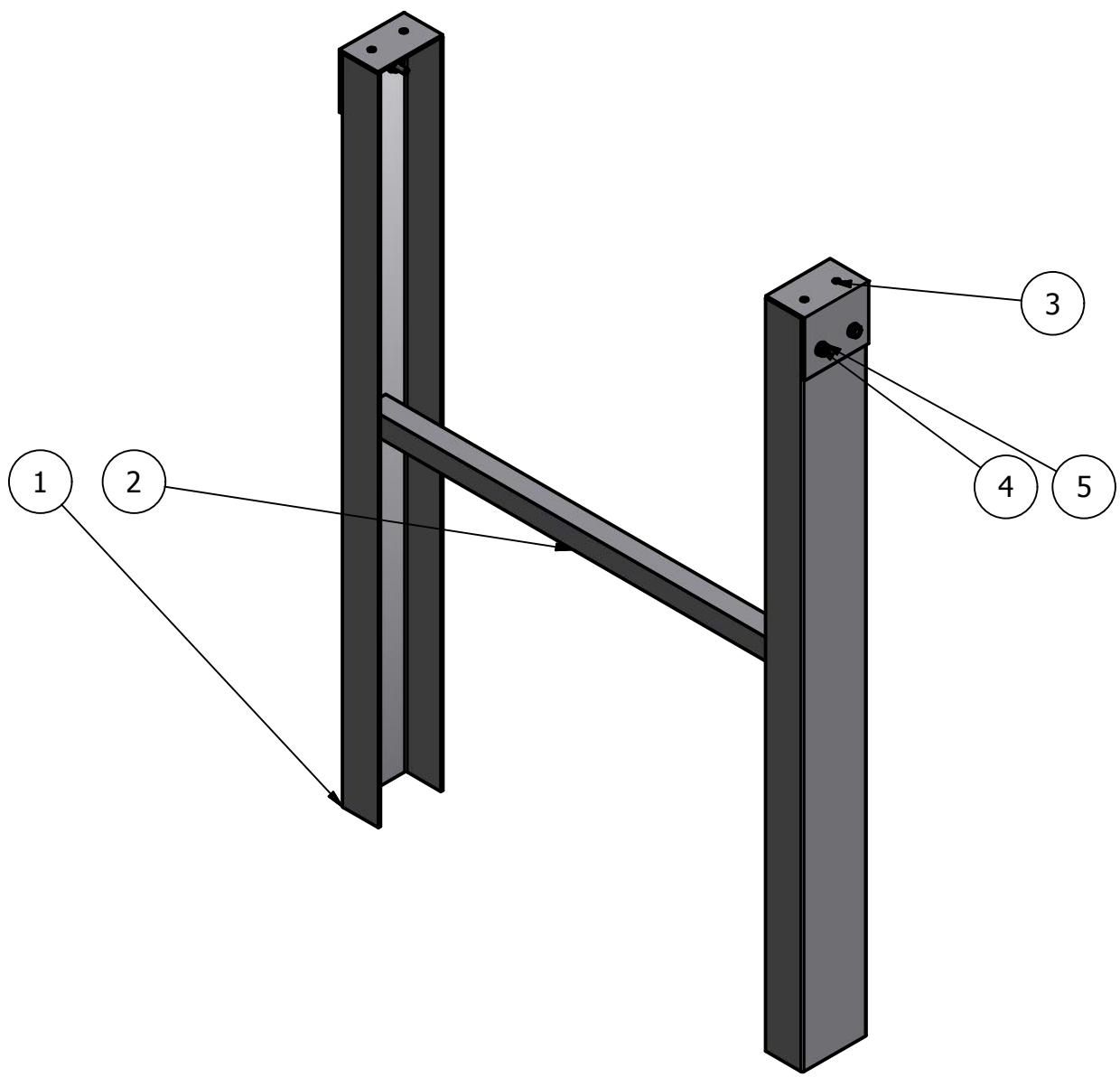
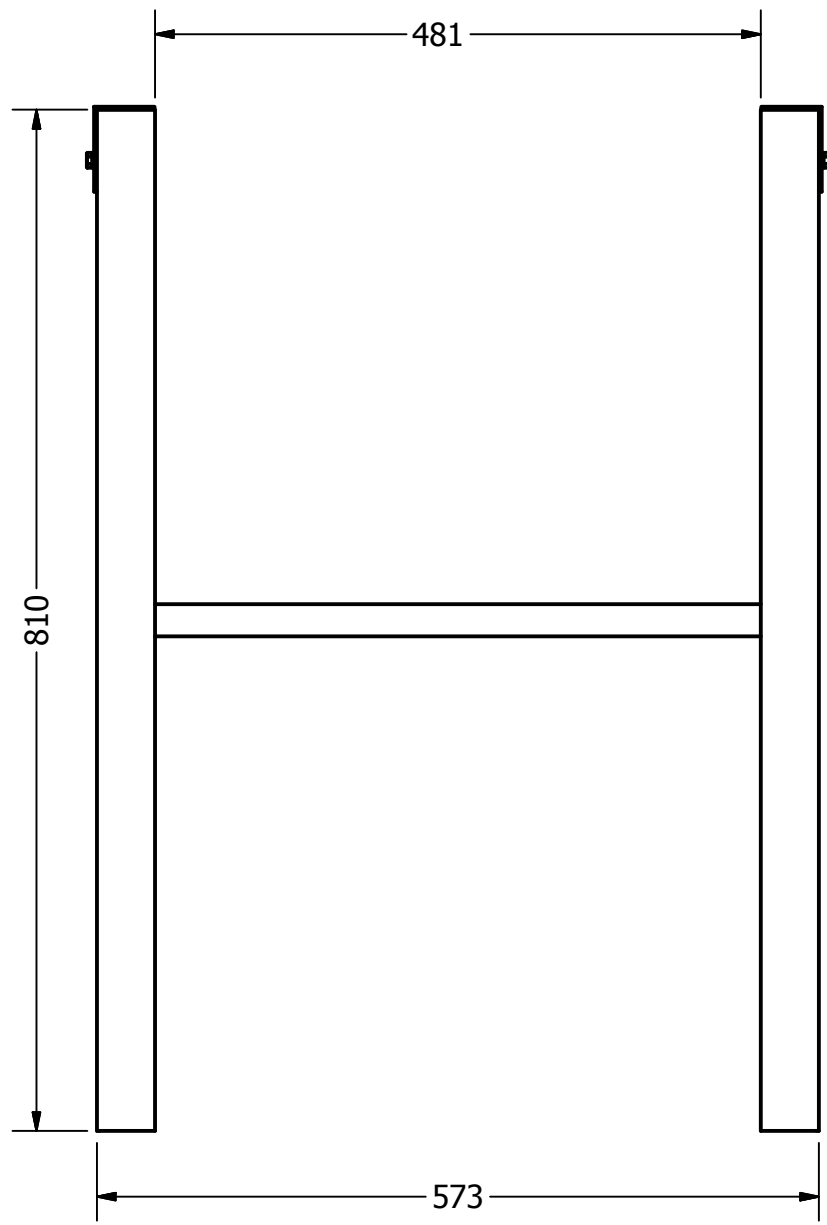
```



Listado de Partes			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	33	Rodillo	
2	1	Perfil Estructura sin motor	
3	1	Perfil Estructura con motor	
4	2	Patas de soporte	
5	16	ISO 7091 - ST 6 - 100 HV	Arandelas Planas
6	8	ISO 4015 - M6 x 25	Pernos cabeza hexagonal
7	8	ISO 4161 - M6	Tuercas hexagonales
8	3	Motor Brushless 24VDC	
9	3	Polea motor	
10	12	ISO 7089 - 8 - 140 HV	Arandelas planas
11	6	ISO 4015 - M8 x 30	Pernos cabeza hexagonal
12	6	ISO 4161 - M8	Tuercas hexagonales

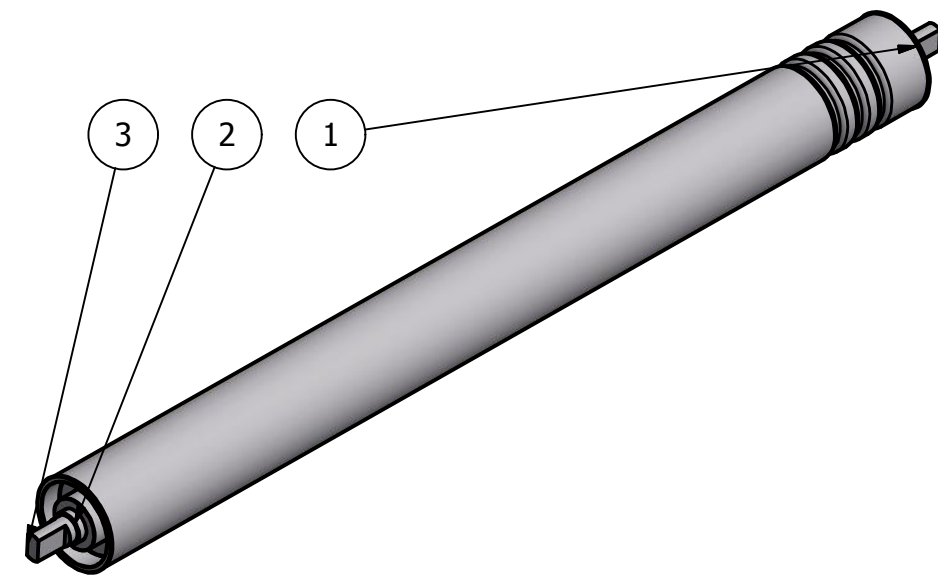
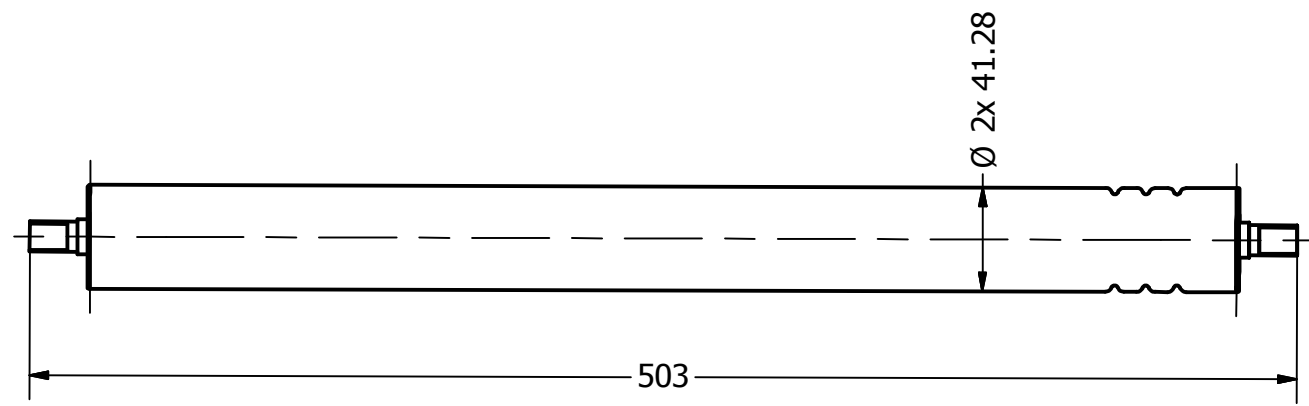
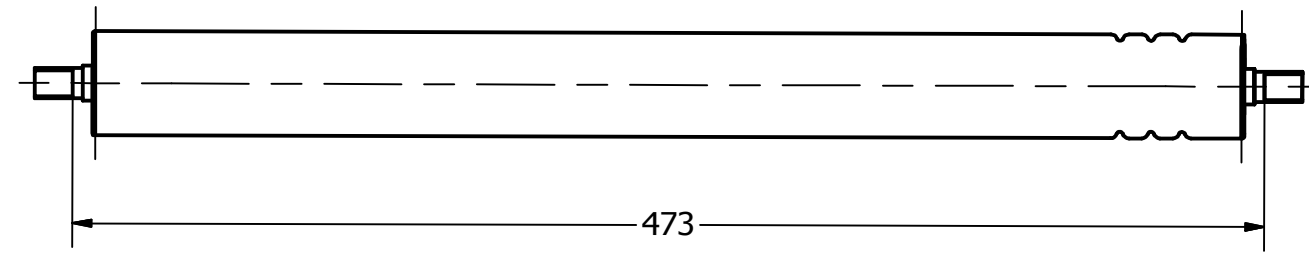
ESCALA 1/19	Fecha	Nombre	Corporación SAT	Universidad del Valle de Guatemala
	Dis.	3-10-11 D. Berreondo		
	Dib.	3-10-11 D. Berreondo		
	Apr.			
	---	Ensamblaje Final		Medidas en milímetros (mm) a menos que se indique lo contrario

			No. de Plano	1 de 9
Título: Diseño Banda de Rodillos Automatizada				



Listado de Partes			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	2		Patas Estructura
2	1		Barras Patas Estructura
3	2		Codo 90°
4	8	ISO 7091 - ST 6 - 100 HV	Arandelas planas
5	4	ISO 4015 - M6 x 25	Pernos cabeza hexagonal
6	4	ISO 4161 - M6	Tuercas hexagonales

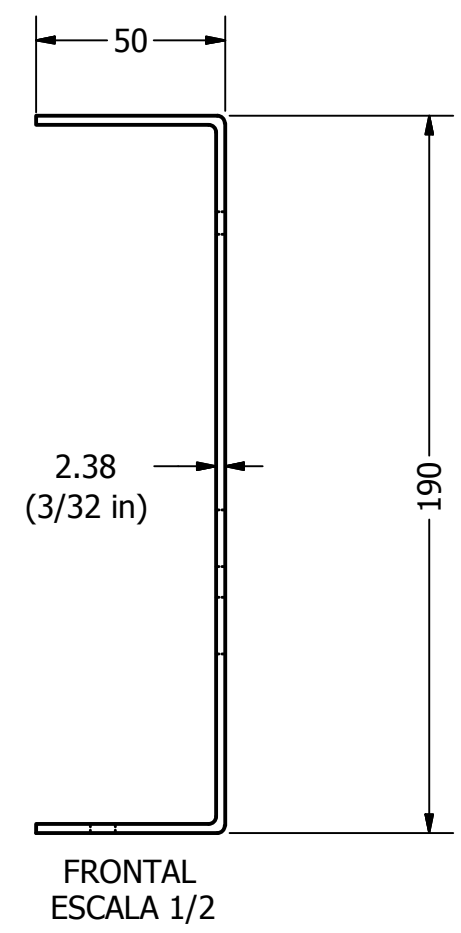
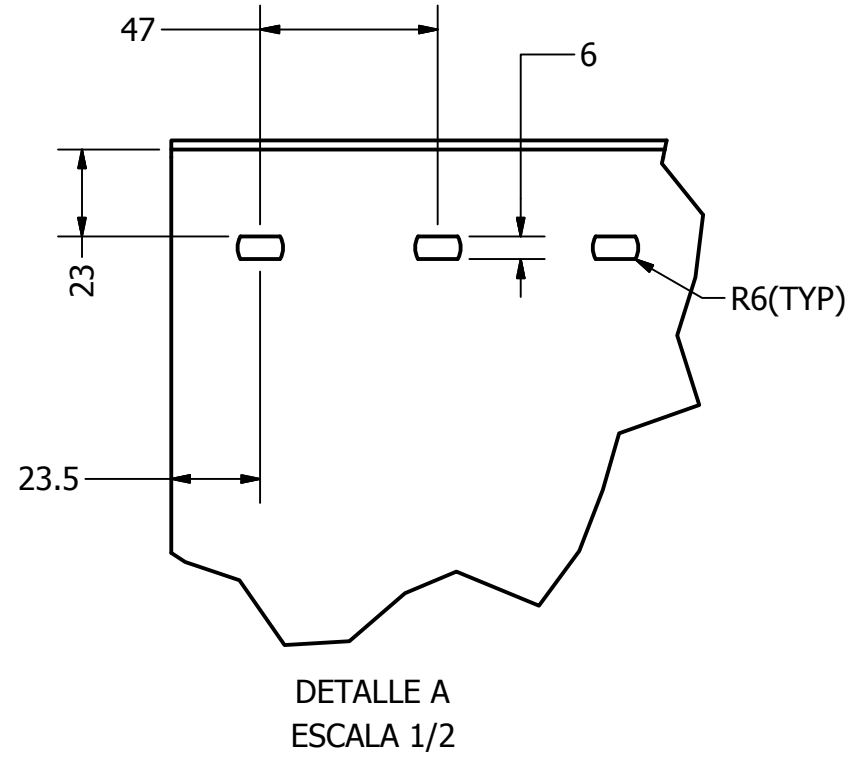
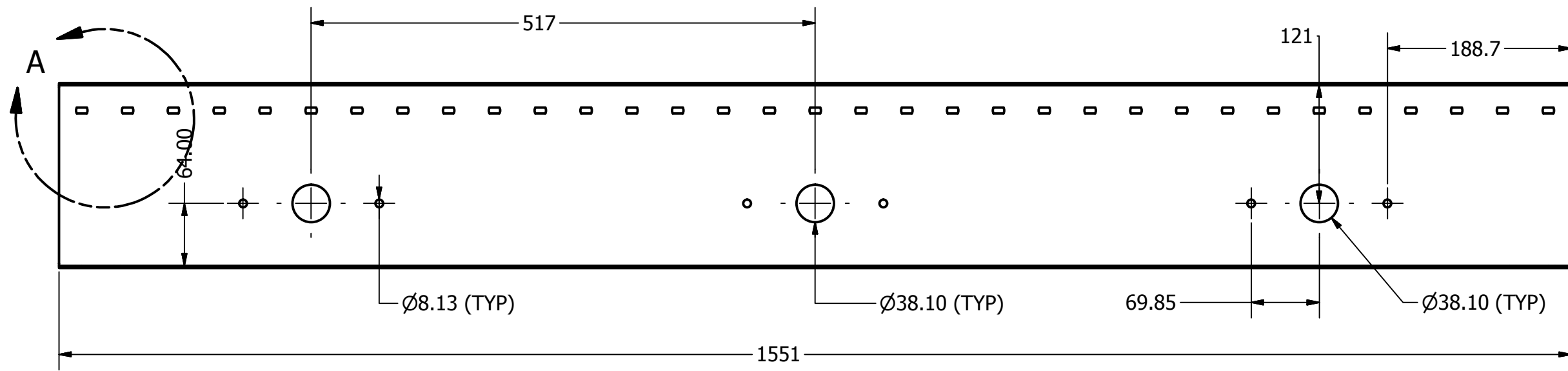
ESCALA 1/6	Dis.	3-10-11	D. Berreondo	Corporación SAT	Universidad del Valle de Guatemala
	Dib.	3-10-11	D. Berreondo		
	Apr.				
	Peso	---			Medidas en milímetros (mm) a menos que se indique lo contrario
	Patas de Soporte				No. de Plano 2 de 9
AISI 1010					Título: Diseño Banda de Rodillos Automatizada



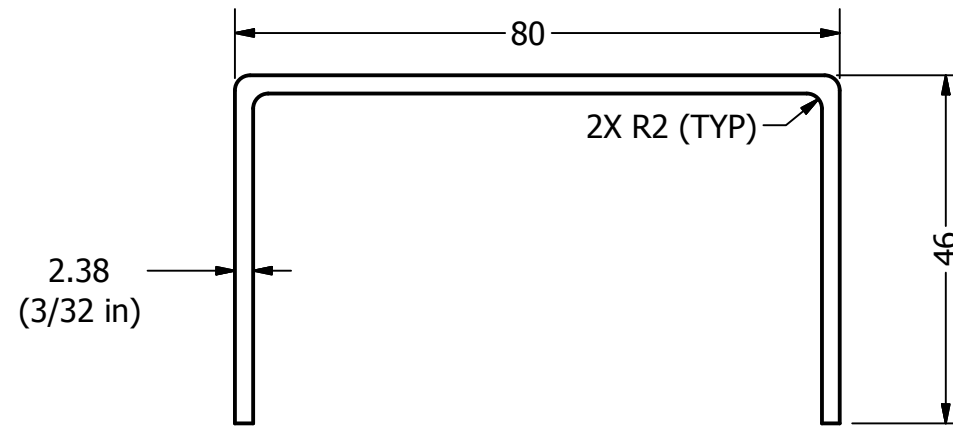
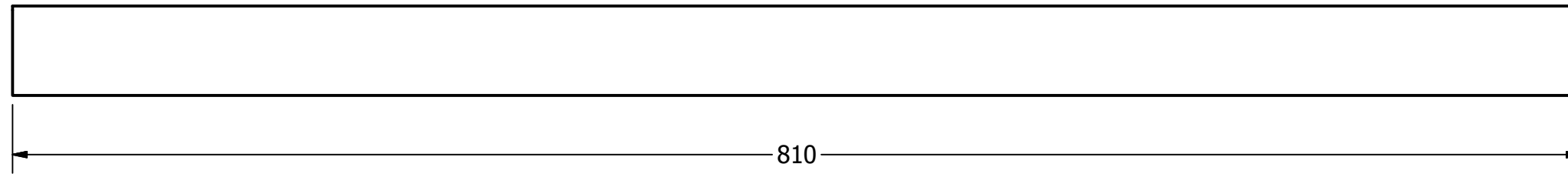
ISOMETRICO

Listado de Partes			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1		Cilindro Ranurado
2	2		Cojinete
3	1		Eje Rodillo Resortes

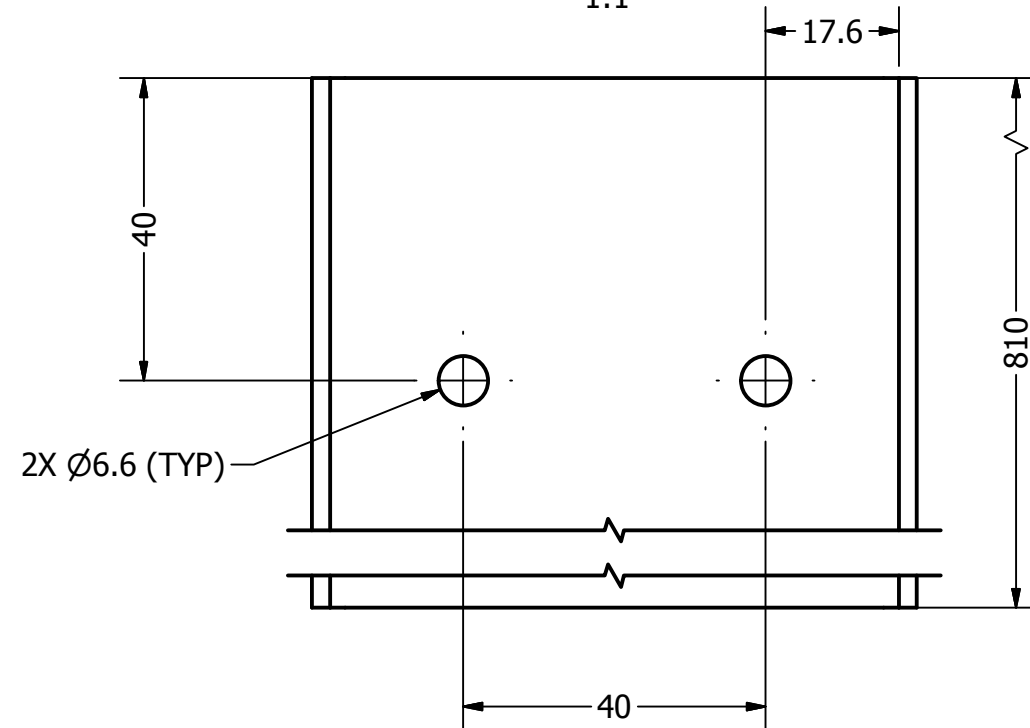
ESCALA 1/3	Dis.	3-10-11	D. Berreondo	Corporación SAT	Universidad del Valle de Guatemala
	Dib.	3-10-11	D. Berreondo		
	Apr.				
	Peso	--	Ensamblaje Rodillo		Medidas en milímetros (mm) a menos que se indique lo contrario
					No. de Plano 3 de 9
--		Título: Diseño Banda de Rodillos Automatizada			



ESCALA 1/5	Dis.	3-10-11	D. Berreondo	Corporación SAT	Universidad del Valle de Guatemala
	Dib.	3-10-11	D. Berreondo		
	Apr.				
	Peso	--			Medidas en milímetros (mm) a menos que se indique lo contrario
		Perfil Estructura			No. de Plano 4 de 9
--	Título: Diseño Banda de Rodillos Automatizada				



ESCALA
1:1



ISOMETRICA

ESCALA 1/3	Dis.	3-10-11	D. Berreondo	Corporación SAT	Universidad del Valle de Guatemala
	Dib.	3-10-11	D. Berreondo		
	Apr.				
	Peso	---			Medidas en milímetros (mm) a menos que se indique lo contrario
			Pata Estructura		
--					No. de Plano 5 de 9
Título: Diseño Banda de Rodillos Automatizada					

D

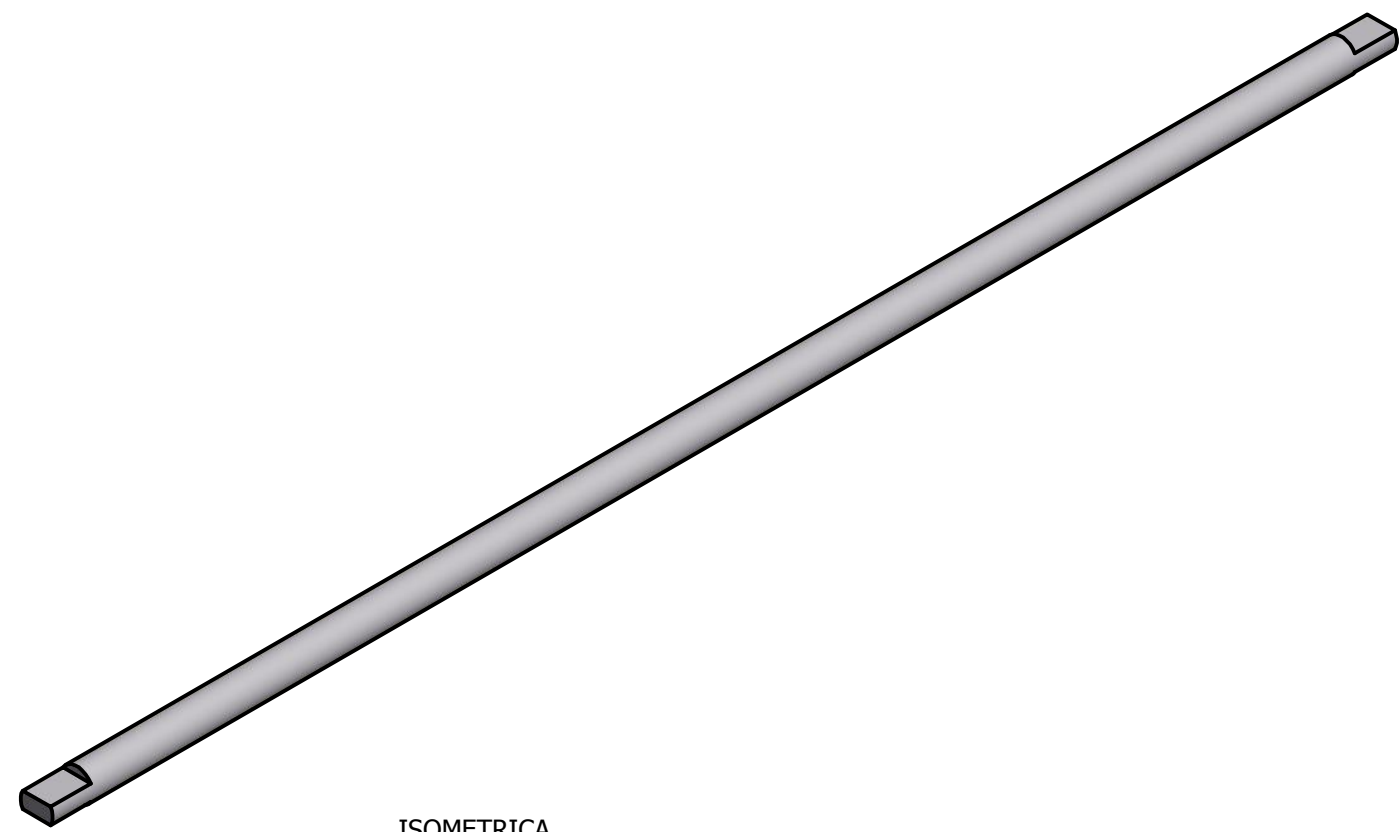
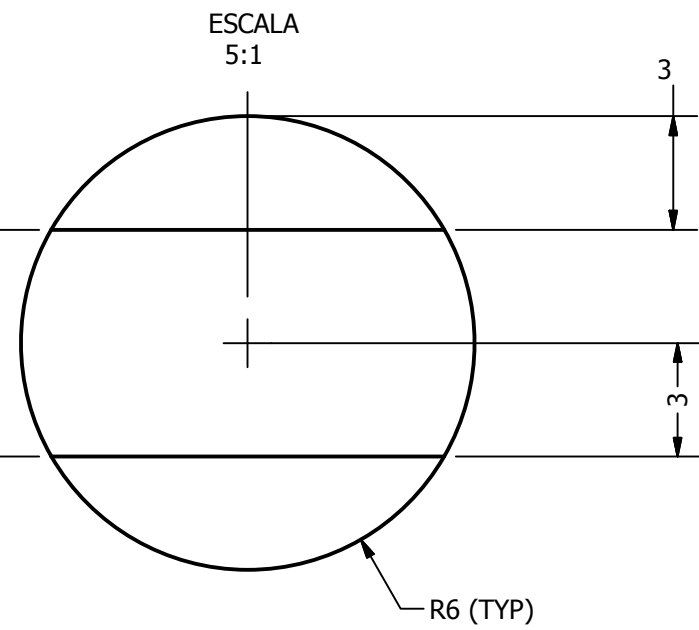
C

B

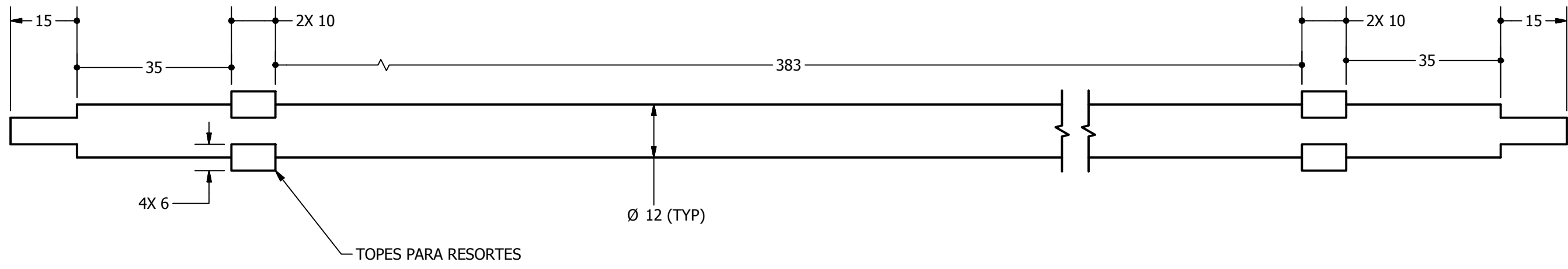
A

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1



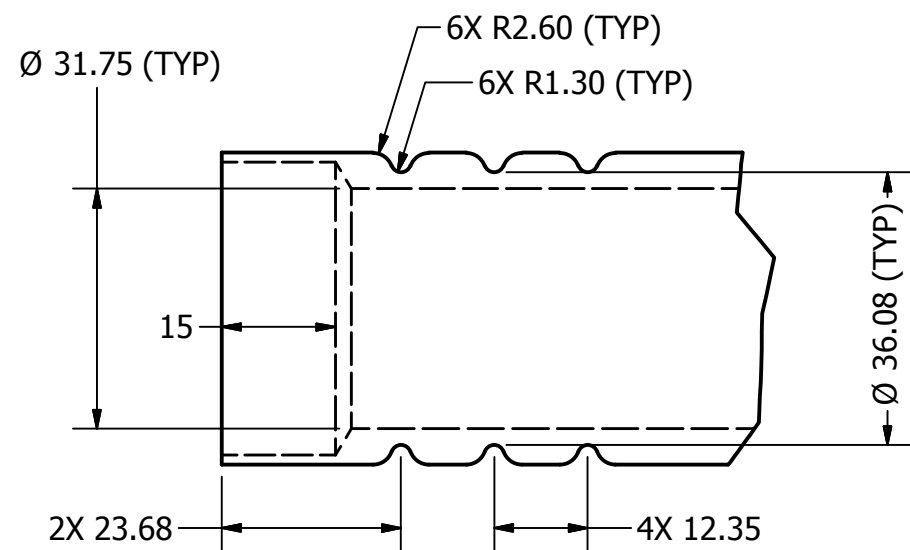
ISOMETRICA



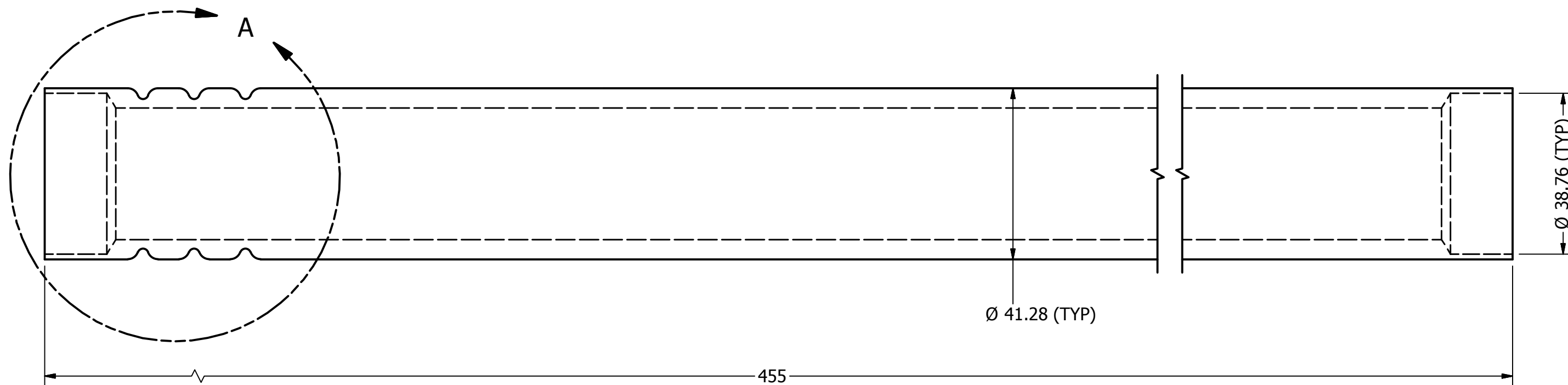
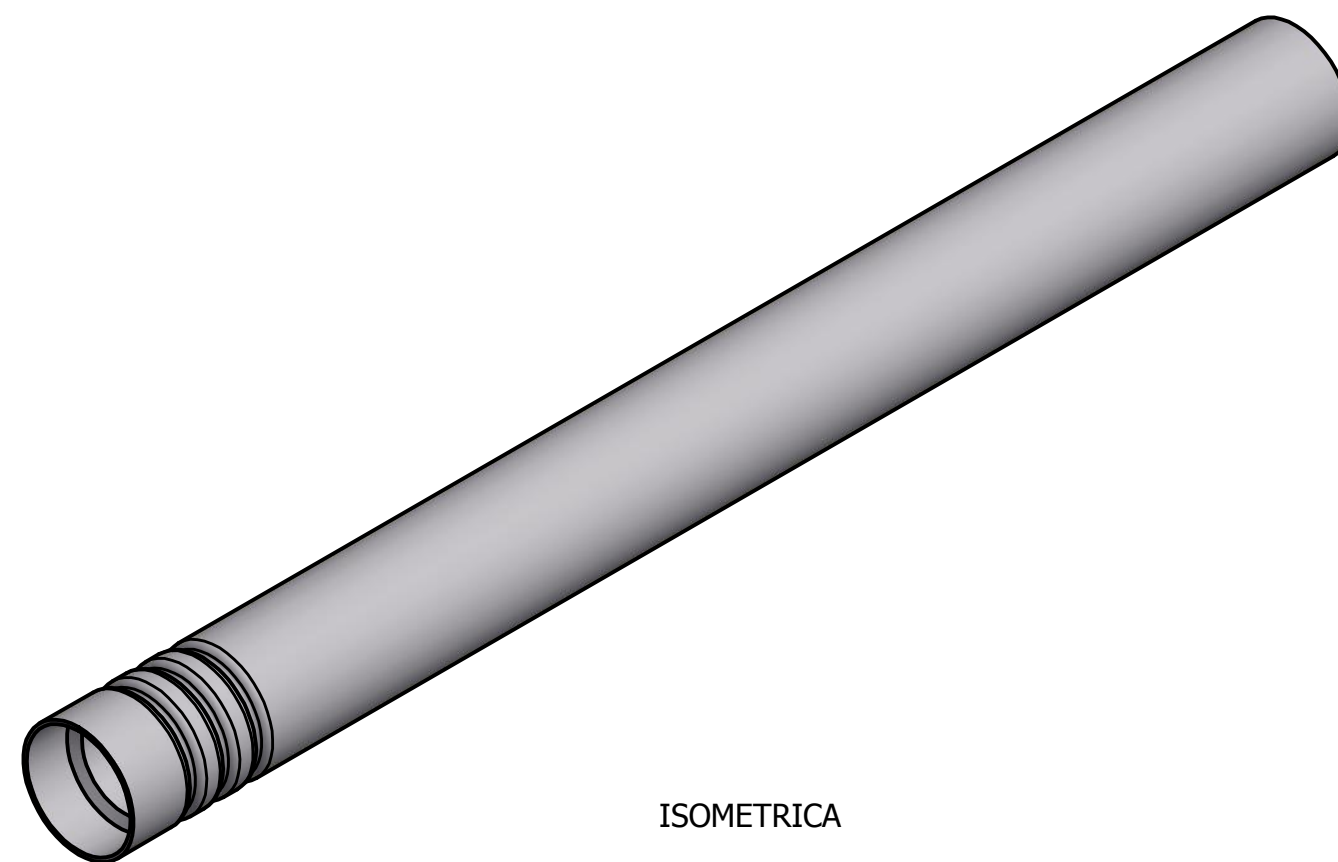
ESCALA 1:1	Dis.	3-10-11	D. Berreondo	Corporación SAT	Universidad del Valle de Guatemala
	Dib.	3-10-11	D. Berreondo		
	Apr.				
	Peso	0.150 kg			Medidas en milímetros (mm) a menos que se indique lo contrario
		Eje Rodillo			
Aluminio 6063 - T5	No. de Plano 6 de 9				
Título: Diseño Banda de Rodillos Automatizada					

PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

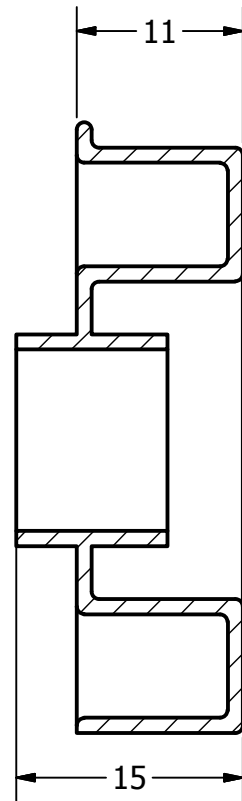


DETALLE A
ESCALA 1 : 1

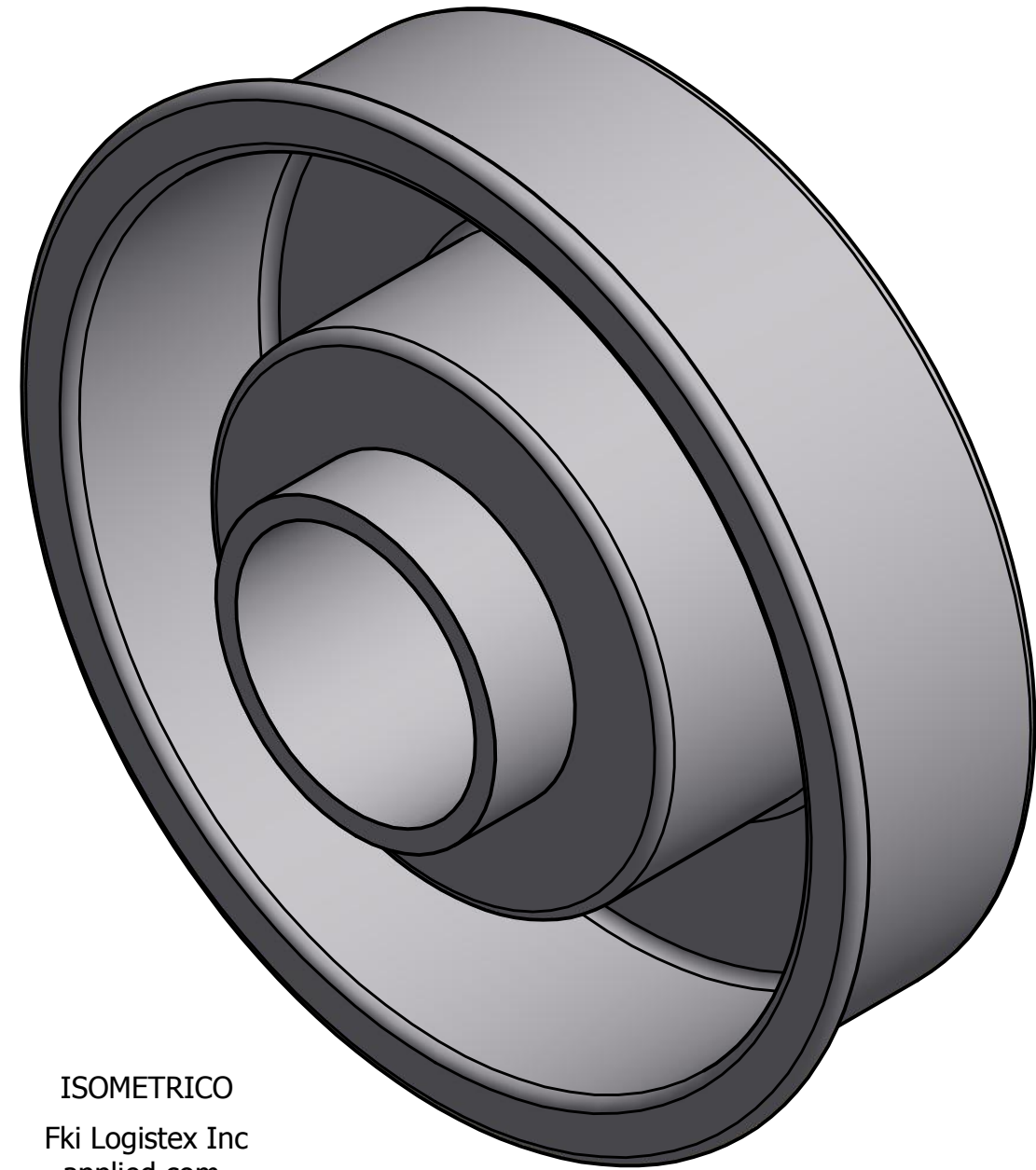
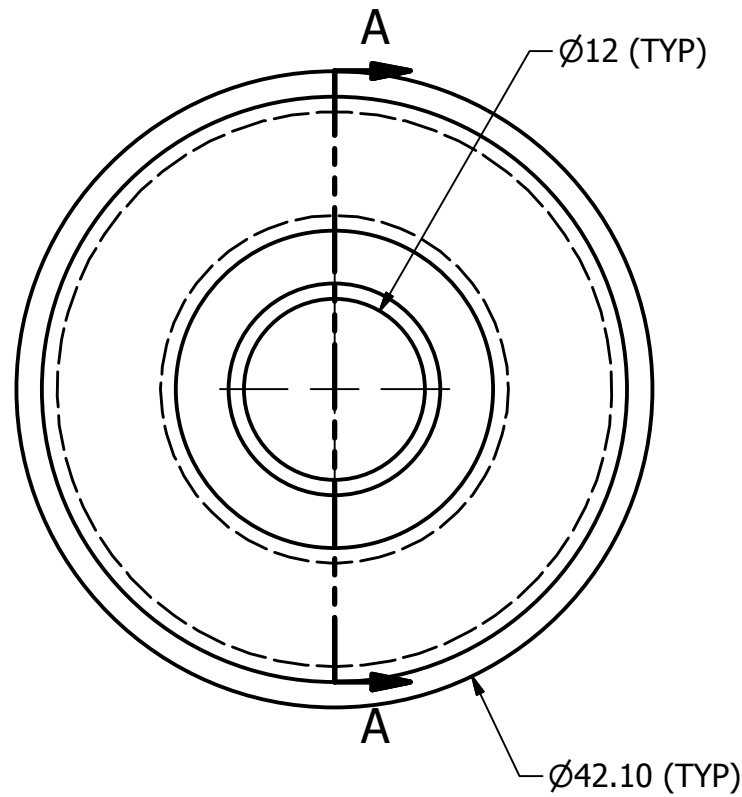


ESCALA 1:1	Dis.	3-10-11	D. Berreondo	Corporación SAT	Universidad del Valle de Guatemala
	Dib.	3-10-11	D. Berreondo		
	Apr.				
	Peso	---			Medidas en milímetros (mm) a menos que se indique lo contrario
		Aluminio 6063 - T5			No. de Plano 7 de 9
					Título: Diseño Banda de Rodillos Automatizada

**Cilindro Ranurado
Rodillo**

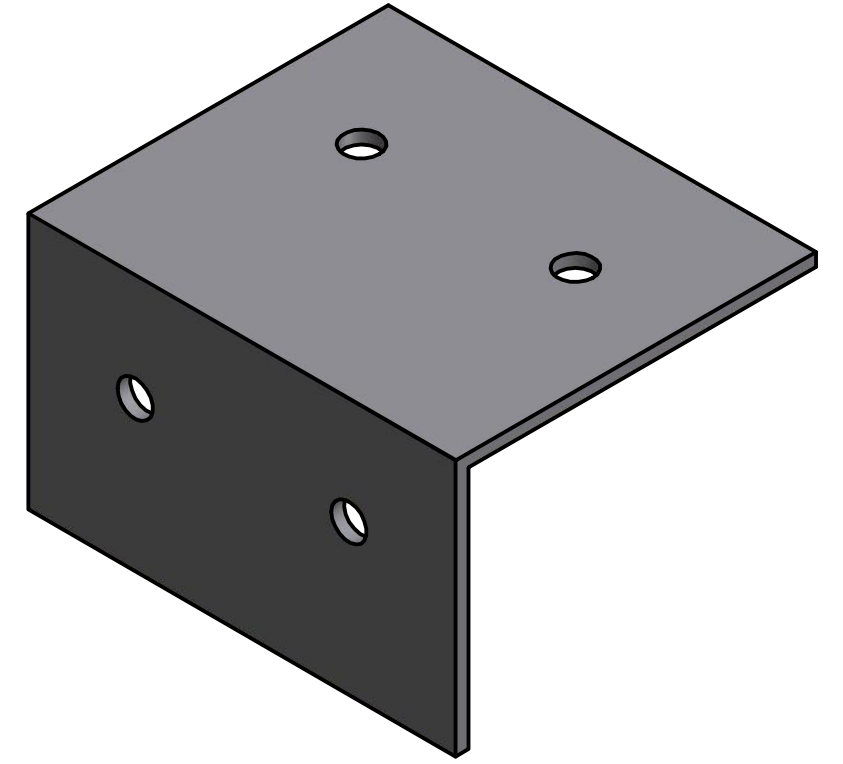
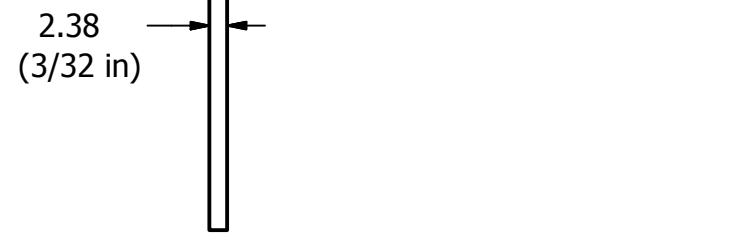
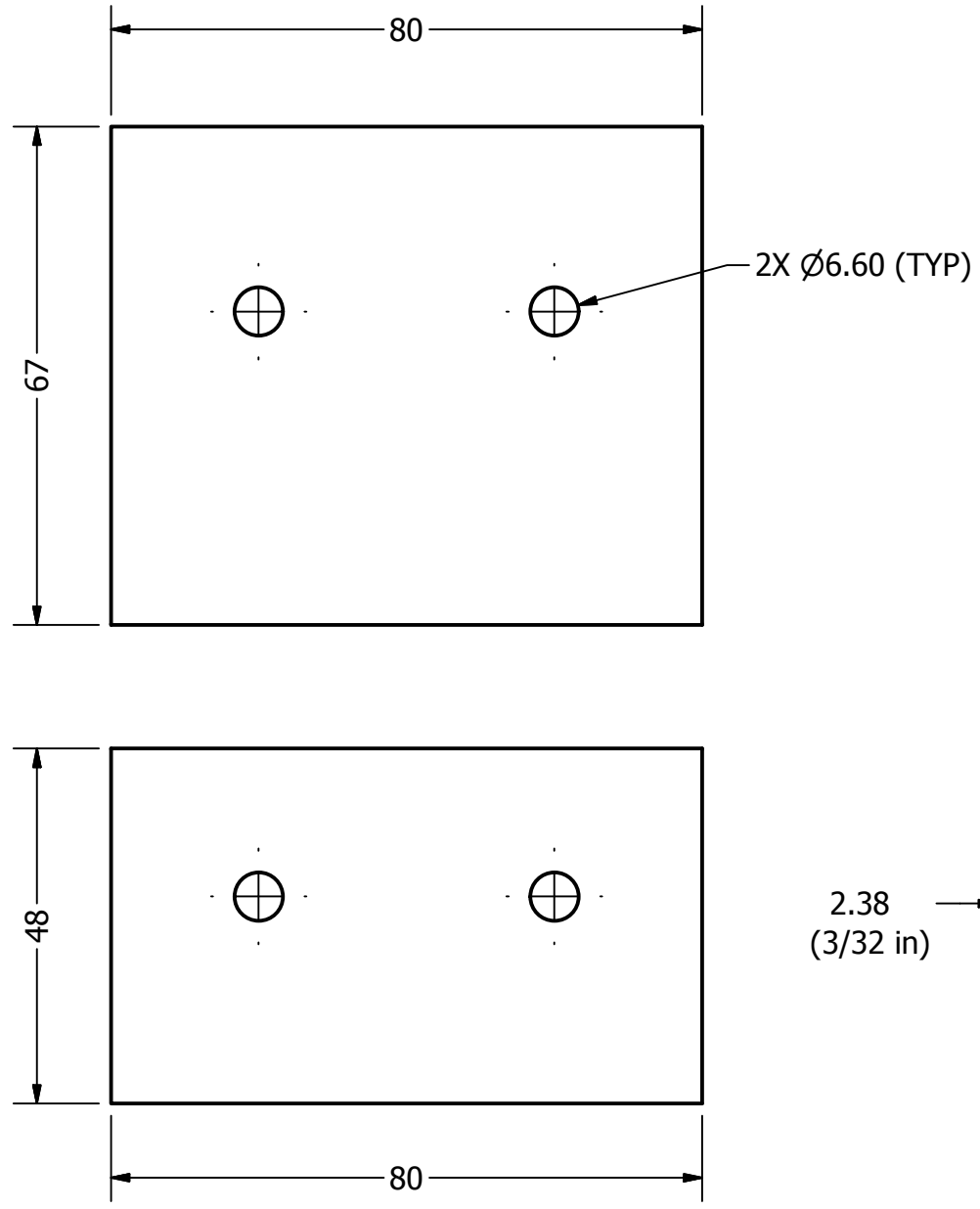


SECCION A-A
ESCALA 2 : 1



ISOMETRICO
Fki Logistex Inc
applied.com
Item #: 2637257

ESCALA 4:1	Dis.	---	B1022-1	Corporación SAT	Universidad del Valle de Guatemala
	Dib.	3-10-11	D. Berreondo		
	Apr.				
	---				Medidas en milímetros (mm) a menos que se indique lo contrario
		Cojinete			No. de Plano 8 de 9
---	Título: Diseño Banda de Rodillos Automatizada				



ISOMETRICO

ESCALA 1:1	Dis.	---	VXB	Corporación SAT	Universidad del Valle de Guatemala
	Dib.	3-10-11	D. Berreondo		
	Apr.				
	---	Codo 90°			Medidas en milímetros (mm) a menos que se indique lo contrario
---				No. de Plano 9 de 9	
					Título: Diseño Banda de Rodillos Automatizada