

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

FACULTAD DE INGENIERÍAS

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN TRANSPORTADOR DE TELESCOPIO
DE BANDA PARA LA TRANSPORTACIÓN DE PRODUCTOS Y
SUBPRODUCTOS DE TRIGO.**

CONLAGO SANCHEZ DANY JOSELITO

CUSI SACANSELA JUAN ESTEBAN

DIRECTOR:

ING. PATRICIO QUITIAQUEZ

QUITO, NOVIEMBRE 2011

DECLARACIÓN

Nosotros Dany Joselito Conlago Sánchez y Cusi Sacansela Juan Esteban, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional y que los conceptos desarrollados, análisis realizados y conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Quito, 07 de Diciembre del 2011

Dany Joselito Conlago Sánchez

Juan Esteban Cusi Sacansela

Certifico que el presente trabajo de tesis ha sido realizado en forma total por los Sres. Dany Conlago y Esteban Cusi.

Ing. Patricio Quitiaquez

DIRECTOR DE TESIS

AGRADECIMIENTO

Un sincero agradecimiento a la UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA por darnos la oportunidad de aprender en sus aulas.

A nuestros profesores quienes con su experiencia y capacidad compartieron conocimientos, los cuales nos permitieron culminar con éxito esta etapa de nuestra vida. En especial a nuestro Director Ing. Patricio Quitiaquez.

A nuestros amigos y compañeros quienes con su amistad y apoyo compartimos experiencias estudiantiles durante estos años de estudio.

A nuestros familiares que con su apoyo incondicional durante nuestra vida universitaria han hecho posible culminar este trabajo.

A la Fábrica de Harina Moderna Alimentos S. A. Planta Cayambe quienes hicieron posible realizar este proyecto.

Los Autores

DEDICATORIA

A mis padres, José y Victoria, mis hermanos Freddy, Edison y Paulina; quienes con su apoyo y confianza me permiten seguir triunfando en todas las etapas de mi vida.

Dany

DEDICATORIA

A Dios, mis padres José, Presentación, mis hermanos Patricio desde el cielo, Mario, Norma, Silvia, Santy, Fernando, Diego Rafael, Johana, Emi. Quienes son mi apoyo y respaldo constante para seguir paso a paso cumpliendo los objetivos propuestos.

Esteban

INDICE

INTRODUCCIÓN	I
Planteamiento del Problema	II
Justificación	II
Objetivo General.....	III
Objetivos Específicos	III
Alcance.....	IV
Metodología a Emplear	V
Hipótesis.....	V
Glosario de Palabras.....	VI

CAPITULO I

FUNDAMENTOS TEORICOS.

1.1 Generalidades.	1
1.2 Bandas transportadoras.	1
1.2.1 Definición y función.	1
1.2.2 Utilización de las bandas transportadoras.....	2
1.3 Materiales a transportar en bandas transportadoras.....	2
1.4 Estudio de factibilidad.....	3
1.5 Análisis y selección de alternativas.....	3
1.5.1 Alternativa 1 transportador de banda de caucho.....	3
1.5.2 Alternativa 2 transportador de rodillos metálicos.....	4
1.5.3 Alternativa 3 transportador de tornillo sin fin.....	5
1.6 Selección de banda transportadora óptima.....	6
1.7 Clasificación de tipo de banda.....	7

1.7.1	Por el tipo de tejido.....	7
1.7.2	Por la disposición del tejido.....	7
1.7.3	Por el aspecto de la superficie portante de la carga.....	7
1.8	Constitución de la banda.....	7
1.8.1	Tejido o carcasa.....	8
1.8.2	Recubrimientos.....	8
1.9	Parámetros previos al diseño.....	9
1.9.1	Tipos rodillos y soportes.....	9
1.10	Tensores de banda.....	10
1.10.1	Funciones principales.....	10
1.10.2	Tipos de tensores.....	11
1.10.2.1	Por su forma constructiva.....	11
1.10.2.2	Por la forma de aplicar la fuerza tensora.....	11
1.10.2.3	Por el equipo mecánico que aplica la fuerza.....	11
1.10.2.4	Por la situación del equipo de tensado.....	11
1.11	Reductores.....	11
1.11.1	Reductores suspendidos.....	12
1.11.2	Reductores clásicos.....	12
1.12	Catalina y cadenas.....	13
1.12.1	Cadenas.....	14
1.13	Tipos de acero.....	15
1.14	Tipos de anclajes.....	16
1.14.1	Clasificación de tipos de anclaje.....	17
1.15	Tipos de soldadura.....	17
1.15.1	Clasificación de los tipos de soldadura.....	17
1.16	Automatización industrial.....	18
1.16.1	Variadores de velocidad.....	18
1.16.2	Aplicaciones de los variadores de frecuencia.....	19
1.17	PLC (controlador lógico programable).....	19
1.17.1	Ejemplos de aplicaciones generales	20
1.17.1.1	Máquinas.....	20
1.17.1.2	Instalaciones.....	20
1.17.1.3	Señalización y Control.....	20

1.17.2	Ventajas.....	20
1.17.3	Inconvenientes.....	21

CAPITULO II

CÁLCULOS Y DISEÑO

2.1	Generalidades.....	22
2.2	Parámetros de diseño.....	22
2.2.1	Dimensionamiento de banda transportadora telescopio.....	23
2.3	Diseño de estructura de banda transportadora telescopio.....	23
2.3.1	Selección de elementos para análisis y descomposición de fuerzas.....	24
2.3.2	Cálculo de los perfiles estructurales UPN.....	36
2.3.3	Cálculo de carga.....	36
2.3.3.1	Estructura.....	36
2.3.3.2	Moto reductores.....	37
2.3.4	Cálculo de perfil UPN (Columnas).....	38
2.4	Diseño de la placa base para la columna.....	41
2.4.1	Cálculo de placa base.....	41
2.5	Diseño de rodillo principal.....	44
2.5.1	Análisis y cálculo de eje de soporte de rodillo principal.....	45
2.5.2	Análisis y selección del tipo de chumaceras a emplear.....	47
2.5.3	Unidad de mantenimiento chumaceras.....	49
2.6	Diseño de planchas para soporte de banda.....	50
2.6.1	Cálculo y análisis de elementos a tensión.....	50
2.7	Diseño de banda.....	54
2.7.1	Capacidad de la banda.....	54
2.7.2	Cálculo de tensión de banda.....	55
2.7.3	Selección de banda.....	57
2.8	Diseño del sistema de transmisión de movimiento.....	60
2.8.1	Cálculo del motor-reductor movimiento de banda (rodillo principal).....	60
2.8.1.1	Cálculo de potencia requerida.....	61

2.8.1.2	Selección de Motor-Reductor.....	61
2.8.2	Cálculo de transmisión de potencia por cadenas para movimiento de banda (RODILLO PRINCIPAL).....	62
2.8.2.1	Análisis de Transmisión por cadena.....	64
2.8.2.2	Selección de cadena.....	68
2.8.3	Cálculo de motor-reductor control de banda transportadora telescopio.....	69
2.8.4	Cálculo de transmisión de potencia por cadenas (estructura fija).....	70
2.8.5	Cálculo de transmisión de potencia por cadenas (primer piso).....	72
2.8.6	Sistema de descanso para la cadena.....	74
2.9	Diseño de ejes soporte de banda.....	75
2.9.1	Análisis y cálculo de ejes.....	75
2.10	Selección de templadores de la banda.....	77
2.11	Diseño y selección de elementos a sujeción.....	79
2.12	Análisis de soldadura.....	83
2.12.1	Análisis de esfuerzos en juntas a soldar.....	83
2.13	Diseño y selección de pernos de anclaje.....	85

CAPITULO III

CÁLCULO DE COSTOS

3.1	Generalidades.....	88
3.2	Análisis de costos directos.....	88
3.2.1	Costos de materiales directos.....	88
3.2.2	Costos para elementos seleccionados.....	89
3.2.3	Costos de maquinado.....	91
3.2.4	Costos de montaje.....	91
3.2.5	Total de costos directos.....	91
3.3	Análisis de costos indirectos.....	92
3.3.1	Costos de materiales indirectos.....	92
3.3.2	Costos de insumos.....	92
3.3.3	Total de costos indirectos.....	92

3.4	Costo subtotal de la máquina.....	93
3.5	Costo de diseño.....	93
3.6	Utilidad de la máquina.....	93
3.7	Costos total de la máquina.....	94
3.8	Simulación de banda transportadora.....	95

CONCLUSIONES

RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

INDICE DE ANEXOS

- ANEXO 1** Plano General y Despiece
- ANEXO 2** Manual de Operación y Mantenimiento de Banda Transportadora de Telescopio
- ANEXO 3** Tablas – Catálogo de Materiales
- ANEXO 4** Proforma de Materiales

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Transportador de banda.....	2
Figura 1.2	Transportador de rodillos metálicos.....	4
Figura 1.3	Transportador de tornillo sin fin.....	5
Figura 1.4.	Rodillos de impacto.....	9
Figura 1.5	Rodillo de reenvió.....	10
Figura 1.6	Dispositivos de tensado.....	10
Figura 1.7	Reductores suspendidos.....	12
Figura 1.8	Sistemas de piñón catalina.....	13
Figura 1.9	Sistema de cadenas.....	14
Figura 1.10	Ejemplo de acero estructural (Puente).....	15
Figura 1.11	Soldadura por arco eléctrico.....	18
Figura 1.12	PLC (Siemens_Simatic_S7).....	19
Figura 2.1	Dimensiones de banda transportadora telescopio.....	23
Figura 2.2	Estructura de banda transportadora telescopio.....	23
Figura 2.3	Vista frontal de banda transportadora telescopio.....	24
Figura 2.4	Diagrama de momento para un primer tramo de análisis.....	24
Figura 2.5	Diagrama de momentos.....	25
Figura 2.6	Diagrama de momento para un segundo tramo de análisis....	27
figura 2.7	Diagrama de momentos.....	28
Figura 2.8	Diagrama de momento para el tercer intervalo de análisis...	30
Figura 2.9	Diagrama de momentos.....	30

Figura 2.10	Diagrama de momento total.....	32
figura 2.11	Diagrama de momentos.....	33
Figura 2.12	Columnas de estructura.....	36
Figura 2.13	Columna de banda transportadora telescopio.....	38
Figura 2.14	Placa base para columnas.....	41
Figura 2.15	Dimensiones usadas en el diseño de placa de base.....	41
Figura 2.16	Distancia de distribución de carga.....	44
Figura 2.17	Diagrama de momento para el rodillo fijo.....	45
Figura 2.18	Diseño de chumacera lubricada.....	47
Figura 2.19	Plancha de soporte de banda.....	50
Figura 2.20	Diagrama de distribución de carga.....	50
Figura 2.21	Dimensiones usadas en el diseño de la plancha soporte de banda..	51
Figura 2.22	Moto reductor.....	60
Figura 2.23	Distancia entre moto reductor y rodillo principal.....	62
Figura 2.24	Moto reductor 2hp.....	69
Figura 2.25	Distancia de transmisión de movimiento de mesas (parte fija).	70
Figura 2.26	Distancia de transmisión de movimiento (primer piso).....	72
Figura 2.27	Angulo de acero a36 (catálogo de dipac 2010).....	74
Figura 2.28	Distancia de transmisión de movimiento (primer piso).....	75
Figura 2.29	Unión de perno.....	79
Figura 2.30	Diagrama de distribución de cargas de soldadura.....	83
Figura 2.31	Análisis de esfuerzos.....	83
Figura 2.32	Sistema de anclaje.....	85

Figura 3.1	Proceso inicial de simulación de banda transportadora.....	95
Figura 3.2	Movimiento constante de banda.....	95
Figura 3.3	Desplazamiento total de banda transportadora.....	96
Figura 3.4	Posición inicial de banda transportadora telescopio.....	96
Figura 3.5	Corte interno de banda transportadora (posición inicial).....	97
Figura 3.6	Corte interno de banda transportadora (posición final).....	98
Figura 3.7	Sistema de transmisión.....	99
Figura 3.8	Conjunto de soportes de mesas.....	99
Figura 3.9	Vista frontal de banda transportadora telescopio.....	100
Figura 3.10	Sujetadores internos.....	101

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Selección de alternativas.....	6
Tabla 1.2	Factor de servicio por transmisión de cadenas.....	8
Tabla 1.3	Propiedades de los recubrimientos W, X, Y y Z.....	8
Tabla 2.1	Análisis de carga muerta de perfiles.....	36
Tabla 2.2	Suma de peso de moto reductor.....	37
Tabla 2.3	Análisis de carga muerta de planchas.....	37
Tabla 2.4	Sumatoria de las cargas.....	38
Tabla 2.5	Resumen de chumaceras.....	48
Tabla 2.6	Tiempo de lubricación para chumaceras.....	49
Tabla 2.7	Valores para placa empotrada.....	53
Tabla 2.8	Resumen de banda.....	58
Tabla 2.9	Factor de servicio por transmisión de cadenas.....	64
Tabla 2.10	Análisis de motor-reductor.....	69
Tabla 2.11	Análisis de transmisión de potencia por cadenas (estructura fija).....	71
Tabla 2.12	Análisis de transmisión de potencia por cadenas (primer piso).....	73
Tabla 2.13	Análisis de diámetro de eje del 2 ^{do} piso.....	76
Tabla 2.14	Análisis de diámetro de eje del 3 ^{er} piso.....	77
Tabla 3.1	Costos para materiales directos.....	89
Tabla 3.2	Costos para elementos seleccionados.....	90

Tabla 3.3	Costos de maquinado.....	91
Tabla 3.4	Total de costos directos.....	91
Tabla 3.5	Costos de materiales indirectos.....	92
Tabla 3.6	Total de costos indirectos.....	93
Tabla 3.7	Costo subtotal de la máquina.....	93
Tabla 3.8	Costo Total de la máquina.....	94

CONCLUSIONES.

1. La Banda Transportadora de Telescopio fue diseñado bajo la teoría de la automatización de tiempos, lo cual permite obtener una gran rentabilidad en el momento de descarga de los productos terminados de trigo hacia los contenedores.
2. La estructura fue diseñada por las diferentes combinaciones dadas por la norma AISC, de las cuales para cada uno de los elementos se escogió la carga mayormente crítica.
3. Mediante la simulación de la máquina permite verificar los puntos de lubricación, puntos de desgaste para realizar un correcto mantenimiento de la misma.
4. Al implementar un sistema de análisis de costos, se logró una disminución en la selección de elementos debido a las características similares que poseen los materiales, a la vez se establece una rentabilidad de la máquina y una mayor productividad dentro de los despachos de productos.

RECOMENDACIONES.

1. Al momento de arranque de la máquina realizar una previa inspección de la misma, si es necesario realizar un mantenimiento preventivo de las partes críticas, puntos de engrase.
2. La seguridad en el trabajo es muy importante por lo que se sugiere que se capacite a los trabajadores en las obligaciones que debe cumplir durante el proceso de trabajo de la máquina y que exista un control por parte del departamento de seguridad industrial.
3. En el momento de salida y entrada de la banda transportadora de telescopio observar el lineamiento y el pandeo por lo que esto puede provocar desgaste y/o rotura de la misma.
4. Se sugiere verificar el manual de mantenimiento y operación de la máquina para que a futuro evitar correctivos innecesarios que provoque pérdidas en los despachos de los productos terminados del trigo.

BIBLIOGRAFÍA

- ✓ NORTON, Robert, *Diseño de máquinas*, 1era Edición, Editorial Prentice Hall, México, 1999.
- ✓ AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, *Manual of Steel Construction Load and Resistance Factor Design*, Chicago, AISC, 1994.
- ✓ SHIGLEY, Joseph, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Sexta Edición, McGRAW-HILL, México, 2003.
- ✓ McCormac-Nelson, “Análisis de estructuras”, segunda edición 2001
- ✓ EDEBE, *Tecnología Mecánica 1*, 1974.

CITAS BIBLIOGRAFICAS

- ✓ LARBURU, Nicolás; *Prontuario de Máquinas*, 7ma edición 1995. Editorial Paraninfo.
- ✓ DIPAC, *Catálogo General de perfiles*.
- ✓ “Manual del Ingeniero Mecánico”, IX Edición. Tomo 2, capítulo 10
- ✓ GOODYEAR, “Conveyor and elevator belt”, manual de selección

BIBLIOGRAFIA WEB

- ✓ <http://spanish.alibaba.com/product-gs/telescope-belt-conveyor-270384128.html>.
- ✓ http://materias.fi.uba.ar/6712M/Soldadura_por_Arco_con_Aporte.pdf
- ✓ <http://www.monografias.com/trabajos58/disen%C3%B3-cintas-transportadoras/disen%C3%B3-cintas-transportadoras2.shtml>
- ✓ http://www.skf.com/portal/skf_mx/home/products?contentId=870038
- ✓ http://www.NTN_pdf_catalogo_general.pdf.com

ABSTRACT

Initial research provides the definition and main function of the conveyor belt, which is to support the transferred material, just as the different applications and different materials that can carry because of the way to attach to different business needs.

Therefore generates a feasibility study in order to understand how to help in improving the process of loading and unloading of products and byproducts of wheat flour, because that way it will offer help to the controlled generation and effective in production.

In order to understand how the conveyor belt is made, the concepts of the elements under study are: types of bands, characteristics, types of rollers, belt tensionless, motorcycle gears, sprockets and chains theory, pin types, types of materials, welding, as well as understanding the operation of a PLC its advantages and disadvantages and features a variable speed drive.

This chapter will determine the calculation and design of the telescopic conveyor belt, the initial parameters are load capacity, speed tables and band work, the design of the structure taking into account the length, width and height.

Decomposition is carried out of all the forces involved in the conveyor belt in order to perform an analysis of each of the elements of the telescopic conveyor belt, through design calculations and selects the appropriate profiles that support the load structure, is also discussed and the calculation is made of columns, shafts, plates, rollers, types of bearings, transmission of movement through chain sprocket, analysis of welding, fasteners, clips, and the electromechanical system analysis determined efforts will be considered in the above calculations to establish an excellent design and material selection, mechanical components in this way are guaranteed to have an optimal design of the telescopic conveyor belt.

This chapter provides a cost analysis to determine the amount of financial resources for project development. In this case, to make the relevant cost analysis will take into account direct and indirect costs.

To obtain a favorable outcome of the project, proceed to the simulation using computer software which allows testing of the materials selected are correct and return the same within the study of costs in turn influences the distribution system resources for implementation.

Finally, to determine the total cost of the machine, adding the total direct and indirect costs.

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo trata del proceso de Diseño y simulación de un transportador de telescopio de banda, el cual que tiene una amplia especificación de uso a nivel industrial.

En la actualidad es muy utilizado, en el transporte de productos en la industria alimenticia, agrícola, minera, oficinas de correos, donde están sujetos a diferentes movimientos ya sean en sentido vertical, horizontal e inclinado.

Las Bandas Transportadoras, vienen desempeñando un rol muy importante en los diferentes procesos industriales y esta se debe a varias razones entre las que destacamos; las grandes distancias a las que se efectúa el transporte, su facilidad de adaptación al terreno, su gran capacidad, la posibilidad de mover diversos materiales (minerales, vegetales, combustibles, fertilizantes, materiales empleados en la construcción, etc.)

En el proyecto se demuestra que se puede realizar una transportadora telescópica de banda, mediante la ejecución de diferentes cálculos de diseño para posteriormente tener una apropiada selección de todos los componentes necesarios para su conformación final. Así como también brinda la teoría básica y necesaria, que contribuirán como un material de consulta para el asesoramiento y guía referente a la industria.

En las condiciones actuales y con la competencia existente dentro de la industria alimenticia, la automatización pasó de ser una alternativa de lujo a una muy importante necesidad que se convierte en una ventaja al reducir los costos de producción en procesos alimenticios, mejorando el ahorro al consumidor.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente en el área de carga y descarga de productos, se presentan problemas de falta de transporte a distancias variadas para mejorar el desplazamiento de las bandas que permitan descargar y cargar los productos en los contenedores y debido que al momento actual en la mayoría de empresas, existen bandas transportadoras que no abastecen fácilmente los requerimientos de las mismas debido a su limitada longitud, se ha visto la necesidad de diseñar una transportadora telescópica que podrá optimizar espacio, recursos, tiempo, con ello se da mayor eficiencia, facilidad, rapidez, optimización de recursos, complementando una mejoría en los procesos de producción.

JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

A través del diseño de un sistema transportador de telescopio de banda con una longitud predeterminada, se pretende eliminar tiempos perdidos, optimizar espacio y recursos en el proceso de carga, descarga de materia prima y producto terminado, al igual que mediante su específica ubicación y desarrollo del mecanismo se podrá soportar la carga necesaria a transportar, teniendo una facilidad de su implementación.

También como propósito se llega a tener una mayor eficiencia y rentabilidad en la producción, de esta forma evitar un mayor esfuerzo en la descarga y carga de la producción, además es indispensable obtener un máximo rendimiento, con la finalidad de conseguir cero averías, mínimos paros en la máquina y alta productividad.

OBJETIVOS

Objetivo General.

Diseñar y simular el Transportador de Telescopio de banda, para el área de carga y descarga de producción industrial.

Objetivos Específicos._

1. Analizar la forma de poder automatizar la distribución de cargas en el sistema de transmisión del Transportador de Telescopio de banda, verificando sus condiciones de uso, dimensionamiento.
2. Realizar la simulación mediante un programa de software que facilite la comprensión de las distintas funciones que realizará el Transportador de Telescopio de banda, dando facilidad a los operarios para poner en ejecución el mecanismo.
3. Determinar por el diseño factores de seguridad y trabajo para garantizar un óptimo funcionamiento del sistema automático.

ALCANCE

La siguiente Tesis tendrá como alcance los siguientes parámetros:

El diseño de la banda transportadora de correa, se pretende aumentar la rentabilidad de descarga en un 5%, debido a sus dimensiones la altura de la misma será de 1,80m, con una longitud de 7m, lo cual en esta longitud permitirá estar recogida toda la banda telescopio, ya que cuando esta banda tenga afuera toda su longitud será de 21m, es decir 15m de movimiento lineal.

Teniendo como capacidad de carga de la banda telescopio de $\frac{1}{4}$ de tonelada en cada hora de trabajo continuo. El accionamiento automático de la banda telescopio se realizará mediante dos motores reductores y el diseño de los siguientes elementos que forman la estructura; perfiles, plancha, ángulo y la transmisión de movimiento por; rodillos, banda de poliamida, cadena de rodillos, chumaceras, además elementos que perfeccionen el funcionamiento automático del transportador como es la aplicación de un sistema eléctrico, bien controlados por un tablero de control para toda la máquina.

Para un entendimiento de todos los elementos que consta la máquina se tendrá como respaldo los planos de construcción con sus respectivas medidas.

El proceso de simulación del sistema de Transportador de Telescopio de banda se lo realizará en un programa de software, lo que facilitará visualizar la automatización del proceso de trabajo, lo que permitirá al operario tener un entendimiento claro de las diferentes distancias que puede tener al recorrer la banda en el proceso de trabajo, y a la vez evitar accidentes ya que se colocará un paro de emergencia al inicio de la banda telescópica y unos pulsantes manuales lo que controlará que se desplace o recoja según la necesidad del trabajo.

METODOLOGÍA A EMPLEAR

En este proyecto de diseño se pretende utilizar el Método Cuantitativo y Cualitativo; ya que se empleará en la fábrica en un solo sitio, es decir una sola máquina con la característica que ocupará el espacio determinado cuando se la construya a futuro.

La Metodología cuantitativa es la que analiza diversos elementos que pueden ser medidos y cuantificados. Toda la información se obtiene a base de muestras de la población, y sus resultados son extrapolables a toda la población, con un determinado nivel de error y nivel de confianza.

La investigación cualitativa abarca enfoques que por definición, no se basan en medidas numéricas. Se sirve de entrevistas en profundidad o de análisis de materiales históricos. Utiliza el método discursivo e intenta estudiar de forma global un acontecimiento o unidad. Se dice cualitativa- humanista- discursiva.

HIPÓTESIS

Con el diseño de esta máquina se obtendrá un ahorro de tiempo, en la carga y descarga de productos terminados de trigo, tomando en cuenta que durante su proceso de trabajo la capacidad de carga de la banda telescopio es de 3500lbs. Con una velocidad de trabajo de 80 rpm.

Al realizar la automatización del sistema de movimiento, se verificará los distintos lugares que obtendrá la banda telescopio, con lo que garantizará la eficiencia de la misma.

Durante el proceso de trabajo, se verificará la templabilidad de la banda ya que esta puede sufrir rotura, sea por mayor o menor longitud de expansión.

GLOSARIO DE PALABRAS

Abrasión.- Desgaste de la superficie, producido por rayado continuo, usualmente debida a la presencia de materiales extraños, o partículas metálicas en el lubricante.

Acelerador de banda.- Par de poleas cónicas que llevan una banda y se mueven para modificar la velocidad del movimiento.

Acero.- Metal formado a base de hierro y aleado con carbono en una proporción entre 0,03% y 12%.

Acoplamiento por Banda.- Unión de los extremos de una banda.

Acoplamiento por cadena.- Catarinas adyacentes sobre dos flechas independientes, conectadas mediante una cadena dúplex y que permiten la transmisión de un par de torsión entre ambas flechas.

Alargamiento.- Extensión total producida por probeta durante una prueba a la tensión, que expresada por lo general como un porcentaje de la longitud original de la probeta.

Automatización.- Técnica para manejar todo o parte de un proceso de manufactura, incluidos la inspección y el rechazo. Parte o todo el proceso puede quedar bajo control electrónico automático.

Banda.- Se usa para transmitir la energía de una flecha a otra al circular sobre poleas planas, convexas o de arcos ranurados. Las bandas pueden ser planas, en forma de V o con costillas para adecuarse a las poleas en forma apropiada.

Cadena.- Eslabones de metal de forma oblonga o circular enlazados para formar un cable flexible de montacargas o para transmitir energía.

Caja de Cambios.- sistema completo de engranajes para cambiar la velocidad de una flecha de entrada a una de salida; cambiar el sentido de rotación; cambiar la dirección real de una flecha con o sin cambio en la velocidad. Caja que contiene el sistema de ruedas dentadas.

Control Electrónico.- Aplicación de técnicas electrónicas para mantener el control de todo tipo de máquinas, de la energía, del procesamiento de datos y materiales, del movimiento de aeronaves, satélites, etc.

Chaveta.- Cuña, varilla o pasador cónico que pasa por una perforación ranurada en un miembro y se apoya contra el extremo de un segundo miembro, cuya posición axial puede ser fijada o ajustable.

Deflexión.- Medida lineal de la cantidad de movimiento que produce una estructura sujeta a un momento de flexión, a una fuerza de corte o a un par.

Desgaste.- La pérdida de material de la superficie como resultado de una acción mecánica.

Dureza.- Resistencia a la deformación, es medida por lo general al calibrar la resistencia a la indentación mediante algunas de las diversas pruebas de dureza.

Elasticidad.- Propiedad de un cuerpo para volver a tomar su tamaño o forma originales después de haber sido deformada por fuerzas externas.

Energía.- Capacidad de un cuerpo para realizar trabajo

Engranaje.- Cualquier sistema mecánico para la transmisión del movimiento. Transmisión de la rotación mediante ruedas dentadas.

Fatiga.- Proceso físico por el que los materiales llegan a un punto de falla debido a la acción repetida de un ciclo de esfuerzo.

Flecha.- Huso que gira en cojinetes y lleva poleas, engranajes circulares, etc., para transmitir potencia. Las flechas pueden ser sólidas o huecas.

Lubricación.- Distribución de lubricante entre superficies de contacto en movimiento, a fin de reducir la fricción entre ellas.

Lubricante.- sustancia que sirve para reducir la fricción entre superficies de rozamiento en movimiento relativo.

Rodillo.- Cilindros de acero o hierro colado que se usan en tres de laminación

CAPITULO I

FUNDAMENTOS TEORICOS.

1.1 GENERALIDADES.

En la investigación inicial se proporciona la definición y función principal de la banda transportadora, que es soportar el material trasladado, de igual forma las distintas aplicaciones y los diferentes materiales que puede transportar debido a la forma de acoplarse a distintas necesidades de trabajo.

Por lo tanto se genera un estudio de factibilidad con la finalidad de comprender como ayudará en el mejoramiento del proceso de carga y descarga de productos y subproductos de harina de trigo, ya que de esa forma se ofrecerá ayuda a la generación controlada y eficaz en la producción.

Con la finalidad de entender como está constituida la banda transportadora, los conceptos de los elementos en estudio serán: tipos de bandas, características, tipos de rodillos, tensores de banda, moto reductores, teoría de catalinas y cadenas, tipos de anclaje, tipos de materiales, soldadura, además la comprensión del funcionamiento de un PLC sus ventajas e inconvenientes y las funciones de un variador de velocidad.

1.2 BANDAS TRANSPORTADORAS.

1.2.1 DEFINICIÓN Y FUNCIÓN.

La función principal de la banda es soportar directamente el material a transportar y desplazarlo desde el punto de carga hasta el de descarga, razón por la cual se la puede considerar el componente principal de las bandas transportadoras.¹

¹ <http://spanish.alibaba.com/product-gs/telescope-belt-conveyor-270384128.html>



Fuente: <http://www.talleressalo.com/img>

Fig. 1.1 Transportador de Banda.

1.2.2 UTILIZACIÓN DE LAS BANDAS TRANSPORTADORAS.

El empleo de las Bandas Transportadoras es muy extenso entre las cuales se destacan los siguientes:

- Las industrias extractivas (minas subterráneas y a cielo abierto, canteras).
- Las Industrias Siderúrgicas.
- Instalaciones Portuarias de Almacenamiento, carga y descarga de barcos.
- Centrales Térmicas (Parques de almacenamiento y transporte a quemadores).
- Agroindustrias Azucareras.
- Industria Automotriz.
- Industria Químico - Farmacéutica.²

1.3 MATERIALES A MOVILIZAR EN BANDAS TRANSPORTADORAS.

Las bandas transportadoras manejan diversos materiales por ejemplo:

- **Materiales empleados en la construcción.** Arcilla, arena, asfalto, Cemento, cenizas, granito, hormigón, grava, tierras, etc.
- **Combustibles.** Antracita, coque, carbón, hulla, lignito, etc.

² <http://www.monografias.com/trabajos58/disenio-cintas-transportadoras>

- **Fertilizantes.** Fosfato, nitratos, sulfatos, sales, urea, etc.
- **Minerales.** Aluminio, alumbre, azufre, cobre, hierro, grafito, magnesio, plomo, yeso, etc.
- **Alimentos y Productos de Origen Vegetal.** Azúcar, aceitunas, algodón, café, cacao, guisantes, harinas, papas, maíz, nueces, remolachas, etc.³

1.4 ESTUDIO DE FACTIBILIDAD.

El presente estudio determina una óptima y calificada demostración de que es viable realizar el diseño de una banda transportadora telescópica con los parámetros solicitados, ya que por medio de cálculos se llega a la viabilidad en el diseño del presente proyecto. Debido a la necesidad de implementar en la industria en este caso alimenticia métodos y procesos que faciliten y mejoren adecuadamente la producción en un porcentaje mayor, teniendo en cuenta calidad y eficiencia en beneficio del consumidor final, adecuando normas, automatizando procesos, se implementa herramientas que mejoren la producción.

Por ello es importante en la industria contar con el mejoramiento de cada proceso, por lo que se toma en cuenta el automatizar y dar unos parámetros para el diseño de una transportadora de banda telescópica que ayudará y facilitará una adecuada producción en la industria alimenticia.

1.5 ANALISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.

1.5.1 ALTERNATIVA 1. TRANSPORTADOR DE BANDA DE CAUCHO.

Las bandas transportadoras de goma, son las bandas de uso más común. Están constituidas por varias capas de tejidos engomados separados por capas de goma intermedia para mejorar su flexibilidad, recubiertas de caucho del grueso y calidad deseada según el trabajo a realizar y el tipo de material a transportar.

³ <http://www.monografias.com/trabajos58/disenio-cintas-transportadoras>

Normalmente se fabrican en tejidos de poliéster/poliamida (EP) que es el material que proporciona más resistencia a la rotura y al impacto. El revestimiento exterior de caucho se puede fabricar en distintas calidades: antiabrasivo, resistente a la temperatura, anti aceite, alimentario (de color blanco) etc.

Las bandas transportadoras de goma se dividen en 3 tipos:

- Lisas: Para transporte horizontal.
- Rugosas: Para transporte horizontal e inclinado de productos manufacturados, equipajes, paquetería, etc.
- Nervadas: Para transporte inclinado; que según el material a transportar puede llegar hasta 45° de inclinación.

1.5.2 ALTERNATIVA 2. TRANSPORTADOR DE RODILLOS METALICOS.

El transportador de rodillos es un dispositivo que, como su nombre lo indica, utiliza rodillos metálicos para facilitar el manejo y traslado de una gran diversidad de objetos, tales como cajas, tarimas, llantas, tambos, paquetes, etc. dentro de una gran diversidad de procesos industriales siempre y cuando que cumplan la condición de contar con un fondo regular. En caso contrario, suelen emplearse otro tipo de dispositivos como el transportador de banda, el transportador helicoidal, etc.



Fuente: <http://www.juvisa.net/img/transportador-tablillas.jpg>

Fig. 1.2 Transportador de rodillos metálicos

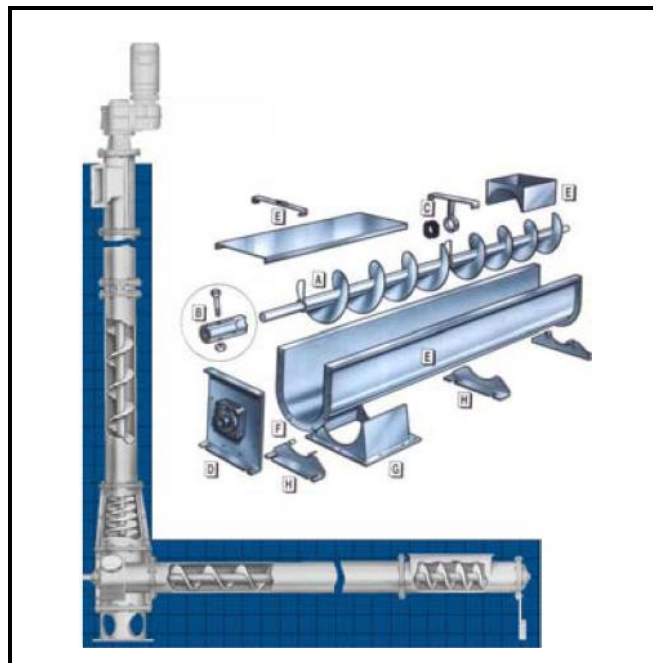
1.5.3 ALTERNATIVA 3. TRANSPORTADOR DE TORNILLO SIN FIN.

Las ventajas que presenta este sistema es:

- Son compactos.
- Presentan un diseño modular que es de fácil instalación.
- Tienen la facilidad de soportar altas temperaturas.
- Fácil hermeticidad.
- Extremadamente versátiles.
 - Dosificadores.
 - Agitadores o Mezcladores.
- Varias zonas de carga y descarga.

Desventajas:

- No grandes tamaños.
- Materiales no frágiles y delicados.
- Contaminación del material.
- Distancia de hasta de 50 m.



Fuente: <http://www.bandasyvulcanizacion.com/html/bandas.html>

Fig. 1.3 Transportador de Tornillo sin fin

1.6 SELECCIÓN DE BANDA TRANSPORTADORA ÓPTIMA

Para el adecuado diseño de la Banda Transportadora Telescopio, debido a la exigencia de cargar y descargar productos de harina de trigo por intermedio de una banda que pueda desplazarse y encoger toda su longitud, de manera que con todas las necesidades que se aborde a continuación se detalla un cuadro de selección del más conveniente sistema de transporte de los productos de harina de trigo, además con los cálculos se demostrará que es el sistema más adecuado según el requerimiento.

- Transportador de Rodillos Metálicas (Alternativa 1).
- Transportador de Banda de Caucho (Alternativa 2).
- Transportador de Tornillo sin Fin (Alternativa 3).

Nº	CRITERIO DE COMPARACIÓN	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	IDEAL
1	Peso	4	5	3	5
2	Costo	5	5	4	5
3	Factibilidad de Construcción	4	4	4	5
4	Factibilidad de Ensamblaje	5	5	5	5
5	Resistencia Altas T°	4	4	4	5
6	Refacciones	4	5	4	5
7	Vida Útil	4	4	4	5
8	Confiabilidad del sistema	4	5	3	5
Total		34	37	31	40
Índice Porcentual		85 %	92.5 %	77.5 %	100 %
Orden de Selección		2	1	3	

Tabla 1.1 Selección de alternativas

Conclusión.- Mediante el respectivo análisis de alternativas se procede a la selección de la alternativa 2, por su alta confiabilidad en el sistema, la factibilidad de mantenimiento y sobre todo en la capacidad de transportar productos.

1.7 CLASIFICACIÓN DE TIPO DE BANDA.

La selección de la banda se realiza por las siguientes disposiciones:

- Por el tipo de tejido
- Por la disposición del tejido
- Por el aspecto de la superficie portante de la carga

1.7.1 POR EL TIPO DE TEJIDO.

- De algodón.
- De tejidos sintéticos.
- De cables de acero.

1.7.2 POR LA DISPOSICIÓN DEL TEJIDO.

- De varias telas o capas.
- De tejido sólido.

1.7.3 POR EL ASPECTO DE LA SUPERFICIE PORTANTE DE LA CARGA.

- Lisas.
- Rugosas.
- Con nervios, tacos o bordes laterales vulcanizados.

1.8 CONSTITUCIÓN DE LA BANDA.

Para soportar adecuadamente todas las cargas y esfuerzos, la banda está formada por dos componentes básicos:

- **El Tejido o Carcasa.-** Transmite los esfuerzos.
- **Los Recubrimientos.-** Soportan los impactos y erosiones.

1.8.1 TEJIDO O CARCASA.

Los tejidos empleados en la actualidad son:

Nombre	Designación Abreviada
Algodón	B
Rayón	Z
Poliéster	E
Poliamida	P
Cables De Acero	St

Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos58/disenocintas-transportadoras>

Tabla 1.2 Factor de Servicio por transmisión de Cadenas

1.8.2 RECUBRIMIENTOS.

Los recubrimientos de goma sirven para unir los elementos constitutivos de la carcasa y constan de dos partes, la superior y la inferior.

Como se ha dicho, la goma es el elemento básico de los recubrimientos; tomando en consideración las propiedades mecánicas de resistencia, alargamiento y abrasión, las Normas DIN 22102 y 22131⁴, han establecido las categorías W, X, Y, Z, las cuales se indican en la Tabla 1.3.

LETRA DISTINTIVA	ROTURA (N/MM ²)	ALARG.ROTURA(%)	ABRASIÓN (MM ³)
W	18	400	90
X	25	450	120
Y	20	400	150
Z	15	350	250

Fuente: http://www.kauman.com/es/products/bm_calidades_es.asp

Tabla 1.3 Propiedades de los recubrimientos W, X, Y y Z

⁴ Catálogo de Bandas de Goma DEPREUX – DeltaFlam – Cobra, pag # 3 de 6

1.9 PARÁMETROS PREVIOS AL DISEÑO.

1.9.1 TIPOS RODILLOS Y SOPORTES.

La clasificación de los tipos de rodillos es:

Rodillos de Alineación.

Sirven para alinear la banda dentro de la propia instalación.

Rodillos de Impacto.

Están recubiertos de discos de goma para absorber los golpes provocados por la caída de bloques en las tolvas de recepción.

Rodillos de Retorno.

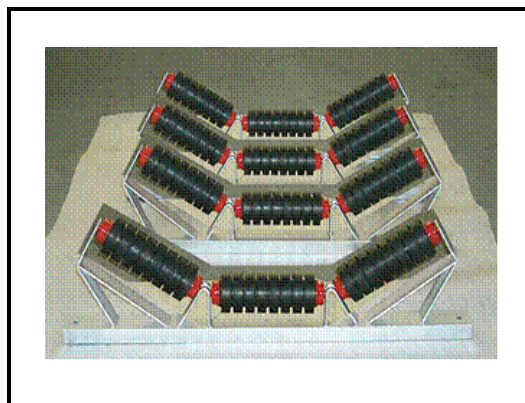
Están formados con discos de goma.

Rodillo Cilíndrico.

Tienen la superficie exterior lisa, tal como la obtenida mediante el empleo de tubos de acero; es el más empleado.

Rodillo Cilíndrico con Aros de Goma.

Son adecuados para soportar los fuertes impactos del material en las zonas de carga, mientras que si se montan en los rodillos de retorno, deben ser adecuados para facilitar la limpieza de la banda



Fuente:<http://www.monografias.com/trabajos58/disenocintas-transportadoras>

Fig. 1.4. Rodillos de Impacto



Fuente:<http://www.monografias.com/trabajos58/disen%C3%B3-cintas-transportadoras>

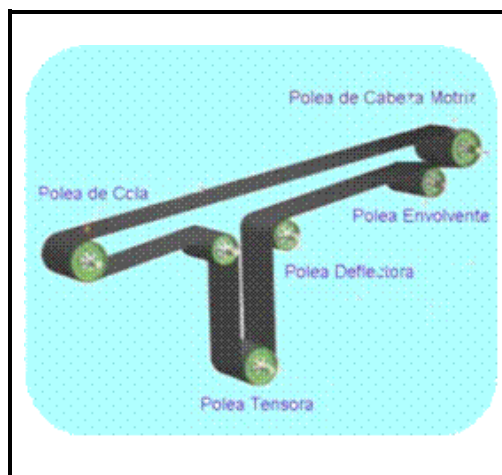
Fig.1.5 Rodillo de reenvío

1.10 TENSORES DE BANDA.

1.10.1 FUNCIONES PRINCIPALES.

Los mecanismos de tensado cumplen las siguientes funciones:

- Lograr el adecuado contacto entre la banda y el tambor motriz.
- Evitar derrames de material en las proximidades de los puntos de carga, motivados por falta de tensión en la banda.
- Compensar las variaciones de longitud producidas en la banda, estas variaciones son debidas a cambios de tensión en la banda.
- Mantener la tensión adecuada en el ramal de retorno durante el arranque.



Fuente:<http://www.monografias.com/trabajos58/disen%C3%B3-cintas-transportadoras>

Fig1.6. Dispositivos de Tensado

1.10.2 TIPOS DE TENSORES.

Se clasifican:

- Por su forma constructiva
- Por la forma de aplicar la fuerza tensora
- Por el equipo mecánico que aplica la fuerza
- Por la situación del equipo de tensado

1.10.2.1 Por su forma constructiva.

- De lazo sencillo
- De lazo múltiple

1.10.2.2 Por la forma de aplicar la fuerza tensora.

- Automática
- Fija

1.10.2.3 Por el equipo mecánico que aplica la fuerza.

- Gravedad
- Husillo
- Cabrestante manual fijo
- Cabrestante eléctrico fijo
- Cabrestante eléctrico automático

1.10.2.4 Por la situación del equipo de tensado.

- En cabeza
- En cola

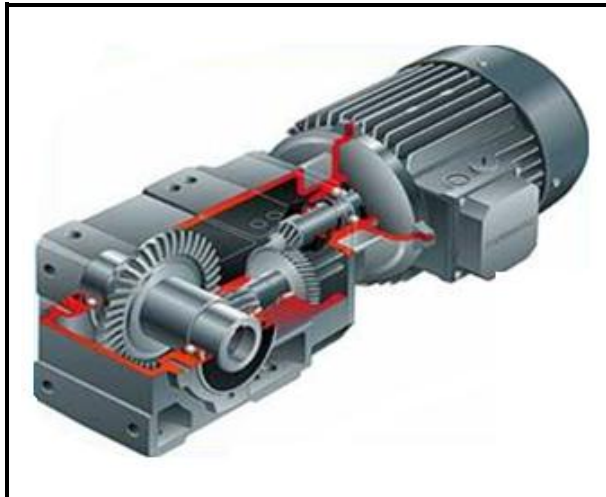
1.11 REDUCTORES

Se tiene los siguientes:

- Reductores Suspendidos
- Reductores Clásicos

1.11.1 REDUCTORES SUSPENDIDOS.- Son de montaje flotante.

Esta disposición presenta la ventaja de precisar un espacio reducido, suprimiendo la alineación entre el tambor y reductor, el inconveniente es el de tener que desmontar el conjunto cuando se tiene que sustituir el tambor.



Fuente:<http://www.monografias.com/trabajos58/disenio-cintas-transportadoras>

Fig.1.7. Reductores Suspendidos

1.11.2 REDUCTORES CLÁSICOS

Estos reductores son utilizados en las grandes instalaciones. La variante en reducción planetaria presenta la ventaja de un espacio más reducido.

Esta disposición con acoplamiento de dientes mecanizados permite, mediante el desacoplamiento, la intervención rápida sobre un grupo y la marcha a bajo régimen del otro grupo, en el caso de un tambor motriz con grupos dobles de accionamiento.

1.12 CATALINAS Y CADENAS

Las catarinas forman parte de las transmisiones por cadenas. El tipo de catarina debe adaptarse a la cadena utilizada en la transmisión por cadena. Hay tres tipos de catarinas distintas, según el sistema de fijación en el eje. SKF ofrece catarinas con agujero terminado y enchavetado, en bruto y para casquillo cónico. Además, SKF también suministra catarinas sencillas emparejadas.⁵



Fuente: http://www.skf.com/portal/skf_mx

Fig. 1.8 Sistemas de Piñón Catarina

Las catarinas con agujero terminado y enchavetado deben montarse en un eje con una chaveta similar, que se ajuste a la catarina. Las catarinas con agujero en bruto se fijan en el eje con un casquillo o cubo, mientras que aquellas para casquillo cónico, se fijan en el eje con un casquillo cónico.

⁵ http://www.skf.com/portal/skf_mx/home/products

1.12.1 CADENAS.

Las cadenas SKF de la gama de transmisión de potencia son adecuadas para muchos equipos e incluyen cadenas de transmisión, para trabajos pesados, de doble paso, de ingeniería, silenciosas, para aplicaciones petrolíferas, de placas múltiples y para TRANSPORTADORES.⁶



Fuente: http://www.skf.com/portal/skf_mx

Fig. 1.9 Sistema de Cadena

La gama comprende varias cadenas especiales fabricadas de distintos materiales o con dispositivos de sujeción adicionales. Las cadenas proporcionan una transmisión de potencia uniforme y eficiente con una baja fricción y una transmisión eslabón a eslabón, que es esencial en transmisiones síncronas.

Las cadenas para trabajos pesados tienen una resistencia a la tracción máxima mayor que las cadenas estándar. Típicamente se usan en aplicaciones sometidas a cargas de choque, con requisitos de larga duración.

Las cadenas para transportadores se fabrican para una amplia gama de aplicaciones en industrias de todo el mundo.

Todas esas cadenas están clasificadas según las dos normas principales para dicho producto, el estándar norteamericano (ANSI) y el británico (BS-ISO).

⁶ http://www.skf.com/portal/skf_mx/home/products

1.13 TIPOS DE ACERO.

Este sistema de clasificación de los aceros considera como base la composición química de los aceros, los que a su vez, podrían ser considerados en los siguientes subgrupos:

- **Aceros al Carbono:** aquellos aceros en los que está presente el Carbono y los elementos residuales, como el Manganeso, Silicio, Fósforo y Azufre, la cantidad de Carbono de estos aceros varía entre 0,15% a 0,40%, en cantidades consideradas como normales.

De esta forma, los aceros al Carbono comunes, simplemente laminados y sin ningún tratamiento térmico, son plenamente satisfactorios y constituyen un porcentaje considerable dentro de los aceros estructurales.



Fuente: www.normasaceroestructural.com

Fig. 1.10 Ejemplo de Acero Estructural (Puente)

Los requisitos fundamentales que deben cumplir estos aceros, son los siguientes:

- Ductilidad y homogeneidad.
- Valor elevado de la relación resistencia mecánica/límite de fluencia.
- Soldabilidad.
- Apto para ser cortado por llama, sin endurecimiento.
- Resistencia a la corrosión, razonable.

En las estructuras, los perfiles de acero al Carbono utilizados son los más diversos, sobresaliendo los siguientes: barras redondas, cuadradas, hexagonales, planas, ángulos, canales, perfiles doble T, etc.

- **Aceros de baja aleación:** aquellos aceros en que los elementos residuales están presentes arriba de cantidades normales, o donde están presentes nuevos elementos aleantes, cuya cantidad total no sobrepasa un valor determinado (normalmente un 3,0 al 3,5%). En este tipo de acero, la cantidad total de elementos aleantes no es suficiente para alterar la microestructura de los aceros resultantes, así como la naturaleza de los tratamientos térmicos a que deben ser sometidos.

- **Aceros de alta aleación:** aquellos aceros en que la cantidad total de elementos aleantes se encuentra, en el mínimo, de un 10 a 12%. En estas condiciones, no sólo la microestructura de los aceros correspondientes puede ser profundamente alterada, sino que igualmente los tratamientos térmicos comerciales sufren modificaciones, exigiendo técnicas, cuidados especiales y frecuentemente, múltiples operaciones.

- **Aceros de media aleación:** aquellos aceros que pueden ser considerados un grupo intermedio entre los dos anteriores.

1.14 TIPOS DE ANCLAJES

El diseño de los anclajes en hormigón se debe ocupar tanto de la resistencia del acero de los anclajes como de aquella asociada con la porción de los anclajes que está empotrada. La menor de estas dos resistencias será la que determine el diseño.

La resistencia del acero de un anclaje depende de las propiedades del acero y del tamaño del anclaje. La resistencia de la porción empotrada del anclaje depende de su longitud de empotramiento, de la resistencia del hormigón, de la proximidad de otros anclajes, de la distancia a los bordes libres, y de las características del extremo empotrado del anclaje. (*Ver Anexo 3*)

1.14.1 Clasificación de tipos de anclajes

- Anclaje con cabeza,
- Anclaje con gancho,
- Anclaje de expansión,
- Anclaje rebajado,
- Anclaje en U

1.15 TIPOS DE SOLDADURA

La soldadura es un proceso de unión entre metales por la acción del calor, con o sin aportación de material metálico nuevo, dando continuidad a los elementos unidos. Los efectos de la soldadura resultan determinantes para la utilidad del material soldado.⁷

El metal de aportación y las consecuencias derivadas del suministro de calor pueden afectar a las propiedades de la pieza soldada. Deben evitarse porosidades y grietas añadiendo elementos de aleación al metal de aportación, y sujetando firmemente las piezas que se quieren soldar para evitar deformaciones. También puede suceder que la zona afectada por el calor quede dura y quebradiza. Para evitar estos efectos indeseables, a veces se realizan precalentamientos o tratamientos térmicos posteriores. Por otra parte, el calor de la soldadura causa distorsiones que pueden reducirse al mínimo eligiendo de modo adecuado los elementos de sujeción y estudiando previamente la secuencia de la soldadura.

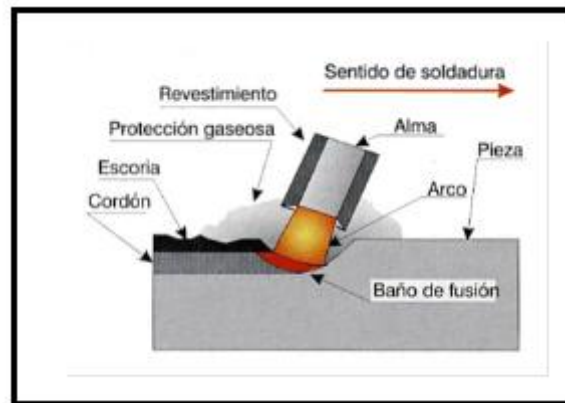
1.15.1 Clasificación de los tipos de soldadura

Se pueden distinguir primeramente los siguientes tipos de soldadura:

- **Soldadura heterogénea.** Se efectúa entre materiales de distinta naturaleza, con o sin metal de aportación: o entre metales iguales, pero con distinto metal de aportación. Puede ser blanda o fuerte.

⁷ www.html.rincondelvago.com/tipos-de-soldadura.html

- **Soldadura homogénea.** Los materiales que se sueldan y el metal de aportación, si lo hay, son de la misma naturaleza. Puede ser oxiacetilénica, eléctrica (por arco voltaico o por resistencia), etc. Si no hay metal de aportación, las soldaduras homogéneas se denominan autógenas.



Fuente: www.procedimientosoldadura.com

Fig. 1.11 Soldadura por arco eléctrico

Por soldadura autógena se entiende aquella que se realiza sin metal de aportación, de manera que se unen cuerpos de igual naturaleza por medio de la fusión de los mismos; así, al enfriarse, forman un todo único.

1.16 AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL

1.16.1 VARIADORES DE VELOCIDAD

El motor de corriente alterna, a pesar de ser un motor robusto, de poco mantenimiento, liviano e ideal para la mayoría de las aplicaciones industriales, tiene el inconveniente de ser un motor rígido en cuanto a su velocidad.

El variador de frecuencia regula la misma del voltaje aplicado al motor, logrando modificar su velocidad. Sin embargo, simultáneamente con el cambio de frecuencia, debe variarse el voltaje aplicado al motor para evitar la saturación del flujo magnético con una elevación de la corriente que dañaría el motor.⁸

⁸ http://es.wikipedia.org/wiki/Variador_de_velocidad

1.16.2 APLICACIONES DE LOS VARIADORES DE FRECUENCIA

Los variadores de frecuencia tienen sus principales aplicaciones en los siguientes tipos de máquinas:

- **Transportadoras.** Controlan y sincronizan la velocidad de producción de acuerdo al tipo de producto que se transporta, para dosificar, para evitar ruidos y golpes en transporte de botellas y envases, para arrancar suavemente y evitar la caída del producto que se transporta, etc.
- **Bombas y ventiladores centrífugos.** Controlan el caudal, uso en sistemas de presión constante y volumen variable.
- **Bombas de desplazamiento positivo.** Control de caudal y dosificación con precisión, controlando la velocidad. Por ejemplo en bombas de tornillo, bombas de engranajes.

1.17 PLC (Controlador Lógico Programable)

Se entiende por **Controlador Lógico Programable (PLC)**, o Autómata Programable, a toda máquina electrónica, diseñada para controlar en tiempo real y en medio industrial procesos secuenciales. Su manejo y programación puede ser realizada por personal eléctrico o electrónico sin conocimientos informáticos. Realiza funciones lógicas: series, paralelos, temporizaciones, cuentas y otras más potentes como cálculos, regulaciones, etc.⁹



Fuente: http://upload.wikimedia.org/Siemens_Simatic_S7-416-3.jpg

Fig. 1.12 PLC (Siemens_Simatic_S7)

⁹ http://es.wikipedia.org/wiki/Controlador_1%C3%B3gico_programable

1.17.1 EJEMPLOS DE APLICACIONES GENERALES

1.17.1.1 MÁQUINAS

- Industria del mueble y madera.
- En procesos de grava, arena y cemento.
- En la industria del plástico.
- Máquinas- herramientas complejas.

1.17.1.2 INSTALACIONES

- De aire acondicionado, calefacción
- De seguridad.
- De frío industrial.
- De almacenamiento y trasvase de cereales.
- De plantas embotelladoras, etc.

1.17.1.3 SEÑALIZACIÓN Y CONTROL

- Chequeo de programas.
- Señalización del estado de procesos.

1.17.2 VENTAJAS

- La lista de materiales queda sensiblemente reducida.
- Posibilidad de introducir modificaciones sin cambiar el cableado ni añadir aparatos.
- Mínimo espacio de ocupación.
- Menor coste de mano de obra de la instalación.
- Posibilidad de gobernar varias máquinas con un mismo PLC.
- Menor tiempo para la puesta en funcionamiento del proceso al quedar reducido el tiempo de cableado.

1.17.3 INCONVENIENTES.

- Necesidad de un programador, lo que obliga a adiestrar a uno de los técnicos en tal sentido.
- Pero hay otro factor importante, como el costo inicial, que puede o no ser un inconveniente, según las características del automatismo en cuestión. Dado que el PLC cubre ventajosamente un amplio espacio entre la lógica cableada y el microprocesador, es preciso que el proyectista lo conozca tanto en su amplitud como en sus limitaciones. Por tanto, aunque el coste inicial debe ser tenido en cuenta a la hora de decidirnos por uno u otro sistema, conviene analizar todos los demás factores para asegurarnos una decisión acertada.

CAPITULO II

CÁLCULOS Y DISEÑO

2.1 GENERALIDADES.

En el presente capítulo se determinará el cálculo y diseño de la banda transportadora telescópica, los parámetros iniciales son capacidad de carga, velocidad de trabajo de mesas y banda, el diseño de la estructura teniendo en cuenta la longitud, ancho y altura.

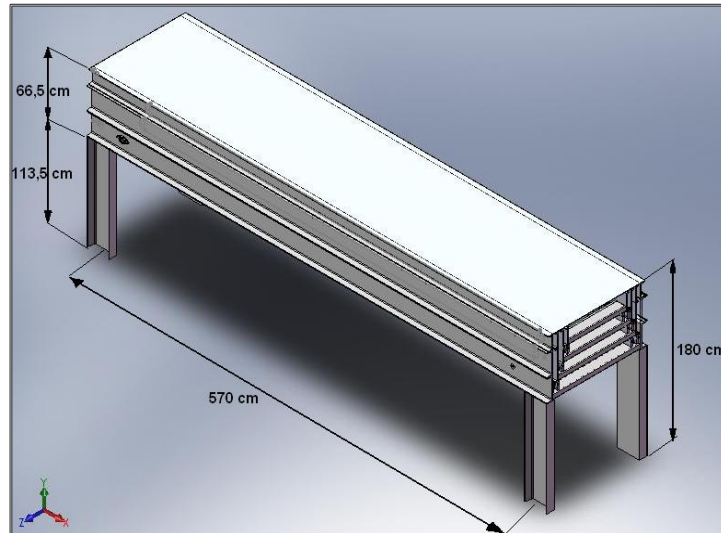
Se efectúa la descomposición de todas las fuerzas que intervienen en la banda transportadora con la finalidad de realizar un análisis de cada uno de los elementos que componen la banda transportadora telescópica, por medio de cálculos y diseño se selecciona los perfiles adecuados que soporten la carga en la estructura, también se analiza y se efectúa el cálculo de columnas, ejes, planchas, rodillos, tipos de chumaceras, transmisión de movimiento a través de piñón cadena, análisis de soldadura, elementos de sujeción, sujetadores, sistema electromecánico y con el análisis realizado se considerará los esfuerzos determinados en los cálculos anteriores, para establecer un excelente diseño y selección de materiales, componentes mecánicos de esta forma se garantizan tener un diseño óptimo de la banda transportadora telescópica.

2.2 PARAMETROS DE DISEÑO.

- La altura total de la banda telescopio será de 1,80m.
- Longitud de 5,7 m.
- Longitud Final 21m (Desplazamiento total de Mesas).
- 15 m de movimiento lineal.
- Carga Máxima Total 3500 lbs.
- Con una velocidad de trabajo de 80 rpm. (Movimiento de Mesas de Banda Transportadora Telescopio).

2.2.1 DIMENSIONAMIENTO DE BANDA TRANSPORTADORA TELESCOPIO.

La figura 2.1 se observa las dimensiones de la banda transportadora telescopio.

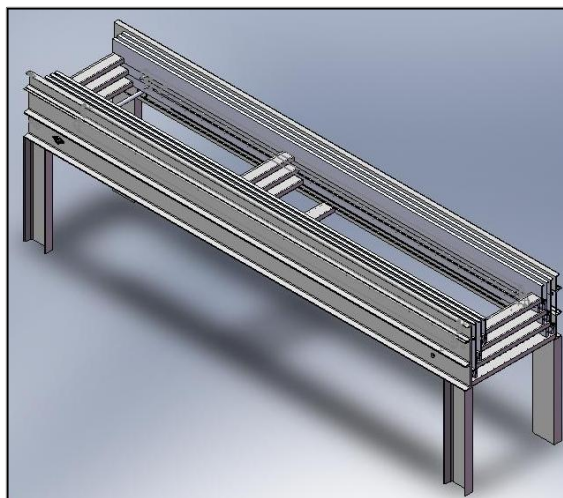


Fuente: Los Autores

Fig. 2.1 Dimensiones de Banda Transportadora Telescopio.

2.3 DISEÑO DE ESTRUCTURA DE BANDA TRANSPORTADORA TELESCOPIO.

El diseño de la estructura de la Banda Transportadora Telescopio se inicia de un modelo preliminar como se muestra en la figura 2.2, para posteriormente por medio de cálculos reafirmar que nuestro diseño cumpla las condiciones requeridas.

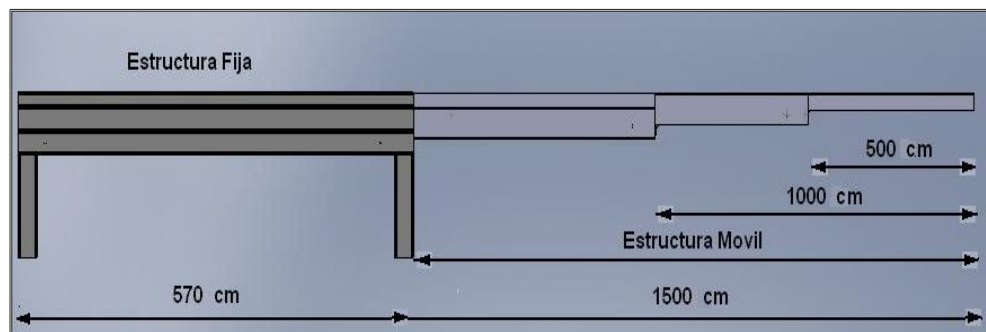


Fuente: Los Autores

Fig. 2.2 Estructura de Banda Transportadora Telescopio.

2.3.1 SELECCIÓN DE ELEMENTOS PARA ANÁLISIS Y DESCOMPOSICIÓN DE FUERZAS.

En la figura 2.3 se considera para el diseño y el análisis, que la Banda Transportadora Telescopio esta desplazada totalmente por lo que partiendo de una longitud mínima a su longitud máxima se ejecutará el cálculo.

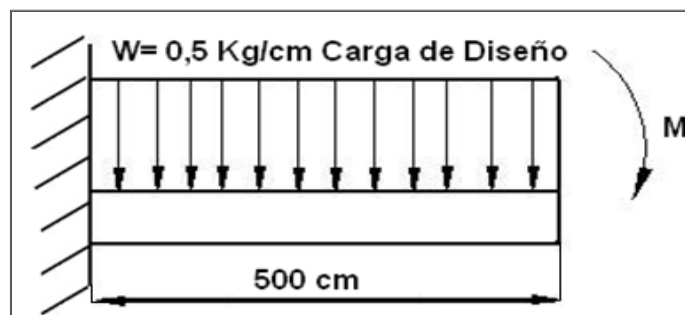


Fuente: Los Autores

Fig. 2.3 Vista Frontal de Banda Transportadora Telescopio.

Primera Distancia de Análisis.

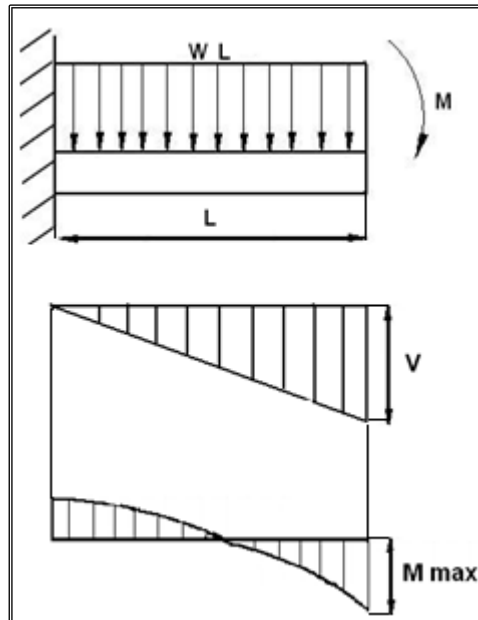
En la figura 2.4 se muestra el primer intervalo de análisis con una carga distribuida, también se considera en el primer intervalo y posteriores distancias de la estructura de análisis una carga de trabajo de **3500 Lb**. Que para el cálculo se considera la carga de $1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$ por tomar el valor de un extremo la carga definitiva es $0,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} = 50 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$



Fuente: Los Autores

Fig. 2.4 Diagrama de momento para un primer tramo de análisis.

En la figura 2.5 se observa el diagrama de momentos para el primer intervalo de análisis, donde para el cálculo de los momentos se utiliza las fórmulas del Manual de AISC¹⁰. (Ver anexo 3)



Fuente: Los Autores

Fig. 2.5 Diagrama de Momentos

$$\mathbf{M_{max}} = \frac{W L^2}{3} \quad [\text{Ec. 2.1}]$$

$$M_{\max} = \frac{\left(0,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}\right) (500 \text{ cm})^2}{3} = 41666,67 \text{ Kg cm}$$

$$\mathbf{M_1} = \frac{W L^2}{6} \quad [\text{Ec. 2.2}]$$

$$M_1 = \frac{\left(0,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}\right) (500 \text{ cm})^2}{6} = 20883,33 \text{ kg cm}$$

¹⁰ AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, Manual of Steel Construction Load and Resistance Factor Design, Chicago, AISC, 1994, pag 2-302.

Con la Ecuación 2.3 se obtiene un momento total para el cálculo del módulo de sección requerida.

$$\mathbf{MT = Mmax + M1} \quad [\text{Ec. 2.3}]$$

$$MT = 41666,67 \text{ Kg cm} + 20883,33 \text{ kg cm} = 62500 \text{ kg cm}$$

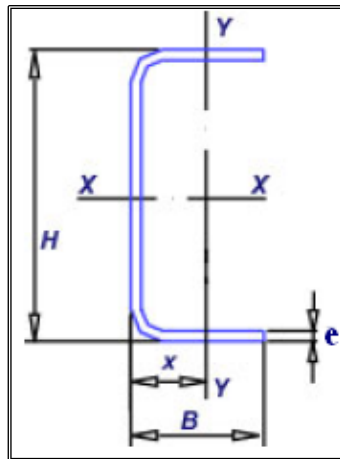
Para el acero ASTM A-36 el esfuerzo permisible es $F_b = 24 \text{ Klb/plg}^2$. Con la ecuación 2.4 se realiza el cálculo para encontrar el Módulo de Sección Requerida, con la que se selecciona en tablas del manual de la AISC en el (ANEXO 3), el perfil C que nos será de utilidad en la elección óptima del perfil a utilizar¹¹.

$$\mathbf{S_x = \frac{MT}{F_b}} \quad [\text{Ec. 2.4}]$$

$$S_x = \frac{62500 \text{ kg cm} \times \frac{1 \text{ plg}}{2,54 \text{ cm}}}{2400 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} \times \frac{1 \text{ kg}}{2,2 \text{ lb}}} = 2,25 \text{ plg}^3 \approx 3 \text{ plg}^3$$

Según Manual de la AISC en el (ANEXO 3) se selecciona el Perfil **C 5 x 6,7**

En el Mercado el Perfil con idénticas características según catálogo de DIPAC, (ANEXO 3) Con una calidad del Acero ASTM A-36 es:



Fuente: Catálogo de DIPAC "Perfiles C"

Altura (H) = 125 mm, Ancho (B) = 50 mm, Espesor (e) = 6 mm

¹¹ AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, Manual of Steel Construction Load and Resistance Factor Design, Chicago, AISC, 1994, pag 1-40.

Comprobación

$$f_b(\sigma) = 0,66 S_y = 0,66 (36 \text{ KSI}) = 23,76 \text{ Klb/plg}^2$$

$$F_b[\sigma] = \frac{M_t}{S_x} \quad [\text{Ec. 2.5}]$$

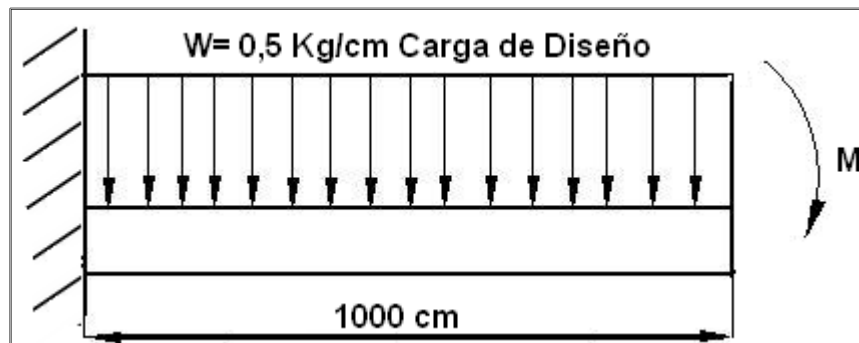
$$F_b[\sigma] = \frac{62500 \text{ kg cm} \times \frac{1 \text{ plg}}{2,54 \text{ cm}} \times \frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}}}{2,25 \text{ plg}^3} = 24,05 \frac{\text{klb}}{\text{plg}^2}$$

$$\sigma \leq [\sigma]$$

$$23,76 \text{ Klb/plg}^2 \leq 24,059 \text{ Klb/plg}^2$$

Segunda Distancia de Análisis

En la figura 2.6 se realiza una representación donde se especifica la distancia y la carga distribuida en el intervalo de análisis.

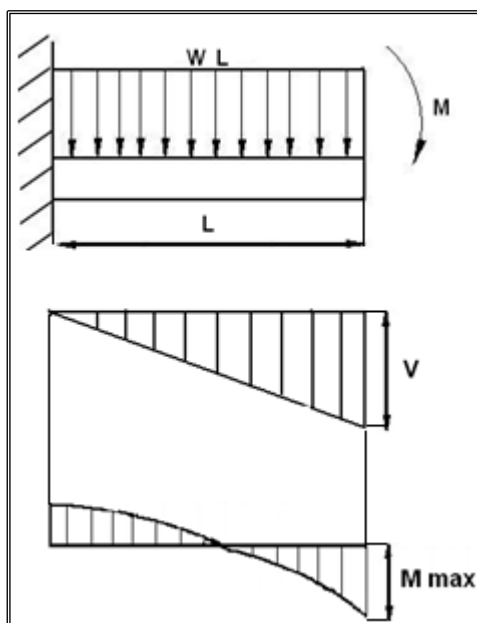


Fuente: Los Autores

Fig. 2.6 Diagrama de momento para un segundo tramo de análisis.

En la figura 2.7 se observa el diagrama de momentos para el segundo intervalo de análisis donde para el cálculo de los momentos se utiliza las fórmulas del Manual de AISC¹².(ANEXO 3)

¹² AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, Manual of Steel Construction Load and Resistance Factor Design, Chicago, AISC, 1994, pag 2-302.



Fuente: Los Autores

Fig. 2.7 Diagrama de Momentos

Con la ecuación 2.1 y ecuación 2.2 se obtiene el momento máximo y el momento 1.

$$M_{\max} = \frac{\left(0,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}\right) (100 \text{ cm})^2}{3} = 166666,67 \text{ Kg cm}$$

$$M_1 = \frac{\left(0,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}\right) (100 \text{ cm})^2}{6} = 83333,33 \text{ kg cm}$$

Con la Ecuación 2.3 se obtiene un momento total para el cálculo del módulo de sección requerida.

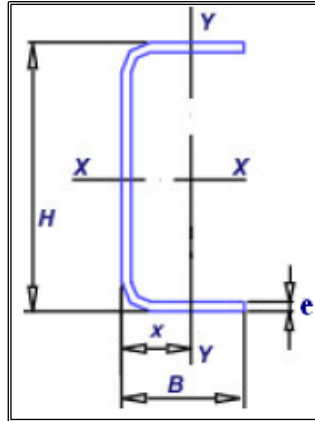
$$M_T = 166666,67 \text{ Kg cm} + 83333,33 \text{ kg cm} = 250000 \text{ kg cm}$$

Para el acero ASTM A-36 el esfuerzo permisible es $F_b = 24 \text{ Klb/plg}^2$. Con la ecuación 2.4 se realiza el respectivo cálculo para encontrar el Módulo de Sección Requerida.

$$S_x = \frac{250000 \text{ kg cm} \times \frac{1 \text{ plg}}{2,54 \text{ cm}}}{2400 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} \times \frac{1 \text{ kg}}{2,2 \text{ lb}}} = 9,02 \text{ plg}^3 \approx 11 \text{ plg}^3$$

Según Manual de AISC en el Anexo 2.1C se selecciona Perfil C **8 x 18,75**

En el Mercado el Perfil con idénticas características según catálogo de DIPAC, ver (ANEXO 3). Con una calidad del Acero ASTM A-36 es:



Fuente: Catálogo de DIPAC "Perfiles C"

Altura (H)= 200 mm, Ancho (B)= 60 mm, Espesor (e) = 8 mm

Comprobación

Con la ecuación 2.5 realizamos la comprobación respectiva:

$$F_b[\sigma] = \frac{M_t}{S_x}$$

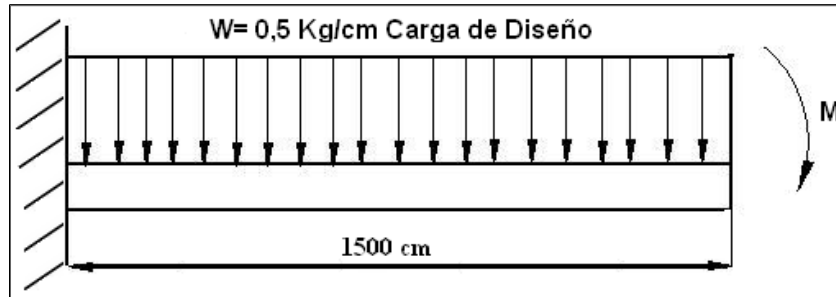
$$F_b[\sigma] = \frac{250000 \text{ kg cm} \times \frac{1 \text{ plg}}{2,54 \text{ cm}} \times \frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}}}{9,2 \text{ plg}^3} = 23,91 \frac{\text{klb}}{\text{plg}^2}$$

$$\sigma \leq [\sigma]$$

$$23,76 \text{ Klb/plg}^2 \leq 23,91 \text{ Klb/plg}^2$$

Tercera Distancia de Análisis

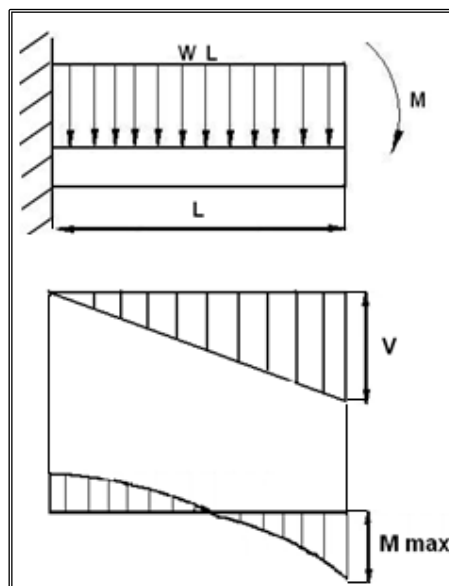
En la figura 2.8 se realiza un diagrama de momentos en el que se especifica la distancia y la carga distribuida en el intervalo de análisis.



Fuente: Los Autores

Fig. 2.8 Diagrama de momento para el tercer intervalo de análisis.

En la figura 2.9 se observa el diagrama de momentos para el tercer intervalo de análisis donde para el cálculo de los momentos se utiliza las fórmulas del Manual de AISC¹³. (Ver ANEXO 3)



Fuente: Los Autores

Fig. 2.9 Diagrama de Momentos

¹³ AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, Manual of Steel Construction Load and Resistance Factor Design, Chicago, AISC, 1994, pag 2-302.

Con la ecuación 2.1 y ecuación 2.2 se obtiene el momento máximo y el momento 1.

$$M_{\max} = \frac{\left(0,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}\right) (1500 \text{ cm})^2}{3} = 375000 \text{ Kg cm}$$

$$M_1 = \frac{\left(0,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}\right) (1500 \text{ cm})^2}{6} = 187500 \text{ kg cm}$$

Con la Ecuación 2.3 se obtiene un momento total para el cálculo del módulo de sección requerida.

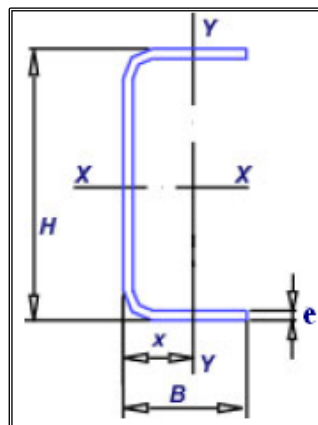
$$M_T = 375000 \text{ Kg cm} + 187500 \text{ kg cm} = 562500 \text{ kg cm}$$

Para el acero ASTM A-36 el esfuerzo permisible es $F_b = 24 \text{ Klb/plg}^2$. Con la ecuación 2.4 se realiza el respectivo cálculo para encontrar el Módulo de Sección.

$$S_x = \frac{562500 \text{ kg cm} \times \frac{1 \text{ plg}}{2,54 \text{ cm}}}{2400 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} \times \frac{1 \text{ kg}}{2,2 \text{ lb}}} = 20,3 \text{ plg}^3 \approx 20,7 \text{ plg}^3$$

Según Manual de AISC, ver (ANEXO 3) se selecciona Perfil **C 10 x 30**

En el Mercado el Perfil con idénticas características según catálogo de DIPAC, ver (ANEXO 3). Con una calidad del Acero ASTM A-36 es:



Fuente: Catálogo de DIPAC "Perfiles C"

Altura (H)= 250 mm, Ancho(B)= 80 mm, Espesor (e)= 12 mm

Comprobación

Con la ecuación 2.5 se realiza la comprobación respectiva:

$$Fb[\sigma] = \frac{Mt}{Sx}$$

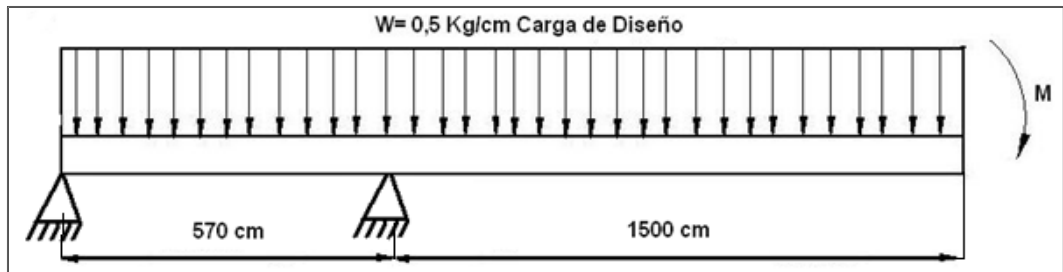
$$Fb[\sigma] = \frac{562500 \text{ kg cm} \times \frac{1 \text{ plg}}{2,54 \text{ cm}} \times \frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}}}{20,3 \text{ plg}^3} = 24 \frac{\text{klb}}{\text{plg}^2}$$

$$\sigma \leq [\sigma]$$

$$23,76 \text{ Klb/plg}^2 \leq 24 \text{ Klb/plg}^2$$

Análisis de Estructura Desplazada Totalmente

Para el cálculo de los momentos se analiza la figura 2.10 donde se puede encontrar la carga distribuida y las distancias para realizar un análisis en el cual se localizará los momentos que intervienen en la distancia final a analizar.

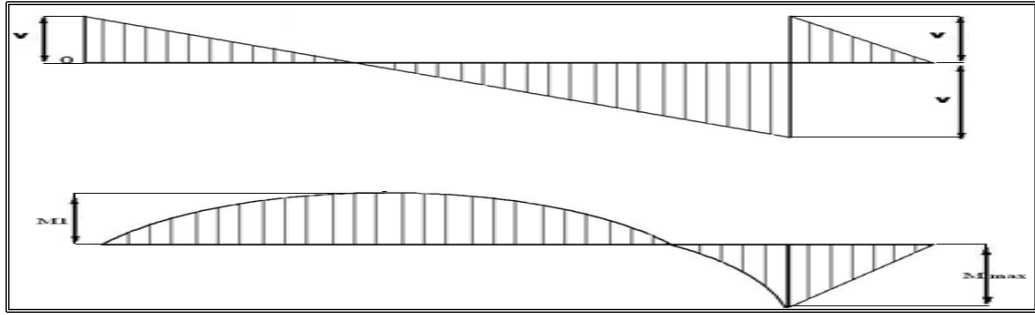


Fuente: Los Autores

Fig. 2.10 Diagrama de Momento Total

En la figura 2.11 se observa el diagrama de momentos para la distancia final donde para el cálculo de los momentos se utiliza las fórmulas del Manual de AISC¹⁴. (Ver ANEXO 3).

¹⁴ AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, Manual of Steel Construction Load and Resistance Factor Design, Chicago, AISC, 1994, pag 2-304.



Fuente: Los Autores

Fig. 2.11 Diagrama de momentos

Con la ecuación 2.6 y ecuación 2.7 se obtiene el momento máximo y el momento 1.

$$M_1 = \frac{W}{8L^2} (1 + a)^2 (1 - a)^2 \quad [\text{Ec. 2.6}]$$

$$M_1 = \frac{0,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}}{8 (570 \text{ cm})^2} (570 + 1500)^2 (570 - 1500)^2 = 712913,59 \text{ kg cm}$$

$$M_2 = \frac{W a^2}{2} \quad [\text{Ec. 2.7}]$$

$$M_2 = \frac{\left(0,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}\right) (1500 \text{ cm})^2}{2} = 562500 \text{ kg cm}$$

Con la Ecuación 2.3 se obtiene un momento total para el cálculo del módulo de sección requerida.

$$MT = 712913,59 \text{ kg cm} + 562500 \text{ kg cm} = 1275413,59 \text{ kg cm}$$

Para el acero ASTM A-36 el esfuerzo permisible es $F_b = 24 \text{ Klb/plg}^2$. Con la ecuación 2.4 se realiza el respectivo cálculo para encontrar el Módulo de Sección Requerida, para seleccionar en tablas del manual de AISC, ver (Anexo 3), el perfil C que nos será de utilidad en la elección óptima del perfil a utilizar¹⁵.

¹⁵ AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, Manual of Steel Construction Load and Resistance Factor Design, Chicago, AISC, 1994, pag 1-40.

$$S_x = \frac{1275413,59 \text{ kg-cm} \times \frac{1\text{plg}}{2,54\text{cm}}}{2400 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} \times \frac{1\text{kg}}{2,2\text{lb}}} = 40,028 \text{ plg}^3 \approx 46,5 \text{ plg}^3$$

Donde:

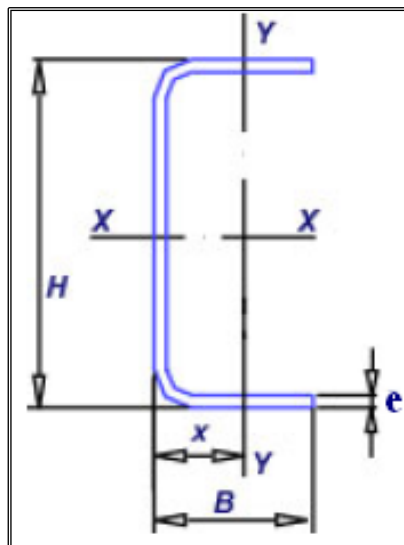
$$S_x = 46,5 \text{ plg}^3$$

$$S_x = 20,7 \text{ plg}^3 \quad 2 \text{ Perfiles Tipo C10 x 30}$$

$$S_x = 5,80 \text{ plg}^3 \quad 1 \text{ Perfil Tipo C6 x 13}$$

Según Manual de AISC, ver ANEXO 3, se selecciona 2 Perfiles **C 10 x 30** y 1 Perfil **C 6 x 13**.

En el Mercado el Perfil con idénticas características según catálogo de DIPAC, (ver ANEXO 3). Con una calidad del Acero ASTM A-36 es:



Fuente: Catálogo de DIAC "Perfil C"

Altura (H) = 250 mm, Ancho (B) = 80 mm, Espesor (e) = 12 mm

En el Mercado el Perfil **C 6 x 13** con idénticas características según catálogo de DIPAC, (ver ANEXO 3). Con una calidad del Acero ASTM A-36 es:

Altura = 150 mm, Ancho= 50 mm, Espesor = 6 mm

Comprobación

Con la ecuación 2.5 se realiza la comprobación respectiva:

$$fb(\sigma) = 0,66 Sy = 0,66 (36 \text{ KSI}) = 23,76 \text{ Klb/plg}^2$$

$$Fb[\sigma] = \frac{Mt}{Sx}$$

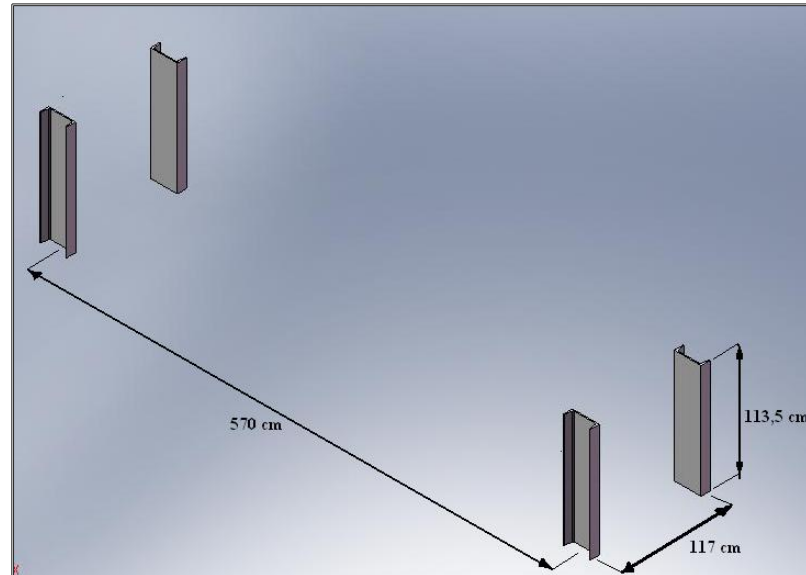
$$Fb[\sigma] = \frac{1275413,59 \text{ kg cm} \times \frac{1 \text{ plg}}{2,54 \text{ cm}} \times \frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}}}{40,028 \text{ plg}^3} = 27,2 \frac{\text{klb}}{\text{plg}^2}$$

$$\sigma \leq [\sigma]$$

$$23,76 \text{ Klb/plg}^2 \leq 27,6 \text{ Klb/plg}^2$$

2.3.2 CÁLCULO DE LOS PERFILES ESTRUCTURALES UPN.

Para el análisis de las columnas se observa en la figura 2.12 un esquema de la distribución de las columnas y la altura de la columna a análisis.



Fuente: Los Autores

Fig. 2.12 Columnas de Estructura.

2.3.3 CÁLCULO DE CARGA.

En el Cuadro 2.1 se muestra el cálculo de la carga muerta de toda la estructura con la finalidad de tener un valor determinado para el análisis de las columnas.

2.3.3.1 Estructura

Perfil	Cantidad	Peso Unitario (lb/pie)	Longitud (pies)	Peso Total (lb)
C5 x 6,5	2	6,7	17,72	237,4
C8 x 18,75	2	18,75	17,72	664,5
C10 x 30	2	30	17,72	1063,2
C10 x 30	4	30	18,7	2244
C6 x 13	2	13	18,7	486,2
				Σ 4695,3 lb = 4,7 Klb = 20,89 KN

Tabla 2.1 Análisis de Carga muerta de Perfiles.

Se muestra en el Tabla 2.2 la carga que representa la utilización de 2 moto reductores.

2.3.3.2 Moto Reductores

Potencia	Peso Aprox.
2 HP	100 kg
7 HP	160 kg
Σ 260 kg = 2,6KN = 572 lb = 0,57 Klb	

Tabla 2.2 Suma de peso de Moto reductor.

2.3.3.3 PLANCHAS

Con la ecuación 2.8 se podrá calcular la carga de todas las planchas que se utiliza en la banda transportadora telescópica. En la Tabla 2.3 se muestra el resumen de las cargas de cada plancha.

$$\text{Peso} = \frac{L \times A \times E \times 7,85}{1 \times 10^6} \quad [\text{Ec. 2.8}]$$

Donde:

L = Largo (mm)

A = Ancho (mm)

E = Espesor (mm)

Tipo	L= Largo (mm)	A= Ancho (mm)	E= Espesor (mm)	Peso Total (kg)
Plancha 1	5700	1170	6	314,1
Plancha 2	5200	1100	6	269,41
Plancha 3	5200	1070	6	262,06
Plancha 4	5200	1000	6	244,92
				Σ 1090,49kg =2,4 Klb = 10,69 KN

Tabla 2.3 Análisis de carga muerta de Planchas.

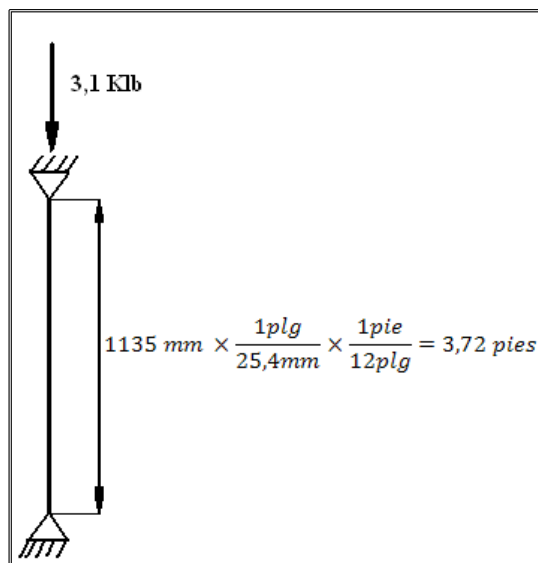
En la Tabla 2.4 se muestra la suma de todas las cargas que va a soportar las columnas de la banda transportadora telescopio.

Tipo de Cargas	Peso (Klb)
Estructura	4,7
Moto reductores	0,57
Carga	3,5
Planchas	2,4
Eje y Bandas	1,2
	12,4 / 4 = 3,1 Klb = 13,8 KN

Tabla 2.4 Sumatoria de las cargas.

2.3.4 CÁLCULO DE PERFIL UPN (COLUMNAS).

Para el cálculo se divide la carga de 12,4 Klb para 4, que es el número de columnas que soportara la banda transportadora telescópica, por lo que para el análisis y selección del perfil UPN se considera una carga de 3,1 Klb como se muestra en la figura 2.13.



Fuente: Los Autores

Fig. 2.13 Columna de Banda Transportadora Telescopio.

En el análisis se considera la calidad del Acero ASTM A-36

Para el cálculo se toma $\frac{kl}{r} = 90$

Con el valor de 90 se selecciona de la tabla C-36 del Manual ASD¹⁶, (ver ANEXO 3), el esfuerzo admisible de $F_a = 18 \frac{klb}{plg^2}$

$$A_{req} = \frac{P}{F_a} \quad [Ec. 2.9]$$

$$A_{req} = \frac{3,1 \text{ klb}}{14,2 \text{ KSI}} = 0,218 \text{ plg}^2$$

$$A_{req} = 0,218 \text{ plg}^2 \times \frac{(2,54 \text{ cm})^2}{1 \text{ plg}^2} = 1,406 \text{ cm}^2$$

De acuerdo con la tabla del catálogo de DIPAC, (ver ANEXO 3) ensayamos con un perfil UPN 100 ($A = 13,5 \text{ cm}^2 = 2,09 \text{ plg}^2$; $I_y = 29,3 \text{ cm}^4$).

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad [Ec. 2.10]$$

$$r = \sqrt{\frac{29,3 \text{ cm}^4}{13,5 \text{ cm}^2}} = 1,47 \text{ cm} \times \frac{1 \text{ plg}}{2,54 \text{ cm}} = 0,58 \text{ plg}$$

$$\frac{kl}{r} = \frac{3,72 \text{ pies} \times 12}{0,58 \text{ plg}} = 76,96$$

Interpolando:

$\frac{kl}{r}$	F_a
76	15,79
76,96	$x = 15,69 \text{ klb}$
77	15,6

[P] = carga permisible

$$[P] = A \times F_a \quad [Ec. 2.11]$$

$$[P] = 2,09 \text{ plg}^2 \times 15,69 \text{ klb} = 32,79 \text{ Klb} > 3,1 \text{ klb}$$

¹⁶ AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, Manual of Steel Construction Load and Resistance Factor Desing, Chicago, AISC, 1994, pag 3-16.

De acuerdo con la tabla del catálogo de DIPAC, (ver ANEXO 3), ensayamos con un perfil UPN 80 ($A = 11 \text{ cm}^2 = 1,7 \text{ plg}^2$; $I_y = 19,4 \text{ cm}^4$).

Con la ecuación 2.10 se calcula el radio de giro.

$$r = \sqrt{\frac{19,4 \text{ cm}^4}{11 \text{ cm}^2}} = 1,32 \text{ cm} \times \frac{1 \text{ plg}}{2,54 \text{ cm}} = 0,52 \text{ plg}$$

$$\frac{kl}{r} = \frac{3,72 \text{ pies} \times 12}{0,52 \text{ plg}} = 85,84$$

Interpolando:

$\frac{kl}{r}$		Fa
85		14,79
85,84	x =	14,68 klb
86		14,67

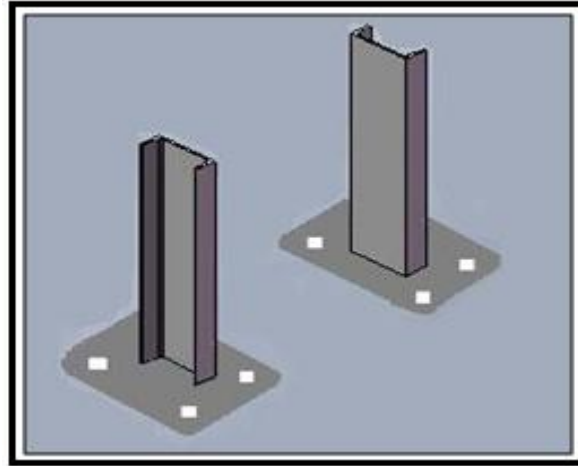
Con ecuación 2.11 se obtiene la carga permisible de.

$$[P] = 1,7 \text{ plg}^2 \times 14,68 \text{ klb} = 24,9 \text{ Klb} > 3,1 \text{ klb}$$

En consecuencia; para el diseño se selecciona un perfil UPN 100 que soporta la carga de toda la estructura.

2.4 DISEÑO DE LA PLACA BASE PARA LA COLUMNA.

La forma que va a ser aplicado en el diseño de la placa base para las columnas es como se muestra en la figura 2.14.

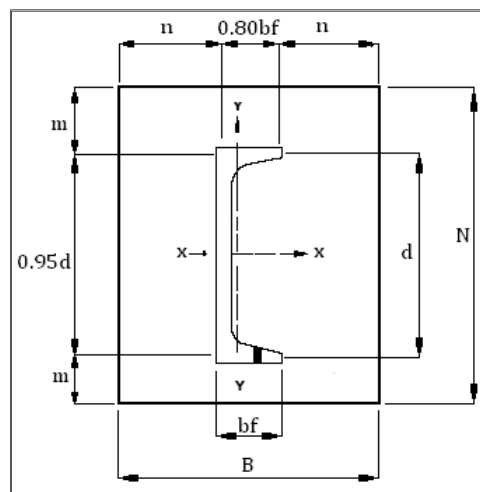


Fuente: Los Autores

Fig. 2.14 Placa Base para Columnas.

2.4.1 CÁLCULO DE PLACA BASE.

Se va a diseñar una placa de base con Acero ASTM A-36 para una columna UPN 100, como se observa en la figura 2.15.



Fuente: Los Autores

Fig. 2.15 Dimensiones usadas en el diseño de placa de base.

Datos:

$$Pa = 3,1 \text{ klb}$$

$$bf = 50 \text{ mm} = 1.97 \text{ plg}$$

$$d = 100 \text{ mm} = 3.94 \text{ plg}$$

Donde:

A1: Área del dado propuesto en plg^2 .

Pa: Carga de trabajo en Klb.

$f'c$: 3 Klb/ plg^2 (Resistencia del concreto a compresión).

Δ : Incremento de Longitud.

N: Longitud de placa.

B: Ancho de placa.

f_p : Presión en la zapata de concreto.

t_p : Espesor de la placa.

Determinación del área de la placa.

$$A_1 = \frac{1}{A_2} \left(\frac{P}{0,35 f'c} \right)^2 \quad [\text{Ec. 2.12}]$$

$$A_1 = \frac{1}{(8)^2} \left(\frac{3.1}{0,35 \times 3} \right)^2 = 0.14 \text{ plg}^2$$

$$A_1 = \frac{P}{0,7f'c} \quad [\text{Ec. 2.13}]$$

$$A_1 = \frac{3.1}{0,7 \times 3} = 1.5 \text{ plg}^2 \leftarrow$$

Dimensiones de la placa

$$\Delta = 0,5(0.95d - 0.8b_f) \quad [\text{Ec. 2.14}]$$

$$\Delta = 0,5(0.95 \times 3,94 - 0.8 \times 1.97) = 1.08 \text{ plg}$$

$$N \approx \sqrt{A_1} + \Delta \quad [\text{Ec. 2.15}]$$

$$N = \sqrt{1.5 \text{ plg}^2} + 1.08 \text{ plg} = 2.30 \text{ plg}$$

Se diseña la longitud de la placa de 4 plg.

$$\mathbf{B} = \frac{\mathbf{A}_1}{\mathbf{N}} \quad [\text{Ec. 2.16}]$$

$$B = \frac{1.5 \text{ plg}^2}{2.30 \text{ plg}} = 0.7 \text{ plg}$$

Para diseño se selecciona 8 plg.

Presión en la zapata de concreto.

$$f_p = \frac{P}{B \times N} \quad [\text{Ec. 2.17}]$$

$$f_p = \frac{3.1}{0.7 \times 2.3} = 1.92 \frac{Klb}{\text{plg}^2}$$

Cálculo de dimensiones m y n

$$\mathbf{m} = \frac{\mathbf{N} - 0.95 \mathbf{d}}{2} \quad [\text{Ec. 2.18}]$$

$$m = \frac{2.3 \text{ plg} - 0.95 \times 3.94 \text{ plg}}{2} = 0.746 \text{ plg}$$

$$\mathbf{n} = \frac{\mathbf{B} - 0.95 \mathbf{b}_f}{2} \quad [\text{Ec. 2.19}]$$

$$n = \frac{0.611 \text{ plg} - 0.80 \times 1.97 \text{ plg}}{2} = 0.45 \text{ plg}$$

Cálculo del espesor de la placa

$$t_p = n \sqrt{\frac{f_p}{0.25 F_y}} \quad [\text{Ec. 2.20}]$$

$$t_p = 0.45 \sqrt{\frac{2.11}{0.25 \times 36}} = 0.217 \text{ plg} = 5 \text{ mm}$$

Por lo tanto las dimensiones de la placa son:

200 mm x 100 mm x 6mm

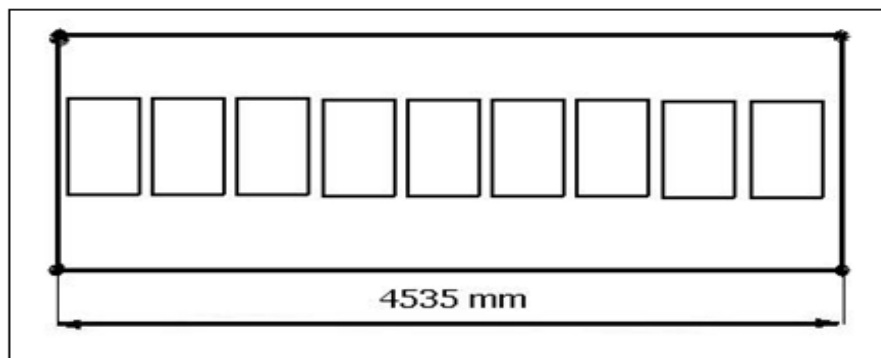
2.5 DISEÑO DE RODILLO PRINCIPAL.

Los rodillos para bandas transportadoras son fabricados normalmente en diámetros desde 4 plg a 7 plg, (ver ANEXO 3) con ejes, carcasa, rodamientos y sellos todos diseñados para uso más pesado a medida que se incrementa el diámetro del rodillo. La selección del diámetro del rodillo está influenciada por la velocidad, peso de la carga total del material como de la banda, tamaño de material y expectativa de vida útil¹⁷.

Para hacer una selección apropiada se deben consultar los catálogos de los fabricantes de rodillos. Sin embargo se puede decir que los rodillos con diámetros de 4 y 5 plg son apropiadas para velocidades de banda de 1,5 m/s (300 pie/min) y 3 m/s (600 pie/min) (Ver ANEXO 3).

Para realizar un estudio óptimo se tomó una longitud base de análisis y un peso determinado que tendrá una caja de dimensiones determinadas.

Con todos los parámetros de diseño se determinó, cuál será la carga que soporte cada rodillo de la Banda Transportadora Telescopio según sus respectivas distancias como se muestra en la figura 2.16.



Fuente: Los Autores

Fig. 2.16 Distancia de distribución de Carga

Se determina una cantidad de cajas para nuestro análisis por la ecuación 2.21.

$$N^{\circ} \text{Cajas} = \frac{\text{Longitud}}{\text{longitud Cajas}} \quad [\text{Ec. 2.21}]$$

¹⁷ www.scribd.com/dismet_industrial/tamboresdecabeza

$$N^{\circ}\text{Cajas} = \frac{435,5 \text{ cm}}{20 \text{ cm}} = 22,67 \approx 22$$

Para el cálculo del peso que soportara los rodillos de la Banda Transportadora se determina con la ecuación 2.22.

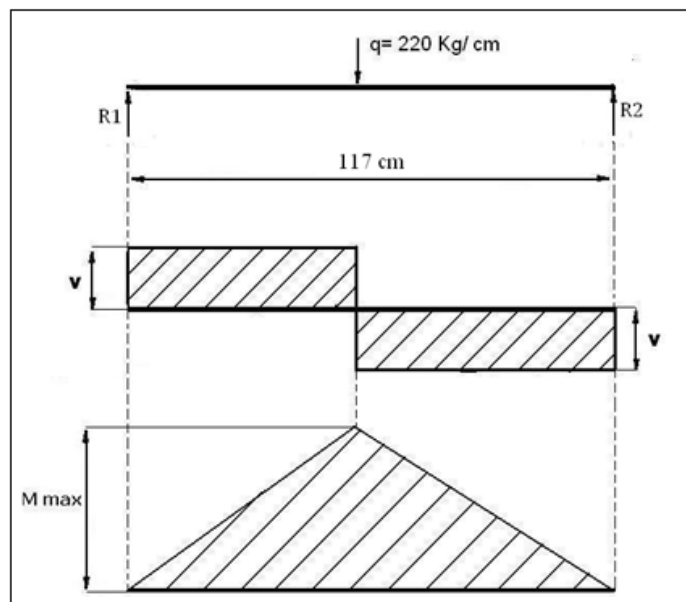
$$q_T = N^{\circ} \text{Cajas} \times \text{Longitud Cajas} \quad [\text{Ec. 2.22}]$$

$$q_T = 22 \times 20 \text{ cm} = 440 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

$$\frac{q_T}{2} = 220 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

2.5.1 ANÁLISIS Y CÁLCULO DE EJE DE SOPORTE DE RODILLO PRINCIPAL.

La carga que se va a soportar el rodillo parte fija es de 220 kg. En la figura 2.17 se muestra el diagrama de momento y reacciones. (Ver ANEXO 3)



Fuente: Los Autores

Fig. 2.17 Diagrama de momento para el rodillo fijo.

Se calcula la carga P con la ecuación 2.23.

$$P = q \times L_{\max} \quad [\text{Ec. 2.23}]$$

Donde:

$$q = 220 \text{ kg/cm}$$

$$L_{\max} = 117 \text{ cm}$$

$$P = 220 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} \times 117 \text{ cm}$$

$$P = 25740 \text{ kg} \times 9,8 \frac{\text{N}}{\text{kg}}$$

$$P = 252252 \text{ N} = 252,25 \text{ KN}$$

Para el cálculo momento máximo que interviene en el rodillo principal se determina con la ecuación 2.24.

$$M = \frac{P \times L}{4} \quad [\text{Ec. 2.24}]$$

$$M = \frac{252252 \text{ N} \times 1,17 \text{ m}}{4} = 73783,71 \text{ Nm}$$

$$M=T$$

En el Cálculo del diámetro de rodillo principal se utiliza la ecuación 2.25. Donde la resistencia a la tensión para el Acero DF2 es $S_y = 353 \times 10^6 \text{ Mpa}$. El factor de seguridad es de 1,85 de acuerdo al esfuerzo que realiza durante la operación.¹⁸

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} (4\pi^2 + 3T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} F_s \quad [\text{Ec. 2.25}]$$

$$d = \left[\frac{32(2)}{\pi(353 \times 10^6 \text{ Mpa})} (7(73783,71)^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \times 1,85$$

$$d = 42,55 \text{ mm}$$

Se selecciona un eje con un diámetro de:

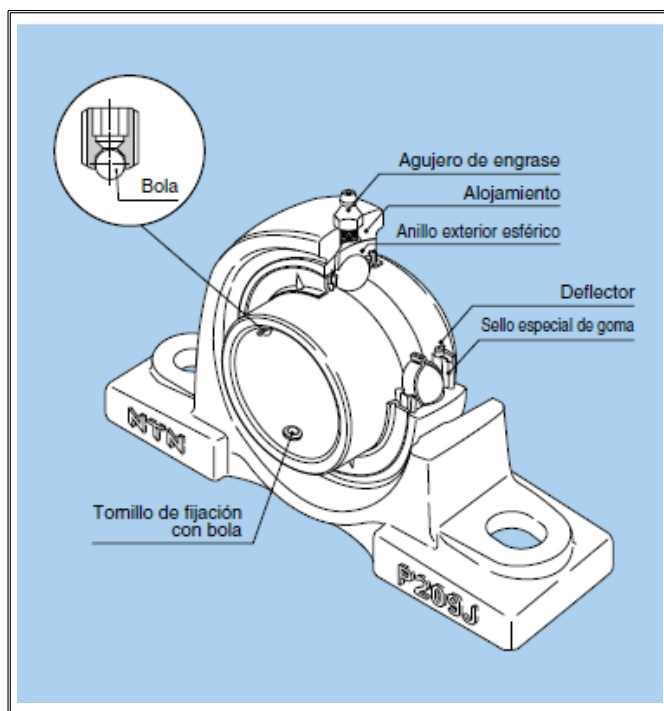
$$1 \frac{3}{4} \text{ plg} = 44,45 \text{ mm}$$

¹⁸ SHIGLEY, Joseph, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Sexta Edición, McGRAW-HILL, México, 2003

2.5.2 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DEL TIPO DE CHUMACERAS A EMPLEAR.

Las chumaceras son unidades compuestas de un rodamiento de bolas insertado en varios tipos de alojamientos. El alojamiento puede ser apernado a la estructura de la maquinaria y el anillo interior, puede ser montado sobre los ejes fácilmente por medio de tornillos de fijación.¹⁹

Esto significa que la chumacera puede soportar equipos rotativos sin poseer un diseño especial para permitir su montaje. Una variedad de alojamientos estandarizados de diferentes formas se encuentra disponible, incluyendo los de tipo pie o puente y los de tipo brida. El diámetro exterior del rodamiento es esférico, tal como lo es el diámetro interior del alojamiento, permitiéndose la posibilidad de un auto alineamiento con el eje.



Fuente: NTN_pdf_catalogo_general.pdf

Fig. 2.18 Diseño de Chumacera lubricada.

¹⁹ NTN_pdf_catalogo_general.pdf

Para la lubricación, la grasa está contenida y sellada dentro del rodamiento y la intromisión de partículas contaminantes se evita por medio de un doble sello.

Con los cálculos obtenidos de los diámetros de ejes de la banda transportadora, la capacidad de carga y las revoluciones a la que va a trabajar se elige la chumacera adecuada:

Velocidad de trabajo: 80 rpm

Capacidad de carga: 3500 lb

Horas de trabajo: 3-10 por día

En la Tabla 2.1 se especifica los diámetros calculados y el tipo de chumacera a utilizar en la banda transportadora. Para detalles, ver el catálogo de chumaceras. (ANEXO 3).

Diámetro de Eje (mm)	Tipo de chumacera	Cant.
30	FYTB 30 TF	4
35	FYTB 35 TF	4
45	FYTB 45 TF	8
45	UCPG309D1	2

Tabla 2.5 Resumen de Chumaceras.

2.5.3 UNIDAD DE MANTENIMIENTO CHUMACERAS

La Tabla 2.2 a continuación da recomendaciones generales de lubricación que permite tener una referencia para el mantenimiento de las chumaceras. Para mejores resultados, hay que vigilar las aplicaciones específicas con regularidad con ajuste correspondiente de intervalos y cantidades de lubricación.

Velocidad	Temperatura	Estado de Limpieza	Intervalo de Engrase
100 rpm	-29°C a 52°C	Limpio	4 - 10 Meses
500 rpm	-29°C a 93°C	Limpio	1 - 4 Meses
1000 rpm	-29°C a 93°C	Limpio	1 semana - 1 mes
1500 rpm	-29°C a 93°C	Limpio	Bisemanal
1500 rpm hasta régimen máximo de catálogo	-29°C a 93°C	Limpio	Diario - 1 semana
100 rpm hasta régimen máximo de catálogo	-29°C a 93°C	Sucio	Diario - 1 semana

Fuente: www.c-bmmbolas_chumaceras.pdf.com

Tabla 2.6 Tiempo de lubricación para chumaceras

Las grasas lubricantes son relativamente fáciles de manejar y requieren los más simples elementos de sellado. Por estas razones, la grasa es el lubricante más ampliamente utilizado para los rodamientos. Se pueden utilizar rodamientos que vengan pre-engrasados y sellados de fábrica (rodamientos sellados/tapados) o si se utiliza un rodamiento abierto, se debe llenar el rodamiento y el alojamiento con la adecuada cantidad de grasa.

Para la lubricación de las chumaceras a emplear en la banda telescopio se utilizará una **GRASA CON BASE COMPUESTA DE CALCIO**²⁰ por las siguientes características:

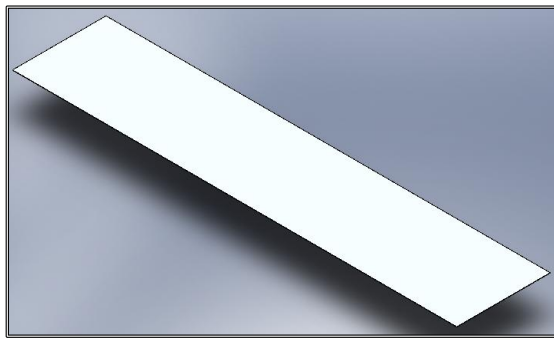
- Rango de temperatura de operación -20 a 120 °C
- Excelente estabilidad mecánica

²⁰ www.c-bmmbolas_chumaceras.pdf.com

- Excelente resistencia a la presión y estabilidad mecánica
- Buena resistencia al agua
- Adecuada para rodamientos que reciben cargas de impacto.

2.6 DISEÑO DE PLANCHAS PARA SOPORTE DE BANDA.

El soporte de la banda va a ser una plancha que según el diseño será de acuerdo a las dimensiones que tiene la estructura. En la figura 2.19 se observa la forma de la plancha.

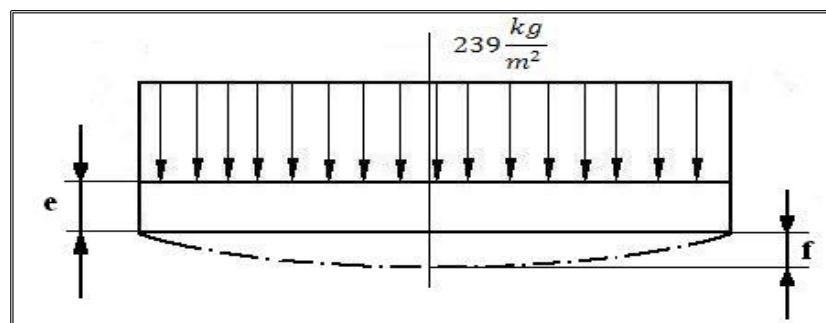


Fuente: Los Autores.

Fig. 2.19 Plancha de soporte de Banda.

2.6.1 CÁLCULO Y ANÁLISIS DE ELEMENTOS A TENSIÓN.

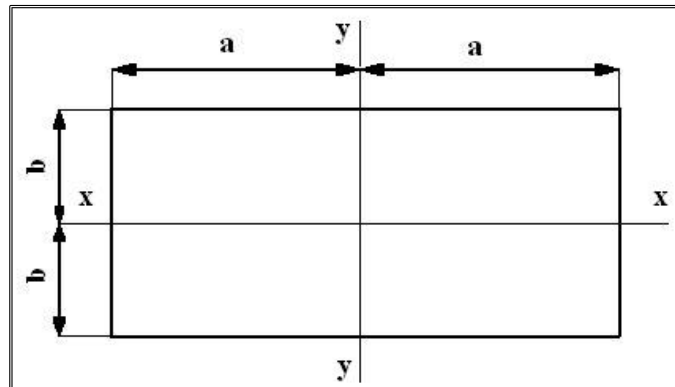
Para determinar el espesor, debido a la carga distribuida sobre toda la plancha soporte de la banda, se emplea el siguiente proceso. En la figura 2.20 se muestra un diagrama donde se representa la distribución de la carga distribuida.



Fuente: Los Autores.

Fig. 2.20 Diagrama de Distribución de carga

Las especificaciones de dimensiones que tiene la plancha se representa en la figura 2.21.



Fuente: Los Autores.

Fig. 2.21 Dimensiones usadas en el diseño de la plancha soporte de banda.

Donde:

q: Es la carga uniformemente repartida sobre toda la placa. (Kg/m^2)

a: Longitud.(m)

b: Ancho de la placa. (m)

σ_x y σ_y : Esfuerzos

η : Relación entre dimensiones principales

El área de la plancha se determina con la ecuación 2.26 como se muestra:

$$A = 2a \times 2b \quad [\text{Ec. 2.26}]$$

$$A = 5,7 \text{ m} \times 1,17 \text{ m} = 6,66 \text{ m}^2$$

La carga de 3500 lb es igual a 1591 kg y al realizar la relación para obtener la carga en Kg/m^2 , se obtiene.

$$\text{Carga}(q) = \frac{1591 \text{ kg}}{6,66 \text{ m}^2} = 239 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

En el cálculo de la tensión máxima admisible se realiza con la ecuación 2.27. Como la tensión límite suele tomarse la rotura, σ_R , o la del límite de elasticidad (iniciación de la deformaciones permanentes) σ_E .²¹

$$\tau_{adm} = \frac{\text{Tensión Limite}}{\text{coeficiente de Seguridad}} \quad [\text{Ec.2.27}]$$

$$\tau_{adm} = \frac{2466 \frac{kg}{cm^2}}{2} = 1233 \frac{kg}{cm^2} = \sigma_y$$

Para Acero SAE 1015, 1018, 1020, Aceros de medio Carbono para fabricación de piezas estructurales, piezas de maquinaria, herramientas.

Aceros de media resistencia:

Son los aceros con un límite elástico de 35 KSI.

$$\sigma_E = 35000 \frac{lbf}{plg^2} \times \frac{1 \text{ kgf}}{2,2lbf} \times \frac{1plg^2}{(2,54 \text{ cm})^2} = 2466 \frac{kg}{cm^2}$$

Con la ecuación 2.28 se determina la relación entre dimensiones principales. Se selecciona en la Tabla 2.3 el valor de $\Phi_{y\max}$ con el valor que se calculó entre dimensiones principales.

$$\eta = \frac{a}{b} \quad [\text{Ec.2.28}]$$

$$\eta = \frac{2,85 \text{ m}}{0,585 \text{ m}} = 4,871$$

²¹ LARBURU, Nicolás, *Prontuario de Máquinas*, Tercera Edición, Editorial Paraninfo, España, 1991.

η	Centro de la placa		Centro lado mayor	Ψ
	Φ_x	Φ_x	$\Phi_{y\max}$	
1	0,53	0,53	1,234	0,255
1,5	0,48	0,88	1,82	0,394
2	0,31	0,94	1,92	0,431
∞	0,30	1	2	0,455

Fuente: LARBURU, Nicolás, Prontuario de Máquinas.

Tabla 2.7 Valores para placa empotrada.

Según Tabla 2.3. Placa Empotrada. (En este caso por estar soldada en todo su contorno). Se selecciona el valor de:

$$\varphi_{y \text{ máx}} = 2$$

Por lo tanto para obtener el espesor de la placa, se efectúa el cálculo mediante la ecuación 2.29.²²

$$e = \sqrt{\frac{\varphi_y \cdot q \cdot b^2}{\sigma_y}} \quad [\text{Ec.2.29}]$$

$$e = \sqrt{\frac{2 \times 0,0239 \frac{kg}{cm^2} \times (58,5 \text{ cm})^2}{1233 \frac{kg}{cm^2}}} = 0,364 \text{ cm} \approx 0,4 \text{ cm} \therefore 4 \text{ mm}$$

Como las especificaciones del mercado nacional se puede seleccionar una plancha de Acero SAE 1018 de las siguientes dimensiones.

Longitud (2a) = 570 cm, Ancho (2b) = 170 cm, Espesor (e) = 6 mm

²² LARBURU, Nicolás, *Prontuario de Máquinas*, Tercera Edición, Editorial Paraninfo, España, 1991.pag.225

2.7 DISEÑO DE BANDA.

2.7.1 CAPACIDAD DE LA BANDA.

En la selección de la capacidad de la banda se obtiene un ancho estándar de fábrica, mediante lo cual se inicia los cálculos llegando a determinar una adecuada en la transportación de productos.

Tipo de material a transportar: HARINA DE TRIGO

Donde:

Densidad:	56,588 lb/pie ³
Velocidad de la banda:	405,41 pies/min
Capacidad:	1,5 Ton
Ancho banda estándar:	0,508 m (20plg); 0,6 (24plg)

La densidad de la harina se obtiene mediante las medidas de la caja donde va a estar almacenada 20 kg de harina de trigo (Harina YA).

$$\text{Cap. Banda} = (\text{Cap. Dens}) (\text{Conv. por Dens}) (\text{Conv. Por Velo}) \quad ^{23} \text{ [Ec.2.30]}$$

Donde:

$$\text{Cap. Banda} = \text{Capacidad de Banda}$$

$$\text{Cap. Dens} = \text{Capacidad por densidad y trabajo de banda}$$

$$\text{Conv. por Dens} = \text{Capacidad de Carga}$$

$$\text{Conv. por Velo} = \text{Velocidad de trabajo}$$

$$\text{Cap. Banda} = (35,2904) \left(\frac{1,5}{100} \right) \left(\frac{405,41}{100} \right)$$

$$\text{Cap. Banda} = \mathbf{2,14 \text{ Ton}}$$

²³ Fórmulas obtenidas del manual de Goodyear tabla 4B (Anexo 3)

Los valores obtenidos para el cálculo de la capacidad de banda se obtienen mediante una interpolación con la Tabla 4B del manual de Goodyear.

(Ver ANEXO 3).

2.7.2 CÁLCULO DE TENSIÓN DE BANDA.

El cálculo de la tensión de la banda se lo realiza con la ecuación 2.31, con los siguientes datos:

Datos: Longitud: 21 m
 Altura: 1.8 m
 Capacidad: 1.5 Ton

$$\mathbf{T_e = C(L + L_o) \left(Q + \frac{100T}{3s} \right) + \left(\frac{100TH}{3s} \right)} \quad ^{24} \quad [\text{Ec.2.31}]$$

Donde:

Te: Tensión efectiva.

C: Factor de fricción TABLA 4F del manual de GOODYEAR.
(Ver ANEXO 3).

L: Proyección horizontal de la longitud de la banda Transportadora (pies).

Lo: Factor de longitud TABLA 4F del manual de GOODYEAR.
(Ver ANEXO3)

Q y B: Factores de densidad y servicio TABLA 4G del manual de GOODYEAR. (Ver ANEXO 3)

T: Capacidad de diseño (Ton).

S: Velocidad de la banda (pies/min).

H: Proyección vertical de la longitud de la banda Transportadora (pies).

²⁴ Fórmulas obtenidas del manual de Goodyear tabla 4B (Anexo 3)

De las tablas del *manual de Goodyear (ANEXO 3)* se obtiene²⁵:

$$C = 0.03$$

$$L = 68.85 \text{ pies}$$

$$L_o = 150$$

$$Q = 25$$

$$B = 6$$

$$T = 1.5$$

$$H = 1.85 \text{ pies}$$

$$S = 405.41 \text{ pies/min}$$

Reemplazando en la ecuación 2.31 se determina la tensión efectiva:

$$T_e = 0,03(68,85 + 150) \left(5 + \frac{100 \times 1,5}{3 \times 405,41} \right) + \left(\frac{100 \times 1,5 \times 1,86}{3 \times 405,41} \right)$$

$$T_e = 165.176 \text{ lb}$$

Cálculo de tensión en el lado templado (T_m) y lado flojo (T_2) de la banda

Para la obtención de estos valores se debe encontrar dos incógnitas para lo cual se escoge el mayor valor y así obtener la tensión máxima que va a soportar la banda. (Fórmulas de la TABLA 4D manual de Goodyear.) (Ver ANEXO 3).

$$(A) \quad \mathbf{T_m = (1+k) T_e} \quad [\text{Ec.2.32}]$$

K: factor de conducción TABLA 4E. VER ANEXO 3 = 0.38

$$T_m = (1 + 0.38) 165.176$$

$$T_m = 227.94 \text{ lb.}$$

(B)

$$\mathbf{T_m = T_o - \left(\frac{C \times Q \times L}{2} \right) + T_e} \quad [\text{Ec.2.33}]$$

$$\mathbf{T_o = 6,25 \left(B + \frac{100 \times T}{3s} \right) L_o} \quad [\text{Ec.2.34}]$$

²⁵ Fórmulas obtenidas del manual de Goodyear tabla 4B (Anexo 3)

To: Tensión mínima recomendada TABLA 4D ²⁶. (Ver ANEXO 3)

$$T_o = 6,25 \left(6 + \frac{100 \times 1,5}{3 \times 405,41} \right) 14,86$$

$$T_o = 568.7 \text{ lb}$$

Por lo tanto el valor de Tm es:

$$T_m = 568,7 - \left(\frac{0,03 \times 25 \times 68,85}{2} \right) + 165.176$$

$$T_m = 178,668 \text{ lb}$$

Como (B) es mayor que (A) el valor de T2 es:

$$T_2 = T_m - T_e \quad [\text{Ec.2.35}]$$

$$T_2 = 1278.668 - 165.176$$

$$T_2 = 1113.49 \text{ lb} = 4.96 \text{ kN}$$

2.7.3 SELECCIÓN DE BANDA.

La cinta transportadora es el elemento más importante del sistema, pues puede representar el 60% del costo total del transportador de banda. se utiliza para el cálculo de la tensión máxima de la banda la ecuación 2.36.

$$PIW = \left(\frac{T_m}{B_w} \right) \quad [\text{Ec.2.36}]$$

Donde:

PIW: Tensión máxima de banda

Tm: Tensión en el lado templado

Bw: Ancho de banda

²⁶ Valores y Fórmulas obtenidas del manual de Goodyear tabla 4B (Anexo 3)

$$PIW = \left(\frac{1278,668 \text{ lb}}{20 \text{ plg}} \right)$$

$$PIW = 63,93 \frac{\text{lb}}{\text{plg}}$$

Para la selección de la banda se debe escoger el tipo de armazón, el tipo de cubiertas y el espesor de las cubiertas tanto de contacto con el material como el contacto de los rodillos.

De acuerdo a estos valores se escoge una banda tipo EP (Polyester-Poliamida) por las siguientes ventajas:

- Alta resistencia en proporción al peso.
- Alta resistencia al impacto.
- Elongación despreciable.
- Gran flexibilidad, excelente adaptación a la artesa (acanalamiento).
- No son susceptibles a la humedad y a microorganismos.

Tipo de banda: 500 EP 400/3 3+1,5	
500 (20plg)	Ancho de banda.
EP	Tejidos sintéticos denominados EP (poliéster en la urdimbre y poliamida en la trama).
400	Resistencia de la carcasa a la rotura en (N/mm).
/3	Carcasa fabricada con 3 tejidos EP.
3+1,5	Espesor de los recubrimientos expresada en mm.

Fuente: Catálogo de bandas Beltsiflex

Tabla 2.8 Resumen de Banda.

Ancho de banda: 20plg
Tensión máxima: 63,93 lb/plg
Material a transportar: Harina
Método de la unión: Con grapas metálicas
Temperatura aproximada: 80° C
Espesor de la banda: 3 mm

Tensión De Banda Seleccionada > Tensión Calculada

Tensión máxima Calculada: 63,93 lb/plg (11,21 N/mm)
Tensión máxima de banda seleccionada: 400 N/mm

400 N/mm > 11,21 N/mm

Por tanto la banda seleccionada es correcta, la tensión calculada es inferior y permite superar los valores hasta alcanzar el límite de la banda normalizada.

El valor de la tensión calculada es bajo por lo que la carga a soportar es de 1.5 Ton y el trabajo no es continuo.

2.8 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO.

2.8.1 CÁLCULO DEL MOTOR-REDUCTOR PARA MOVIMIENTO DE BANDA (RODILLO PRINCIPAL).



Fuente: <http://www.emerson-ept.co/Image50.gif>

Fig. 2.22 Moto reductor.

La carga de diseño que se obtiene permite seleccionar correctamente el motor, para lo cual se basa en la longitud total de salida de la banda telescopio.

Datos:

$$W \text{ (Carga)} = 0,5 \text{ kg/cm}$$

$$L_{st} \text{ (distancia entre centros)} = 1500\text{cm}$$

Con la ecuación 2.36 se determina el torque.

$$T = F \times d \quad [\text{Ec.2.37}]$$

Donde:

T = Torque

F = Fuerza que ejerce sobre el motor

d = Distancia (0,065m)

$$W = W(\text{Carga}) \times Lst \quad [\text{Ec.2.38}]$$

$$W = 0,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} \times 1500 \text{ cm}$$

$$W = 750 \text{ kg} \times \frac{9,8\text{N}}{1\text{kg}} = 7350 \text{ N} = 7,350 \text{ KN}$$

Se utiliza la ecuación 2.36 para determinar el torque, donde $W = F$

$$T = 7350 \text{ [N]} \times 0,065\text{m}$$

$$T = 477,75 \text{ [Nm]}$$

2.8.1.1 Cálculo de Potencia requerida.

$$\text{Pot} = T \times W_{\text{ang}} \quad [\text{Ec.2.39}]$$

Donde:

Pot = Potencia (HP)

W_{ang} = Velocidad Angular

$$W_{\text{ang}} = 80 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = 8,38 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

En el cálculo de la potencia se realiza mediante la ecuación 2.39. La cual permitirá seleccionar el motor reductor apropiado para el movimiento de la banda de poliamida.

$$\text{Pot} = 477,75 \text{ Nm} \times 8,38 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$\text{Pot} = 4003,545 \text{ W} \times \frac{1 \text{ HP}}{746 \text{ W}}$$

$$\text{Pot} = 5,36 \text{ HP} \approx 5,5 \text{ HP}$$

2.8.1.2 Selección de Motor-Reductor.

En el Mercado no se tiene motores de 5.5 HP, por lo tanto se selecciona un motor de 7 HP.

Se considera un factor de servicio ($f_s = 1$), las horas de trabajo al día para la selección de la caja reductora de acorde al catálogo de MOTOREDUCTORES BROWNING S7000.

Consideraciones:

$$f_s = 1$$

$$\text{Horas de trabajo} = 3-10$$

$$\text{Pot} = 7\text{HP}$$

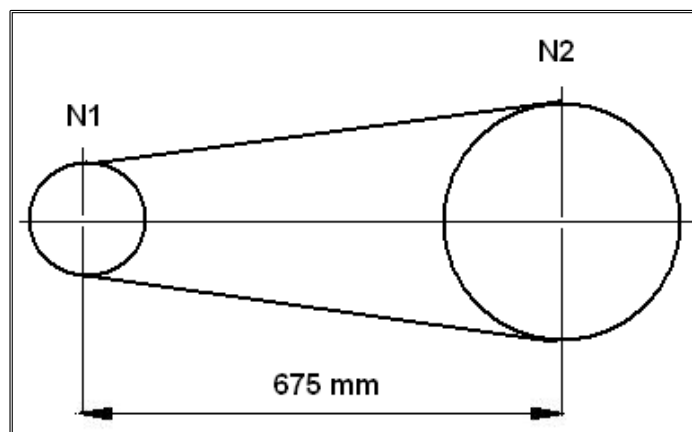
$$\text{RPM} = 80$$

Se selecciona el siguiente Moto Reductor: (Ver ANEXO 3).

BG 7612 SM B8 20 U

2.8.2 CÁLCULO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR CADENAS PARA MOVIMIENTO DE BANDA (RODILLO PRINCIPAL).

Para el diseño y cálculo de la transmisión de potencia a través de piñón y cadena se determina mediante el análisis de una determinada distancia y la fuerza de trabajo. En la figura 2.23 se muestra la distancia entre centros del rodillo principal y el motor reductor.



Fuente: Los autores

Fig. 2.23 Distancia entre Moto reductor y Rodillo Principal

Se establece el trabajo que va a generar el rodillo principal a través de la ecuación de 2.38.

$$W(\text{Trabajo}) = 0,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} \times 1500 \text{ cm}$$

$$W(\text{Trabajo}) = 750 \text{ kg} \times \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ kg}} = 7350 \text{ N}$$

Cálculo del Torque 1 donde se determina con la ecuación ecuación.2.37, y considerando la carga de trabajo la misma de la fuerza.

$$W = F$$

$$T_1 = 7350 \text{ [N]} \times 0,065 \text{ m}$$

$$T_1 = 478 \text{ [Nm]}$$

Cálculo de Velocidad Angular 1 donde se utiliza la ecuación 2.39 y despejando la velocidad angular, la ecuación nos queda como.

$$W_{\text{ang}} = \frac{P}{T}$$

$$W_{\text{ang}} = \frac{7 \text{ HP}}{478 \text{ J}} \times \frac{746 \text{ W}}{1 \text{ HP}}$$

$$W_{\text{ang}} = 11 \frac{\text{rad}}{\text{S}} \times \frac{1 \text{ rev}}{2 \pi \text{ rad}} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}$$

$$W_{\text{ang}} = 100 \text{ rpm}$$

Cálculo del Torque 2, por intermedio de la ecuación ecuación.2.37, y considerando la carga de trabajo, la misma de la fuerza.

También se determina la velocidad angular 2 con la ecuación 2.39 al despejar la velocidad angular se tiene:

$$T_2 = 7350 \text{ [N]} \times 0,123 \text{ m}$$

$$T_2 = 904,05 \text{ [Nm]}$$

$$W_{ang} = \frac{7 \text{ HP}}{904,05 \text{ J}} \times \frac{746 \text{ W}}{1 \text{ HP}}$$

$$W_{ang} = 5,77 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

2.8.2.1 Análisis de Transmisión por cadena.

Datos

$$n_1 = 100 \text{ rpm}$$

$$Pot = 7 \text{ HP}$$

Paso 1.- Se selecciona un factor de servicio para calcular la Potencia de Diseño. Por intermedio de la ecuación 2.40.

De Tabla 2.5 Se determina un FS= 1 donde Tipo de carga es para una transportadora con carga ligera, donde el tipo de impulsor es un Motor Eléctrico.

$$\text{Potencia de Diseño} = FS \times Pot \quad [Ec.2.40]$$

$$\text{Potencia de Diseño} = 1 \times 7 \text{ HP} = 7 \text{ HP}$$

Tipo de carga	Tipo de Impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1	1	1.2
Choque moderado (máquinas herramientas, grúas, transportadores pesados, mezcladores de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

Fuente: NORTON, Robert, Diseño de máquinas

Tabla 2.9 Factor de Servicio por Transmisión de Cadenas.

Paso 2.- Con la ecuación 2.41 Se determina la relación de transmisión deseada.

$$\mathbf{R_t} = \frac{n_1}{n_2} \quad [\text{Ec.2.41}]$$

$$R_t = \frac{11}{5,79} = 1,89$$

Paso 3.- Por Tabla de capacidades y selección de cadena del NORTON Robert, Diseño de máquinas²⁷, (ver ANEXO 3) .Se establece con la velocidad y potencia parámetros donde sean similares a la potencia de diseño, para luego interpolar.

<i>V(rpm)</i>	<i>Pot</i>
100	5,12
105,04	<i>X</i> = 5,364 HP
200	9,97

Pot. Calculada > Pot. Diseño

Selección de cadena según anexo 2.7.

- Cadena N80
- Número de Dientes (N1) = 14
- p (paso)= 1 plg
- Tipo de Lubricación= Tipo B

Paso 4.- Cálculo de número de dientes de rueda 2. En donde se utiliza la ecuación 2.42.

$$\mathbf{Z_2 = Z_1 \times R_t} \quad [\text{Ec.2.42}]$$

$$Z_2 = 14 \times 1,89 = 26,68 \approx 28$$

Paso 5.- Se reemplaza la ecuación 2.42 en la ecuación 2.41 para obtener la relación donde se podrá realizar el cálculo de Velocidad de salida.

²⁷ NORTON, Robert, Diseño de máquinas, 1era Edición, Editorial Prentice Hall, México, 1999.pag 282.

$$n_2 = n_1 \times \frac{Z_1}{Z_2}$$

$$n_2 = 105,04 \text{ rpm} \times \frac{14}{28}$$

$$n_2 = 52,52 \text{ rpm}$$

Paso 6.- En el cálculo de los diámetros 1 y 2 de las Catarinas. Se determina con la ecuación 2.43 y 2.44.

$$D_1 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{N_1}\right)} \quad [\text{Ec.2.43}]$$

$$D_1 = \frac{1}{\sin\left(\frac{180}{14}\right)}$$

$$D_1 = 4,5 \text{ plg} \times \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ plg}} = 114,3 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{N_2}\right)} \quad [\text{Ec.2.44}]$$

$$D_2 = \frac{1}{\sin\left(\frac{180}{28}\right)}$$

$$D_2 = 8,9 \text{ plg} \times \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ plg}} = 228,6 \text{ mm}$$

Paso 7.- Se determina una distancia de diseño según lo requerido. Se despeja la ecuación 2.45 se encuentra una previa distancia teórica de diseño.

C = inter eje

$$C = X \text{ pasos} * p \quad [\text{Ec.2.45}]$$

$$\text{Longitud de Diseño} = 675 \text{ mm} = 26,57 \text{ plg}$$

$$X(\text{paso}) = \frac{26,57 \text{ plg}}{1 \text{ plg}} = 28$$

Paso 8.- Cálculo de longitud necesaria en pasos. Para realizar una comprobación por intermedio de la ecuación 2.46.

$$L = 2C + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2(C)} \quad [\text{Ec.2.46}]$$

$$L = 2(28) + \frac{28 + 14}{2} + \frac{(28 - 14)^2}{4\pi^2(28)}$$

$$L = 77 \text{ pasos}$$

Paso 9.- Cálculo de distancia teórica entre centros.

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right]^2 - \frac{8(Z_2 + Z_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad [\text{Ec.2.47}]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[77 - \frac{28 + 14}{2} + \sqrt{\left[77 - \frac{28 + 14}{2} \right]^2 - \frac{8(28 - 14)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 27 \text{ pasos}$$

Paso 10.- Cálculo del ángulo de contacto de la cadena en cada Catarina.

Para Catarina Pequeña y Grande.

$$\theta_1 = 180 - 2 \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \quad [\text{Ec.2.48}]$$

$$\theta_1 = 180 - 2 \sin^{-1} \left[\frac{8,9 - 4,5}{2 \times 27} \right]$$

$$\theta_1 = 170,65^\circ$$

$$\theta_2 = 180 + 2 \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \quad [\text{Ec.2.49}]$$

$$\theta_2 = 180 + 2 \sin^{-1} \left[\frac{8,9 - 4,5}{2 \times 27} \right]$$

$$\theta_2 = 189,34^\circ$$

2.8.2.2 Selección de cadena.

- **Paso:** Cadena Número 80, **1 plg de paso**
- **Longitud:** 77 pasos = 77 (1) = 77 plg = **1955,8 mm**
- **Distancia entre centros:** C = 27 pasos = 27 (1) = 27 plg = **685 mm**
- **Catarinas:** Hilera Simple, Numero 80, 1 plg de paso
- **Pequeña:** 14 Dientes
- **Grande:** 28 Dientes

2.8.3 CÁLCULO DE MOTOR-REDUCTOR QUE CONTROLA SALIDA Y ENTRADA DE LA BANDA TRANSPORTADORA TELESCOPIO.



Fuente: <http://www.emerson-ept.co/Image51.gif>

Fig. 2.24 Moto reductor 2HP

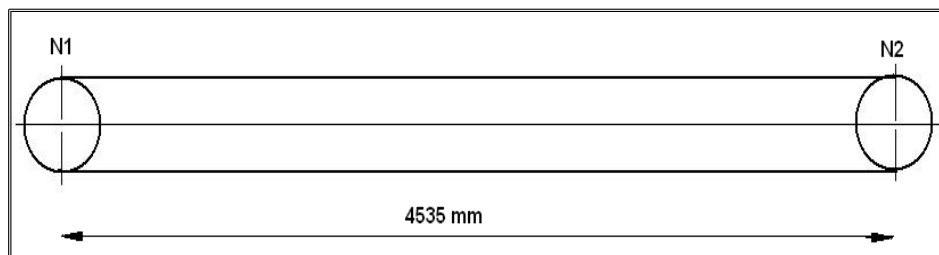
La carga de diseño que se obtiene como dato permite dimensionar correctamente el motor, para lo cual se basa en la longitud de la parte fija de la banda. En la Tabla 2.11 se realiza un análisis para seleccionar el motoreductor, como referencia se toma los cálculos realizados para el moto reductor anterior.

ANÁLISIS DE MOTOR-REDUCTOR QUE CONTROLA SALIDA Y ENTRADA DE LA BANDA TRANSPORTADORA TELESCOPIO.		
Ecuación 2.37. Se calcula la fuerza (F) 2450 N 2,450 KN	*Longitud $L_f = 500\text{cm}$	*Carga en kg/cm $W = 0,5 \text{ kg/cm}$
Ecuación 2.36. Cálculo del Torque 153,125 [Nm]	*Donde $W = F$	*Distancia $d = 0,0625 \text{ m}$
Ecuación 2.38 Cálculo de Potencia requerida 1,72 HP 2 HP	*Donde la velocidad $80 \text{ rpm} = 8,38 \text{ rad/s}$	*Factor de Seguridad $F_s = 1$ *Horas de trabajo: 3-10
Motor escogido BG 7312 SM B8 18 U	Con el análisis realizado se escoge el motor-reductor que resiste la carga de trabajo que controla la entrada y salida de la banda transportadora telescopio.	
*Datos para el análisis	Resultado del Análisis	

Tabla 2.10 Análisis de motor-reductor.

2.8.4 CÁLCULO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR CADENAS ENTRADA Y SALIDA DE BANDA TRANSPORTADORA TELESCOPIO (ESTRUCTURA FIJA).

En el diseño y cálculo de la transmisión de movimiento, se determina mediante el análisis de una determinada distancia y la fuerza de trabajo considerada de diseño. En la figura 2.25 se muestra la distancia entre centros del motor reductor y la ubicación de la otra Catarina.



Fuente: Los Autores

Fig. 2.25 Distancia de transmisión de Movimiento de Mesas (Parte Fija).

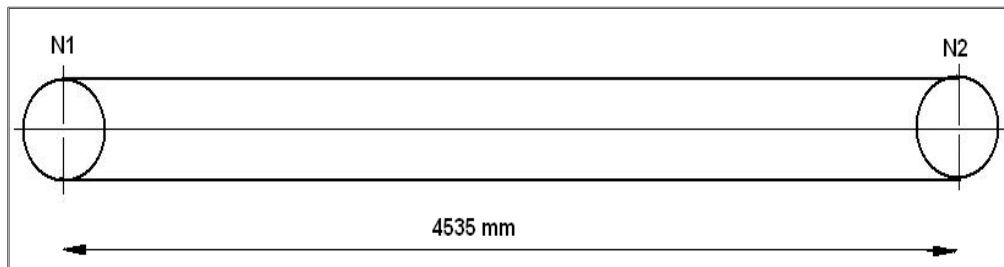
ANÁLISIS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR CADENAS ENTRADA Y SALIDA DE BANDA TRANSPORTADORA TELESCOPIO (ESTRUCTURA FIJA).	
<p>Ecuación 2.39</p> <p>Cálculo Potencia de Diseño.</p> <p>Pot = 2HP</p>	<p>*Velocidad de Entrada en rpm ; $n_1 = 80$</p> <p>*Potencia del Moto reductor ; Pot = 2 HP</p> <hr/> <p>*Factor de servicio. De la Tabla 2.2</p> <p>FS= 1</p>
<p>Ecuación 2.40</p> <p>Relación de Transmisión</p> <p>$Rt = 1$</p>	<p>*Velocidad en rpm</p> <p>$n_1 = 80 ; n_2 = 80$</p>
<p>Se Realiza la Interpolación</p> <p>Potencia Calculado</p> <p>Pot. Cal. = 2, 27 HP</p>	<p>Según Tabla de capacidades y selección de cadena del NORTON Robert, Diseño de máquinas. Ver Anexo No 2.18</p>
<p>Comprobación</p> <p>Si Pot. Calculado > Pot. Diseño</p> <p>Pot. Cal. = 2, 27 HP > Pot. Dis. = 2HP</p>	<p>Se selecciona según anexo 2.7.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Cadena N60 • Numero de Dientes (N1) = 18 • p (paso)= 0,75 • Tipo de Lubricación = Tipo A
<p>Ecuación 2.41</p>	<p>Ecuación 2.42 y 2.43</p>

<p>Cálculo de número de dientes de rueda 2.</p> <p>$N_2 = 18$</p>	<p>Diámetros 1 y 2 de las Catarinas.</p> <p>$D_1 = 4,32 \text{ plg} = 110 \text{ mm}$ $D_2 = 110 \text{ mm}$</p>
<p>Despejando la Ecuación 2.44</p> <p>Distancia de diseño</p> <p>$X(\text{paso}) = 238$</p>	<p>*Longitud de Diseño</p> <p>$4535 \text{ mm} = 178,5 \text{ plg}$</p>
<p>Ecuación 2.45</p> <p>Longitud necesaria en pasos</p> <p>$L = 494 \text{ pasos}$</p>	<p>Ecuación 2.46</p> <p>Distancia teórica entre centros</p> <p>$C = 238 \text{ pasos}$</p>
<p>Ecuación 2.47</p> <p>Cálculo del ángulo de contacto de la cadena en cada Catalina.</p> <p>Para Catalina Pequeña</p> <p>$\theta_1 = 180$</p>	<p>Ecuación 2.48</p> <p>Cálculo del ángulo de contacto de la cadena en cada Catarina.</p> <p>Para Catarina Grande</p> <p>$\theta_2 = 180$</p>
<p>Selección de cadena</p> <p>Paso:</p> <p>Cadena Número 60, $\frac{3}{4}$ plg de paso, hilera simple.</p> <p>Longitud de cadena:</p> <p>$L = 494 \text{ pasos} = 494(0,75) = 370 \text{ plg}$ $= 9410,7 \text{ mm}$</p> <p>Distancia entre centros:</p> <p>$C = 238 \text{ pasos} = 238(0,75) = 178,5 \text{ plg}$ $= 4534 \text{ mm}$</p> <p>Las dos Ruedas son de : 18 Dientes</p> <p>Tipo de Lubricación = Tipo A</p>	<p>Con el respectivo análisis permite escoger correctamente el tipo cadena y Catalina.</p>
<p>*Datos para el análisis</p>	
	<p>Resultado del Análisis</p>

Tabla 2.11 Análisis de transmisión de potencia por cadenas entrada y salida de banda transportadora telescopio (estructura fija).

2.8.5 CÁLCULO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR CADENAS ENTRADA Y SALIDA DE BANDA TRANSPORTADORA TELESCOPIO (PRIMER PISO).

El diseño y cálculo de la transmisión de movimiento, se determina mediante el análisis de una determinada distancia y la fuerza de trabajo considerada. En la figura 2.26 se muestra la distancia entre centros de la Catarinas del primer piso.



Fuente: Los Autores

Fig. 2.26 Distancia de transmisión de movimiento (Primer Piso).

ANÁLISIS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR CADENAS ENTRADA Y SALIDA DE BANDA TRANSPORTADORA TELESCOPIO (PRIMER PISO).	
Ecuación 2.39 Cálculo Potencia de Diseño. Pot Dis. = 2HP	<p>*Velocidad de Entrada en rpm ; $n_1 = 80$</p> <p>*Potencia del Moto reductor ; Pot = 2 HP</p> <p>*Factor de servicio. De la Tabla 2.2</p> <p>FS= 1</p>
Ecuación 2.40 Relación de Transmisión Rt = 1	<p>*Velocidad en rpm</p> <p>$n_1 = 80 ; n_2 = 80$</p>
Según Tabla de capacidades y selección de cadena del NORTON Robert, Diseño de máquinas. Ver Anexo No 2.18 Por Tabla 2.3 de tamaños de cadena de rodillos, donde se selecciona.	<p>Se selecciona según anexo 2.18</p> <ul style="list-style-type: none"> • Cadena N50 • Número de Dientes (N1) = 20 • p (paso)= 5/8 = 0,625 • Tipo de Lubricación= Tipo A
Ecuación 2.41 Cálculo de número de dientes de rueda 2.	<p>Ecuación 2.42 y 2.43</p> <p>Cálculo de Diámetros 1 y 2 de las Catarinas.</p>

N2 = 18	$D1 = 4 \text{ plg} = 102 \text{ mm}$ $D2 = 102 \text{ mm}$
Despejando la Ecuación 2.44 Distancia de diseño X(paso) = 238	*Longitud de Diseño 4535 mm = 178,5 plg
Ecuación 2.45 Longitud necesaria en pasos L = 496 pasos	Ecuación 2.46 Distancia teórica entre centros $C = 238 \text{ pasos}$
Ecuación 2.47 Cálculo del ángulo de contacto de la cadena en cada Catalina. Para Catarina Pequeña $\theta_1 = 180$	Ecuación 2.48 Cálculo del ángulo de contacto de la cadena en cada Catarina. Para Catarina Grande $\theta_2 = 180$
Selección de cadena Paso: Cadena Número 50, 5/8 plg de paso, hilera simple. Longitud de cadena: $L = 496 \text{ pasos} = 496(0,625) = 310 \text{ plg}$ $= 7874 \text{ mm}$ Distancia entre centros: $C = 238 \text{ pasos} = 238(0,625) = 178,5 \text{ plg}$ $= 3778,5 \text{ mm}$ Las dos Ruedas son de : 20 Dientes Tipo de Lubricación = Tipo A	Con el respectivo análisis permite escoger correctamente el tipo cadena y Catalina.
*Datos para el análisis	Resultado del Análisis

Tabla 2.12 Análisis de transmisión de potencia por cadenas entrada y salida de banda transportadora telescopio (primer piso).

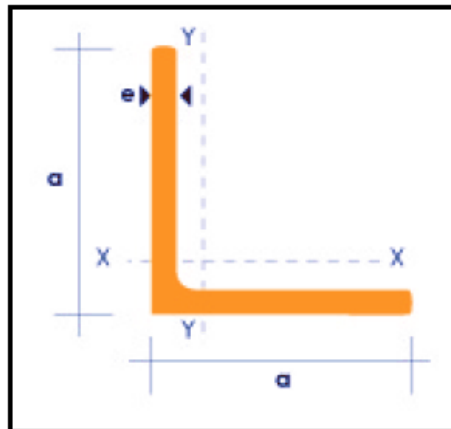
CONCLUSIÓN: Para el último piso se toma los mismos parámetros de diseño que el cálculo de número de dientes de n_1 y $n_2 = 20$

- **Paso:** Cadena Número 50, **5/8 plg de paso**
- **Longitud:** 496 pasos = $496(0,625)=310$, plg = **7874 mm**
- **Distancia entre centros:** $C= 238$ pasos = $238(0,625)= 178,5$ plg = **3778,25 mm**
- **Catarinas:** Hilera Simple, Numero 50, 5/4 plg de paso
- **Las 2 Ruedas son de :** 20 Dientes

2.8.6 SISTEMA DE DESCANSO PARA LA CADENA

En la trayectoria que recorre la cadena durante la salida de los pisos de la banda telescopio, la misma tiende a colgarse, lo cual crea tendencias a su rotura y produce paros en los despachos de los productos.

Para evitar este percance en la banda telescopio, se diseña un sistema de descanso para la cadena, colocando un ángulo de 40x3 de la norma ASTM A36 (SAE 1008). Este tipo de ángulo no interfiere en su trayectoria ni en su funcionamiento completo de la banda.



Fuente: Catálogo General DIPAC

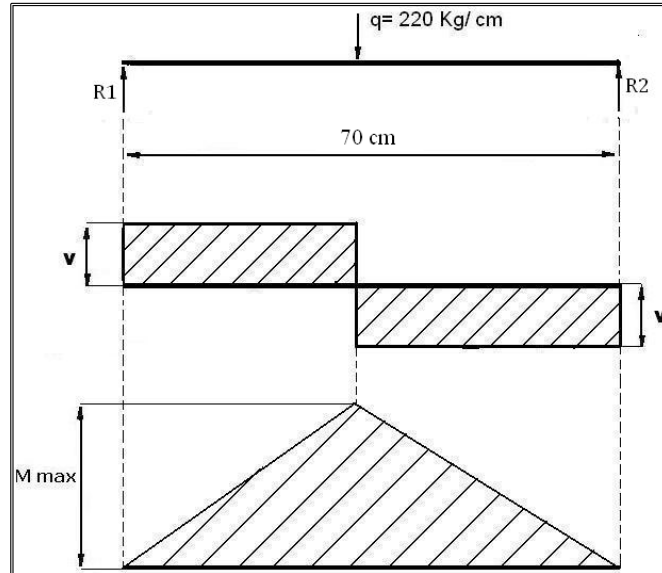
Fig. 2.27 Ángulo de acero A36 (catálogo de DIPAC 2010)

Altura (a)= 40 mm, **Espesor (e)** = 3 mm

2.9 DISEÑO DE EJES SOPORTE DE BANDA.

2.9.1 ANÁLISIS Y CÁLCULO DE EJES.

Cálculo de diámetro del Eje 1^{er} Piso



Fuente: Los Autores

Fig. 2.28 Distancia de transmisión de movimiento (Primer Piso).

Por intermedio de la ecuación 2.23. Se calcula la carga P

$$P = 220 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} \times 70 \text{ cm}$$

$$P = 15400 \text{ kg} \times \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ kg}}$$

$$P = 150920 \text{ N}$$

$$P = 150,9 \text{ KN}$$

Para el cálculo momento máximo que interviene en el rodillo principal se determina con la ecuación 2.23.

$$M = \frac{150920 \text{ N} \times 0,70 \text{ m}}{4} = 26411 \text{ Nm}$$

En el Cálculo del diámetro de rodillo principal se utiliza la ecuación 2.25. Donde la resistencia a la tensión para el Acero DF2 es $S_y = 353 \times 10^6$ Mpa. El factor de seguridad es de 1,85.

$$d = \left[\frac{32 (2)}{\pi (353 \times 10^6 \text{Mpa})} (7(26411 \text{ Nm})^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \times 1,85$$

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

Se selecciona un eje con un diámetro de:

1 5/16 plg.

En la siguiente Tabla 2.4 y 2.5 se muestra un resumen utilizando las ecuaciones de los cálculos realizados anteriormente para determinar el diámetro de los ejes del 2^{do} y 3^{er} Piso.

ANÁLISIS DEL EJE DE 2 ^{do} PISO		
*Material: Acero DF2	*$S_y = 353 \times 10^6$ Mpa	
Ecuación 2.22. Se calcula la carga P 170324 N 170,34 KN	*Longitud L = 79 cm	*Carga en kg/cm q = 220 kg/cm
Ecuación 2.22. Cálculo del Momento. M 33638,99 Nm Donde M=T	*Carga P P = 170324 N	*Longitud L = 79 cm = 0,79 m
Ecuación 2.24 Diámetro mínimo de trabajo d = 32 mm	*Factor de Seguridad Fs = 1,85.	
Diámetro escogido d = 1 3/8 plg	Con el análisis realizado se escoge el diámetro más adecuado que soportará la carga de trabajo en el 2 ^{do} Piso.	
*Datos para el análisis	Resultado del Análisis	

Tabla 2.13 Análisis de diámetro de eje del 2^{do} Piso.

ANÁLISIS DEL EJE DE 3 ^{er} PISO		
*Material: Acero DF2	*Sy = 353 x 10⁶ Mpa	
Ecuación 2.22. Se calcula la carga P 202664 N 202,664KN	*Longitud L = 94 cm	*Carga en kg/cm q = 220 kg/cm
Ecuación 2.22. Cálculo del Momento. M 476260,4 Nm Donde M=T	*Carga P P = 202664 N	*Longitud L = 94 cm = 0,94 m
Ecuación 2.24 Diámetro mínimo de trabajo d = 37 mm	*Factor de Seguridad Fs = 1,85.	
Diámetro escogido d= 1 ½ plg	Con el análisis realizado se escoge el diámetro más adecuado que soportará la carga de trabajo en el 3 ^{er} Piso.	
*Datos para el análisis	Resultado del Análisis	

Tabla 2.14 Análisis de diámetro de eje del 3^{er} Piso.

2.10 SELECCIÓN DE TEMPLADORES DE LA BANDA

La tensión de la correa de un sistema transportador es de un valor que cambia a lo largo de la trayectoria de la correa y se rige por los siguientes factores influyentes:

- Longitud y trayectoria local del sistema.
- Número y disposición de las poleas motrices y de frenado
- Estado de funcionamiento y de carga del sistema.
- Tipo y ubicación del dispositivo tensor de la correa.

Además existen tensiones mínimas de la correa requeridas que:

- Aseguran el agarre por fricción en las poleas motrices y de frenado.

Para la correcta selección de los templadores de la banda se basa de acuerdo a los cálculos obtenidos:

TABLA DE SELECCIÓN TEMPLADORES

Ancho de banda	20plg
Tensión máxima	63,93 lb/plg
Tensión efectiva	165,176 lb
Tensión lado templado (Tm)	1278.668 lb
Tensión lado flojo (T2)	1113,49 lb
Temperatura aproximada de trabajo	80° C
Diámetro de eje	2 plg
Horas de trabajo	3-10 diarias
Velocidad de banda	80 rpm

Se selecciona el siguiente TEMPLADOR que cumple las condiciones necesarias para el funcionamiento correcto de la banda transportadora telescopio

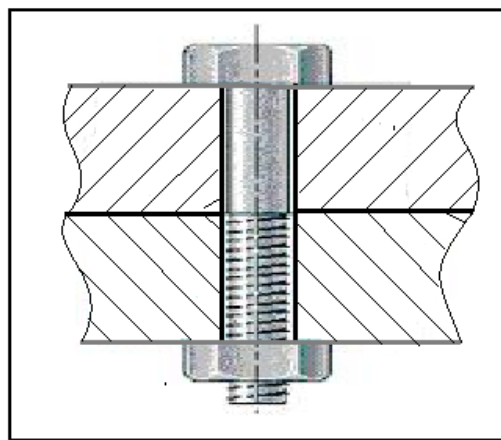
De la serie de templadores F210 se elige el siguiente templador:

NSTU-SC-200, (*Ver ANEXO 3*).

2.11 DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS A SUJECCIÓN.

El montaje de estructuras de acero por medio de tornillos es un proceso que, además de ser muy rápido, requiere menos mano de obra especializada.

Cuando se desea que una conexión pueda desensamblarse sin destruirla y que sea lo suficientemente fuerte para resistir cargas externas de tensión y de cortante, o una combinación de ambas, entonces la junta de perno sencilla con rondanas o arandelas templadas es una mejor solución. En la siguiente figura se ilustra una parte de una junta atornillada.



Fuente: SHIGLEY, Joseph, Diseño en Ingeniería Mecánica,

Fig. 2.29 Unión de Perno.

Los tornillos de alta resistencia se usan para todo tipo de estructuras, desde pequeños edificios hasta rascacielos y puentes monumentales.

Para el análisis de los pernos a utilizar en la banda transportadora se selecciona tomando en cuenta la carga de diseño.

Datos:

Carga de Diseño: 1,5 Ton (3500 lb)

Tensión máxima: 63,93 lb/plg

Tensión lado templado (T_m) 1278,668 lb

Tensión efectiva: 165,176 lb

Utilizando un perno M12 x 1.75 (long = 40 mm) de grado ASTM 5.8 y con la ayuda de las tablas 8-11 del manual de Shigley (ANEXO 3) se calcula lo siguiente:

Resistencia del Perno

- Precarga del Perno (F_i)²⁸

$$F_i = \begin{cases} 0.75 \times F_p & \rightarrow \text{para conexiones reutilizables [Ec. 2.50a]} \\ 0.90 \times F_p & \rightarrow \text{para conexiones permanentes [Ec. 2.50b]} \end{cases}$$

$$F_p = S_p \times A_t^{29} \quad [\text{Ec. 2.51}]$$

Donde:

F_p = Carga límite del perno

S_p = Resistencia mínima de Prueba (380Mpa) “Tabla 8-11 de Shigley” (ANEXO 3)

A_t = Área de esfuerzo a tensión (84.3 mm²) “Tabla 8-1 de Shigley” (ANEXO 3)

Se determina mediante la ecuación 2.51 la carga límite del perno.

$$F_p = 380 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 84.3 \text{ mm}^2 \times \frac{1 \text{ m}^2}{1000 \text{ mm}^2}$$

$$F_p = 32.024 \text{ KN}$$

Con el cálculo de la carga límite del perno, se determina la precarga del perno en este caso se utiliza la ecuación 2.50b para conexiones permanentes.

$$\therefore F_i = 0.90 \times 32,024 \text{ KN}$$

$$F_i = 28.83 \text{ KN}$$

²⁸ SHIGLEY, Joseph, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Sexta Edición, McGraw-Hill, México, 2003

²⁹ SHIGLEY, Joseph, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Sexta Edición, McGraw-Hill, México, 2003

- Longitud del Perno (l)³⁰

$$l_T = \begin{cases} 2d + 6 \rightarrow L \leq 125 & [\text{Ec. 2.52a}] \\ 2d + 12 \rightarrow 125 < L \leq 200 & [\text{Ec. 2.52b}] \\ 2d + 25 \rightarrow L > 200 & [\text{Ec. 2.52c}] \end{cases}$$

$$d = 12 \text{ mm}$$

$$l_T = 2(12) + 6$$

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

- Carga Resultante sobre el perno (F_b)

$$F_b = CxP + F_i \quad [\text{Ec.2.53}]$$

Donde: **C:** Constante de Unión (0.168) “Tabla 8-12 de Shigley”
(ANEXO 3)

P: Carga externa total del perno (5.6958 KN)

F_i: Precarga del perno (28.83 KN)

$$F_b = (0.168)x(5.6958) + 28.83 \text{ KN}$$

$$F_b = 29.786 \text{ KN}$$

- Carga resultante sobre los elementos (F_m)

$$F_m = (1 - C)xP - F_i \quad [\text{Ec. 2.54}]$$

$$F_m = (1 - 0.168)x5.6958 - 28.83 \text{ KN}$$

$$F_m = -24.091 \text{ KN}$$

³⁰ SHIGLEY, Joseph, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Sexta Edición, McGraw-Hill, México, 2003

- **Momento de Apriete (T)** ³¹

$$T = k \times F_i \times d \quad [\text{Ec. 2.55}]$$

Donde:

k: Coeficiente de torsión (0.20) Tabla 8-15 Shigley *ANEXO 3*

F_i: Precarga del perno (28.38 KN)

d: diámetro del perno (M12 ≈ 0.012m)

$$T = (0.20) \times (28.38\text{KN}) \times (0.012)$$

$$T = 0.06919\text{KNm} \approx \mathbf{69.19\text{Nm}}$$

- **Factor de seguridad de Perno (η)** ³²

$$\eta = \frac{F_i}{(1-c)P} \quad [\text{Ec. 2.56}]$$

$$\eta = \frac{28.38 \text{ KN}}{(0.832)(5.6958 \text{ KN})}$$

$$\eta = \mathbf{6}$$

Comprobación

Esfuerzo Tensión (σ_b) < Resistencia mínima de Prueba (S_p)

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} < S_p$$

$$\frac{29786 \times 10^4 \text{ MN}}{8.43 \times 10^{-5} \text{ m}^2} < 380 \text{ MPa}$$

$$\mathbf{353.33 \text{ MPa} < 380 \text{ MPa}}$$

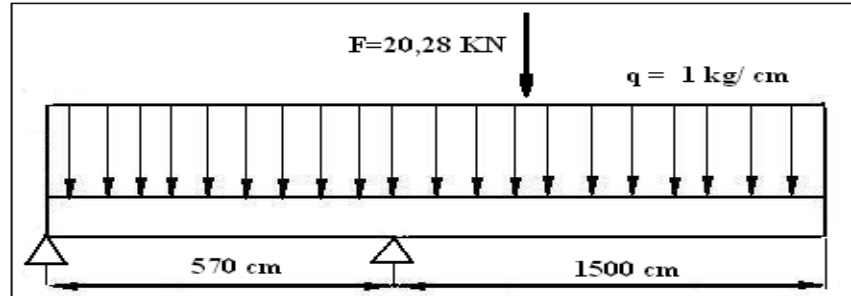
Por tanto es correcta la elección del perno M12x1.75 (long=30)

³¹ SHIGLEY, Joseph, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Sexta Edición, McGraw-Hill, México, 2003

³² SHIGLEY, Joseph, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Sexta Edición, McGraw-Hill, México, 2003

2.12 ANÁLISIS DE SOLDADURA.

En la figura 2.30 se muestra la distribución de cargas que soporta la plancha de carga.



Fuente: Los Autores

Fig. 2.30 Diagrama de Distribución de cargas de soldadura.

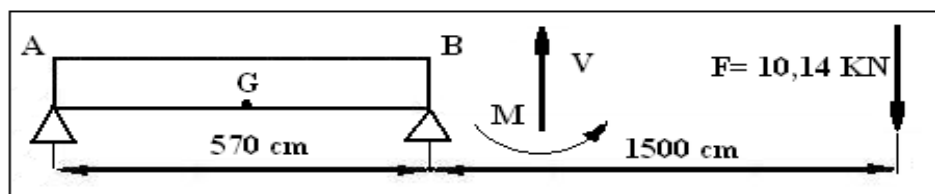
Para determinar la Fuerza que se aplica en toda la Banda Transportadora Telescopio, cuando se desplaza en su longitud total se determina con la ecuación 2.57.

$$F = q \times d \quad [\text{Ec. 2.57}]$$

$$F = 1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} \times 2070 \text{ cm} = 2070 \text{ kg}$$

$$F = 2070 \text{ kg} \times \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ kg}} = 20,28 \text{ N}$$

2.12.1 ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN JUNTAS A SOLDAR.



Fuente: Los Autores

Fig. 2.31 Análisis de esfuerzos.

$$A = 0,707 h d \quad [\text{Ec. 2.58}]$$

$$A = 0,707 (0,6 \text{ cm})(570 \text{ cm}) = 413,37 \text{ cm}^2$$

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad [\text{Ec. 2.59}]$$

$$\tau' = \frac{10,14 \text{ KN}}{241,79 \text{ cm}^2} \times \frac{100 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2} = 419,37 \text{ KPa}$$

$$\bar{x} = 0$$

$$\bar{y} = \frac{d}{2}$$

$$\bar{y} = \frac{570 \text{ cm}}{2} = 285 \text{ cm}$$

$$J = 0,707 h J_u \quad [\text{Ec. 2.60}]$$

$$J = 0,707 h \frac{d^3}{12}$$

$$J = 0,707 (0,6 \text{ cm}) \frac{(570 \text{ cm})^3}{12}$$

$$J = 6546572,6 \text{ cm}^4 \times \frac{1 \text{ m}^4}{(100 \text{ cm})^4} = 0,0654 \text{ m}^4$$

$$M = F \times L \quad [\text{Ec. 2.61}]$$

$$M = 10,14 \text{ KN}(285 + 465) \text{ cm}$$

$$M = 7605 \text{ KN cm} \times \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} = 76,05 \text{ KN m}$$

$$\tau'' = \frac{M r}{J} \quad [\text{Ec. 2.62}]$$

$$\tau'' = \frac{76,05 \text{ KN m}(2,85 \text{ m})}{0,0654 \text{ m}^4} = 3,31 \text{ MPa}$$

La magnitud del cortante es:

$$\tau = (\tau'^2 + \tau''^2)^{\frac{1}{2}} \quad [\text{Ec. 2.63}]$$

$$\tau = \sqrt{(0,419 \text{ MPa})^2 + (3,31 \text{ MPa})^2} = 3,34 \text{ MPa}$$

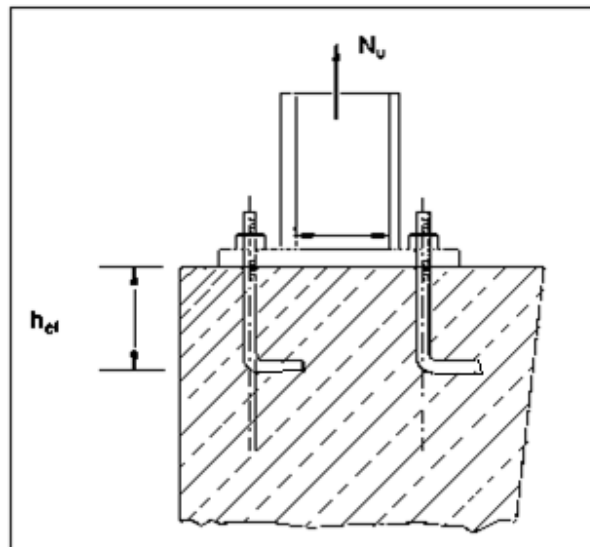
Para electrodo E60 tabla 9-7 $\tau_{perm} = 18 \text{ KPSI} = 124 \text{ MPa}$

$$\tau < \tau_{perm}$$

$$3,34 < 124$$

2.13 DISEÑO Y SELECCIÓN DE PERNOS DE ANCLAJE

Los métodos de análisis para determinar las cargas que actúan sobre cada anclaje individual en las aplicaciones con múltiples anclajes dependen del tipo de carga, de la rigidez de la placa de fijación y de la profundidad de empotramiento de los anclajes. Ver ANEXO 3



Fuente: Los Autores

Fig. 2.32 Sistema de anclaje

En las conexiones con múltiples anclajes cargadas de forma concéntrica solicitadas a tracción pura, la carga de tracción aplicada se puede suponer uniformemente distribuida entre los anclajes, siempre que la placa de fijación ha sido diseñada de manera que no llegue a la fluencia.

Con los valores obtenidos en los cálculos anteriores tanto de la placa base como de la columna se procede a la selección adecuada de los pernos de anclaje.

Datos:Dimensiones placa base: **200 mm x 100 mm x 10 mm**Carga a soportar columna: **3.1 klb**

Para el diseño se selecciona un perno de ¾ x 15 plg de longitud de Gancho tipo L, según tablas de la *International Building Code 2000 (IBC 2000)*, (ver ANEXO 3). Se obtiene las medidas de área:

Área bruta del anclaje (in.²) : 0,442Área efectiva del anclaje (Ase) (in.²) : 0,334Superficie de apoyo de las cabezas y tuercas (Abrg) (in.²) : 0,654**Determinación tracción del acero:**³³

$$\phi N_s = \phi \times n \times Ase \times fut \quad [\text{Ec. 2.64}]$$

Dónde: ϕN_s = Resistencia del acero (lb) ϕ = 0,75 factor de reducción de la resistencia (Tabla 34-4 ANEXO12)

n = 4: número de pernos a utilizar

Ase = 0,334: Área efectiva del anclaje (Tabla 34-2; ANEXO 3)

fut = 58000 psi: resistencia a la tracción (Tabla 34-1; ANEXO 3)

$$\phi N_s = (0,75)(4)(0,334)(58)$$

$$\phi N_s = 58,116 \text{ lb}$$

³³ International Building Code 2000 (IBC 2000), International Building Code Council, Falls Church, Virginia, Mayo 2000.

Resistencia del acero al corte (ΦV_s): ³⁴

$$\Phi V_s = \Phi n 0,6 (Ase) (fut) \quad [\text{Ec. 2.65}]$$

Donde.

$\phi = 0,65$: factor de reducción de la resistencia
(Tabla 34-4 ANEXO 3)

$n = 4$: número de pernos a utilizar

$Ase = 0,334$: Área efectiva del anclaje (Tabla 34-2; ANEXO 3)

$fu = 58000$ psi: resistencia a la tracción (Tabla 34-1; ANEXO 3)

$$\Phi V_s = (0,65)(4)(0,6)(0,334)(58)$$

$$\Phi V_s = 30,22 \text{ lb}$$

Conclusión:

Usar anclajes de 3/4 plg de diámetro con cabeza hexagonal, de acero ASTM F 1554 Grado 36, con hef = 10 plg, y una prolongación o gancho (eh) de 3 plg. Utilizando bulones con cabeza hexagonal se logra aumentar la capacidad de tracción un 44%.

2.14 DISEÑO DEL SISTEMA ELECTROMECAÁNICO

2.14.1 REALIZACIÓN DE DIAGRAMA DE CONTROL

2.14.2 REALIZACION DE DIAGRAMA DE FUERZA.

2.14.3 PROGRAMACIÓN VARIADOR DE VELOCIDAD.

³⁴ International Building Code 2000 (IBC 2000). International Building Code Council, Falls Church, Virginia, Mayo 2000.

CAPITULO III

COSTOS Y SIMULACIÓN.

3.1 GENERALIDADES

El presente capítulo se realiza un análisis de costos para determinar cuál es el monto de los recursos económicos necesarios para la elaboración del proyecto. En el presente caso, para realizar el análisis de costos pertinentes se van a tomar en cuenta los costos directos e indirectos.

Para obtener un resultado favorable del proyecto, se procede a la simulación mediante un software de computador lo cual permite verificar los materiales seleccionados son los correctos y la rentabilidad de la misma, dentro del estudio de los costos influye a su vez el sistema de distribución de los recursos para su ejecución.

Finalmente para determinar el costo total de la máquina, se suma el total de los costos directos e indirectos.

3.2 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS

3.2.1 COSTOS DE MATERIALES DIRECTOS

A los materiales directos corresponde la materia prima que se necesita para construir los elementos que conforman toda máquina, en la tabla 3.1 se presenta un listado de los mismos.

Tabla 3.1 Costos para materiales directos

Materiales	Cant.	Peso (kg/mt)	Valor Unitario (usd)	Valor total (usd)
Perfil C 125 x 50 x 6 (long.=6mt)	2	9,86	76,30	152,6
Perfil C 200 x 60 x 8 (long.=6mt)	2	18,8	144,69	289,38
Perfil C 250 x 80 x 12 (long.=6mt)	6	36,02	278,07	1668,42
Perfil C 150 x 50 x 6 (long.=6mt)	2	11,06	84,78	169,56
Plancha de acero A36; e=6mm,	8	140,21	140,22	1121,76
Perfil UPN 100	4	10,6	100,00	400
Perfil UPN 200	4	25,3	239,28	957,12
Barra cuadrada AISI C 1045 43x43	4	14,5	72,00	288
Barra rectangular de AISI C 1045 43 x 70	2	23,6	195,00	390
Angulo 40x3 ASTM A36	6	1,81	14,58	87,48
Subtotal				5524,32

3.2.2 COSTOS PARA ELEMENTOS SELECCIONADOS

Son los costos correspondientes de los elementos que se ha seleccionado para el diseño de la máquina estos se los determina en la siguiente tabla 3.2

Tabla 3.2 Costos para elementos seleccionados.

Elemento	Cant.	Valor unit. (usd)	Valor total (usd)
Moto reductor de 2 HP	1	1104,00	1104,00
Moto reductor de 7 HP	1	2285,00	2285,00
Chumacera tipo FYTB 30 TF	4	31,94	127,76
Chumacera tipo FYTB 35 TF	4	37,35	149,40
Chumacera tipo FYTB 45 TF	8	41,73	333,84
Chumacera tipo UCPG309D1	2	64,85	129,70
Tipo de banda: 500 EP 400/3 3+1,5	1	2928,64	2928,64
Grapas de unión tipo Flexco metálico	1	324	324,00
Templador tipo F210 NSTU-SC-200	4	51,78	207,12
Pernos M12x40	32	0,35	11,20
Pernos M10x50	62	0,28	17,36
Pernos M14x60	8	0,88	7,04
Pernos M16x100	32	1,25	40,00
Tuercas M12	32	0,10	3,20
Tuercas M10	62	0,08	4,96
Tuercas M14	8	0,20	1,60
Tuercas M16	32	0,56	17,92
Rodillo motriz de Ø1=30; Ø80 (long T=692)	2	216,00	432,00
Rodillo motriz de Ø1=32; Ø70 (long T=818)	2	264,00	528,00
Rodillo motriz de Ø1=35; Ø70 (long T=944)	2	324,00	648,00
Rodillo motriz de Ø1=45; Ø90 (long T=1220)	3	342,00	1026,00
Rodillo motriz de Ø1=45; Ø94 (long T=1170)	3	342,00	1026,00
Rodillo motriz de Ø1=45; Ø290 (long T=1170)	1	900,00	900,00
Cadena paso 60	6	45,80	274,80
Cadena paso 50	13	33,00	429,00
Cadena paso 80	1	75,6	75,6
Candados paso 60	15	2,26	33,90
Candados paso 50	15	1,95	29,25
Candados tipo C2060	10	15,00	150,00
Candados tipo C2050	10	12,01	120,10
Subtotal			13365,39

3.2.3 COSTOS DE MAQUINADO

Es el costo equivalente a la mano de obra directa empleada en las máquinas y equipamiento eléctrico, estos valores se presentan en la tabla 3.3

Tabla 3.3 Costos de maquinado.

Máquina	Costos por máquina incluido mano de obra (USD/h)	Tiempo total (h)	Costo total por máquina (USD)
Torno	12	64	768,00
Fresadora	18	40	720,00
Soldadora eléctrica	4	120	480,00
Plasma	5	32	160,00
Taladro	3	15	45,00
Subtotal			2173,00

3.2.4 COSTOS DE MONTAJE

Son los costos por la mano de obra necesaria para el ensamblaje y montaje correspondiente, para lo cual se necesita el trabajo de 6 personas durante el periodo de 40 horas laborables a un costo de 90 dólares cada uno.

3.2.5 TOTAL DE COSTOS DIRECTOS

El total de los costos directos va ser la sumatoria de materiales directos, elementos seleccionados, costos de maquinado y el costo de diseño. La tabla 3.4 muestra el resumen.

Tabla 3.4 Total de costos directos.

Componente del costo	Valor (USD)
Materiales directos	5524,32
Elementos seleccionados	13365,39
Costo de maquinado	2173,00
Costo de montaje	3600,00
TOTAL	24662,71

3.3 ANALISIS DE COSTOS INDIRECTOS

A continuación se realiza un despliegue de los costos indirectos:

3.3.1 COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS.

En la tabla 3.5 se detallan los costos de materiales indirectos.

Tabla 3.5 Costos de materiales Indirectos.

Material	Cantidad	Valor unitario (USD)	Valor total (USD)
Electrodo E6011-1/8"	2 caja (20kg)	94,50	189,00
Pintura anticorrosiva	20 lt.	8,50	42,50
Tiñer	15 lt.	0,45	6,75
Lija de hierro #80	20 unid	0,59	11,80
Cepillo de alambre	5 unid.	2,55	12,75
Discos de corte	20 unid	2,1	42,00
Discos de desbaste	10 unid	4,15	41,50
Subtotal			346,30

3.3.2 COSTOS DE INSUMOS.

Es el costo debido al tiempo que se utiliza en impresiones, movilización, gastos administrativos, consultas generales, etc.

Para el respectivo costo de insumo se estima un valor de 500 USD.

3.3.3 TOTAL DE COSTOS INDIRECTOS

En la tabla 3.6 se resume el total de costos indirectos utilizados en el diseño de la máquina.

Tabla 3.6 Total de costos indirectos.

Componente del costo	Valor
	(USD)
Materiales indirectos	346,30
Costo de Insumos	500
Total	846,3

3.4 COSTO SUBTOTAL DE LA MÁQUINA

El subtotal de la máquina es la sumatoria de los costos directos y los costos indirectos, a continuación en la tabla 3.7 se indican estos valores.

Tabla 3.7 Costo subtotal de la máquina.

Componente del costo	Valor (USD)
Costo Directo	24662,71
Costo Indirecto	846,3
Total	25509,01

3.5 COSTO DE DISEÑO

El costo de diseño equivale al 15% del subtotal de la máquina.

$$C_d = (25509,01) * (15/100) = 3826,35$$

3.6 UTILIDAD DE LA MÁQUINA

La máquina tiene una utilidad del 20% al subtotal.

$$U_m = (25509,01) * (20/100) = 5101,80$$

3.7 COSTOS TOTAL DE LA MÁQUINA

El total de la máquina es la sumatoria de los costos subtotal, costos de diseño y costo de utilidad, a continuación en la tabla 3.8 se indican estos valores.

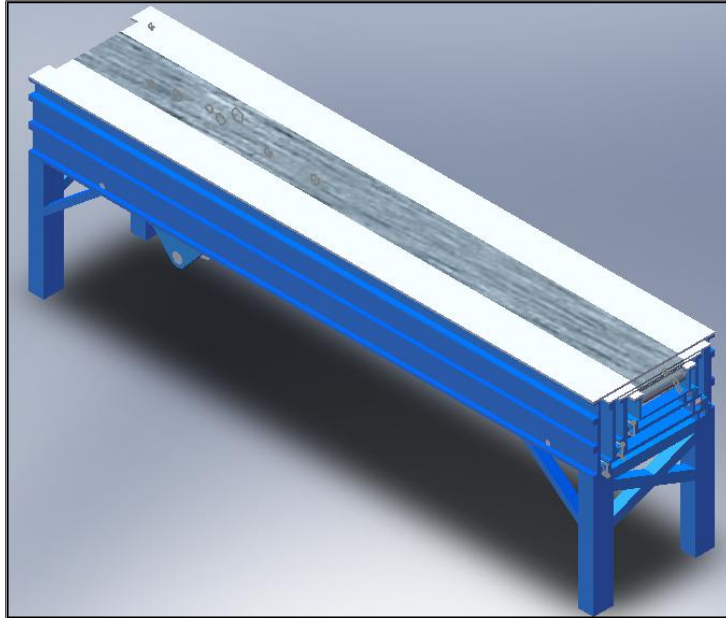
Tabla 3.8 Costo Total de la máquina.

Componente del costo	Valor (USD)
Subtotal Máquina	25509,01
Costo de Diseño	3826,35
Utilidad	5101,80
Total	34437,16

Por lo tanto, como se puede ver en la tabla 3.8 la Banda Transportadora Telescópica tiene un precio bastante accesible especialmente para la industria alimenticia como en este caso es para la Fábrica de Fideos Miller Ecuador S.A., esto en comparación con otras máquinas que se utilizan para la transportación de productos terminados.

3.8 PROCESO DE SIMULACIÓN

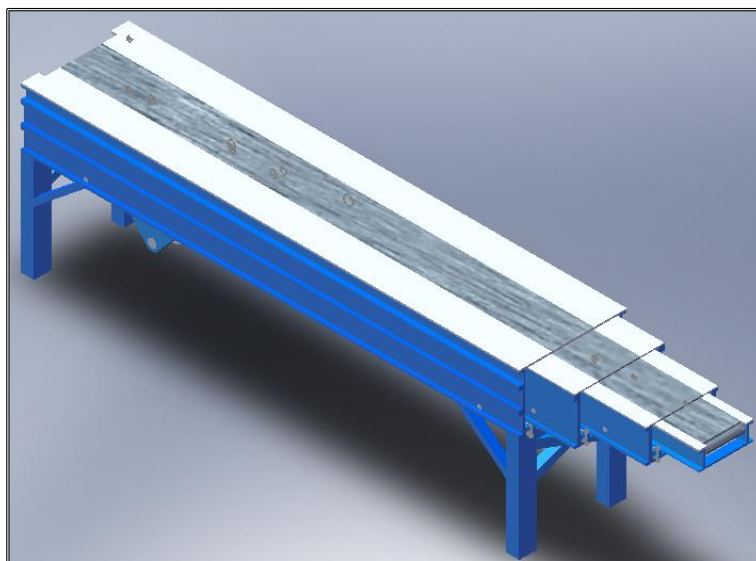
1. En el proceso inicial se observa que las mesas están en el interior de la estructura de la banda transportadora hasta ser accionada su movimiento de banda y salida de las mesas.



Fuente: Los Autores

Fig. 3.1 Proceso inicial de Simulación de Banda transportadora telescopio.

2. Al Accionar el sistema mediante un pulsador se genera movimiento de la banda, posteriormente si se acciona otro pulsador se empieza a desplazarse las mesas secuencialmente y con un movimiento constante.



Fuente: Los Autores

Fig. 3.2 Movimiento constante de Banda transportadora telescopio.

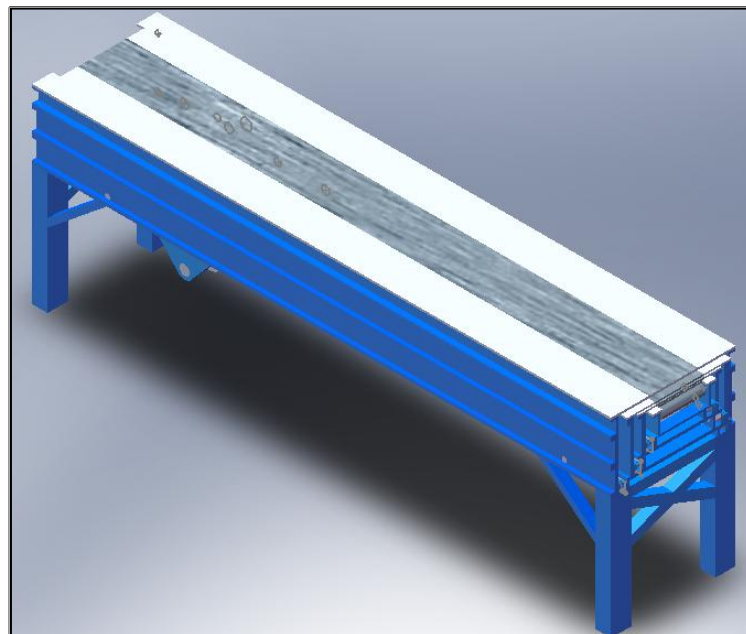
3. Al accionar los pulsadores se tiene que las mesas se desplazan hasta su longitud total, desplazándose las mesas siempre con un movimiento constante y secuencial.



Fuente: Los Autores

Fig. 3.3 Desplazamiento total de banda transportadora telescopio.

4. Posteriormente se observa que las mesas regresan a la posición inicial con un movimiento constante sin que exista ninguna interrupción.

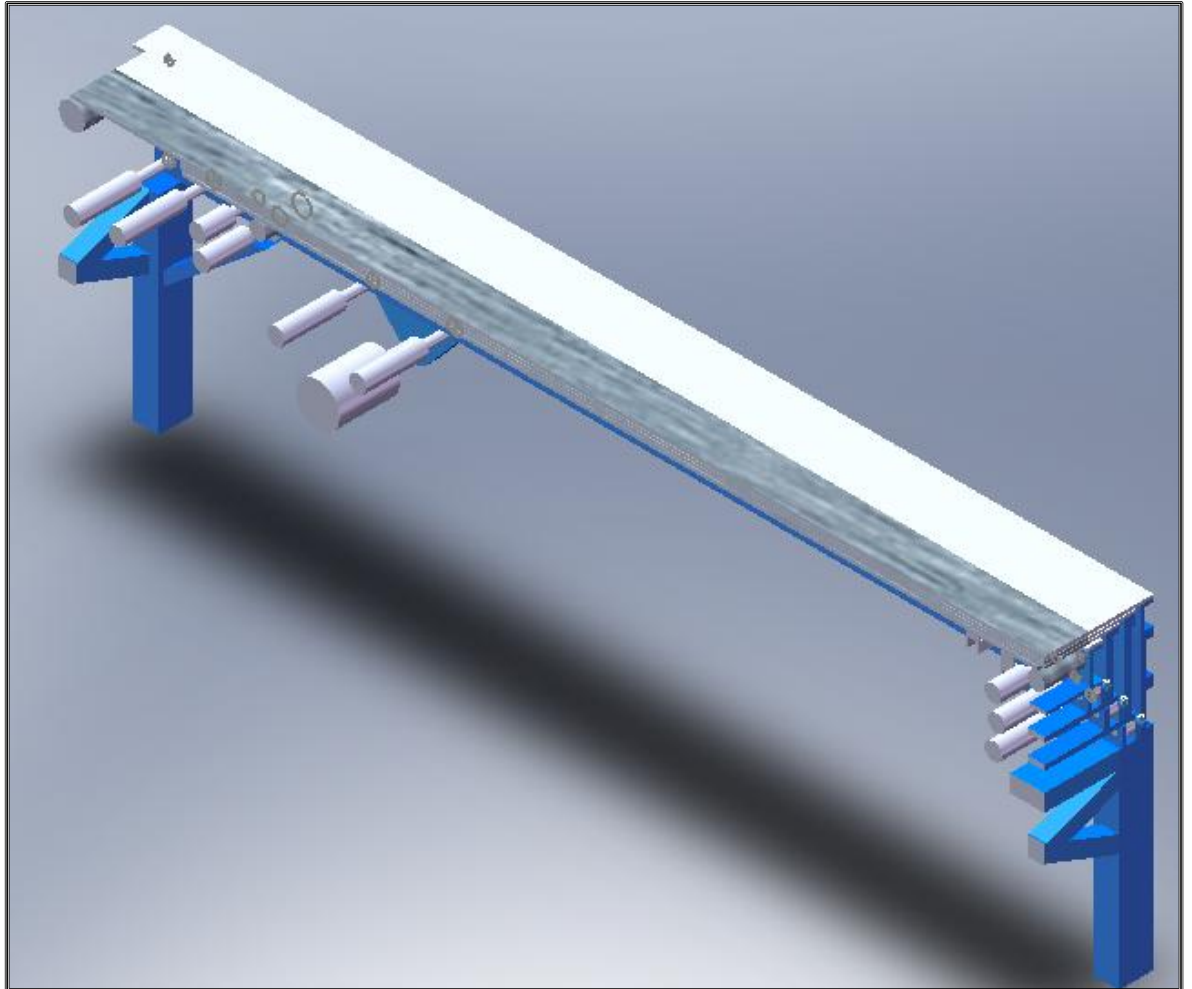


Fuente: Los Autores

Fig. 3.4 Posición inicial de Banda transportadora telescopio.

5. Para el movimiento de la banda se toma en cuenta que el interior se tiene rodillos y un rodillo principal de arrastre que genera el movimiento de la banda.

Posición Inicial



Fuente: Los Autores

Fig. 3.5 Corte interno de Banda transportadora telescopio (Posición inicial).

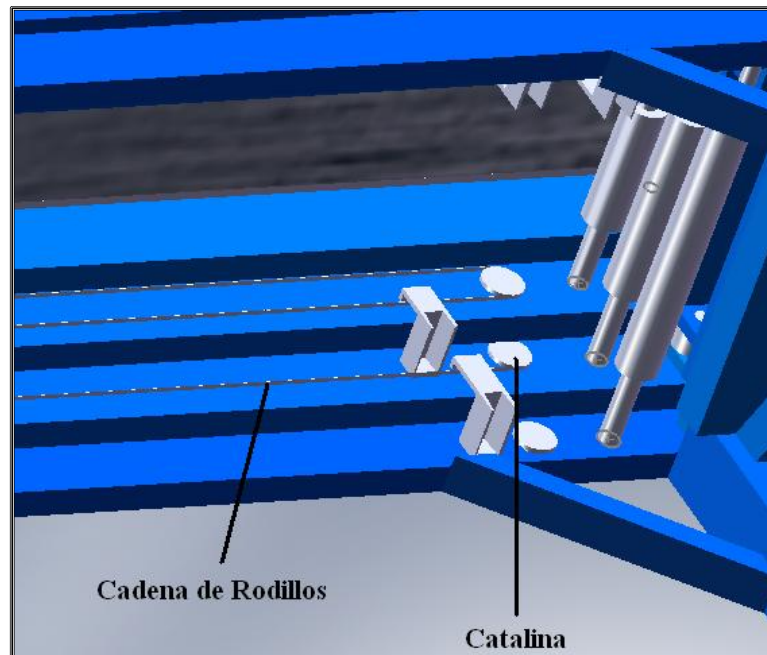
Posición Final



Fuente: Los Autores

Fig. 3.6 Corte interno de Banda transportadora telescopio (Posición Final).

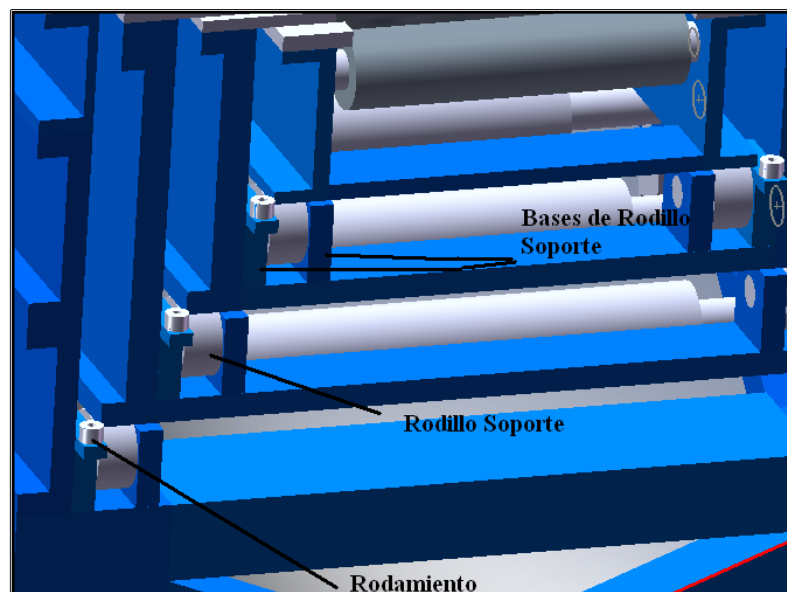
6. En el movimiento generando de las mesas se realiza por intermedio del sistema de transmisión de cadena y catalina.



Fuente: Los Autores

Fig. 3.7 Sistema de transmisión de cadena y catalina.

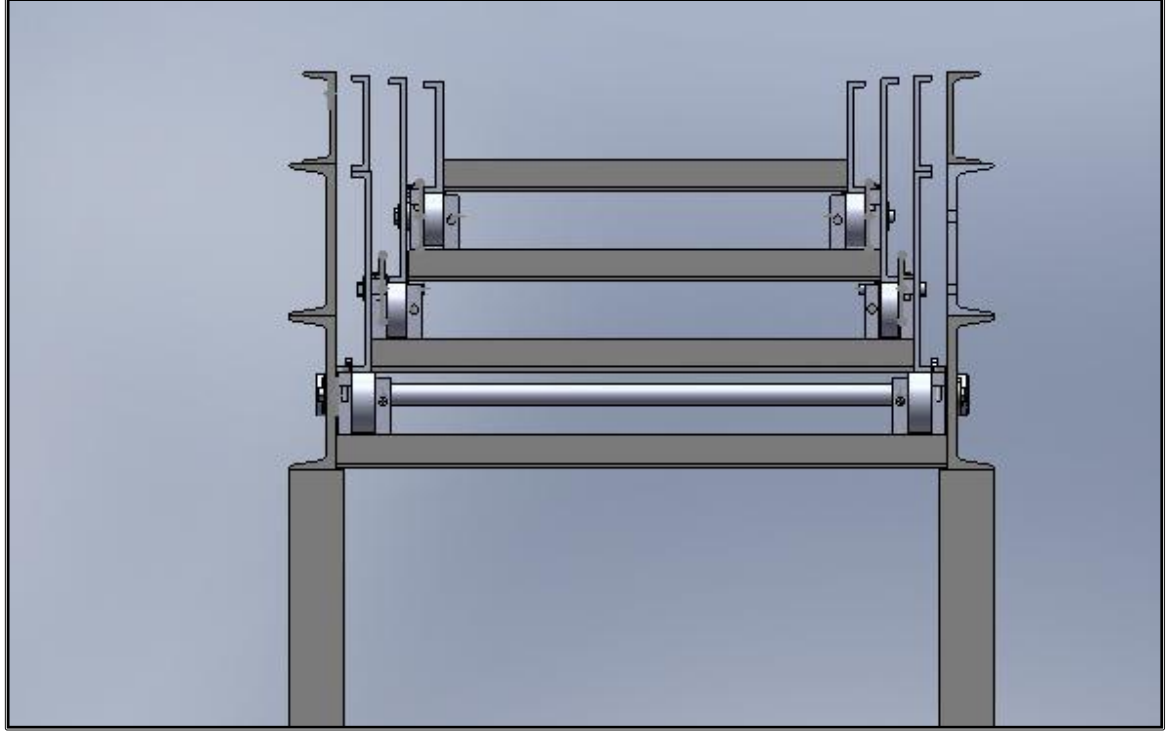
7. Para que puedan soportar el peso y puedan desplazarse con tranquilidad las mesas en la parte frontal de la estructura están las bases con los rodillos que soportan la carga y generan movimiento y a los costados rodamientos que ayudan a guiar el movimiento de las mesa.



Fuente: Los Autores

Fig. 3.8 Conjunto de Soportes de Mesas.

8. En la parte posterior de cada mesa existe un rodamiento sistema que soporta el peso de las mesas y es guiado con un eje cuadrado que ayuda a soportar el peso y con el rodamiento permite que se deslice con facilidad las mesas.

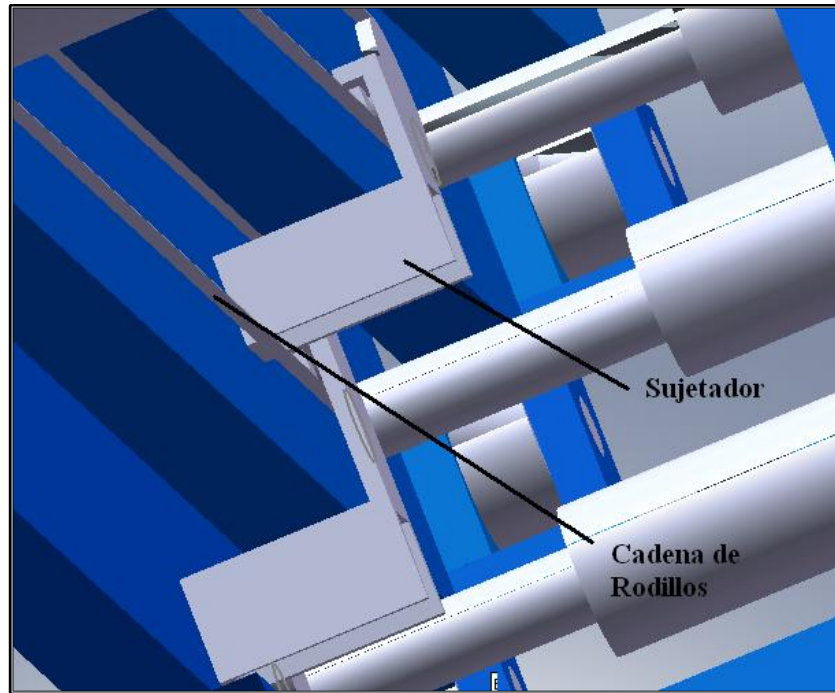


Fuente: Los Autores

Fig. 3.9 Vista frontal de banda transportadora telescopio.

9. Para el movimiento de las cadenas accionadas por un motor, generar el desplazamiento de las mesas es necesario un Sistema de arrastre que se obtiene con el Sujetador, ubicados en el interior de cada mesa adelante y atrás de cada una, para que puedan dar el movimiento de salida y entrada de las mesas.

Sujetadores Frontal



Fuente: Los Autores

Fig. 3.10 Sujetadores Internos.

ANEXOS

ANEXO 1

PLANO GENERAL Y DESPIECE

ANEXO 2

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE BANDA TRANSPORTADORA DE TELESCOPIO

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

1. OBJETIVO:

El presente manual tiene como objetivo normar todas las acciones de operación y mantenimiento preventivo y/o correctivo de la banda transportadora telescópica ubicada en la sección de despachos de la planta Miller Ecuador S.A.

2. ALCANCE:

El vigente documento es aplicable exclusivamente a la banda transportadora telescopio que forma parte del proceso productivo de harina desde la recepción de la materia prima hasta su consecución final en el producto terminado.

3. DESARROLLO

El mantenimiento y/o operación comprende todas aquellas actividades susceptibles de ser o no programadas, ya sea por solicitud del operario, por obligación legal o reglamentaria, como indicación del fabricante o como requisito de los programas preventivos definidos.

Mantenimiento Preventivo

Como su nombre lo indica el mantenimiento preventivo se diseñó con la idea de prever y anticiparse a los fallos de la máquina, utilizando para ello una serie de datos sobre los distintos sistemas y sub-sistemas e inclusive partes.

Bajo esa premisa se diseña el programa con frecuencias calendario o uso del equipo, para realizar cambios de sub-ensambles, cambio de partes, reparaciones, ajustes, cambios de aceite y lubricantes, etc., a la banda transportadora que se considera importante realizar para evitar fallos.

Haciendo uso de los datos hacemos su planeación esperando con ello evitar los paros y obtener con ello una alta efectividad de la máquina, los conceptos de este mantenimiento se agrupan en dos categorías: PREVENTIVO Y CORRECTIVO.

El mantenimiento preventivo se refiere a las acciones, tales como; reemplazos, adaptaciones, restauraciones, inspecciones, evaluaciones, etc. Hechas en períodos de tiempos por calendario o uso de los equipos. (Tiempos dirigidos).

Dentro del mantenimiento planeado se contempla el mantenimiento predictivo. El Mantenimiento Correctivo se utilizará como la acción que emana de los programas de mantenimiento preventivo y predictivo (Tiempos dirigidos y Condiciones dirigidas de los equipos).

Mantenimiento Primario.

Estas actividades serán realizadas por personal de mantenimiento, por afinidad con las mismas, que se detallan a continuación:

Limpieza general

Armado de los aparatos de retorno

Regulación y/o ajustes.

Cambio herramental (rodamientos, banda y/o rodillos)

Regulaciones básicas como puesta a cero de la máquina.

INSTRUCTIVO GENERAL DE OPERACIÓN

Es absolutamente necesario que el USUARIO se remita a lo especificado en el siguiente manual para todas las condiciones, las circunstancias y las normas que regulan el funcionamiento de la máquina.

PRECAUCIONES

El diseño y simulación de este equipo es tal que no presenta condiciones inseguras en su operación mientras sea operado por personal entrenado y que sigan las recomendaciones siguientes. Caso contrario se pueden presentar acciones inseguras e incapacitantes para el personal. Se recomienda seguir las siguientes normas:

- No utilizar cadenas u objetos colgantes que puedan enredarse en los dispositivos de traslación de productos.
- Mantenga la caja de control eléctrico siempre cerrada, ábrala únicamente cuando sea necesario.
- Si no está operando la máquina, mantenga el breaker en posición off.
- No introduzca las manos ni cualquier otra parte del cuerpo dentro de la banda transportadora de telescopio.
- Evite el contacto con la cadena cuando este en movimiento la banda transportadora de telescopio, su movimiento lineal puede ocasionar lesiones leves.

ARRANQUE Y PUESTA A PUNTO

- Energizar la máquina.
- Colocar el selector en la posición 1.
- Establecer la longitud de salida y/o entrada de trabajo mediante los selectores de posición.
- Espere algunos minutos hasta alcanzar la longitud de trabajo que se requiere.
- Para apagar la máquina pulse el selector 0, con lo cual se cortará el movimiento de la banda y con los selectores de posición coloque la banda transportadora de telescopio en su estado inicial.

INSTRUCTIVO GENERAL DE MANTENIMIENTO

PASO	RESPONSABLE	DESCRIPCION	RECOMENDACIONES
1	Asistente de mantenimiento mecánico	Identificar los puntos de lubricación de la maquinaria a intervenir y la limpieza de los puntos identificados antes y después del proceso de lubricación.	Utilice el catálogo propio de la máquina para identificar adecuadamente todos los puntos
2	Asistente de mantenimiento mecánico	Atenerse siempre a las instrucciones de engrase, tanto para grasa y para aceite	
3	Asistente de mantenimiento mecánico	Considerar lo siguiente: Tipo de aceite o grasa Grasa o aceite a adicional en cada intervalo. Puntos a engrasar. Si se debe y cuando desmontarse los rodamientos para limpieza	Refiérase al anexo de la tabla de lubricación general. Aceite ISO VG 150 para cajas reductoras
4	Asistente de mantenimiento mecánico	Colocar siempre las tapas de los puntos de lubricación y limpiar el exceso de grasa de boquillas graseros y tapas de chumaceras	El nivel de grasa en rodamientos debe comprobarse cada 3 meses y/o cada 10000 horas de trabajo
5	Asistente de mantenimiento mecánico	Identificar en este tipo de transmisión: El accionamiento (motor reductor) La cadena de transmisión La carga de la transmisión El arco de enlace en los piñones	Este tipo de transmisión generalmente no necesita dispositivos de tensión
6	Asistente de mantenimiento mecánico	Verificar la posibilidad de desgaste en la estructura de la cadena que pueda generar el incremento de la longitud y acelerar el desgaste de los piñones	
7	Asistente de mantenimiento mecánico	Verificar la posibilidad de desgaste en la estructura de la banda que pueda generar el incremento de la longitud y acelerar el desgaste de la misma.	La templabilidad de la banda no tiene que superar el límite elástico. Ver catálogo de banda.
8	Asistente de mantenimiento mecánico	El Mantenimiento de cajas reductoras pasa por revisar el nivel de aceite antes de la puesta en marcha. La carcasa tendrá visibles los tapones de llenado, nivel y drenaje del lubricante, que deben estar bien sellados e identificados	El nivel del aceite debe comprobarse regularmente, mínimo una vez cada 3 meses. En el reductor nuevo después de las 200 horas iniciales de funcionamiento debe cambiarse el aceite realizando un lavado; los posteriores cambios se harán entre las 1500 y 2000 horas de trabajo.
9	Asistente de mantenimiento eléctrico	Cambio de los fusibles y contactores	Para cambiar los fusibles y los contactores, siga los siguientes pasos: <ul style="list-style-type: none"> • Retirar los tornillos que se encuentran en el frontal del tablero de electricidad. • Para el caso de los fusibles, abrir el porta fusible y retirar el fusible. • Para el caso del contactor, desconecte los cables de electricidad y hale el componente.

ANEXO 3

TABLAS – CATÁLOGOS DE MATERIALES

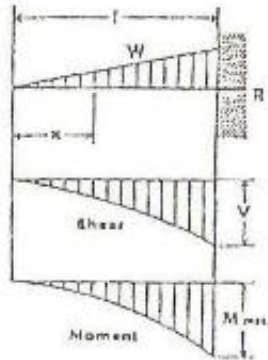
DIAGRAMA DE MOMENTOS Y FÓRMULAS

BEAM DIAGRAMS AND FORMULAS

For various static loading conditions

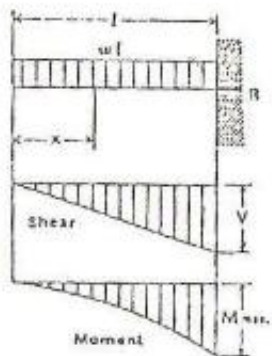
For meaning of symbols, see page 2 - 293

18. CANTILEVER BEAM—LOAD INCREASING UNIFORMLY TO FIXED END



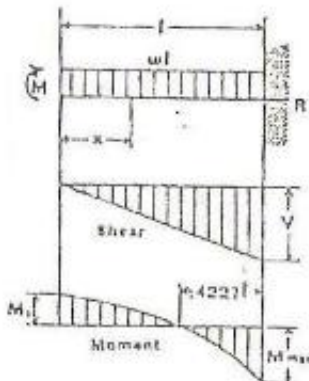
Total Equiv. Uniform Load	$= \frac{8}{3} W$
$R = V$	$= W$
V_x	$= W \frac{x^2}{l^2}$
$M_{\max.}$ (at fixed end)	$= \frac{Wl}{3}$
M_x	$= \frac{Wx^3}{3l^2}$
$\Delta_{\max.}$ (at free end)	$= \frac{Wl^3}{15EI}$
Δ_x	$= \frac{W}{60EI l^2} (x^5 - 5l^2x + 4l^3)$

19. CANTILEVER BEAM—UNIFORMLY DISTRIBUTED LOAD



Total Equiv. Uniform Load	$= 4wl$
$R = V$	$= wl$
V_x	$= wx$
$M_{\max.}$ (at fixed end)	$= \frac{wl^2}{2}$
M_x	$= \frac{wx^2}{2}$
$\Delta_{\max.}$ (at free end)	$= \frac{wl^4}{8EI}$
Δ_x	$= \frac{w}{24EI} (x^4 - 4l^2x + 3l^3)$

20. BEAM FIXED AT ONE END, FREE TO DEFLECT VERTICALLY BUT NOT ROTATE AT OTHER—UNIFORMLY DISTRIBUTED LOAD



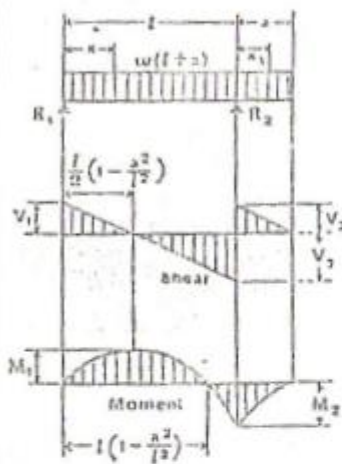
Total Equiv. Uniform Load	$= \frac{8}{3} wl$
$R = V$	$= wl$
V_x	$= wx$
$M_{\max.}$ (at fixed end)	$= \frac{wl^2}{3}$
M_x (at deflected end)	$= \frac{wl^2}{5}$
M_x	$= \frac{w}{6} (l^2 - 3x^2)$
$\Delta_{\max.}$ (at deflected end)	$= \frac{wl^4}{24EI}$
Δ_x	$= \frac{w}{24EI} (l^3 - x^3)^2$

DIAGRAMA DE MOMENTOS Y FÓRMULAS

BEAM DIAGRAMS AND FORMULAS For various static loading conditions

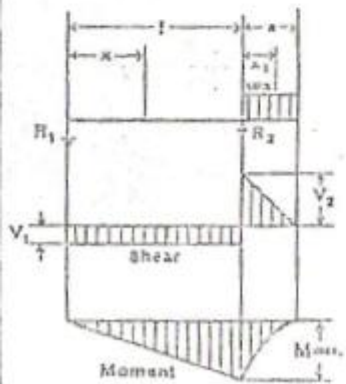
For meaning of symbols, see page 2 - 293

24. BEAM OVERHANGING ONE SUPPORT—UNIFORMLY DISTRIBUTED LOAD



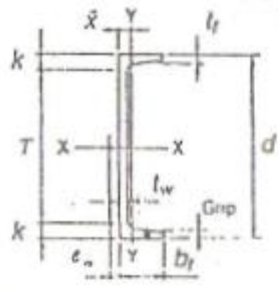
$$\begin{aligned}
 R_1 = V_1 & \dots \dots \dots = \frac{w}{2l} (l^2 - a^2) \\
 R_2 = V_2 + V_3 & \dots \dots \dots = \frac{w}{2l} (l + a)^2 \\
 V_2 & \dots \dots \dots = wa \\
 V_3 & \dots \dots \dots = -\frac{wa}{2} (l^2 + a^2) \\
 V_x \text{ (between supports)} & \dots \dots = R_1 - wx \\
 V_{x_1} \text{ (for overhang)} & \dots \dots = -w(x - x_1) \\
 M_1 \text{ (at } x = \frac{l}{2} [1 - \frac{a^2}{l^2}] \text{)} & \dots \dots = -\frac{w}{8l^2} (l + a)^2 (l - a)^2 \\
 M_2 \text{ (at } R_2 \text{)} & \dots \dots = \frac{wa^2}{2} \\
 M_x \text{ (between supports)} & \dots \dots = \frac{wx}{2l} (l^2 - a^2 - xl) \\
 M_{x_1} \text{ (for overhang)} & \dots \dots = -\frac{w}{2} (a - x_1)^2 \\
 \Delta_x \text{ (between supports)} & \dots \dots = \frac{wx}{24EI} (l^2 - 2l^2a^2 + la^2 - 2a^2l^2 + 2a^3x^2) \\
 \Delta_{x_1} \text{ (for overhang)} & \dots \dots = -\frac{wx_1}{24EI} (4a^2l - l^3 + 6a^2x_1 - 4ax_1^2 + x_1^3)
 \end{aligned}$$

25. BEAM OVERHANGING ONE SUPPORT—UNIFORMLY DISTRIBUTED LOAD ON OVERHANG



$$\begin{aligned}
 R_1 = V_1 & \dots \dots \dots = \frac{wa^2}{2l} \\
 R_2 = V_2 + V_3 & \dots \dots \dots = \frac{wa^2}{2l} (2l + a) \\
 V_2 & \dots \dots \dots = wa \\
 V_{x_1} \text{ (for overhang)} & \dots \dots = w(a - x_1) \\
 M \text{ max. (at } R_2 \text{)} & \dots \dots = \frac{wa^3}{2} \\
 M_x \text{ (between supports)} & \dots \dots = \frac{wa^2x}{2l} \\
 M_{x_1} \text{ (for overhang)} & \dots \dots = \frac{w}{2} (a - x_1)^2 \\
 \Delta \text{ max. (between supports at } x = \frac{l}{\sqrt{3}} \text{)} & \dots \dots = \frac{wa^2l^2}{18\sqrt{3}EI} \approx 0.03202 \frac{wa^2l^2}{EI} \\
 \Delta \text{ max. (for overhang at } x_1 = a \text{)} & \dots \dots = \frac{wa^3}{24EI} (4l + 3a) \\
 \Delta_x \text{ (between supports)} & \dots \dots = \frac{wa^2x}{12EI} (l^2 - x^2) \\
 \Delta_{x_1} \text{ (for overhang)} & \dots \dots = \frac{wx_1}{24EI} (4a^2l - l^3 + 6a^2x_1 - 4ax_1^2 + x_1^3)
 \end{aligned}$$

DIMENSIONES DE PERFIL C.



f

CHANNELS

AMERICAN STANDARD

Dimensions

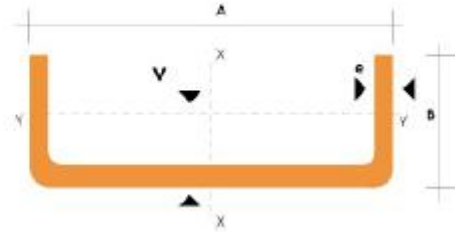
Designation	Area <i>A</i>	Depth <i>d</i>	Web		Flange			Distance		Grip	Max. Flge. Fastener		
			Thickness <i>t_w</i>	<i>t_w</i> / 2	Width <i>b_f</i>	Average thickness <i>t_f</i>	<i>T</i>	<i>k</i>					
									In. ²			In.	In.
C 15×50	14.7	15.00	0.716	3/8	3/8	3.716	3 3/8	0.650	3/8	12 1/2	1 7/8	3/8	1
×40	11.8	15.00	0.520	1/2	1/2	3.520	3 1/2	0.650	3/8	12 1/2	1 7/8	3/8	1
×33.9	9.96	15.00	0.400	5/8	5/8	3.400	3 3/8	0.650	3/8	12 1/2	1 7/8	3/8	1
C 12×30	8.82	12.00	0.510	1/2	1/2	3.170	3 3/8	0.501	3/8	9 3/4	1 1/2	3/8	3/8
×25	7.35	12.00	0.387	3/4	3/4	3.047	3	0.501	3/8	9 3/4	1 1/2	3/8	3/8
×20.7	6.09	12.00	0.282	7/8	7/8	2.942	3	0.501	3/8	9 3/4	1 1/2	3/8	3/8
C 10×30	8.82	10.00	0.673	3/8	3/8	3.033	3	0.436	3/8	8	1	3/8	3/8
×25	7.35	10.00	0.526	1/2	1/2	2.886	2 1/2	0.436	3/8	8	1	3/8	3/8
×20	5.88	10.00	0.379	3/4	3/4	2.739	2 1/2	0.436	3/8	8	1	3/8	3/8
×15.3	4.49	10.00	0.240	1/2	1/2	2.600	2 1/2	0.436	3/8	8	1	3/8	3/8
C 9×20	5.88	9.00	0.448	3/8	3/8	2.648	2 1/2	0.413	3/8	7 1/2	1 1/8	3/8	3/8
×15	4.41	9.00	0.285	3/4	3/4	2.485	2 1/2	0.413	3/8	7 1/2	1 1/8	3/8	3/8
×13.4	3.94	9.00	0.233	1/2	1/2	2.433	2 1/2	0.413	3/8	7 1/2	1 1/8	3/8	3/8
C 8×18.75	5.51	8.00	0.487	1/2	1/2	2.527	2 1/2	0.390	3/8	6 1/2	1 1/8	3/8	3/8
×13.75	4.04	8.00	0.303	3/4	3/4	2.343	2 1/2	0.390	3/8	6 1/2	1 1/8	3/8	3/8
×11.5	3.38	8.00	0.220	1/2	1/2	2.260	2 1/2	0.390	3/8	6 1/2	1 1/8	3/8	3/8
C 7×14.75	4.33	7.00	0.419	3/8	3/8	2.299	2 1/2	0.366	3/8	5 1/2	1 1/8	3/8	3/8
×12.25	3.60	7.00	0.314	1/2	1/2	2.194	2 1/2	0.366	3/8	5 1/2	1 1/8	3/8	3/8
× 9.8	2.87	7.00	0.210	3/4	3/4	2.090	2 1/2	0.366	3/8	5 1/2	1 1/8	3/8	3/8
C 6×13	3.83	6.00	0.437	3/8	3/8	2.157	2 1/2	0.343	3/8	4 3/8	1 1/8	3/8	3/8
×10.5	3.09	6.00	0.314	1/2	1/2	2.034	2	0.343	3/8	4 3/8	1 1/8	3/8	3/8
× 8.2	2.40	6.00	0.200	3/4	3/4	1.920	1 1/2	0.343	3/8	4 3/8	1 1/8	3/8	3/8
C 5× 9	2.64	5.00	0.325	3/8	3/8	1.885	1 1/2	0.320	3/8	3 1/2	1 1/8	3/8	3/8
× 6.7	1.97	5.00	0.190	1/2	1/2	1.750	1 1/2	0.320	3/8	3 1/2	1 1/8	—	—
C 4× 7.25	2.13	4.00	0.321	3/8	3/8	1.721	1 1/2	0.296	3/8	2 1/2	1 1/8	3/8	3/8
× 5.4	1.59	4.00	0.184	3/4	3/4	1.584	1 1/2	0.296	3/8	2 1/2	1 1/8	—	—
C 3× 6	1.76	3.00	0.356	3/8	3/8	1.596	1 1/2	0.273	3/8	1 1/2	1 1/8	—	—
× 5	1.47	3.00	0.258	1/2	1/2	1.498	1 1/2	0.273	3/8	1 1/2	1 1/8	—	—
× 4.1	1.21	3.00	0.170	3/4	3/4	1.410	1 1/2	0.273	3/8	1 1/2	1 1/8	—	—

CATALOGO PERFILES ESTRUCTURALES "U"

PERFILES ESTRUCTURALES CANALES "U"

Especificaciones Generales

Otras calidades:	Previa consulta
Largo normal:	6.00m
Otros largos:	Previa consulta
Espesores:	Desde 1.50mm hasta 12.00mm
Acabado:	Natural
Otro acabado:	Previa consulta



DIMENSIONES			PESOS		SECCION	TIPOS						
A	B	e	6 metros	1 metro		EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm ²	I	W	i	I	W	i	x
						cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
40	25	2	7.86	1.31	1.67	4.20	2.10	1.59	1.06	0.62	0.80	0.79
50	25	2	8.82	1.47	1.87	7.06	2.83	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	12.72	2.12	2.70	9.70	3.88	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
60	30	2	10.62	1.77	2.26	12.50	4.16	2.35	2.00	0.93	0.94	0.85
60	30	3	15.54	2.59	3.30	17.50	5.85	2.31	2.84	1.34	0.93	0.89
60	30	4	19.80	3.30	4.20	21.10	7.03	2.24	3.51	1.72	0.91	0.95
80	40	2	14.46	2.41	3.07	30.80	7.71	3.17	4.89	1.68	1.26	1.09
80	40	3	21.24	3.54	4.50	43.90	11.00	3.12	7.01	2.45	1.25	1.14
80	40	4	27.66	4.61	5.87	55.40	13.90	3.07	8.92	3.17	1.23	1.19
80	40	5	34.44	5.74	7.18	65.49	16.37	3.02	10.62	3.83	1.21	1.23
80	40	6	40.44	6.74	8.42	74.18	18.54	2.96	12.10	4.44	1.19	1.28
100	50	2	18.24	3.04	3.87	61.50	12.30	3.99	9.72	2.66	1.58	1.34
100	50	3	26.88	4.48	5.70	88.50	17.70	3.94	14.10	3.89	1.57	1.39
100	50	4	35.22	5.87	7.47	113.00	22.60	3.89	18.10	5.07	1.56	1.44
100	50	5	43.20	7.20	9.18	135.00	27.10	3.84	21.80	6.19	1.53	1.48
100	50	6	51.96	8.66	10.82	155.26	31.05	3.79	25.14	7.24	1.52	1.53
100	60	4	38.28	6.38	8.13	128.00	25.60	3.97	29.70	7.17	1.91	1.86
100	60	5	46.86	7.81	9.95	152.00	30.50	3.91	35.70	8.78	1.90	1.92
100	60	6	57.72	9.62	12.02	181.80	36.36	3.89	42.25	10.38	1.87	1.93
100	60	8	74.40	12.40	15.50	22.60	44.52	3.78	52.47	13.32	1.83	2.06
125	50	2	20.58	3.43	4.37	103.60	16.50	4.86	10.40	2.74	1.54	1.20
125	50	3	30.42	5.07	6.45	149.00	23.90	4.81	15.10	4.02	1.53	1.24
125	50	4	39.90	6.65	8.47	192.00	30.70	4.76	19.40	5.24	1.51	1.29
125	50	5	49.14	8.19	10.40	231.00	37.00	4.71	23.40	6.40	1.50	1.34
125	50	6	59.16	9.86	12.32	266.00	42.67	4.65	27.19	7.51	1.48	1.38
125	60	5	53.82	8.97	11.43	266.98	42.71	4.83	39.36	9.15	1.86	1.70
125	60	6	64.92	10.82	13.52	309.25	49.48	4.78	45.85	10.78	1.84	1.75
125	60	8	84.00	14.00	17.50	383.34	61.33	4.68	57.30	13.94	1.80	1.81
125	80	6	76.44	12.74	15.92	394.28	63.08	4.97	102.94	19.10	2.54	2.61
125	80	8	99.30	16.55	20.69	493.02	78.88	4.88	130.27	24.30	2.50	2.64
125	80	10	120.96	20.16	25.21	576.62	92.25	4.78	154.19	29.31	2.47	2.74
150	50	2	22.92	3.82	4.87	159.00	21.10	5.71	10.90	2.80	1.50	1.09
150	50	3	33.96	5.66	7.20	230.00	30.70	5.65	15.90	4.11	1.49	1.13
150	50	4	44.64	7.44	9.47	297.00	39.60	5.60	20.50	5.36	1.47	1.17
150	50	5	55.02	9.17	11.70	359.00	47.90	5.55	24.80	6.55	1.46	1.22
150	50	6	66.36	11.06	13.82	416.69	55.55	5.49	28.80	7.70	1.44	1.26
150	60	5	59.70	9.95	12.68	441.85	54.91	5.7	41.72	9.40	1.81	1.56
150	60	6	72.12	12.02	15.02	478.93	63.85	5.64	48.70	11.07	1.80	1.60
150	60	8	93.60	15.60	19.50	598.74	79.83	5.54	61.15	14.35	1.77	1.74
150	80	6	83.64	13.94	17.42	603.42	80.45	5.88	109.91	19.73	2.51	2.43
150	80	8	108.90	18.15	22.69	760.23	101.36	5.78	139.53	25.09	2.47	2.44
150	80	10	132.96	22.16	27.71	896.29	119.50	5.66	165.85	30.37	2.44	2.54

Continuación del cuadro anterior

DIMENSIONES			PESOS			TIPOS							
A	B	e	5 metros	1 metro	SECCION	EJE X-X			EJE Y-Y				
mm	mm	mm	kg	kg	cm ²	I	W	I	I	W	I	x	
						cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm	
150	80	12	157.80	26.30	32.47	1012.95	135.06	5.59	189.27	35.31	2.41	2.64	
200	50	2	27.06	4.51	5.87	316.00	31.60	7.34	11.80	2.88	1.42	0.92	
200	50	3	40.98	6.83	8.70	462.00	46.20	7.29	17.10	4.23	1.40	0.96	
200	50	4	54.06	9.01	11.50	600.00	60.00	7.23	22.10	5.52	1.39	1.00	
200	50	5	66.60	11.10	14.20	729.00	72.90	7.17	26.70	6.75	1.37	1.05	
200	50	6	80.70	13.45	16.81	850.82	85.08	7.11	31.18	7.97	1.36	1.09	
200	60	5	71.46	11.91	15.18	853.31	85.33	7.50	45.29	9.72	1.73	1.34	
200	60	6	86.52	14.42	18.01	963.78	96.37	7.31	53.04	11.50	1.71	1.38	
200	60	8	112.80	18.80	23.50	1218.58	121.85	7.20	66.96	14.96	1.68	1.53	
200	80	8	128.10	21.35	26.69	1513.67	151.36	7.53	153.94	26.27	2.40	2.14	
200	80	10	156.96	26.16	32.71	1303.27	130.32	7.42	183.91	31.87	2.37	2.23	
200	80	12	186.96	31.16	38.47	2060.24	206.02	7.32	210.38	37.04	2.34	2.32	
200	100	8	143.46	23.91	29.89	1808.75	180.87	7.77	289.60	40.61	3.11	2.87	
200	100	10	176.16	29.36	36.71	2164.60	216.46	7.67	348.64	49.59	3.08	2.97	
200	100	12	210.30	35.05	43.28	2484.70	248.47	7.58	420.78	60.72	3.12	3.07	
250	60	3	50.82	8.47	10.80	894.47	71.56	9.10	30.27	6.18	1.67	1.10	
250	60	4	76.20	11.20	14.27	1106.90	93.35	9.04	39.31	8.09	1.66	1.14	
250	60	5	83.22	13.87	17.08	1426.75	114.14	8.96	47.85	9.95	1.65	1.19	
250	60	6	102.12	17.02	21.02	1674.23	133.94	8.92	55.89	11.72	1.63	1.23	
250	60	8	133.50	22.25	27.48	2132.71	170.62	8.81	70.52	15.07	1.60	1.32	
250	80	6	112.44	18.74	23.42	203.09	162.48	9.31	128.98	21.28	2.34	1.82	
250	80	8	147.30	24.55	30.69	2600.80	208.06	9.20	164.65	27.03	2.31	1.91	
250	80	10	180.96	30.16	37.71	3119.15	249.53	9.67	197.30	32.88	2.28	2.00	
250	80	12	216.12	36.02	44.47	3588.54	287.07	9.57	225.78	38.20	2.25	2.09	
250	100	6	123.96	20.66	25.82	2388.38	191.07	9.46	241.61	32.17	3.05	2.49	
250	100	8	162.66	27.11	33.89	3069.49	245.55	11.06	311.36	41.96	3.03	2.58	
250	100	10	200.16	33.36	41.71	3695.48	295.64	11.00	375.84	51.27	3.00	2.67	
250	100	12	239.46	39.91	49.27	4268.34	341.47	10.94	450.31	62.28	3.02	2.77	
250	120	10	222.12	37.02	45.71	4271.77	341.74	10.71	629.61	73.21	3.71	3.40	
250	120	12	262.74	43.79	54.07	4947.99	395.84	10.60	732.59	86.09	3.68	3.49	
300	80	4	84.12	14.02	17.87	2186.18	145.75	11.20	93.35	14.60	2.20	1.66	
300	80	5	104.46	17.41	22.18	2685.33	179.02	11.09	114.40	17.90	2.27	1.61	
300	80	6	126.84	21.14	26.42	3165.24	211.01	11.00	134.55	21.19	2.26	1.65	
300	80	8	166.50	27.75	34.69	4071.64	271.44	10.94	172.94	27.62	2.23	1.74	
300	80	10	205.02	34.17	42.71	4906.43	327.09	10.83	207.65	33.60	2.20	1.82	
300	80	12	245.28	40.88	50.47	5672.90	378.19	10.71	237.51	39.00	2.17	1.91	
300	100	6	138.36	23.06	28.82	3683.01	245.59	10.60	254.58	32.89	2.97	2.26	
300	100	8	181.86	30.31	37.89	4753.93	316.92	11.30	328.58	42.95	2.94	2.35	
300	100	10	224.16	37.36	46.71	5747.76	383.18	11.20	397.3	52.55	2.91	2.44	
300	100	12	268.68	44.78	55.30	6670.00	445.00	11.09	459.00	61.50	2.88	2.53	
300	120	10	246.42	41.07	50.71	6589.61	439.31	10.87	687.52	75.09	3.63	3.11	
300	120	12	291.90	48.65	60.07	7663.55	510.90	11.40	777.84	88.49	3.60	3.21	
300	150	10	275.58	45.93	56.71	7851.11	523.41	11.10	1250.73	115.02	4.70	4.21	
300	150	12	326.88	54.48	67.27	9156.55	610.44	11.77	1464.63	137.01	4.67	4.31	

FACTORES DE CARGA PARA MIEMBROS A COMPRESIÓN CON $\frac{Kl}{r}$. ACERO A - 36.

Table C-36
Allowable Stress
For Compression Members of 36-ksi Specified Yield Stress Steel^a

$\frac{Kl}{r}$	F_s (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_s (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_s (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_s (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_s (ksi)
1	21.56	41	19.11	81	15.24	121	10.14	161	5.76
2	21.52	42	19.03	82	15.13	122	9.99	162	5.69
3	21.48	43	18.95	83	15.02	123	9.85	163	5.62
4	21.44	44	18.86	84	14.90	124	9.70	164	5.55
5	21.39	45	18.78	85	14.79	125	9.55	165	5.49
6	21.35	46	18.70	86	14.67	126	9.41	166	5.42
7	21.30	47	18.61	87	14.56	127	9.26	167	5.35
8	21.25	48	18.53	88	14.44	128	9.11	168	5.29
9	21.21	49	18.44	89	14.32	129	8.97	169	5.23
10	21.18	50	18.35	90	14.20	130	8.84	170	5.17
11	21.10	51	18.26	91	14.09	131	8.70	171	5.11
12	21.05	52	18.17	92	13.97	132	8.57	172	5.05
13	21.00	53	18.08	93	13.84	133	8.44	173	4.99
14	20.95	54	17.99	94	13.72	134	8.32	174	4.93
15	20.89	55	17.90	95	13.60	135	8.19	175	4.88
16	20.83	56	17.81	96	13.48	136	8.07	176	4.82
17	20.78	57	17.71	97	13.35	137	7.96	177	4.77
18	20.72	58	17.62	98	13.23	138	7.84	178	4.71
19	20.66	59	17.53	99	13.10	139	7.73	179	4.66
20	20.60	60	17.43	100	12.98	140	7.62	180	4.61
21	20.54	61	17.33	101	12.85	141	7.51	181	4.56
22	20.48	62	17.24	102	12.72	142	7.41	182	4.51
23	20.41	63	17.14	103	12.59	143	7.30	183	4.46
24	20.35	64	17.04	104	12.47	144	7.20	184	4.41
25	20.28	65	16.94	105	12.33	145	7.10	185	4.36
26	20.22	66	16.84	106	12.20	146	7.01	186	4.32
27	20.15	67	16.74	107	12.07	147	6.91	187	4.27
28	20.08	68	16.64	108	11.94	148	6.82	188	4.23
29	20.01	69	16.53	109	11.81	149	6.73	189	4.18
30	19.94	70	16.43	110	11.67	150	6.64	190	4.14
31	19.87	71	16.33	111	11.54	151	6.55	191	4.09
32	19.80	72	16.22	112	11.40	152	6.46	192	4.05
33	19.73	73	16.12	113	11.26	153	6.38	193	4.01
34	19.65	74	16.01	114	11.13	154	6.30	194	3.97
35	19.58	75	15.90	115	10.99	155	6.22	195	3.93
36	19.50	76	15.79	116	10.85	156	6.14	196	3.89
37	19.42	77	15.69	117	10.71	157	6.06	197	3.85
38	19.35	78	15.58	118	10.57	158	5.98	198	3.81
39	19.27	79	15.47	119	10.43	159	5.91	199	3.77
40	19.19	80	15.36	120	10.28	160	5.83	200	3.73

^aWhen element width-to-thickness ratio exceeds noncompact section limits of Sect. B5.1, see Appendix B5.
Note: $C_c = 126.1$

CATÁLOGO DE PERFIL UPN

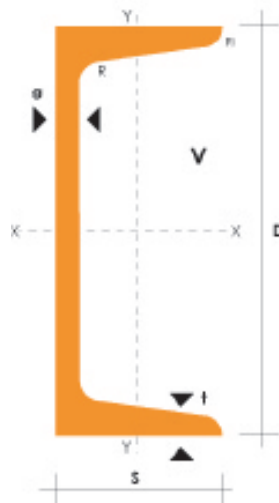
PERFILES LAMINADOS UPN

Especificaciones Generales

Calidad	ASTMA36
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6.00m y 12.00m
Otros largos	Previa Consulta
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



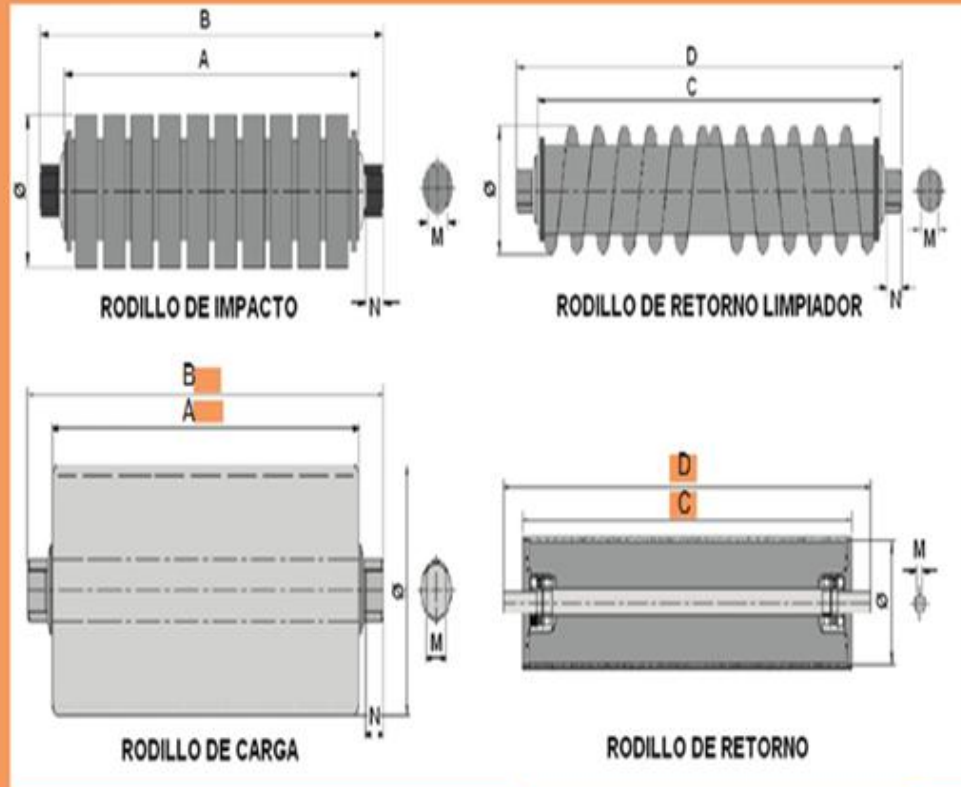
DENOMINACION	DIMENSIONES						TIPOS					
	h mm	s mm	g mm	t mm	R mm	R1 mm	SECCION cm ²	PESOS kg/mt	Ix cm ⁴	Iy cm ⁴	Wx cm ³	Wy cm ³
UPN 50	50	38	5.00	7.00	7.00	3.50	7.12	5.59	26.40	9.12	10.60	3.75
UPN 65	65	42	5.50	7.50	7.50	4.00	9.03	7.09	57.50	14.10	17.70	5.07
UPN 80	80	45	6.00	8.00	8.00	4.00	1.10	8.64	106.00	19.40	26.50	6.36
UPN 100	100	50	6.00	8.50	8.50	4.50	13.50	10.60	206.00	29.30	41.20	8.49
UPN 120	120	55	7.00	9.00	9.00	4.50	17.00	13.40	364.00	43.20	60.70	11.10
UPN 140	140	60	7.00	10.00	10.00	5.00	20.40	16.00	605.00	62.70	86.40	14.80
UPN 160	160	65	7.50	10.50	10.50	5.50	24.00	18.80	905.00	85.30	116.00	18.30
UPN 180	180	70	8.00	11.00	11.00	5.50	28.00	22.00	1350.00	114.00	150.00	22.40
UPN 200	200	75	8.50	11.50	11.50	6.00	32.20	25.30	1910.00	148.00	191.00	27.00
UPN 220	220	80	9.00	12.50	12.50	6.50	37.40	29.40	2690.00	197.00	245.00	33.60
UPN 240	240	85	9.50	13.00	13.00	6.50	42.30	33.20	3600.00	248.00	300.00	39.60
UPN 260	260	90	10.00	14.00	14.00	7.00	48.30	37.90	4820.00	317.00	371.00	47.70
UPN 300	300	100	10.00	16.00	16.00	8.00	58.80	46.20	8030.00	495.00	535.00	67.80



CATÁLOGO DE RODILLOS



RODILLOS / POLINES



CARACTERÍSTICAS


- Fabricados en tubería de acero y poliuretano tipo pesado
- Sello tipo laberinto y retenedor exterior guardapolvo
- Alojamientos de los rodillos y sellos fundición gris o lámina embutida para aplicaciones de carga extrapesada.
- Se fabrican en diámetros de 80, 76, 89, 114, 127, 150 y 166 mm bajo normas CEMA A,B,C, D y E.

DIMENSIONES RODILLOS (mm)					
CINTA (Pulg.)	A	B	C	D	E
18	188	228	534	574	730
20	200	240	585	625	800
24	241	281	686	726	900
30	291	331	839	879	1050
36	347	387	991	1031	1200
42	400	440	1143	1193	1400
48	453	493	1296	1336	1550
54	510	550	1460	1500	1670
60	560	600	1620	1660	1810

Fuente: www.scribd.com/dismet_industrial/tamboresdecabeza

CONTINUACIÓN DE CATÁLOGOS DE RODILLOS

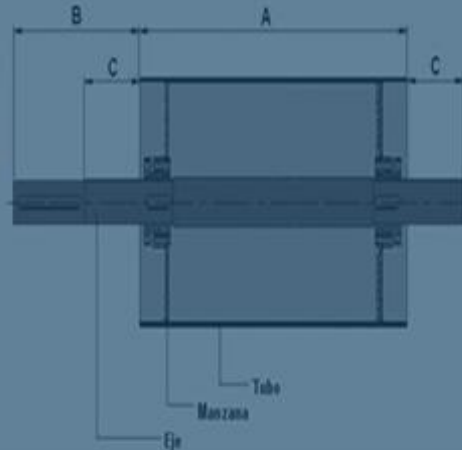
TAMBORES DE CABEZA Y COLA



DIMENSIONES TAMBORES CABEZA Y COLA			
CINTA (Pulg.)	A (mm)	B (T. CABEZA)	C (mm)
18	550	Según Tamaño Reductor	150
20	600	Según Tamaño Reductor	150
24	700	Según Tamaño Reductor	150
30	850	Según Tamaño Reductor	200
36	1020	Según Tamaño Reductor	200
42	1160	Según Tamaño Reductor	250
48	1300	Según Tamaño Reductor	250
54	1460	Según Tamaño Reductor	300
60	1620	Según Tamaño Reductor	300

CARACTERÍSTICAS

- Tubería en Acero
- Recubrimiento en caucho en caliente o pegado en frío.
- Tres presentaciones de acople para el eje: Tipo cuñero, tipo manguito, tipo bufin.
- Diámetros de tambor de 6 a 30 pulgadas.
- Diámetros del eje del tambor de 1 1/2 a 8 pulgadas
- Para banda de 18", 20", 24", 30", 42", 48", 54" y 60"

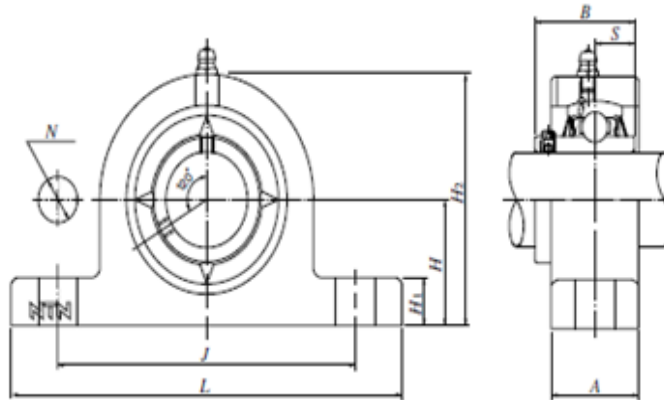


Fuente: www.scribd.com/dismet_industrial/tamboresdecabeza

SELECCIÓN DE CHUMACERAS PARA PISO

Pillow Block Unit; UCPG3 series

Cylindrical bore with set screw



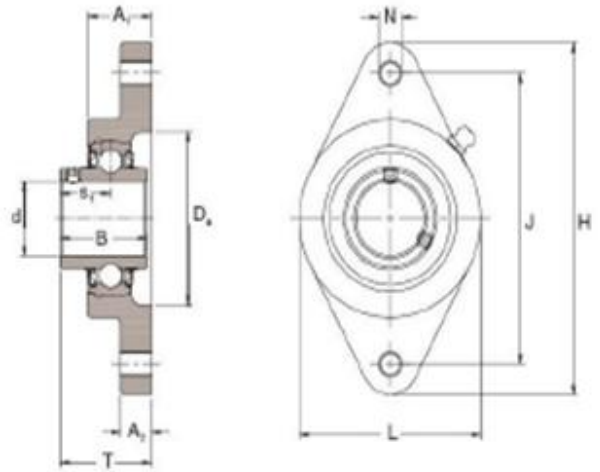
Bore dia. mm	Part number	Boundary dimensions mm									Nominal bore dia.	Insert bearing number	Basic dynamic rated load kN C _r	Basic static rated load kN C _{0r}	Housing part number	Mass kg (Ref.)
		H	L	J	A	N	H ₁	H ₂	B	S						
25	UCPG305D1	45	175	132	35	15	15	85	38	15	M14	UC305D1	21.2	10.9	PG305D1	1.4
30	UCPG306D1	50	180	140			18	95	43	17		UC306D1	26.7	15.0	PG306D1	1.8
35	UCPG307D1	56	210	160	40	20	106	48	19	UC307D1		33.5	19.1	PG307D1	2.8	
40	UCPG308D1	60	220	170	45	22	116	52		UC308D1		40.5	24.0	PG308D1	3.0	
45	UCPG309D1	67	245	190	50	24	129	57			UC309D1	53.0	32.0	PG309D1	4.1	
50	UCPG310D1	75	275	212	55	19	27	143	61	22	M16	UC310D1	62.0	38.5	PG310D1	5.8
55	UCPG311D1	80	310	236	60	30	154	66	25			UC311D1	71.5	45.0	PG311D1	7.4
60	UCPG312D1	85	330	250	65	24	32	165	71	26	M20	UC312D1	82.0	52.0	PG312D1	9.4
65	UCPG313D1	90	340	260			33	176	75	30			UC313D1	92.5	60.0	PG313D1

Referencia: NTN_pdf_catalogo_general.pdf

SELECCIÓN DE CHUMACERAS PARA PARED

V F 2 S 20 mm

- Diámetro Interior
- Opresores
- Dos Agujeros
- Brida
- Valor & Calidad



Diámetro del eje (d)		A ₁	A ₂	B	D ₁	H	J	L	N	s ₁	T	Tamaño del Perno	Peso Unitario (kg)
mm	in												
VF2S 20		22,6	11,1	31,0	50,8	111,9	90,0	63,5	11,5	18,3	32,5	M10	0,45
VF2S 25		24,2	12,7	34,9	58,7	123,8	90,0	69,9	11,5	20,6	36,5	M10	0,60
	1	24,2	12,7	34,9	58,7	123,8	90,0	69,9	11,5	20,6	36,5	M10	0,60
VF2S 30		27,4	13,5	38,1	69,9	141,3	116,5	79,4	11,5	22,2	39,7	M10	0,77
	1 1/4	29,4	15,1	42,9	81,0	155,6	130,0	92,1	14,0	25,4	44,5	M12	1,23
VF2S 35		29,4	15,1	42,9	81,0	155,6	130,0	92,1	14,0	25,4	44,5	M12	1,23
	1 1/2	32,9	15,9	49,3	88,9	171,5	143,5	104,9	14,0	30,2	51,2	M12	1,64
VF2S 40		32,9	15,9	49,3	88,9	171,5	143,5	104,9	14,0	30,2	51,2	M12	1,64
	1 3/4	33,7	15,9	49,3	95,3	179,4	148,5	111,3	16,0	30,2	52,0	M14	1,68
VF2S 45		33,7	15,9	49,3	95,3	179,4	148,5	111,3	16,0	30,2	52,0	M14	1,68
VF2S 50		34,5	15,9	51,8	101,6	188,9	157,0	115,8	18,0	32,5	54,8	M16	2,09
	2	38,5	20,7	55,5	108,0	215,9	184,0	133,4	18,0	33,3	58,8	M16	2,68
VF2S 55		38,5	20,7	55,5	108,0	215,9	184,0	133,4	18,0	33,3	58,8	M16	2,68
VF2S 60		42,9	20,7	65,1	120,7	235,0	202,0	139,2	18,0	39,7	68,3	M16	4,38

Diámetro del eje (d)		Capacidad		Régimen de Velocidad*		Intercambios Dimensionales		
mm	in	Dinámica C (N)	Estática C ₀ (N)	Min'	Rollway	SKF	BNA	
20		11 600	6 400	6 500	RFTS 20	FYTB 20 TF	RCJTY 20	
25		12 500	7 300	5 500	RFTS 25	FYTB 25 TF	RCJTY 25	
	1	12 500	7 300	5 500	RFTS 1.	FYTB 1. TF	RCJTY 1	
30		19 500	11 400	4 500	RFTS 30	FYTB 30 TF	RCJTY 30	
	1 1/4	25 700	15 500	4 000	RFTS 1.1/4	FYTB 1.1/4 TF	RCJTY 1.1/4	
35		25 700	15 500	4 000	RFTS 35	FYTB 35 TF	RCJTY 35	
	1 1/2	32 600	19 900	3 500	RFTS 1.1/2	FYTB 1.1/2 TF	RCJTY 1.1/2	
40		32 600	19 900	3 500	RFTS 40	FYTB 40 TF	RCJTY 40	
	1 3/4	35 100	22 900	3 000	RFTS 1.3/4	FYTB 1.3/4 TF	-	
45		35 100	22 900	3 000	RFTS 45	FYTB 45 TF	-	
50		35 100	23 200	3 000	RFTS 50	FYTB 50 TF	RCJTY 50	
	2	43 400	29 400	2 500	RFTS 2.	-	RCJTY 2	
55		43 400	29 400	2 500	RFTS 55	-	RCJTY 55	
60		52 400	36 300	2 500	RFTS 60	-	RCJTY 60	



Referencia: NTN_pdf_catalogo_general.pdf

CAPACIDAD DE CARGA DE LAS BANDAS DE CAUCHO

TABLE 4-B Capacity of Troughed Conveyor Belts in Tons (2000#) Per Hour And At 100 FPM Belt Speed													
Type of Material & Type of Idlers		Material Density Lb/Ft ³	WIDTH—INCHES										
			14	16	18	20	24	30	36	42	48	54	60
MOST BULK MATERIALS Surcharge Angle: 25° Edge Distance of Load: (0.055W+0.9) Inches	20° Equal Lgth. Rolls	30	10	13	17	22	33	53	78	108	144	183	228
		50	16	22	28	36	55	88	130	180	240	305	380
		75	24	32	42	54	83	132	195	270	360	458	570
		100	32	43	56	72	110	176	260	360	480	610	760
		125	40	54	70	90	138	220	325	450	600	762	950
	150	48	65	84	108	165	264	390	540	720	915	1140	
	35° Equal Lgth. Rolls	30	12	16	20	26	40	65	95	132	176	224	278
		50	19	27	34	44	67	108	159	220	293	373	464
		75	29	40	51	66	100	161	238	329	439	558	696
		100	39	53	68	88	134	215	317	439	585	745	928
		125	49	66	85	110	168	269	396	549	732	932	1160
	150	59	80	102	132	201	322	476	660	878	1118	1392	
	45° Equal Lgth. Rolls	30	13	17	22	28	43	69	101	141	187	238	296
		50	21	28	37	47	72	115	169	234	312	397	494
		75	32	42	55	71	107	172	244	352	468	595	741
100		42	56	73	94	143	229	338	468	624	793	988	
125		53	70	91	117	179	286	422	586	780	990	1235	
150	63	84	110	141	214	344	507	702	936	1190	1482		
Maximum Recommended Lump Size*	Uniform Size		2	3	4	4	5	6	7	8	10	11	12
	Mixed With Fines		4	5	6	6	8	10	12	14	16	20	24
SLUMPING MATERIALS Surcharge Angle: 5° Edge Distance of Load: 2 Inches	20° Equal Lgth. Rolls	30	5	7	10	13	20	35	53	73	99	128	161
		50	8	12	16	21	33	58	88	122	165	214	269
		75	11	17	24	32	50	86	131	182	246	321	403
		100	15	23	32	42	66	115	175	243	329	428	538
		125	19	29	40	53	83	144	219	304	411	535	673
	150	23	35	48	63	99	173	263	365	493	642	807	
	35° Equal Lgth. Rolls	30	7	10	14	19	29	51	77	107	145	188	237
		50	11	17	24	31	49	85	129	179	242	315	395
		75	17	25	35	47	73	127	193	268	362	473	592
		100	22	34	47	62	97	169	257	358	483	630	790
		125	28	43	59	78	121	211	322	448	605	788	988
	150	33	51	71	93	146	254	386	537	725	945	1185	
	45° Equal Lgth. Rolls	30	8	12	16	21	33	58	89	123	167	218	273
		50	13	20	27	36	56	97	148	205	278	363	455
		75	19	29	41	53	83	146	222	308	417	543	682
100		25	39	54	71	111	194	296	411	556	725	910	
125		31	49	68	89	139	243	370	513	695	907	1138	
150	38	58	81	106	167	291	444	616	834	1088	1365		

*Larger lumps can often be considered with special impact constructions and loading point designs.

Referencia: MANUAL DE GOODYEAR

Tensión mínima recomendada para la banda de caucho

TABLE 4-D Minimum Recommended Belt Tension (T_0) In Pounds	
One Percent Sag	$T_0 = 12.5 \left(B + \frac{100T}{3S} \right) l_0$
Two Percent Sag	$T_0 = 6.25 \left(B + \frac{100T}{3S} \right) l_0$

NOTE: Normally two percent sag is used for calculating T_0 .

WHERE: Sag = amount of belt sag between idlers, measured in percent.

T_0 = Minimum belt tension — Lb.

B = Belt Weight — Lb/Ft.

T = Tonnage — Tons/Hour

S = Speed — Ft/Min.

l_0 = Normal carrying side idler spacing at low tension end — Ft.

Referencia: MANUAL DE GOODYEAR

Valores del factor de conducción K (BANDAS DE CAUCHO)

Arc of Contact Degrees	Screw Takeup		Counterweighted Takeup	
	Bare Pulley	Lagged Pulley	Bare Pulley	Lagged Pulley
150	1.20	1.00	.84	.67
180	.97	.80	.64	.50
190	.91	.75	.59	.46
200	.85	.71	.54	.42
210	.80	.66	.50	.38
220	.75	.62	.46	.35
230	.72	.59	.43	.33
240	.68	.56	.40	.30
270	.58	.49	.32	.24

Referencia: MANUAL DE GOODYEAR

Valores del factor de fricción (C) y del factor de longitud

Class of Conveyor	Friction Factor C	Length Factor L ₀
1. For conveyors with permanent or other well aligned structures and with normal maintenance.	.022	200
2. For temporary, portable, or poorly aligned structures.	.03	150

NOTE: The above C and L₀ factors have proven to be satisfactory for the great majority of conveyor belt tension and horsepower calculations. However, when long, relatively level, heavily loaded conveyors are encountered where power requirements are large and made up primarily of friction, it is recommended that Goodyear, Akron, Ohio be consulted for additional engineering assistance in selecting these factors.

Referencia: MANUAL DE GOODYEAR

Valores promedio de factores B y Q (BANDAS DE CAUCHO)

TABLE 4-G						
Average Values Of B And Q For Belts And Conveyors						
Width	Light Service Material to Approx. 50 LB/FT ²		Medium Service Material Approx. 50 to 100 LB/FT ²		Heavy Service Material Over Approx. 100 LB/FT ²	
	B	Q	B	Q	B	Q
14	1	7	2	13	3	19
16	2	8	3	14	4	21
18	3	9	4	16	5	23
20	4	10	5	18	6	25
24	5	14	6	21	7	29
30	6	19	7	28	8	38
36	7	26	9	38	11	52
42	9	33	11	50	14	66
48	12	40	15	60	18	82
54	14	50	18	71	22	97
60	17	62	21	85	27	115
66	20	75	24	103	32	135
72	22	88	28	121	36	155

Referencia: MANUAL DE GOODYEAR

SELECCIÓN DEL TIPO DE MOTOREDUCTOR



Speed Reducers

Concentric
SERIES 7000

Motor RPM 1750 (Continued)

Exact Ratio RPM, HP and Torque											
Nom. RPM	Nom. Ratio	Size of S7000 Reducer									
		75		76		77		78		79	
438	4	3.87	7502	3.98	7602	3.98	7702	3.91	7802	4.07	7902
		16.04	2150	21.44	2950	26.24	3615	38.77	5240	66.63	9371
389	4.5	4.57	7502	4.59	7602	4.59	7702	4.37	7802	4.66	7902
		13.94	2208	18.59	2950	22.74	3615	41.60	6299	66.63	10727
350	5	4.88	7502	5.06	7602	5.08	7702	4.91	7802	5.10	7902
		13.07	2208	16.86	2950	20.64	3615	42.14	7168	66.63	11760
313	5.6	5.51	7502	5.59	7602	5.59	7702	5.48	7802	5.70	7902
		11.57	2208	15.26	2950	18.68	3615	35.76	6786	57.53	11350
278	6.3	6.10	7502	6.41	7602	6.41	7702	6.21	7802	6.38	7902
		10.45	2208	13.31	2950	16.28	3615	36.63	7883	53.87	11903
246	7.1	6.96	7502	7.09	7602	7.09	7702	6.86	7802	7.18	7902
		9.17	2208	12.03	2950	14.73	3615	34.35	8160	48.81	12133
219	8	7.63	7512	7.85	7612	7.85	7712	7.69	7812	7.92	7912
		10.28	2718	17.61	4780	21.22	5767	38.77	10320	66.63	18252
194	9	9.02	7512	9.06	7612	9.06	7712	8.60	7812	9.07	7912
		9.26	2891	15.26	4780	19.35	6069	38.41	11446	64.65	20305
175	10	9.62	7512	9.98	7612	9.98	7712	9.67	7812	9.94	7912
		8.84	2947	13.85	4780	18.13	6266	35.65	11033	60.88	20956
156	11.2	10.88	7512	11.03	7612	11.03	7712	10.78	7812	11.10	7912
		8.18	3082	12.59	4900	16.56	6330	33.16	12381	56.06	21544
140	12.5	12.04	7512	12.65	7612	12.65	7712	12.23	7812	12.43	7912
		7.64	3186	11.20	4900	15.46	6774	30.33	12844	52.23	22478
125	14	13.72	7512	13.98	7612	13.98	7712	13.50	7812	13.98	7912
		7.02	3335	10.55	5100	14.12	6839	28.00	13089	47.77	23128
109	16	15.82	7512	16.05	7612	16.05	7712	15.77	7812	15.17	7912
		6.38	3402	9.59	5320	12.68	7052	24.63	13452	45.28	23788
97	18	16.90	7512	18.08	7612	18.08	7712	17.61	7812	17.24	7912
		6.10	3571	8.72	5450	11.39	7132	22.21	13540	41.48	24761
88	20	19.18	7512	19.64	7612	19.64	7712	19.77	7812	19.07	7912
		5.60	3719	8.25	5600	10.49	7132	19.86	13601	36.51	24111
78	22.4	21.31	7512	21.89	7612	21.89	7712	22.37	7812	22.06	7912
		5.22	3850	7.40	5600	9.41	7132	17.64	13683	33.75	25783
70	25	24.20	7512	24.56	7612	24.56	7712	25.55	7812	24.08	7912
		4.72	3952	6.59	5600	8.39	7132	15.52	13727	31.03	25876

CAPACIDADES EN CABALLOS DE FUERZA-CADENA SIMPLE DE RODILLOS NÚMERO 80

Núm. de dientes	1.000 pulgadas de paso				Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/mín																				
	10	25	50	75	88	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2500	3000	3500	4000	4500
11	0.44	1.06	2.07	3.05	3.56	4.03	7.83	11.56	15.23	18.87	22.48	26.07	27.41	22.97	19.61	14.92	11.84	9.69	8.12	6.83	4.96	3.77	3.00	2.45	0.00
12	0.48	1.16	2.26	3.33	3.88	4.39	8.54	12.61	16.82	20.59	24.53	28.44	31.23	26.17	22.35	17.00	13.49	11.04	9.25	7.90	5.65	4.30	3.41	2.79	0.00
13	0.52	1.26	2.45	3.61	4.21	4.76	9.26	13.66	18.00	22.31	26.57	30.81	35.02	29.51	25.20	19.17	15.21	12.45	10.43	8.91	6.37	4.85	3.85	3.15	
14	0.56	1.35	2.63	3.89	4.53	5.12	9.97	14.71	19.39	24.02	28.62	33.18	37.72	32.98	28.16	21.42	17.00	13.91	11.66	9.96	7.12	5.42	4.30	3.52	
15	0.60	1.45	2.82	4.16	4.86	5.49	10.68	15.76	20.77	25.74	30.66	35.55	40.41	36.58	31.23	23.76	18.85	15.43	12.93	11.04	7.90	6.01	4.77	0.00	
16	0.64	1.55	3.01	4.44	5.18	5.86	11.39	16.81	22.16	27.45	32.70	37.92	43.11	40.30	34.41	26.17	20.77	17.00	14.25	12.16	8.70	6.62	5.25	0.00	
17	0.68	1.64	3.20	4.72	5.50	6.22	12.10	17.86	23.54	29.17	34.75	40.29	45.80	44.13	37.68	28.66	22.75	18.62	15.60	13.32	9.53	7.25	0.00		
18	0.72	1.74	3.39	5.00	5.83	6.59	12.81	18.91	24.93	30.88	36.79	42.66	48.49	48.08	41.05	31.23	24.78	20.29	17.00	14.51	10.39	7.90	0.00		
19	0.76	1.84	3.57	5.28	6.15	6.95	13.53	19.96	26.31	32.60	38.84	45.03	51.19	52.15	44.52	33.87	26.88	22.00	18.44	15.74	11.26	0.36	0.00		
20	0.80	1.93	3.76	5.55	6.47	7.32	14.24	21.01	27.70	34.32	40.88	47.40	53.88	56.32	48.08	36.58	29.03	23.76	19.91	17.00	12.16	0.00			
21	0.84	2.03	3.95	5.83	6.80	7.69	14.95	22.07	29.08	36.03	42.92	49.77	56.58	60.59	51.73	39.36	31.23	25.56	21.42	18.29	13.09	0.00			
22	0.88	2.13	4.14	6.11	7.12	8.05	15.66	23.12	30.47	37.75	44.97	52.14	59.27	64.97	55.47	42.20	33.49	27.41	22.97	19.61	14.03				
23	0.92	2.22	4.33	6.39	7.45	8.42	16.37	24.17	31.85	39.46	47.01	54.51	61.97	69.38	59.30	45.11	35.80	29.30	24.55	20.97	15.00				
24	0.96	2.32	4.52	6.66	7.77	8.78	17.09	25.22	33.24	41.18	49.06	56.88	64.66	72.40	63.21	48.08	38.16	31.23	26.17	22.35	15.99				
25	1.00	2.42	4.70	6.94	8.09	9.15	17.80	26.27	34.62	42.89	51.10	59.25	67.35	75.42	67.20	51.12	40.57	33.20	27.83	23.76	8.16				
26	1.04	2.51	4.89	7.22	8.42	9.52	18.51	27.32	36.01	44.61	53.14	61.62	70.05	78.43	71.27	54.22	43.02	36.22	29.51	25.20	0.00				
28	1.12	2.71	5.27	7.77	9.06	10.25	19.93	29.42	38.78	48.04	57.23	66.36	75.44	84.47	79.65	60.59	48.08	39.36	32.98	28.16	0.00				
30	1.20	2.90	5.64	8.33	9.71	10.98	21.36	31.52	41.55	51.47	61.32	71.10	80.82	90.50	88.33	67.20	53.33	43.65	36.58	31.23					
32	1.28	3.09	6.02	8.89	10.36	11.71	22.78	33.62	44.32	54.91	65.41	75.84	86.21	96.53	97.31	74.03	58.75	48.08	40.30	5.65					
35	1.40	3.38	6.58	9.72	11.33	12.81	24.92	36.78	48.47	60.05	71.54	82.95	94.29	105.58	111.31	84.68	67.20	55.00	28.15	0.00					
40	1.61	3.87	7.53	11.11	12.95	14.64	28.48	42.03	55.40	68.63	81.76	94.80	107.77	120.67	133.51	103.46	82.10	40.16	0.00						
45	1.81	4.35	8.47	12.49	14.57	16.47	32.04	47.28	62.32	77.21	91.98	106.65	121.24	135.75	150.20	123.45	72.28	0.00							

Tipo A
Tipo B
Tipo C

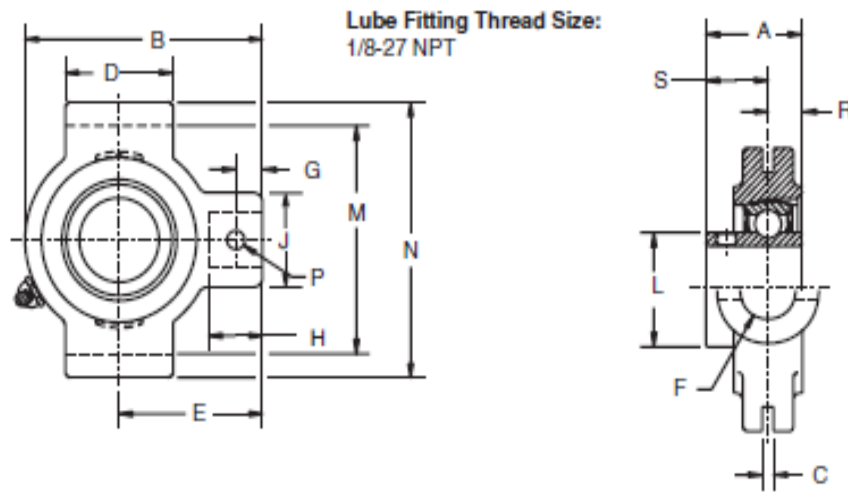
Tipo A: Lubricación manual o por goteo
 Tipo B: Lubricación en baño o con disco
 Tipo C: Lubricación con chorro de aceite

SELECCIÓN DE TEMPLADORES DE BANDA

SELECTION/DIMENSIONS



Setscrew Ball Bearings SC NORMAL DUTY NARROW SLOT TAKE-UP BEARINGS



Series	Shaft Size	Standard		Sealed For Life	
		Part No.	Description	Part No.	Description
208	1-1/2	125156	NSTU-SC-108	Ⓢ	NSTU-SC-108-NL
	1-5/8	125370	NSTU-SC-110	Ⓢ	NSTU-SC-110-NL
	40mm	125904	NSTU-SC-40M	Ⓢ	NSTU-SC-40M-NL
209	1-5/8	Ⓢ	NSTU-SC-110L	Ⓢ	NSTU-SC-110L-NL
	1-11/16	125157	NSTU-SC-111	052939	NSTU-SC-111-NL
	1-3/4	125371	NSTU-SC-112	Ⓢ	NSTU-SC-112-NL
	45mm	125905	NSTU-SC-45M	Ⓢ	NSTU-SC-45M-NL
	1-15/16	125158	NSTU-SC-115	125159	NSTU-SC-115-NL
210	2	125372	NSTU-SC-200	Ⓢ	NSTU-SC-200-NL
	50mm	125906	NSTU-SC-50M	Ⓢ	NSTU-SC-50M-NL
211	2	135171	NSTU-SCM-200	Ⓢ	NSTU-SCM-200-NL
	2-3/16	125160	NSTU-SC-203	Ⓢ	NSTU-SC-203-NL
	2-1/4	125373	NSTU-SC-204	Ⓢ	NSTU-SC-204-NL
	55mm	125907	NSTU-SC-55M	Ⓢ	NSTU-SC-55M-NL
212	2-1/4	135172	NSTU-SCM-204	Ⓢ	NSTU-SCM-204-NL
	2-7/16	125162	NSTU-SC-207	Ⓢ	NSTU-SC-207-NL
	60mm	125908	NSTU-SC-60M	Ⓢ	NSTU-SC-60M-NL

Ⓢ Assembled to order
See B15-9 for Take-Up Frames

Referencia: C-DODGE-SC-SCM_chumaceras, Catálogo de selección de elementos para bandas transportadoras

CONTINUACION DE TABLA DE TEMPLADORES

Series	Shaft Size	Weight lbs. kgs.	Take-Up Frame No. Ref.	A	B	C *	D	E	F Screw Dia	G	H	J	L	M #	N	P Pin Dia	R	S
208	1-1/2	4.7	NS400	1-11/16	5-3/8	5/16	3	3-1/4	7/8	21/32	1-5/32	1-5/8	2-3/64	4	4-3/4	3/8	19/32	1-3/32
	1-5/8	4.6		42.9	136.5	7.9	76.2	82.6	22.2	16.7	29.4	41.3	52.0	101.6	120.7	9.5	15.1	27.8
	40mm	2.1																
209	1-5/8	4.9	NS400	1-23/32	5-7/16	5/16	3	3-1/4	7/8	23/32	1-7/32	1-5/8	2-7/32	4	4-3/4	3/8	19/32	1-1/8
	1-11/16	4.8		43.7	138.1	7.9	76.2	82.6	22.2	18.3	31.0	41.3	56.4	101.6	120.7	9.5	15.1	28.6
	1-3/4	4.7																
210	1-15/16	4.9	NS400	1-3/4	5-1/2	5/16	3	3-1/4	7/8	19/32	1-3/32	1-5/8	2-7/16	4	4-3/4	3/8	19/32	1-5/32
	2	4.8		44.5	139.7	7.9	76.2	82.6	22.2	15.1	27.8	41.3	61.9	101.6	120.7	9.5	15.1	29.4
211	50mm	2.2																
	2	6.8	NS407	1-27/32	6-1/8	5/16	3-1/2	3-5/8	1	11/16	1-9/32	1-3/4	2-23/32	4-7/16	5-3/8	7/16	5/8	1-7/32
	2-3/16	6.6		46.8	155.6	7.9	88.9	92.1	25.4	17.5	32.5	44.5	69.1	112.7	136.5	11.1	15.9	31.0
2-1/4	6.5																	
212	55mm	3.0																
	2-1/4	8.7	NS415	1-63/64	6-11/16	5/16	3-3/4	3-7/8	1	11/16	1-9/32	1-5/8	2-31/32	4-15/16	5-3/4	7/16	43/64	1-5/16
	2-7/16	8.4		50.4	169.9	7.9	95.3	98.4	25.4	17.5	32.5	41.3	75.4	125.4	146.1	11.1	17.1	33.3
60mm	4.9																	

*+/- .015" +/- .38mm

#+.010, -.020" +.25mm, -.50mm

Referencia: C-DODGE-SC-SCM_chumaceras, Catálogo de selección de elementos para bandas transportadoras

CONTINUACION DE TABLA DE TEMPLADORES

SELECTION



Setscrew Ball Bearings - Inch

Table 2: Easy Selection Table For Ball Bearing Mounted Units

RING-SIZE	SHAFT SIZE		DYNAMIC CAPACITY C, Lbs.	STATIC CAPACITY Co, Lbs.	LTD LIFE- HOURS	ALLOWABLE EQUIVALENT RADIAL LOAD RATING (LBS.) AT VARIOUS RPM*									
	SC, VSC, SL, CC	SCM				50	150	250	500	750	1000	1500	1750	2000	
203	1/2 5/8		2158	1000	20000	550	380	320	255	225	205	175	170	160	
					30000	480	335	280	225	195	175	155	145	140	
					40000	440	305	255	205	175	160	140	135	130	
					60000	380	265	225	175	155	140	125	115	110	
					100000	320	225	190	150	130	120	105	100	95	
204	1/2 5/8 3/4 13/16		2899	1390	20000	740	515	435	345	300	275	240	225	215	
					30000	645	450	380	300	260	240	210	200	190	
					40000	590	410	345	275	240	215	190	180	170	
					60000	515	355	300	240	210	190	165	155	150	
					100000	435	300	255	200	175	160	140	130	125	
205	7/8 15/16 1		3146	1565	20000	805	560	470	375	325	295	260	245	235	
					30000	705	485	410	325	285	260	225	215	205	
					40000	640	445	375	295	260	235	205	195	185	
					60000	560	385	325	260	225	205	180	170	165	
					100000	470	325	275	220	190	175	150	145	135	
206	1-1/16 1-1/8 1-3/16 1-1/4	1	4368	2250	20000	1115	775	655	520	455	410	360	340	325	
					30000	975	675	570	455	395	360	315	300	285	
					40000	885	615	520	410	360	325	285	270	260	
					60000	775	535	455	360	315	285	250	235	225	
					100000	655	455	380	305	265	240	210	200	190	
207	1-1/4 1-5/16 1-3/8 1-7/16	1-3/16 1-1/4	5759	3065	20000	1475	1020	860	685	595	545	475	450	430	
					30000	1285	890	755	595	520	475	415	395	375	
					40000	1170	810	685	545	475	430	375	355	340	
					60000	1020	710	595	475	415	375	330	310	300	
					100000	860	595	505	400	350	315	275	265	250	
208	1-1/2 1-5/8	1-7/16 1-1/2**	7332	4005	20000	1875	1300	1095	870	760	690	605	575	550	
					30000	1640	1135	960	760	665	605	525	500	480	
					40000	1490	1030	870	690	605	550	480	455	435	
					60000	1300	900	760	605	525	480	420	400	380	
					100000	1095	760	640	510	445	405	355	335	320	
209	1-5/8 1-11/16 1-3/4	1-1/2	7891	4450	20000	2020	1400	1180	935	820	745	650	615	590	
					30000	1765	1225	1030	820	715	650	570	540	515	
					40000	1600	1110	935	745	650	590	515	490	470	
					60000	1400	970	820	650	570	515	450	430	410	
					100000	1180	820	690	550	480	435	380	360	345	
210	1-15/16 2	1-11/16 1-3/4	7891	4450	20000	2020	1400	1180	935	820	745	650	615	590	
					30000	1765	1225	1030	820	715	650	570	540	515	
					40000	1600	1110	935	745	650	590	515	490	470	
					60000	1400	970	820	650	570	515	450	430	410	
					100000	1180	820	690	550	480	435	380	360	345	
211	2 2-3/16 2-1/4	1-15/16 2	9755	5630	20000	2491	1727	1457	1156	1010	918	802	761	729	
					30000	2176	1509	1272	1010	882	802	700	665	636	
					40000	1977	1371	1156	918	802	728	636	604	578	
					60000	1727	1197	1010	802	700	636	556	528	505	
					100000	1457	1010	852	676	591	537	469	445	426	
212	2-1/4 2-7/16	2-3/16 2-1/4	11791	6955	20000	3015	2090	1765	1400	1225	1110	970	925	880	
					30000	2635	1825	1540	1225	1070	970	880	805	770	
					40000	2395	1660	1400	1110	970	880	770	730	700	
					60000	2090	1450	1225	970	850	770	675	640	610	
					100000	1765	1225	1030	820	715	650	570	540	515	

Referencia: C-DODGE-SC-SCM_chumaceras, Catálogo de selección de elementos para bandas transportadoras

SELECCIÓN DE PERNO A UTILIZAR

Tabla 8-1

Diámetros y áreas de roscas métricas de paso basto y fino. (Todas las dimensiones en milímetros)*








Diámetro mayor nominal d	Serie de paso basto			Serie de paso fino		
	Paso p	Área de esfuerzo de tensión A_t	Área al diámetro menor A_s	Paso p	Área de esfuerzo de tensión A_t	Área al diámetro menor A_s
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

* Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_s = d - 1.226869p$, y el diámetro de paso a partir de $d_m = d - 0.649519p$. La media del diámetro de paso y el diámetro menor se usaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

PROPIEDAD MECANICA DE LOS PERNOS

Tabla 8-11

Clases métricas de propiedad mecánica para pernos, tornillos y birlos de acero*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia mínima de prueba, † MPa	Resistencia de tensión mínima, † MPa	Resistencia mínima de fluencia, † MPa	Material	Marca en la cabeza
		S_p	S_{ut}	S_y		
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero al bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero al bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero al bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero al medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero al medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico al bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero de aleación, T y R	

* La longitud de la rosca para pernos y tornillos de cabeza es

$$L_r = \begin{cases} 2d+6 & L \leq 125 \\ 2d+12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d+25 & L > 200 \end{cases}$$

donde L es la longitud del perno. La longitud de la rosca para pernos estructurales es ligeramente menor que la indicada.

† Las resistencias mínimas son las resistencias excedidas por 99% de los sujetadores.

CONSTANTE DE RIGIDEZ DE PERNOS

Tabla 8-12
Cálculo de las rigideces del perno y del elemento.
Elementos de acero sujetados mediante un perno de acero 1/2"-13 NC

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

Agarre del perno, pulg	Rigideces, Mlb/pulg			
	k_n	k_m	C	1 - C
2	2.57	12.69	0.168	0.832
3	1.79	11.33	0.136	0.864
4	1.37	10.63	0.114	0.886

Referencia: Manual de Shigley. Capítulo VIII, Pág 479

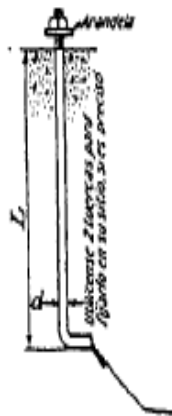
PAR DE TORSIÓN DE PERNO

Tabla 8-15
Factores del par de torsión K para uso con la ecuación (8-27)

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

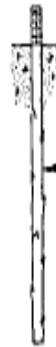
Referencia: Manual de Shigley. Capítulo VIII, Pág 481

DETALLE PERNOS ANCLAJE



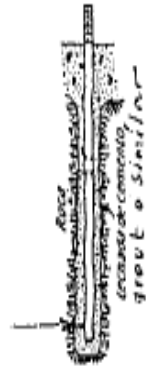
Perno con gancho

a) Aumentar anclaje y evitar el giro



Pernos con incisiones

b) Introducirse en roca o concreto y posteriormente llenarse grout epóxico



Perno aronsado

c) Similar a detalle b



Perno con rosca en los extremos

d) Arandela para resistir fuerza de arranque



Perno en forma de U

e) Se emplea cuando dos pernos están muy cercanos

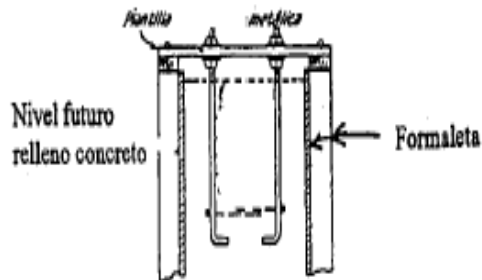
Placa base



Perno unión con placa inferior.

f)

Placa inferior



Propiedades de los materiales usados para los anclajes hormigonados

Tabla 34-1 – Propiedades de los materiales usados para los anclajes hormigonados in situ

Norma aplicable al material ¹	Grado o tipo	Diámetro (in.)	Resistencia a la tracción, para el diseño, f_{ut} (ksi)	Resistencia a la tracción, mín. (ksi)	Tensión de fluencia, mín.		Alargamiento, mín		Reducción del área, mín. (%)
					ksi	método	%	longitud	
AWS D1.1 ²	B	1/2 - 1	60	60	50	0,2 %	20	2 in.	50
ASTM A 307 ³	A	≤ 4	60	60	–	–	18	2 in.	–
	C	≤ 4	58	58-80	36	–	23	2 in.	–
ASTM A 354 ⁴	BC	≤ 4	125	125	109	0,2 %	16	2 in.	50
	BD	≤ 4	125	150	130	0,2 %	14	2 in.	40
ASTM A 449 ⁵	1	≤ 1	120	120	92	0,2 %	14	4D	35
		1 – 1-1/2	105	105	81	0,2 %	14	4D	35
		> 1-1/2	90	90	58	0,2 %	14	4D	35
ASTM F 1554 ⁶	36	≤ 2	58	58-80	36	0,2 %	23	2 in.	40
	55	≤ 2	75	75-95	55	0,2 %	21	2 in.	30
	105	≤ 2	125	125-150	105	0,2 %	15	2 in.	45

Referencia: International Building Code 2000 (IBC 2000), International Building Code Council, Falls Church, Virginia, Mayo 2000.

Propiedades dimensionales de los anclajes roscados hormigonados

Tabla 34-2 – Propiedades dimensionales de los anclajes roscados hormigonados in situ

Diámetro del anclaje (d_o) (in.)	Área bruta del anclaje (A_b) (in. ²)	Área efectiva del anclaje (A_{se}) (in. ²)	Superficie de apoyo de las cabezas y tuercas (A_{brg}) (in. ²)			
			Cuadrada	Cuadrada pesada	Hexagonal	Hexagonal pesada
0,250	0,049	0,032	0,142	0,201	0,117	0,167
0,375	0,110	0,078	0,280	0,362	0,164	0,299
0,500	0,196	0,142	0,464	0,569	0,291	0,467
0,625	0,307	0,226	0,693	0,822	0,454	0,671
0,750	0,442	0,334	0,824	1,121	0,654	0,911
0,875	0,601	0,462	1,121	1,465	0,891	1,188
1,000	0,785	0,606	1,465	1,855	1,163	1,501
1,125	0,994	0,763	1,854	2,291	1,472	1,851
1,250	1,227	0,969	2,228	2,773	1,817	2,237
1,375	1,485	1,160	2,769	3,300	2,199	2,659
1,500	1,767	1,410	3,295	3,873	2,617	3,118
1,750	2,405	1,900	--	--	--	4,144
2,000	3,142	2,500	--	--	--	5,316

Referencia: International Building Code 2000 (IBC 2000), International Building Code Council, Falls Church, Virginia, Mayo 2000.

REQUISITOS DE DISEÑO PARA CARGAS DE TRACCIÓN (PERNOS DE ANCLAJE)

Tabla 34-4 – Factores de reducción de la resistencia a utilizar

Resistencia determinada por	Factor de reducción de la resistencia, ϕ , a utilizar con las combinaciones de cargas de:			
	Sección 9.2		Apéndice C	
Elemento de acero dúctil				
Tracción, N_s	0,75		0,80	
Corte, V_s	0,65		0,75	
Elemento de acero frágil				
Tracción, N_s	0,65		0,70	
Corte, V_s	0,60		0,65	
Hormigón				
	Condición		Condición	
	A	B	A	B
Corte				
Desprendimiento del hormigón, V_{cb} y V_{cbg}	0,75	0,70	0,85	0,75
Arrancamiento del hormigón, V_{cp}	0,70	0,70	0,75	0,75
Tracción				
Pernos con cabeza, bulones con cabeza o bulones con gancho				
Desprendimiento del hormigón y descascamiento del recubrimiento lateral de hormigón, N_{cb} , N_{cbg} , N_{sb} y N_{sbg}	0,75	0,70	0,85	0,75
Arrancamiento del anclaje, N_{pn}	0,70	0,70	0,75	0,75
Anclajes incorporados al hormigón endurecido, clasificados de acuerdo con ACI 355.2 en las siguientes categorías:				
Categoría 1 (Baja sensibilidad a la incorporación al hormigón y elevada confiabilidad)				
Desprendimiento del hormigón y descascamiento del recubrimiento lateral de hormigón, N_{cb} , N_{cbg} , N_{sb} y N_{sbg}	0,75	0,65	0,85	0,75
Arrancamiento del anclaje, N_{pn}	0,65	0,65	0,75	0,75
Categoría 2 (Mediana sensibilidad a la incorporación al hormigón y mediana confiabilidad)				
Desprendimiento del hormigón y descascamiento del recubrimiento lateral de hormigón, N_{cb} , N_{cbg} , N_{sb} y N_{sbg}	0,65	0,55	0,75	0,65
Arrancamiento del anclaje, N_{pn}	0,55	0,55	0,65	0,65
Categoría 3 (Elevada sensibilidad a la incorporación al hormigón y baja confiabilidad)				
Desprendimiento del hormigón y descascamiento del recubrimiento lateral de hormigón, N_{cb} , N_{cbg} , N_{sb} y N_{sbg}	0,55	0,45	0,65	0,55
Arrancamiento del anclaje, N_{pn}	0,45	0,45	0,55	0,55

Referencia: International Building Code 2000 (IBC 2000), International Building Code Council, Falls Church, Virginia, Mayo 2000.

ANEXO 4

PROFORMA DE MATERIALES

ESTACIÓN DE CONTROL DE TELESCOPIO

SISTEMA DE CONTROL DE BANDA