

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA DE 48'' DE ANCHO
Y 328' LONG. PARA TRANSPORTE DE ZINC A 1200T/H DE
CAPACIDAD DE DISEÑO
INFORME DE SUFICIENCIA**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO-**

PRESENTADO POR

GARCIA CARBAJAL OLIVERIO DANTE

PROMOCIÓN 1985 - II

LIMA-PERÚ

2 013

DEDICATORIA

Este Informe de Suficiencia para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico está dedicado a mi esposa e hijos y en especial a mis padres quienes me dieron la oportunidad de ser un profesional

ÍNDICE

PRÓLOGO	1
CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN	2
1.1.-ANTECEDENTES	2
1.2.-OBJETIVO	2
1.3.-JUSTIFICACIÓN	2
1.4.-ALCANCE	3
CAPÍTULO II CARACTERISTICAS DEL MATERIAL	4
2.1.-PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS DEL ZINC.	4
2.1.1 Localización	4
2.1.2 Propiedades Físicas	5
2.1.3 Propiedades Químicas	6
2.2.-GRANULOMETRÍA.	6
2.2.1 Definición	6
2.2.2 Fluidez	7
2.2.3 Cohesión	8
2.2.4 Abrasividad	8
2.2.5 Adhesión	9
2.2.6 Ángulos característicos del material a transportar	9

2.3.-COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL SOBRE LA FAJA TRANSPORTADORA EN MOVIMIENTO.	9
2.4.-PROPIEDADES DE MATERIALES A TRANSPORTAR UTILIZADOS EN SECTOR MINERÍA, CONSTRUCCIÓN Y AGROINDUSTRIA.	10
CAPÍTULO III FAJAS TRANSPORTADORAS	
3.1.- CRONOLOGÍA	12
3.2.-TIPOS	15
3.3.-OBJETIVOS Y VENTAJAS.	15
3.4.-DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES.	16
3.4.1.-Faja, cinta, banda o correa.	16
3.4.2.-Tensores de faja	24
3.4.3.-Rodillos de carga y retorno	28
3.4.4..-Poleas	32
3.4.5.-Sistema de limpieza(Limpiadores)	34
3.4.6..-Cubierta.	36
3.4.7.-Faldón.	36
3.4.8.- Chute	37
CAPÍTULO IV DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	39
4.1.-ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	40
4.2.-CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL	40
4.3.-CÁLCULO DE VELOCIDAD DE FAJA	41
4.4.-CÁLCULO DEL PESO DE MATERIAL A TRANSPORTAR	41

4.5.-CÁLCULO ESTIMADO DEL PESO LINEAL DE LA CORREA	42
4.6.-CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODILLOS CARGA Y RETORNO	42
4.7.-CÁLCULO DE POTENCIA DE ACCIONAMIENTO	
4.8.-CÁLCULO DE TENSIONES DE FAJA EN POLEA MOTRIZ Y CONDUCTIDA.	55
4.9.-SELECCIÓN DE POLEAS: MOTRIZ, COLA TENSORA Y DEFLECTORAS (MÉTODO CEMA) B 105.1-1990.	58
4.9.1 Selección del diámetro de polea motriz	58
4.9.2 Selección del diámetro de la polea de cola	59
4.9.3 Selección del diámetro de polea tensora	59
4.9.4 Selección de los diámetros de las dos poleas deflectoras	60
4.9.5 Selección del diámetro de los ejes de las poleas	60
4.10.-SELECCIÓN DE FAJA TRANSPORTADORA.	93
4.10.1 Características del material a transportar	93
4.10.2 Resistencia a la rotura	94
4.10.3 Temperatura de operación	94
4.10.4 Selección de la banda	94
4.11.-SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO.	94
4.12.-TEMPLADOR DE GRAVEDAD.	98
4.13.-DISTANCIA MÍNIMA DE TRANSICIÓN.	100
CAPÍTULO V COSTO DE FABRICACIÓN	104
5.1.- COSTO DE MATERIALES	104
5.2.- COSTO PRIMO	104

5.3.-COSTOS INDIRECTOS DE FABRICACIÓN. 105

5.4.- COSTOS ADMINISTRATIVOS 106

CONCLUSIONES

RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFÍA

PLANOS

APÉNDICE

PRÓLOGO

El primer capítulo refiere a la introducción, donde se menciona los antecedentes, objetivos, alcance y justificación del informe de suficiencia para poder optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico.

El segundo capítulo trata sobre las características del material a transportar, indicando sus propiedades físicas, químicas y granulometría.

El tercer capítulo comprende el detalle de los transportadores de fajas, se menciona cronológicamente como fue optimizándose su funcionamiento y se describe los componentes que van instalados en su estructura.

El cuarto capítulo comprende el diseño y selección de los componentes mecánicos y mecanismos de accionamiento, se calcula y selecciona polines de carga y retorno siguiendo el método CEMA, (CONVEYOR EQUIPMENT MANUFACTURERS ASSOCIATION) , se selecciona el motorreductor , polea motriz, cola, deflectoras y tensoras, También se selecciona los sistemas de carga del material (chute), limpiadores, cubierta y el dimensionado del bastidor.

El último capítulo menciona los costos de fabricación de los componentes y mecanismos de accionamiento.

CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN

1.1.-ANTECEDENTES

Analizando la situación económica que atraviesa el país, observamos que la minería es el sector que más aporta en divisas a la economía respecto a otros sectores como Construcción, Pesquería, Agroindustria, etc. Debido a las grandes inversiones en operaciones de extracción de minerales, conllevando ello en utilizar sistemas de transporte de material, siendo las Fajas Transportadoras muy requeridas para realizar este tipo de operaciones.

1.2.-OBJETIVO:

El objetivo del presente trabajo Informe de Suficiencia para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico es exponer el diseño y selección de los Componentes Mecánicos del Transportador de Faja a 1200 t/h de capacidad de diseño de acuerdo a normas establecidas

1.3.-JUSTIFICACIÓN

Debido a la demanda que existe en los sectores Minero, Construcción y Agroindustria, respecto al uso de Transportadores de Fajas en sus operaciones de acarreo de material es que me anima a realizar el diseño de un Transportador de Faja de 1200 t/h de capacidad de diseño y 48" de ancho de faja para transporte de zinc.

1.4.-ALCANCE

El informe de suficiencia versará exclusivamente sobre el diseño de los mecanismos de accionamiento, así como también a los cálculos y selección de los componentes del Transportador de Fajas.

CAPITULO II

CARACTERISTICAS DEL MATERIAL

2.1.-PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS DEL ZINC.

2.1.1- Localización.

Los materiales a transportar son los primeros elementos que deben conocerse al proyectar una Faja Transportadora, es por ello que describiré en nuestro caso al Zinc material objeto de estudio.

Yacimientos.-Los principales yacimientos de zinc se encuentran en China, Perú, Australia India, EEUU, en el Perú se encuentra localizada en Cerro de Pasco en su mayor cantidad.

La producción mundial de zinc durante el 2011, alcanzo un total de 12,400 millones de toneladas métricas, siendo el principal país productor China (3.9 millones toneladas por año), seguido por Perú (1.4 millones de toneladas por año) y Australia (1.4 millones de toneladas anuales) Fuente: Estudios Geológicos de Estados Unidos (United States Geological Survey) USGS-2011.

El zinc se encuentra presente en forma natural en: rocas, suelo, agua y aire.

Los principales sectores que usan los productos derivados del zinc son en el Perú son:

Construcción (47%), Transporte (28%), bienes de consumo y eléctricos (25%).

Debemos señalar que el zinc es un nutriente esencial para la vida pues acelera la división de las células y refuerza el sistema inmunológico.

Puede soldarse con soldaduras blandas y permite formar gran número de aleaciones.

Oxidándose muy débilmente, constituye un buen protector de la corrosión (hierro galvanizado)

2.1.2.-Propiedades Físicas

.-Aspecto.-Polvo gris o gris azulado.

.-Olor: Sin olor

.-Estructura cristalina: hexagonal. Determinado por un átomo en cada uno de sus vértices de un prisma hexagonal, un átomo en la base del prisma y tres átomos dentro de la celda unitaria

.-Conductividad eléctrica: 116w/m-k. (Capacidad del material de dejar pasar la corriente eléctrica).

.-Conductividad térmica. 390J/Kg-K (Capacidad del material de transferir energía cinética de sus moléculas a otras moléculas adyacentes con las que no está en contacto).

.-Calor específico: 692 K-cal (Magnitud física definida como la cantidad de calor que hay que suministrar a la unidad de masa de una sustancia o sistema termodinámico para elevar su temperatura en una unidad).

.-Estabilidad: estable bajo condiciones normales de uso y almacenaje, probados en una mufla a 160°C +/-2.5°C, por un periodo de 1000 hrs. Luego la probeta se corta, mecaniza y pule, para efectuar la medición respectiva con un micrómetro.

2.1.3.-Propiedades químicas.-

-Punto de ebullición: 900°C (Temperatura donde el material cambia de estado)

.-Solubilidad: Insoluble en el agua, para un PH (Grado de acidez): 10 (neutro).

.-Peso Específico: 110lbs/pie³ (Dato obtenido de tabla N°3.3 Manual Belt Conveyor)

.-Punto de fusión: 420° C (Temperatura a lo cual el material pasa de estado sólido a líquido)

.-Característica principal: Capacidad para proteger al acero de la corrosión.

.-Reciclable: El zinc puede reciclarse sin perder propiedades de calidad.

.-Resistencia.-Su dureza lo sitúa entre los metales blandos y los metales duros, las piezas de zinc moldeados son quebradizas. La carga de rotura a la tracción del material laminado oscila alrededor de 19Kg/mm².

.-Propiedades eléctricas.-El zinc es relativamente buen conductor de la electricidad.

.-Adaptabilidad al trabajo.-El zinc puede ser moldeado, laminado, estirado, prensado, y labrado con herramientas de corte.

.-Empleo.-El zinc, luego de extraerse del subsuelo se procede a transformarlo en valor agregado en forma de barras, varillas, y chapas, se emplea para fabricar canalones, fabricación de cubos, depósitos, etc. Así como para galvanizar la chapa y el alambre de hierro. También se emplea para cables que no han de ser doblados.

2.2.-GRANULOMETRIA.

2,2.1-Definición

Se denomina **clasificación granulométrica o granulometría** a la medición que se lleva a cabo en los materiales, con fines de análisis, tanto de su origen como de sus propiedades mecánicas.

El tamaño del trozo del material se define por la mayor dimensión del paralelepípedo que puede inscribirse. Los materiales se clasifican desde el punto de vista del tamaño para su

transporte, **en clasificados y no clasificados**, en los clasificados la relación de la dimensión mayor a la dimensión menor es $\leq 2,5$, en los no clasificados es $>2,5$

Clasificados $<2,5$ No clasificados $>2,5$

.-Formas granulométricas

Se clasifican en 6 formas:

- .-Aristas agudas con las tres dimensiones aproximadas.
- .-Aristas agudas con una dimensión claramente mayor que las otras dos.
- .-Aristas agudas con una dimensión claramente menor que las otras dos.
- .-Aristas redondeadas con las tres dimensiones aproximadamente iguales (esfera).
- .-Aristas redondeadas con una dimensión claramente mayor que las otras dos.
- .-De forma fibrosa, enlazadas, entrecruzadas.

2.2.2.-Fluidez

La norma CEMA, da como definición de fluidez a la propiedad de los materiales a granel, caracterizada por la libertad de partículas o grupos de ellas para moverse libremente, cuando el material se pone en movimiento por la fuerza de gravedad o cualquier otra fuerza externa. Normalmente es medido por su ángulo de reposo y sobrecarga, determina la sección transversal del material cargado que puede transportarse en una faja de forma segura. También es un indicador del ángulo seguro de inclinación de la faja transportadora.

TABLA 2.1

FLUIDEZ EN FUNCIÓN DE LOS ÁNGULOS DE REPOSO Y SOBRECARGA

FLUIDEZ	ANGULO DE REPOSO	ANGULO DE SOBRECARGA	PROPIEDADES GENERALES
Muy buena	0°-20°	5°	Forma uniforme y redondeada tamaños muy pequeños ,arena, silicio,cemento
Buena	20°-30°	10°	Forma uniforme y redondeada, tamaño pequeño, tales como leguminosas y cereales.
Normal	30-40°	20°-25°	Formas irregulares, granulares de pesos medios, tales como carbón ,piedra caliza arcilla minerales
Mala	40°-45°	30°	Formas irregulares,fibrosas, tales como virutas, bagazo.

2.2.3. -Cohesión

Es la inversa de la fluidez, se mide generalmente por el ángulo de reposo, formado por la horizontal y la generatriz del cono que se forma al verter el material desde una cierta altura.

2.2.4. -Abrasividad

Es la propiedad que tienen los materiales a perder masa producto de la interacción entre partículas que son forzadas contra una superficie moviéndose a lo largo de ella.

2.2.5.-Adhesión.

-Propiedad del material por lo cual se juntan las superficies cuando entran en contacto manteniéndose unida por fuerzas intermoleculares

2.2.6.-Ángulos característicos del material a transportar:

Los ángulos característicos son dos:

a).-Ángulo de reposo

Es el ángulo que forma la superficie del material en estado estacionario respecto a la horizontal cuando está colocada en la Faja Transportadora también en estado estacionario, es denominado ángulo de talud estático.

b).- Ángulo de sobrecarga

Es el ángulo que la superficie del material toma estando en reposo relativo a la faja transportadora en movimiento. Este ángulo normalmente oscila entre los 5° @ 15° menor que el ángulo de reposo, siendo en algunos materiales hasta 20° menor, también denominado ángulo de talud dinámico

2.3.-COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL SOBRE LA FAJA TRANSPORTADORA EN MOVIMIENTO

La razón por la cual el ángulo de reposo es mayor al ángulo de sobrecarga es debido al fenómeno que sucede al pasar la faja sobre cada rodillo, esta operación hace que el material transportado tienda a agitarse, llevando los pedazos más grandes en la superficie de la carga y las partículas más pequeñas o finas al fondo, allanando la pendiente de la superficie del material es decir el ángulo de sobrecarga.

La diferencia entre la velocidad del material cuando es cargado y la Faja Transportadora al recibirlo debe igualarse por medio de la aceleración del material.

La componente vertical de la velocidad del material durante el proceso de carga, debe ser absorbida por la elasticidad de la construcción de la Faja Transportadora y por los rodillos de impacto que más adelante se describirá.

Estas consideraciones se toman en cuenta cuando la faja está en pendiente o cuando está operando a alta velocidad, también si el material a transportar está suelto y contiene trozos redondos grandes rebotando y rotando sobre la Faja Transportadora.

Para mantener el ancho total del material cargado en la faja y para mantener los ángulos de sobrecarga inalterados, la sección transversal posible en una faja en pendiente o declive debe ser menor que para una faja horizontal.

2.4-PROPIEDADES DE MATERIALES A TRANSPORTARSE UTILIZADOS EN SECTORES MINERÍA, CONSTRUCCIÓN Y AGROINDUSTRIA

Se indica en la siguiente tabla los materiales más empleados en Transportadores de Faja, con su respectivo peso específico, ángulos de reposo, inclinación máxima recomendada y su codificación específica según valores obtenidos del manual del Belt Conveyor For Materials

TABLA 2,2

Material	Peso específico, Lb/pulg ³	Angulo de Reposo	Inclinación Max.	Código
Aceite aglutinado	48-50	45		D45W
Recortes de acero	75-150	35	18	E37V
Afrecho	oct-20	30-44		B35NY
Oxido de aluminio	70-120	29		A27M
Arcilla chancada	85-90	39	22	C36
Arcilla seca fina	100-120	35	20-22	C37
Arena	26-31	21	10	C25M
Arena molida	19-24		30-40	C35NY
Arena sílice seca	90-100	20-29		B27
Azúcar refinada húmeda	50-65	60	44	C35X
Azúcar refinada seca	50-55	50-55	30-44	B35PU
Bagazo	07-ene	45		E45Y
Caña de azúcar cortada	15-16		45	E45V
Cal hidratada hasta 1/8"	40		40	B35X
Cal, piedra chancada	85-90	38	18	C36X
Carbón de piedra extraído, hasta 1/4 bituminoso	43-50	40	22	C35T
Carbón de piedra extraído hasta 1/8" antracita	60	35	18	B35TY
Cemento clinker	75-95	38	20	D37
Cemento Portland	72-99	30-44	20-23	A36M
Mineral de Cobre	120-150	30-44	20	D3
Harina de pescado	35-40			B45W
Mineral de plomo	200-270	30	15	B36RT
Roca chancada	125-145			D26
Sal común fina	70-80	25	11	D26TUW
Sal común gruesa	40-55			C36TU
Trigo	45-48	28	12	C25N
Yeso en trozos	75-80			D46
Zinc mineral calcinado	110	38	20	C36
Zinc mineral concentrado	75-80			B26

CAPÍTULO III

FAJAS TRANSPORTADORAS

3.1.- CRONOLOGÍA

Al contrario de otros medios de transporte, los transportadores de fajas han hecho su aparición en fechas relativamente recientes.

Durante el año 1795 se usó la primera faja transportadora para transporte de granos, era faja descendente automotriz construida de cuero, reposando en una canaleta. Inventado por Oliver Evans (USA)

Año 1859.- Se instaló fajas transportadoras en el canal de Suez, para la construcción del mismo canal, realizado por Fernando Lesseps

Año 1860.- Se instaló en Siberia un conjunto de fajas, para transporte de arena por el ingeniero Ruso Lopatine.

Año 1868.- Se instaló en Inglaterra por Graham Wesmacott y por Lystewr, para su uso en un granero. Las fajas eran de dos telas de lona recubierta de goma y los rodillos eran planos con los extremos levantados, a consecuencia de ello y al ser constante la velocidad de la faja, se producía resbalamiento, por lo cual se desgastaba con rapidez en los bordes, se hizo los rodillos planos, pero la capacidad de la faja disminuyó. En dicha instalación se montaron los primeros trippers, para la descarga de los cereales.

Año 1885.-Thoms Robbins (USA), **inventó la terna de rodillos en su forma actual** con la cual se solucionó el problema antes citado, aumentando por ende la capacidad de las fajas planas.

Año 1900 Invención del **Sándwich Conveyor**, esta faja empleada en la descarga de los barcos, tuvo un gran éxito, el sistema sigue empleándose todavía.

Año 1905.-Richard Suttcliffe introdujo las cintas en la minería de carbón de Inglaterra

Año 1919.-Invención por la firma Krupp en Alemania, se creó la faja BOOSTER., utilizada como cinta auxiliar, que al ser instalado en un punto adecuado de la cinta principal, le proporciona potencia adicional necesaria,

Año 1930.-Instalación en USA de dos grande fajas transportadoras para la construcción de la presas de GRAND COULEE y SHASTA.

Año 1942.-Instalación de la primera faja ST con Steelcord en USA.

Años 1920 al 1950.- El transporte por faja experimentó un gran avance durante este periodo, aunque algo retardado por que las bandas de algodón al no ser de gran resistencia obligaban a emplear fajas con gran número de telas, con lo cual al ser poco flexible requerían el empleo de ternas de rodillos de solo 20° y tambores de gran diámetro.

Año 1949.-Invención del CABLE BELT, instalándose la primera faja transportadora en la mina Francés Colliery en Escocia, tenía una longitud de 720m, desnivel de 174m y capacidad de 130 t/h, La evolución ha sido rápida y en la actualidad existe instalación de 30.4Km. Con un tramo de 20km y capacidad de 2000T/h en Worsely, Australia.

Año 1951.-Instalación en Europa del primer transportador con banda ST (Steelcord,) de la firma Continental en la mina fortuna de la Reinische A.G.

Año 1954-1955.-Invención del Zipper Conveyor (cinta cremallera), fue un anticipo del PIPE CONVEYOR, pero no tuvo éxito a consecuencia de los problemas que se originaban en el cierre de cremallera.

Año 1960.-Creación de las fajas EP que desplazaron rápidamente a las de algodón, al tener mucha más resistencia que estas, se produjo un gran avance en las capacidades a transportar y en las longitudes de transporte.

Año 1965.-se inició el empleo generalizado de las fajas Steelcord, con ellas se experimentó un cambio similar con respecto a las EP, debido al cambio de fajas de algodón a las EP.

Año 1963.-Cintas con curvas horizontales. En ese año se instaló la primera cinta de este tipo en el metro de París para la extracción de minerales. En la actualidad hay instaladas principalmente por firmas alemanas más de 80 fajas transportadoras.

Año 1970.-Invención del PIPE CONVEYOR (Cintas tubulares), llevado a cabo por la JAPAN PIPE CONVEYOR.

En este año 1970 fue inventada también la cinta AEROBELT (cinta con cojín de aire), desarrollada por el profesor JONKERS junto con la firma holandesa SLUIS Machinefabrick.

Año 1977.-Instalación de Cinta FLEXOWELL (de gran inclinación) desarrollada por la firma alemana CONRAD SCHOLD, se presentó en la feria de Hannover DEL AÑO 1977. Esta cinta cumple las mismas funciones que la cinta SANDWICH.

Últimamente existen firmas de Fajas Transportadoras como Deneby "Bulkhandling by Conveyors", TUNRA Bulk Solid Handling Researchassociates.etc. Las cuales vienen haciendo mejoras en el sistema de transporte de material.

3.2.- TIPOS

Existen los siguientes tipos básicos de transportadores de fajas

.-Horizontales.

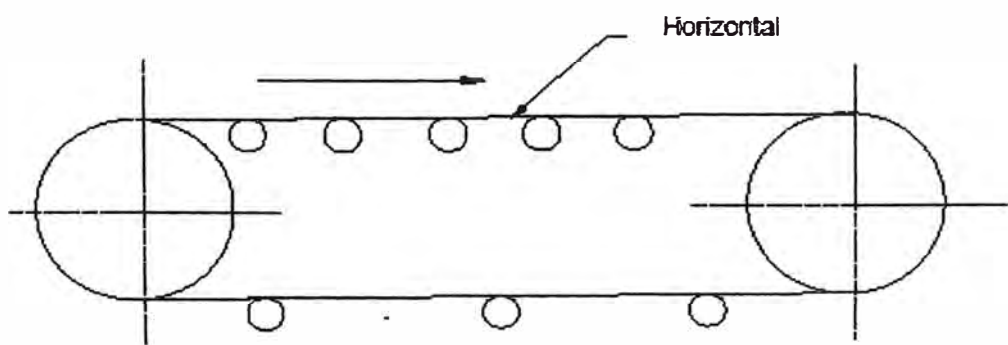
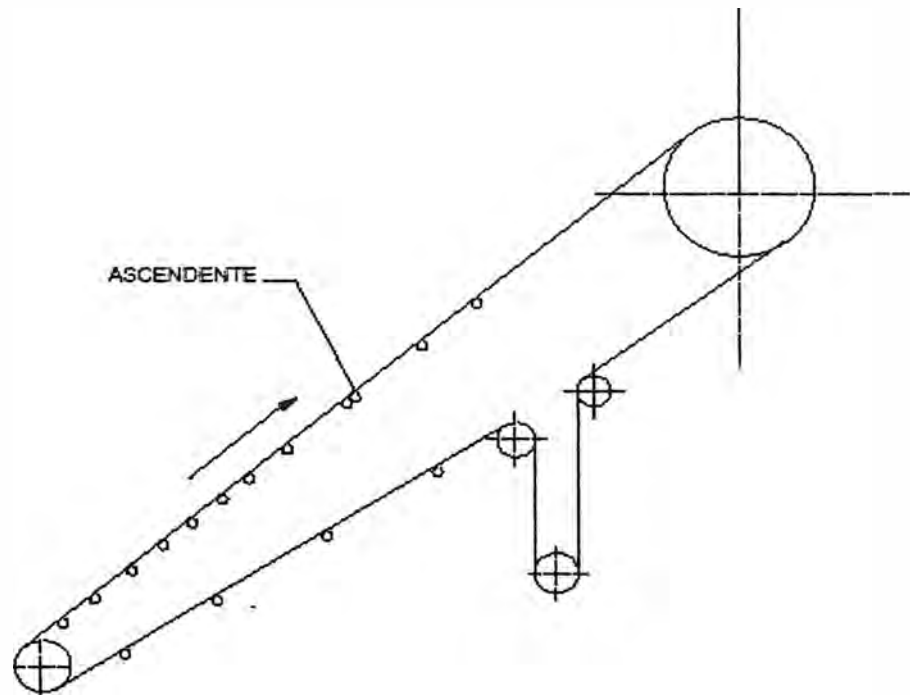
.-Ascendentes.

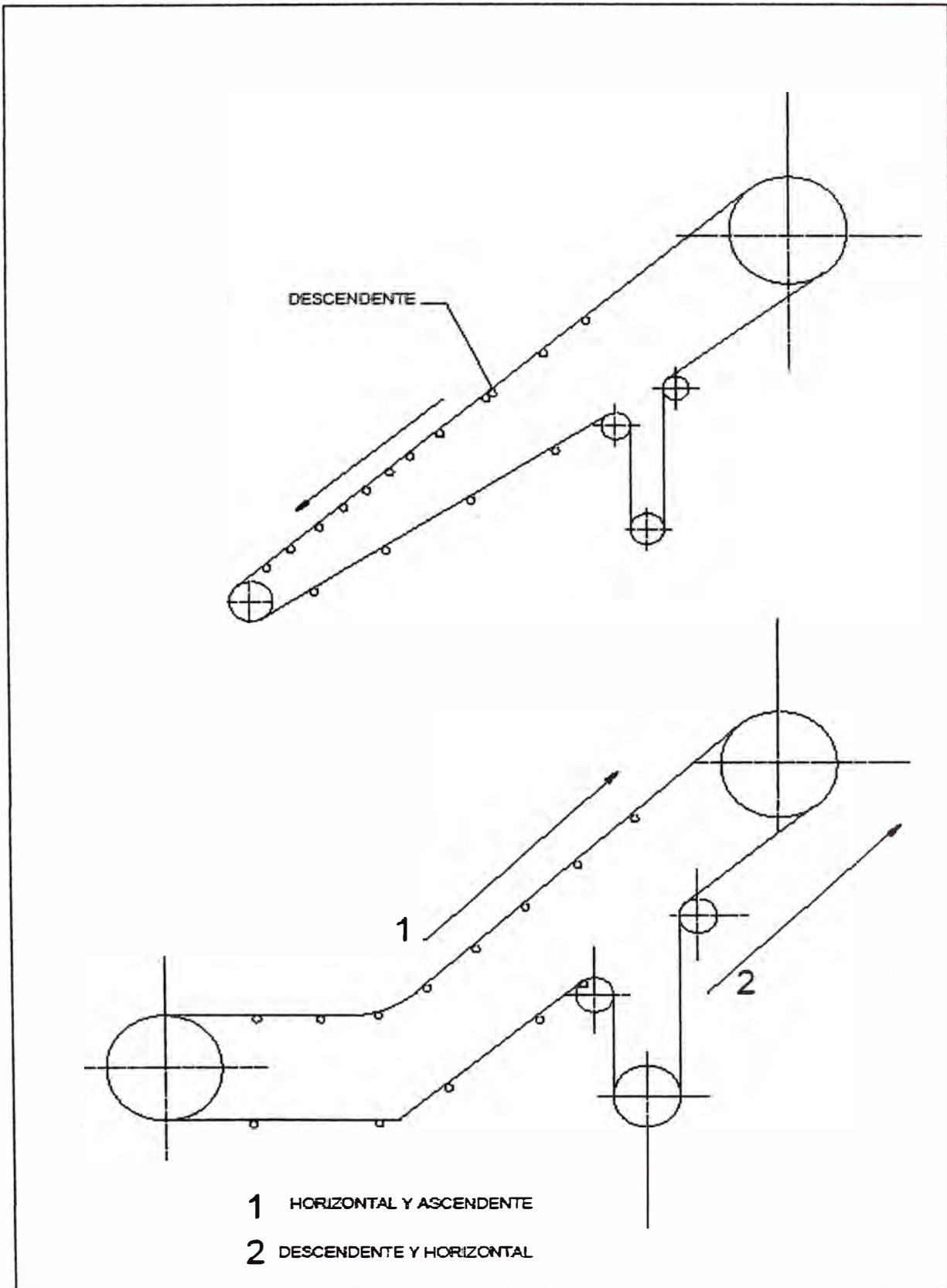
.-Descendentes.

.-Horizontales y ascendentes

.-Ascendentes y horizontales.

Se adjuntan dibujos esquemáticos de estos tipos





3.3.-OBJETIVOS Y VENTAJAS.

Los transportadores de fajas ocupan un importante rol en acarreo de material ofreciendo las siguientes ventajas.

.-Ventajas ecológicas. Son ecológicamente más aceptados que otros medios de transporte de materiales por su bajo nivel de ruido y no contaminan el ambiente al disponerse de cubiertas para su transporte.

.-Ventajas de seguridad.-Debido a la instalación de dispositivos de seguridad eléctricos y mecánicos el transportador de faja es muy seguro, requiriéndose además de poco personal para el funcionamiento.

.-Menores costos operativos.-Los transportadores de faja tienen bajo costo de operación y proporciona un mayor retorno de inversión que otros métodos de transporte. La mayoría de funciones del sistema puede supervisarse por un tablero de mando central o controlado por computadora, dejando a un mínimo de operarios para inspeccionar el equipo y efectuar el reporte que pueden requerir atención por la sección de mantenimiento.

.-Menores costo de energía.-El creciente costo de la energía requiere de la importancia en racionalizar su uso, consumiéndose energía eléctrica solamente cuando está en funcionamiento. El costo de la energía para los sistemas Transportadores de Faja siempre ha contribuido a disminuir sus costos de operación y esta ventaja se ha incrementado con el aumento en el costo de combustibles líquidos.

.-Menores costos de mantenimiento.-Solamente requieren inspecciones y lubricación programada. Cualquier reparación o reemplazo puede realizarse anticipadamente y evitar tiempos fuera de servicios no programados. Las partes son relativamente pequeñas y accesibles para que los reemplazos puedan realizarse inmediatamente con el equipo de servicio mínimo.

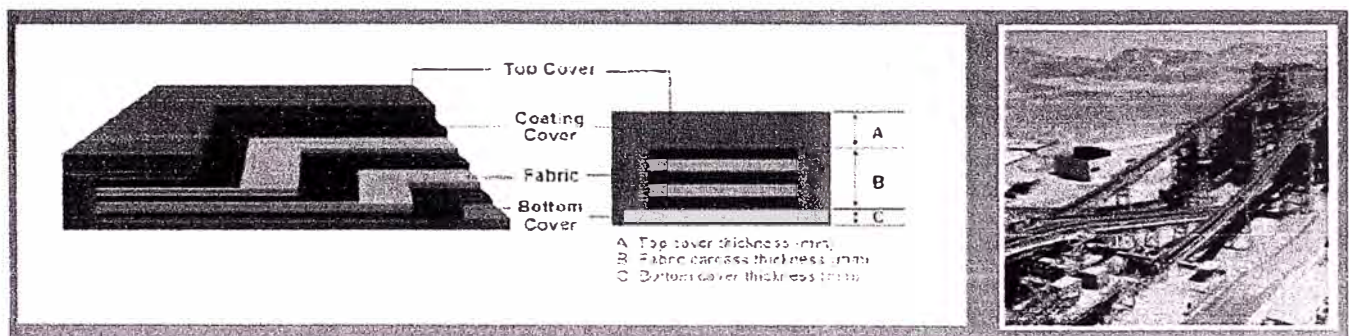
3.4.-DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES

Componentes:

3.4.1.-Faja, cinta, correa o banda.

La función principal de la banda es soportar directamente el peso del material a transportar y desplazarlo desde el punto de carga hasta el de descarga, razón por la cual se considera el componente principal del transportador de faja.

Debido a que la faja como componente del transportador de faja representa una parte sustancial del costo total (25%) aproximadamente, su selección debe efectuarse con gran cuidado.



Partes de una cinta transportadora

Figura3, 1

-Tipos principales de fajas o cintas

-Según el tipo de tejido.

-De algodón.

-De tejidos sintéticos.

-De cables de acero.

- Según la disposición del tejido.

-De varias telas o capas.

-De tejido solido (solid wowed)

-Según el aspecto de la superficie portante de la carga.

-Lisa (aspecto más corriente)

-Rugosa

-Con nervadura, tacos o bordes laterales vulcanizados.

- Clasificación de las fajas según Grado:

-Faja Grado 1.-Tiene cubierta hechas de caucho natural, caucho sintético o sus combinaciones, se selecciona para proporcionar la combinación optima de resistencia al corte, rayado y abrasión.

Esta faja tiene una capa delgada de compuesto de caucho entre pliegues, asegurando el grado más alto de resistencia a flexión.

-Faja Grado 2.-Tiene una capa delgada de compuesto de caucho entre pliegues. El tipo de compuesto de caucho usado con el tejido particular asegura una buena resistencia a flexión para condiciones de servicio normales donde se usan diámetros de poleas recomendados y donde las condiciones de operación son menos severas que las que requieren una faja grado 1.

-Empalme de Faja Transportadora.

.-Empalme vulcanizado.-

Ventajas:

.-Tiene el esfuerzo de uso más alto.

.-Gran tiempo de servicio.

.-Es liso y continuo, no permite filtración de material a través de ella, ni tampoco interfiere con los limpiadores de faja.

Desventajas.

-Gasto inicial mayor, El vulcanizado es pesado y difícil de mover debiéndose acondicionar apoyos.

-La provisión del tensor es más costoso.

-La renovación de un empalme vulcanizado es tiempo consumido y costoso.

- Empalme de fijamiento mecánico

-Ventajas

-Rápido de instalar respecto a un empalme vulcanizado.

-Gasto inicial bajo

-Los problemas del recorrido del tensor se minimizan. Si las variaciones de longitud de la faja exceden la cantidad que el tensor es capaz de acomodar, la faja puede acortarse y ser reemplazada rápidamente a un costo relativamente bajo.

-Desventajas.

-Menor esfuerzo, no pudiéndose utilizar valores de tensión totales altas.

-La exposición de los filos de la faja cortada al efecto de la humedad y del material puede tener un efecto de desgaste en el armazón tejido de la faja. .-Es muy difícil producir un empalme mecánico que puede ser considerado a prueba de goteo, llevando materiales finos.

-En servicio en caliente el fijamiento retiene el calor y lo transmite directamente hacia el armazón de la faja, pudiendo generar el desgaste prematuro del empalme.

-Selección de faja.

-Factores en su composición.

En general la faja consiste de tres elementos:

a).-Cubiertas: superior e inferior

b).-Armazón.

a).-Cubiertas

El propósito principal de las cubiertas es proteger el armazón de la faja, ante agentes externos.

Son compuestos de caucho, se producen mezclando cauchos o elastómeros con varias sustancias químicas para poder incrementar la dureza y desarrollar las propiedades físicas necesarias para las condiciones de servicio.

Un elastómero es una sustancia elástica con apariencia de goma. En el caso de la faja el término se extiende para referirse a todos los materiales endurecidos por calor que requieren tiempos y temperaturas definidos para la cura tales como caucho sintético y naturales, así como los materiales termoplásticos como el plástico cloruro de polivinilo (PVC).

Debido a que la función principal de la cubierta es proteger el armazón, debe resistir los efectos del desgaste por abrasión que varía según el tipo de material a transportar.

Generalmente el espesor de cubierta superior es mayor que el espesor de cubierta inferior, debido a concentraciones de cargas que está en zona de transporte, sin embargo, las características específicas del material y las condiciones de operación pueden sugerir cubiertas con espesores iguales.

b).-Armazón

El armazón de la faja es el elemento de tensión en una faja .-Es el refuerzo principal del transportador para la resistencia al desgarramiento, resistencia al impacto, soporte de la carga y la capacidad de empalme mecánico.

Los armazones de fajas son fabricadas de una o más pliegues de malla tejida, o de capa de cables de acero, definido en función del material a transportar, y la capacidad de transporte a requerirse.

La faja tejida está confeccionada de espiras de yute, que van a lo largo de hebras de yute que van cruzadas o transversalmente

B).1.-Tipos de mallas que pueden componer el armazón.

Las mallas pueden ser de cuatro tipos: **Malla plana, Malla de espira recta, Malla de tejido rígido. Y Malla de cordón tejido.**

B.1.1.-Malla Plana

Es el tipo más antiguo y común de faja tejida, las hebras y espiras se cruzan alternadamente.

B.1.2.-Malla de Espira Recta

Este tipo de tejido tiene espira de yute dispuestas en forma recta, no entretejida o rígida, además de espiras de yute sujetadores que se entretejen con las hebras de relleno para

mantener junta la estructura. Las espiras de yute sujetadoras dispuestos de forma recta son elementos de tensión principales en este tipo de tejidos.

B.1.3.-Malla de Tejido Rígido

Es un tejido múltiple, con por lo menos dos sistemas de espiras y dos o más planos de relleno de yute, se usa generalmente en fajas de pliegue simple.

B.1.4.-Malla de Cordón Tejido

Tiene fuerte espiras de yute y relleno entretejido de peso muy ligero, que sirven para mantener la estructura junta durante fabricación de la faja.

B 2.-Los tipos mayores de armazón de la faja son:

Pliegue múltiple, pliegue reducido, de alma de acero y de tejido rígido.

B.2.1-Faja de Pliegue Múltiple

Normalmente fabricado de tres o más pliegues o capas de faja de malla que está unida por un compuesto elastómero, estas fajas fueron utilizados por los años 1960, hoy se suplantaron por las fajas de pliegues reducidos

B.2.2.-Faja de Pliegue Reducido

Los armazones textiles de tales fajas, combinan el alto esfuerzo de la fibra sintética usualmente nylon, poliéster o una combinación en la malla plano o diseños de tejidos especiales. En la mayoría de los casos la faja de pliegue reducido depende del uso exclusivo o extenso de las fibras textiles sintéticas de alto esfuerzo concentrado en un armazón de alto esfuerzo unitario y menos pliegues que en una faja de pliegue múltiple comparable.

La faja se fabrica con pliegues de tejido de malla plana o con una o más pliegues de tejido de espira recta dependiendo del fabricante. El soporte para la carga se proporciona por las

capas ligeras de caucho extra gruesas entre los pliegues y/o en el diseño del tejido propiamente dicho.

Los datos técnicos de los fabricantes de faja generalmente indican que la faja de pliegue reducido puede usarse para el rango de aplicaciones especificadas por fajas de pliegue múltiple y en algunos casos más allá del rango.

B.2.3.-Faja con alma de acero

Son fabricados con una sola capa de cables de aceros paralelos, completamente embutidos en caucho, con elementos de tensión. Utilizados cuando se requiere transportar grandes volúmenes de material por unidad de tiempo.

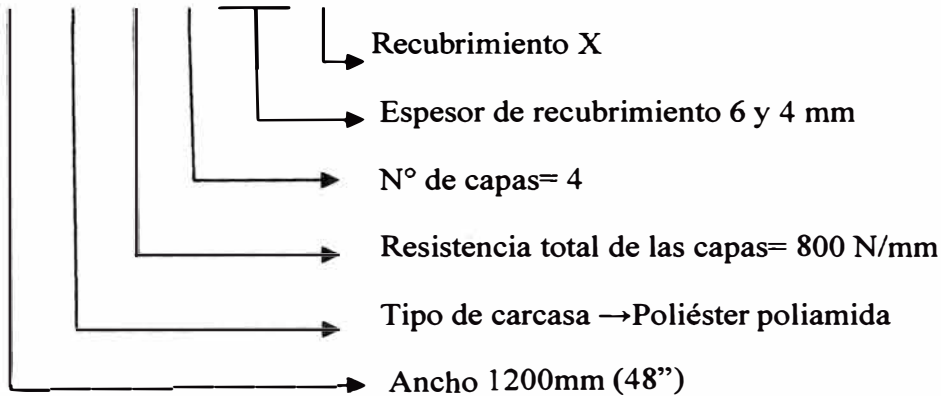
La faja de alma de acero se fabrica usando un amplio rango de diámetros de cable y de espaciamiento, dependiendo principalmente del esfuerzo de faja a requerirse, su uso es para operaciones que requieren altas tensiones más allá de los rangos de las fajas tejidas y/o en instalaciones donde las limitaciones del recorrido del tensor, es tal que no se puede modificar la longitud de una faja tejida.

B.2.4.-Faja de Tejido Rígido

Este tipo de faja consiste en un solo pliegue de malla rígido, normalmente impregnado y cubierto con PVC, con cubiertas superiores e inferiores relativamente delgado. La resistencia a la abrasión es proporcionada por la combinación de PVC y la superficie de yute tejido. Algunas fajas se producen con cubiertas más pesadas y así no dependen del tejido para la resistencia a la abrasión

Designación de una faja según norma DIN 22102

1200 EP 800/4 6 + 4 X



-Tipos de tejidos

Los tipos más usuales en la fabricación de bandas transportadoras son el tipo EP, formado por fibras de Poliéster (E) en sentido longitudinal y de poliamida (P) en sentido transversal.

Según normas DIN 22102 se tiene:

Letra significativa	Material del tejido
B	Algodón
D	Aramida
E	Poliéster
G	Fibra de vidrio
P	Poliamida
R	Rayón
Z	Viscosilla

Calidades de los recubrimientos según DIN 22102

Letra distintiva	Rotura (N/mm ²)	Alarg. Rotura (%)	Abrasión (mm ²)
W	18	400	90
X	25	450	120
Y	20	400	150
Z	15	350	250

3.4.2.- Tensores de fajas

Todos los transportadores de fajas requieren algún dispositivo tensor por las siguientes razones.

1.-Asegurar la cantidad apropiada de tensión del lado flojo, T2, en la polea motriz para prevenir el resbalamiento de la faja.

2.-Asegurar la tensión de la faja apropiada en la carga y en otros puntos a lo largo del transportador (evitar el derramamiento del material de la faja).

3.-Compensar los cambios de longitud en la faja.

4.-Permitir el almacenamiento de la faja para realizar los empalmes de remplazo (sin este procedimiento las secciones pequeñas de faja nueva tendrían que ser adicionadas, requiriéndose dos empalmes para cada reparación del empalme).

- Movimiento del Tensor

La longitud requerida para el movimiento del tensor depende de varios factores.

Tipo de arranque o parada.-El arranque o parada a través de la línea requerirá un movimiento permisible del tensor considerablemente mayor en comparación a una aceleración o desaceleración controlada.

-La frecuencia de arranques y paradas de la faja totalmente cargadas.

-Si existiese un periodo de asentamiento con fijamiento metálico, permitiría la eliminación de cualquier cambio de longitud permanente antes de hacer un empalme vulcanizado final.

-Las características o elongación de la faja usada.

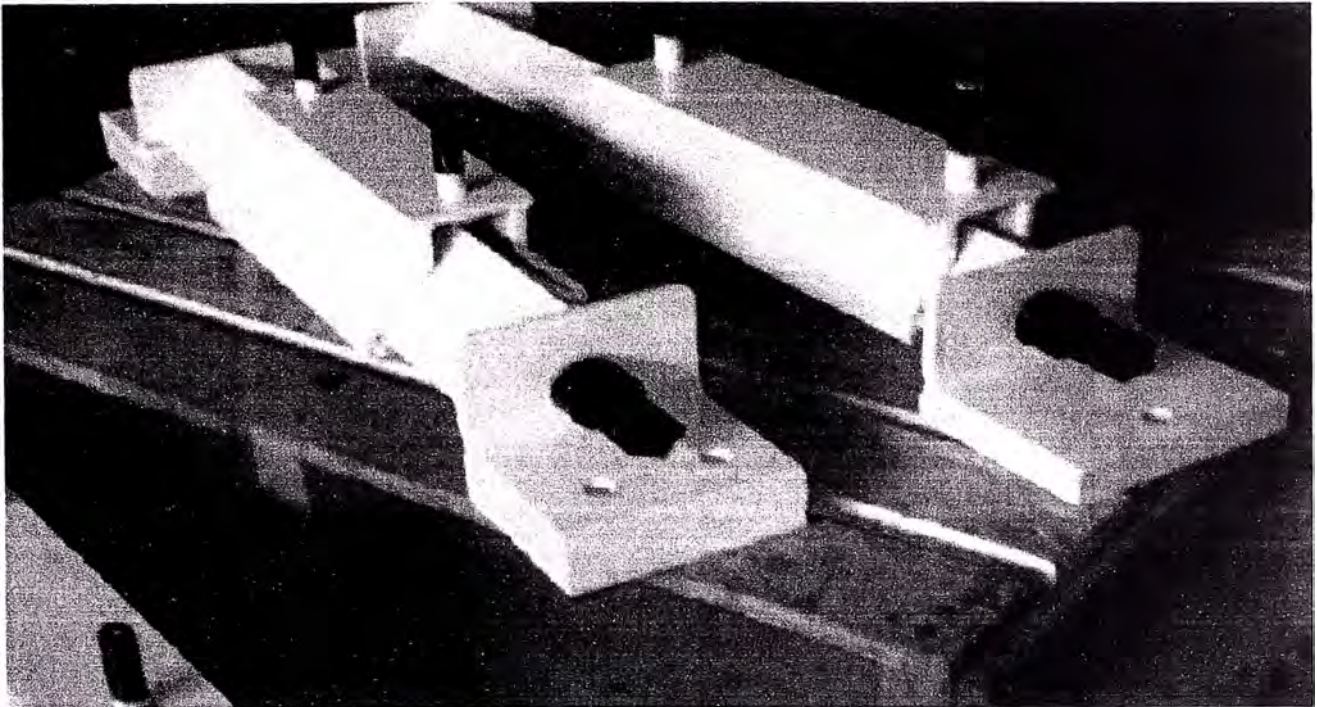
Los tensores deben tener el movimiento suficiente para absorber la aceleración o desaceleración que surja sin que el tensor tenga que golpear contra sus topes. El movimiento del tensor también debe mantener los cambios en la longitud de la faja debido a estiramiento o encogimiento.

Tipos de Tensores

-**Tensores Manuales.**-tienen la ventaja del tamaño reducido y el bajo costo., recomendándose donde el tensor automático no sea practico debido a las limitaciones de espacio o en el caso de transportadores de faja relativamente cortos y de servicio ligero, donde las consideraciones del tensor no son tan críticas, no es recomendable para transportadores de alto tonelaje. **El tensor manual más comúnmente usado es el de tornillos.**

Desventajas del tensor manual requiere de un operador vigilante y cuidadoso para aplicar la tensión adecuada en el momento oportuno.

Normalmente se ubica al final del transportador, opuesto al extremo de accionamiento. Podría instalarse en otra parte en el tramo de retorno de la faja transportadora si se requiriese.



Tensor Manual tipo tornillo

Figura 3,2

-Tensores Automáticos.

Los tensores automáticos son el tipo más deseable para el uso en cualquier faja transportadora, pudiéndose instalar en cualquier posición: horizontal, vertical o en pendiente, operando por gravedad o por energía, por medios hidráulicos, eléctricos, o neumáticos. **El más común es el tensor por gravedad.**

-Ubicación.-Pueden ubicarse en cualquier lugar en el tramo de retorno de la faja transportadora. Siendo la principal aquel lugar donde dichos tensores trabajaran mejor respecto al accionamiento., con la finalidad de mantener las tensiones de la faja al mínimo.

Requerimiento de fuerza.-**Un tensor de faja por gravedad** debe proporcionar una fuerza igual a dos veces la tensión de la faja requerida. En el lugar donde se instale el tensor.

Fórmula para el cálculo de la fuerza requerida por el tensor

$$W_g = 2T + W_f - W_p / R_l$$

W_g .-fuerza requerida, lbs. Proporcionada por el tensor, en el tensor de gravedad es la fuerza del peso en lbs.

T =Tensión de la faja en lbs., en el punto localizado del tensor.

W_f =fuerza en lbs., para superar la fricción del carrito del tensor, sogas, poleas, u otra resistencia friccional.

W_p = Componente de la fuerza del carrito del tensor, ruedas, polea, eje, rodamientos, etc. Que actúa en la dirección de la carga de la polea resultante, donde los elementos se mueven horizontalmente, W_p se vuelve 0.

R_l =Valor de ventaja mecánica si existiese.

3.4.3.-Rodillos: Carga y Retorno

Funciones. Son principalmente las siguientes.

- 1.-Soportar la banda y el material a transportar en el ramal superior y soportar la banda en el ramal inferior, los rodillos del ramal superior situados en zona de carga, deben soportar además el impacto producido por la caída del material teniendo para ello revestimiento de goma.
- 2.-Contribuir al centrado de la banda, el centrado de la misma se logra en parte mediante la adecuada disposición de los rodillos, tanto de carga como de retorno.

3.-Ayudar a la limpieza de la faja al utilizarse rodillos de discos pesados. que tienen cubierta de goma para eliminar partículas húmedas que están adheridas en la cinta

Tipos de Rodillos.

Rodillos de Carga:

Rodillo CNT (Carga Normal Triple)

Rodillo CIT (Carga Impacto Triple)

Rodillo CNS (Carga Normal Simple)

Rodillo CIS (Carga Impacto Simple)

Rodillo CAT (Carga Autoalineante Triple)

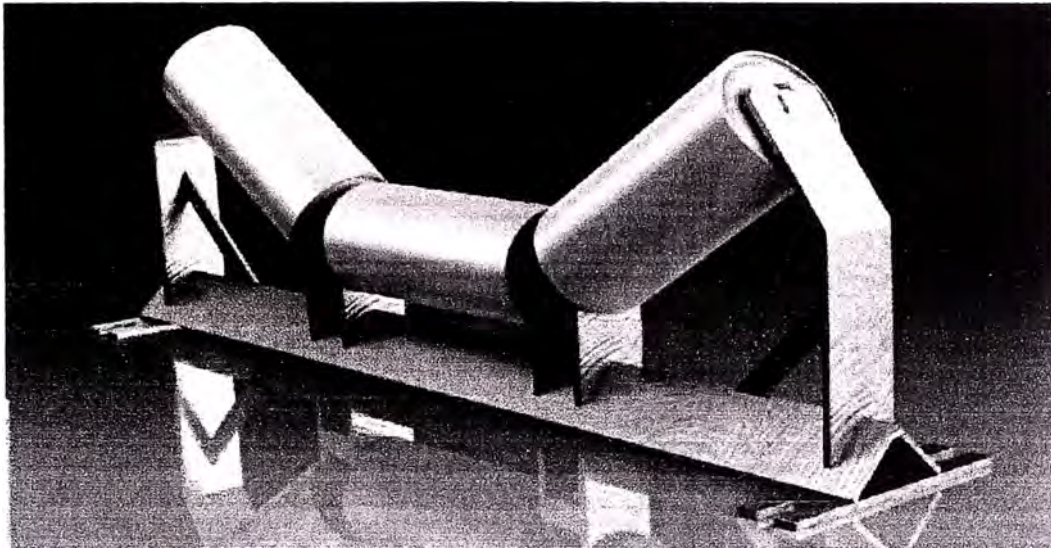
Rodillo CAS (Carga Autoalineante Simple)

Rodillo CGT (Carga Garland Triple).- Especiales

Rodillo CTT (Carga Transición Triple).- Especiales

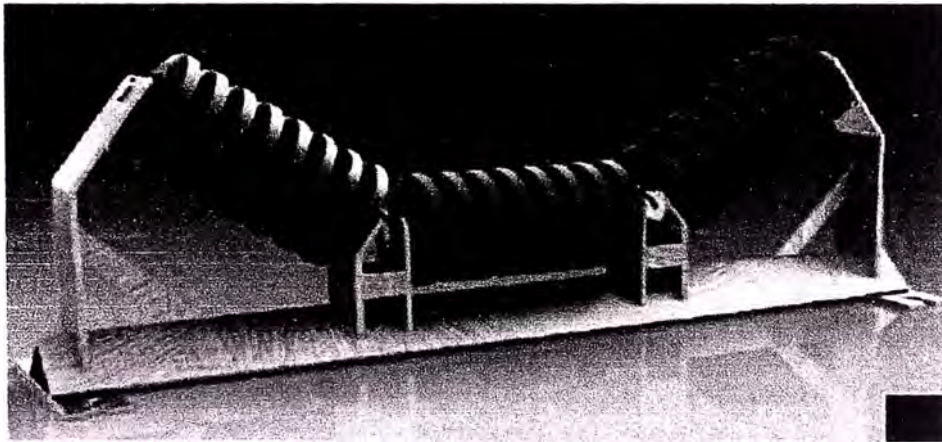
Rodillo CNE (Carga Normal con eje).- eje solido

Rodillo CIE (Carga Impacto con eje).- eje solido



Estación de Rodillos Carga Normal Triple

Figura 3,3



Estación de Rodillos Carga Impacto Triple

Figura 3,4

-Rodillo de Retorno

Son los siguientes.

Rodillo RNS (Retorno Normal Simple)

Rodillo RDP (Retorno de Discos Pesados)

Rodillo RAS (Retorno Autoalineante Simple)

Rodillo RAD (Retorno Autoalineante de Discos)

-Características de los Rodillos de Carga, Impacto y Retorno

-Cuerpo del rodillo.-Fabricado con tubo según especificación estándar CEMA 502-2004. Para diámetros de 4" @ 7", deberá cumplir con la norma SABS-657 High Speed Conveyor Tube indicándose tolerancias en espesor, diámetro y longitud.

-Tapas.-En planchas de acero ASTM A 36, de diseño plano en su cara exterior con su respectivo alojamiento para obturaciones y rodamientos, siendo soldado al tubo por el procedimiento MIG.

-Rodamientos.-Según la serie 6200-2RS1, sellados con doble placa de obturación de caucho sintético para soportar temperaturas de operación en el rango de -40 @ +110 °C, según tolerancias de montaje para eje h7 y alojamiento M7.

-Sellos.-Con dos tipos de sellos, interiormente con sellos tipo arandelas obturadoras (diseño SKF) formando sello radial y exteriormente llevan sello tipo tapa de nitrilo con labio rozante.

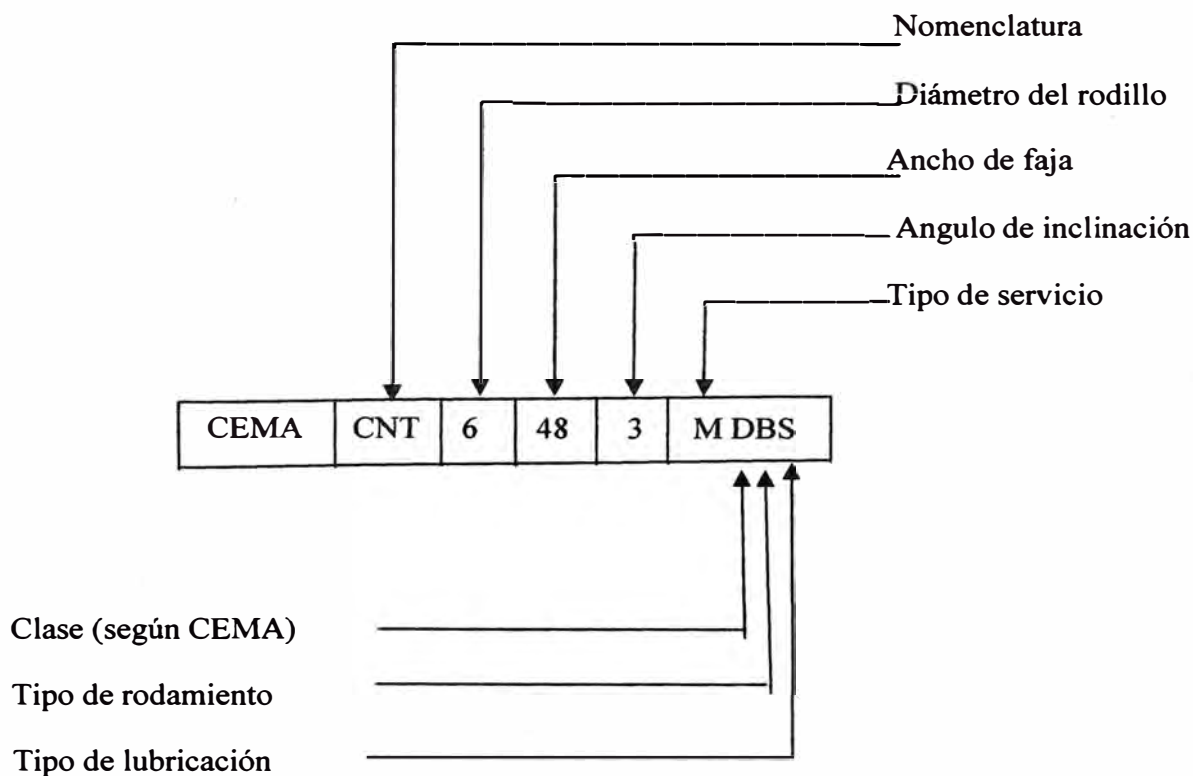
-Ejes.-De acero calibrado con tolerancias respectivas de mecanizado asiento de rodamiento h7. En los extremos llevan encastre de caras planas o terminales hexagonales para su instalación en los soportes laterales del bastidor.

-Recubrimiento de caucho.-Los Rodillos de Impacto llevan recubrimiento de caucho anti abrasivo de dureza shore 75/80, con la finalidad de absorber cargas de impacto producidos al caer material en la faja en tramo de alimentación.

Respecto a los Rodillos de Retorno de Discos, estos discos de caucho cumplen la función de no acumular el material al pasar la cara interna de la faja y por lo tanto se mantiene limpia la faja, obteniéndose una mayor duración de la misma.

Si la faja se desplaza lateralmente por la disposición de los tres discos juntos en cada extremo con 4.5 pulgadas de longitud, la faja estará siempre apoyada sobre el rodillo, dando así una larga vida de los discos y mejor desplazamiento de la faja transportadora.

Designación de un rodillo según norma CEMA



Tolerancias admisibles en el dimensionado de los Rodillos.

- .-Ovalamiento del tubo = $\pm 0.015''$
- .-Excentricidad del eje del rodillo = $\pm 0.031''$.
- .-Perpendicularidad = $90^\circ \pm 1^\circ$
- .-Distancia desde la base hasta la superficie más alejada del rodillo en posición horizontal = $+ 0, - 1/8''$
- .-Variación permisible del ángulo de artesa = $\pm 1^\circ$
- .-Planeidad en la base del bastidor = $0.030''$
- .-Deflexión (D) máxima admisible en la base del bastidor de longitud L, $D = L/1000(\text{mm})$.

Datos obtenidos manual CEMA (Belt Conveyor)

3.4.4.- Poleas

TIPOS DE POLEAS

POLEAS SIMPLES

Cola - Tensoras - Deflectoras



POLEAS CON REVESTIMIENTO DE CAUCHO NATURAL ANTIABRASIVO (LISO - DIAMANTADO - HERRINGBONE)



POLEAS AUTOUMPIANTES

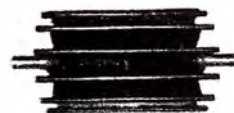


Figura 3.5

Se tienen los siguientes tipos de poleas: **Motrices, Cola, Deflectoras y Tensoras.**

-Descripción de poleas Motrices o de Mando.-

Las Poleas Motrices son las que van acopladas al eje del motorreductor, y las responsables de suministrar potencia de accionamiento a la faja.

Cuerpo.-De construcción soldada cilíndrica, es fabricado de planchas de acero estructural ASTM A 36, el rolado con tolerancias en los diámetros según lo indicado.

Diámetro de polea	Tolerancia en el diámetro
De 12" @ 26"	1/8" @ 1/4"
27" @ 66"	1/4" @ 5/8"

Información obtenida según **CEMA ESTÁNDAR B-105.1-2003**.

Caras laterales.-Perfilados de espesor variable, siendo de mayor espesor en la zona central para la instalación del acoplamiento sin soldadura, y de menor espesor hacia el exterior del cuerpo, donde será soldado en todo su desarrollo al cuerpo cilíndrico.

Eje.-De material Acero SAE 1045, cuyo mecanizado deberá cumplir con las tolerancias para el ajuste de rodamientos de las chumaceras y cubo respectivo, en un extremo del eje se mecanizará el canal chavetero para su posterior acoplamiento al motorreductor.

Cubos.-Se utilizarán los cubos QD.

Revestimiento.-Normalmente las poleas de mando llevan revestimiento para generar buena adherencia durante el contacto con la faja con la finalidad que la fricción resultante en dicho contacto ayude a una mayor tensión de faja en el accionamiento, el material de revestimiento es de caucho vulcanizado en caliente con dureza de 70 a 75 shore A

Tipos de revestimiento: **liso, Herringbone (espina de pescado) Romboidal**, con cerámica.

-Descripción de Polea de Cola.

-Con las mismas características que las poleas de mando, su función principal es generar la tensión adecuada para evitar que la faja resbale, no llevan recubrimiento, pueden ser de los tipos: **Poleas de Cola lisa o Poleas de Cola Auto limpieza** en esta última el diseño del cuerpo exterior ayuda a la limpieza de la cinta durante el transporte del material húmedo.

-Descripción de Poleas Deflectoras y Tensoras.

-Tienen las mismas características que poleas de mando, la diferencia es que poleas deflectoras solamente modifican trayectoria de faja, la polea tensora realiza la tensión necesaria para que la faja se mantenga firme y no produzca resbalamiento evitando caída de material.

3.4.5.-Sistema de limpieza (Limpiadores)

Los limpiadores de fajas son elementos importantes para la conservación de la faja transportadora y por ende para alargar la vida útil de los rodillos, evitan que el material adherido a la faja se derrame, impidiendo que los rodillos se atasquen evitando que se conviertan por el paso de la faja en “cuchilla”, que deterioren la faja transportadora.

La correcta selección e instalación de los limpiadores evitan paradas y representan un gran ahorro en inversión en fajas y rodillos, siendo económica su instalación y de fácil operación y mantenimiento.

-Tipos de limpiadores

Son los siguientes:

-Limpiadores de faja primarios (LPR)

-Limpiadores de faja secundarios (LSR)

-Limpiadores tipo en V (LVC)

Limpiadores de faja primario.-Se instalan frente a polea de mando, las placas limpiadoras tienen contacto con la faja transportadora separando un alto porcentaje del material transportado que está adherido a la faja.

Las placas son de poliuretano o uretano y las partes del limpiador en contacto con el material son de acero inoxidable calidad 304.

Limpiador de faja secundario.-Se instala junto a faja transportadora en el tramo de retorno a 100mm aproximadamente del eje vertical de la polea de mando, cumplen la misma función que los limpiadores primarios, eliminando los materiales remanentes que el limpiador primario no pudo eliminarlo.

Limpiador en V.-Se instalan frente a la polea de cola (tensora) en cara interior de faja transportadora. Está formado por un bastidor triangular de perfiles de acero A-36 suspendido por vástagos con resortes regulables en su apoyo sobre la faja, la instalación es necesaria debido a que elimina cualquier vestigio de material y/o herramientas, etc. Que puedan transportarse en el interior de la faja en el tramo de retorno, evitando así perjudicar la operatividad del transportador de faja, normalmente suelen instalarse para arrojar el material remanente por los dos lados, en casos que se requiera arrojar el material por un lado, se instalan limpiadores tipo diagonal.

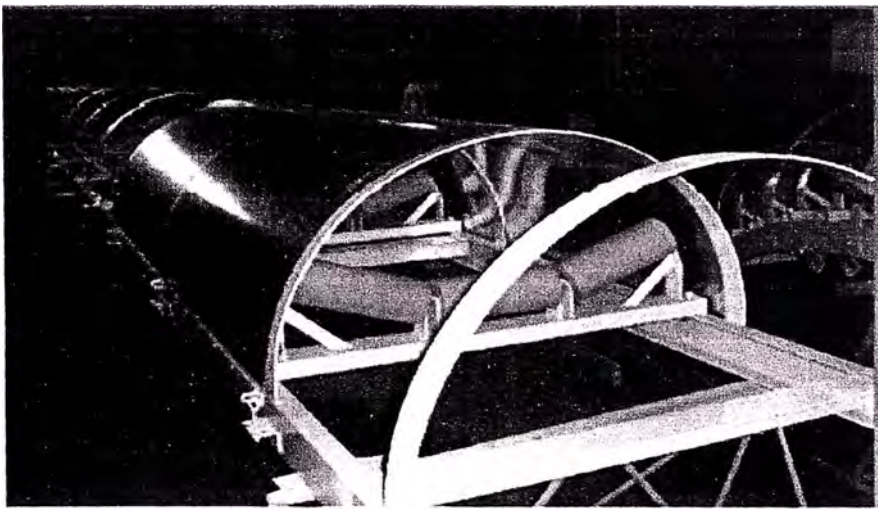
3.4.6.-Cubiertas.

Fabricados con platinas de acero y cubierta de plancha de acero galvanizado de 0.5 mm de espesor, cierre con bisagras, utilizados en aquellos transportadores de faja donde a parte de la conservación del medio ambiente la conservación y cuidado del material es muy importante.

Son de dos tipos:

-Cubierta completa.-Utilizados cuando se requiere proteger al material de la lluvia o de otros agentes externos, muy utilizados en transporte de productos alimenticios.

-Cubierta parcial.-cuando se requiere evitar generar polución en el ambiente pero además se desea observar el funcionamiento de los polines de carga.

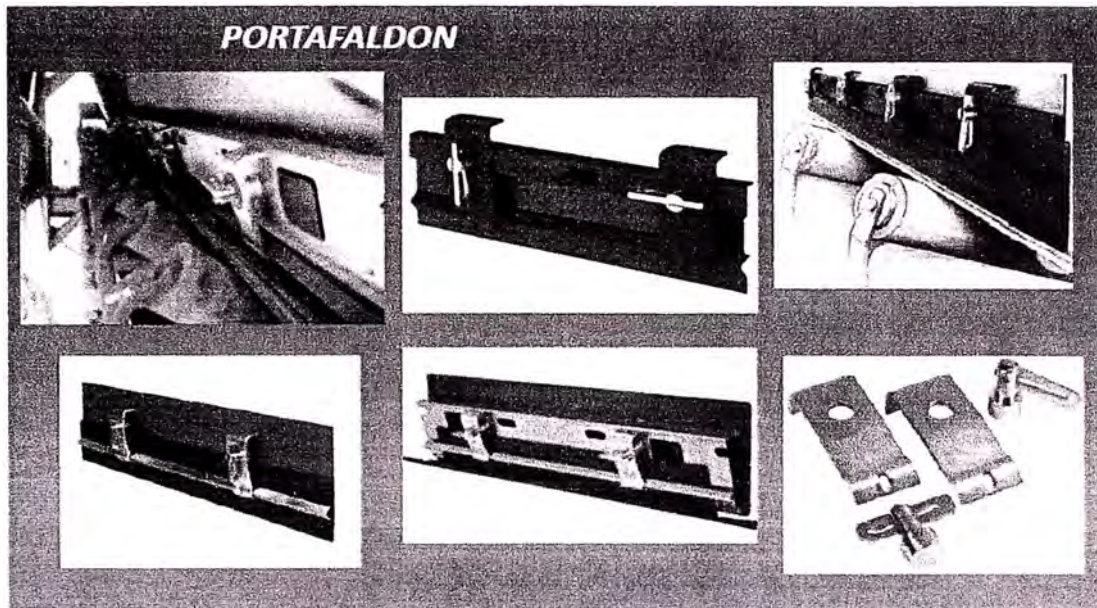


Cubierta de Faja Transportadora

Figura 3,6

3.4.7.-Faldón.

Estructura metálica, instalados en zona de alimentación del transportador, su función es evitar derrames del material transportado, lleva sellos de jebe especial o pueden tener placas internas metálicas de desgaste contra materiales abrasivos.

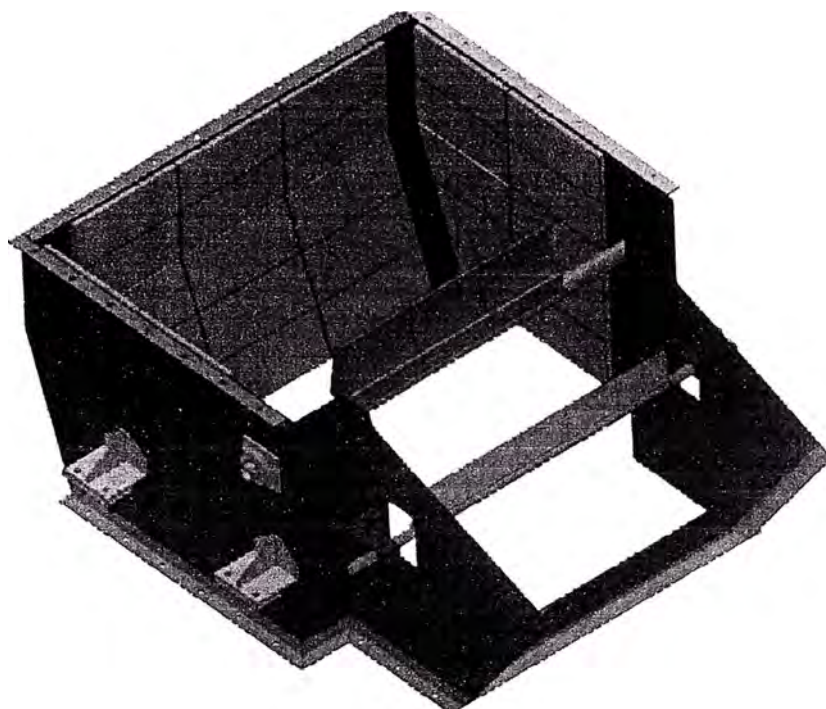


Estructura del Porta faldón

Figura 3,7

3.4.8.-Chute.

Caja metálica cuya función es orientar la caída del material en proceso de descarga de la misma, llevan placas de desgaste y base de amortiguamiento, eliminando caídas libres de material en la correa para evitar el deterioro de la misma por esta operación.



VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1:16

CHUTE SUPERIOR : 1.060 KG

Chutedealimentación

Figura 3,8

4.1.-ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

1.1.-Material a Transportar	zinc
1.2.-Capacidad de diseño (Q)	1200 T/H
1.3.-Centro a centro entre Poleas	328 pies
1.4.-Distancia Horizontal entre ejes de poleas	323pies
1.5.-Distancia vertical entre ejes de Poleas	57pies
1.6.-Inclinacion	10°
1.7.-Ancho de Faja	48"
1.8.-Tiempo de servicio	24h/d.

4.2.-CARACTERISTICAS DEL MATERIAL

De acuerdo a tabla 1(ver anexo N°1)

Materia Prima	Zinc
Codificación del material	C36
Designación:	
Tamaño granulométrico	Menor a ½" C
Angulo de reposo: 35°	3
Material: abrasivo	6

Peso específico:	110 lb/pie³
Angulo de sobrecarga	20°
Temperatura de operación	5°C @ 10°C

4.3.-CÁLCULO DE VELOCIDAD DE FAJA

Para calcular la velocidad de faja utilizamos la recomendación **CEMA**

$$Q \text{ (equivalente)} = Q \text{ (deseado)} \times A \times B$$

Siendo:

Q (equivalente): La capacidad equivalente evaluada a **100 lb/pie³ y 100ppm.**

Según la tabla N°4(anexo1)

Entrando con los valores de **ancho de faja=48"**

Angulo de sobrecarga= 20°

Obtenemos: **Q (equivalente)=541.2 t/h.**

A=100/Pe Peso específico del material (Pe) =110 lb/pie³

B=100/V V=Velocidad de la faja en (ppm)

Reemplazando valores: $541.2 = 1200 \times (100/Pe) \times (100/v)$

De esta manera obtenemos: **v=201.5ppm.**

4.4.-CÁLCULO DEL PESO DEL MATERIAL A TRANSPORTAR EN LBS. /PIE

Sabemos que: $W_m = (33.3 \times Q)/V$

$Q = 1200 \text{ T/H}$

$V = 201.5 \text{ ppm}$

Reemplazando valores:

$W_m = (33.3 \times 1200)/201.5$

$W_m = 198 \text{ lbs. /pie.}$

4.5.-CÁLCULO ESTIMADO DEL PESO LINEAL DE LA CORREA. (W_b)

Entrando a tabla N°2(anexo N°1)

Con parámetros: Ancho de faja y Peso específico del material a transportar

$W_b = 14.2 \text{ lbs. /pie.}$

4.6.-CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS POLINES DE CARGA Y RETORNO

.-Polines de carga

Para efecto de calcular los rodillos de carga, debemos calcular la carga actuante sobre cada juego o estación de rodillo de carga, luego con esta carga se entra a tablas de capacidades de carga de rodillos dado por la norma CEMA, según sea el tipo de rodillos(A, B, C, D, E y F), luego ir a tabla N°5 (anexo N°1).

$$ALc = I_t \times K_t \times K_m \times K_s \times K_v \rightarrow (\alpha)$$

Siendo :ALc = Carga total sobre juegos de rodillos de carga (lbs.)

I_t= Carga sobre un juego o set de rodillos (lbs.)

K_t= Factor por tamaño del material.(Tabla N°7)

K_m= Factor por mantenimiento.,(Tabla8)

K_s= Factor por servicio.(Tabla9)

K_v= Factor por velocidad. (Tabla 10)

K_x=Factor para diámetros de polines y ejes respectivamente.(Tabla N°11)

Todos estos factores figuran en tabla del Manual Belt Conveyor For BulkMaterials, adjuntados en el presente trabajo.,

Consideraciones para el diseño:

K_t: Tamaño de material menor a 4 pulgadas, y peso específico: 110 lb/pulg³.

K_m : Estado de correa moderado y programa de mantenimiento malo.

K_s: Régimen de operación: 24 h/d.

K_v: Diámetro del Polín = 6" y velocidad de correa menor a 300ppm.

$$I_t = (W_b + W_m) \times S_i$$

W_b=Peso de la correa por unidad de longitud.

W_m=Peso del material por unidad de longitud.

S_i=Distancia entre estaciones de rodillos en el lado de carga., (TablaN°6)

Reemplazando: **I_t**= (14.2+198) x 4 → **I_t**= **849 lbs.**

Según Tabla N°7 → **K_t**=**1**

Tabla N°8 → **K_m** = **1.13**

Tabla N°9 → **K_s** = **1.2**

Tabla N°10 → **K_v** = **0.83**

Reemplazando valores en (α)

AL_c= 849 x (1) x (1.13) x(1.2)x(0.83)→**AL_c**=**955lbs.**

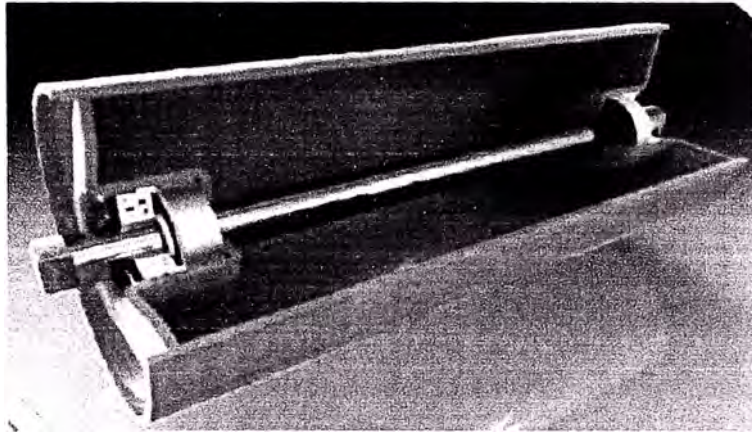
Según tabla N°5, anexo 1 entrando con ancho de faja de 48", rodillos con un ángulo de abarquillamiento de 35°, seleccionamos rodillos **CEMA D**, una vez seleccionado el tipo de rodillo, se define el diámetro del eje del rodillo : ø20mm, tabla N° 3 , anexo 1



Anillo

Despiece de partes de rodillo Figura 4,2

seguridad



Ensamble de partes de Rodillo

Figura 4,3

Polines de retorno

Con el mismo criterio que lo calculado y seleccionado con los rodillos de carga pero teniendo presente que no hay transporte de material en el retorno, se tiene:

$$ALr = Wb \times Km \times Ks \times Kv \times Si \rightarrow (\square)$$

ALr = Carga total sobre rodillos en el retorno.

Km = Factor de mantenimiento= 1.13

Ks= Factor de servicio =1.2

$K_v =$ Factor por velocidad = 0.83

$S_i =$ Separación de rodillos en el retorno = 10 pies, Tabla N° 6, anexo 1

Reemplazando estos valores en (\square), obtenemos:

$$ALr = 14.2 \times 1.13 \times 1.2 \times 0.83 \times 10$$

ALr = 160lbs.

Según tabla N° 5, con un ancho de faja de 48", y Alr=160 lbs, seleccionamos rodillos CEMA D, luego de seleccionar el tipo de CEMA entramos a tabla N°3 seleccionando el diámetro del eje $\varnothing 20''$.

Teniendo presente las siguientes distancias de estaciones de rodillos recomendados por **CEMA** en los tramos de carga y retorno se definirá la cantidad de rodillos a requerirse para el diseño.

Distancia entre estaciones de rodillos de carga (**CNT**)= 1,2mts (4pies),

Distancia entre rodillos en tramo de retorno (**RNS**)= 3mts (10pies),

Distancia entre juego de rodillos, zona de alimentación (**CIT**): 0.3mts (1pie), tramo de 1.8mts.total.

Distancia entre juegos de rodillos de carga autoalineante (**CAT**) = 25mts (82 pies),

Cantidad de Rodillos	Tipo
6 juegos x 3= 18 unidades	CIT
80 juegos x 3= 240 unidades	CNT

35 unid.x1 = **35 unidades**

RNS

3 juegos X 3 = **9 unidades**

CAT

4.7.- CÁLCULO DE POTENCIA DE ACCIONAMIENTO.

Para el cálculo de Potencia, aplicaremos **el método analítico**, debido a la distancia entre centros de poleas motriz y conducida es **mayor a 30 metros**, este método da valores más conservadores respecto al método gráfico cuyo uso es aplicable para transportadores cuya distancia entre centros de polea motriz y conducida sea menor a 30 mts de longitud.

El método analítico se basa en el cálculo de la tensión efectiva de la faja para poder vencer las resistencias de cada uno de los componentes del transportador, obteniéndose de esta manera una tensión técnica y confiable.

$$\text{Potencia} = (\text{Te} \times \text{V}) / 33000 \rightarrow (\text{Hp})$$

Te= Tensión efectiva de la faja en lbs.

V= Velocidad de la faja en ppm.

Según CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association)

4.8.-Cálculo de la fuerza efectiva para accionamiento del transportador de fajas.(Te)

$$\text{Te} = \text{Tx} + \text{Tyc} + \text{Tyr} + \text{Tym} + \text{Tm} + \text{Tp} + \text{Tam} + \text{Tac}$$

Tensión de faja por fricción debido a rodillos de carga y retorno $\rightarrow (\text{Tx})$

$$\text{Tx} = (\text{L}) \times (\text{Kx}) \times (\text{Kt}) \rightarrow (\text{€})$$

L=Distancia entre centros de poleas motriz y conducida.

K_x=Factor de fricción entre polines de carga y retorno con respecto a la banda generado durante el transporte de material.

K_t= Factor de temperatura

Sabemos que: **K_x = 0.0068 (W_b+W_m) + a_i/S_i→(□)**

W_b=14.2 lbs./pie

W_m=198 lbs./pie

a_i= Factor de seguridad →Tabla N°11(anexo1)

a_i=0.9

S_i= 4pies

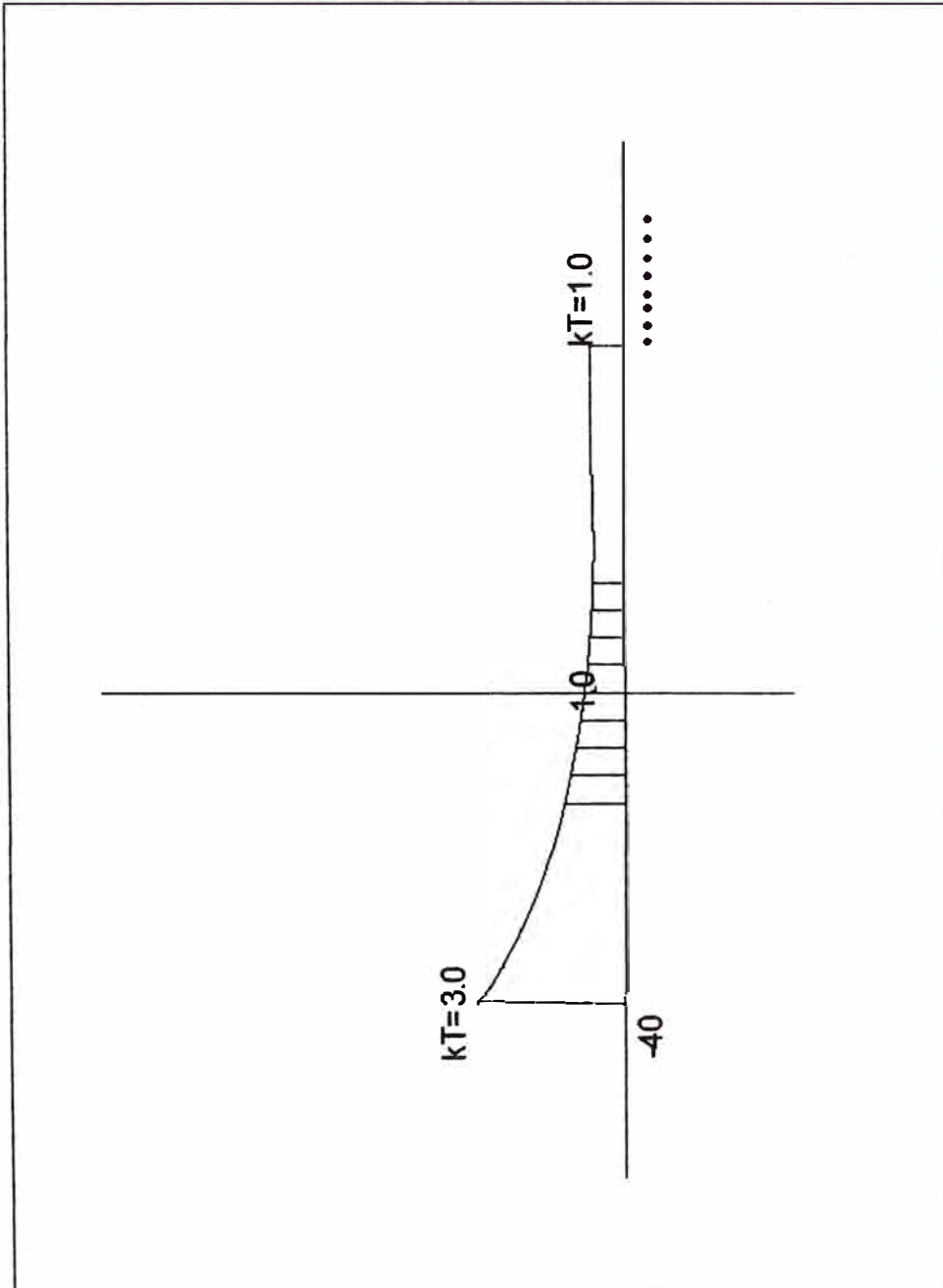
Reemplazando valores en (□)

K_x= 0.0068 (14.2+198) + 0.9/4

K_x=1.66

K_t = 1→Grafico N°4.2 (considerando T=5°c equivalente a T= 41°F, como temperatura de operación)

Grafico N° 4.2



Luego reemplazando en la fórmula (€), se tiene:

$$T_x = 328 \times 1.66 \times 1.0$$

$$T_x = 544 \text{ lbs.}$$

Tensión de faja por flexión debido a polines de carga → (Tyc)

$$T_{yc} = L \times K_y \times W_b \times K_t \rightarrow (a)$$

$$W_b = 14.2 \text{ lbs.}$$

L=328 pies (distancia entre centros de poleas motriz y conducida)

Ky=Factor de flexión de la faja generada por los rodillos de carga

Kt=Factor de temperatura

Evaluando Ky= (Tabla N°12, anexo 1)

$$W_b + W_m = 14.2 + 198 = 212.2 \text{ lbs.}$$

Angulo de inclinación del transportador= 10°

Analizando: Según tabla N° 12, para $W_b + W_m = 250 \text{ Lbs}$

Para 7°. Ky= 0.033

Para 14° Ky = 0.021

Para 10° Ky= x

Interpolando Ky=0.022

$$K_t=1$$

Reemplazando valores en (λ)

$$T_{yc}= 328 \times 14.2 \times 0.022 \times 1$$

$$T_{yc}=102 \text{ lbs.}$$

Tensión de faja por flexión debido a polines de retorno \rightarrow (Tyr)

$$T_{yr}= L \times 0.015 \times W_b \times K_t \rightarrow (\Delta)$$

En el tramo de retorno no existe transporte de material

Reemplazando los valores ya obtenidos anteriormente en la fórmula (Δ), tenemos:

$$T_{yr}= 328 \times 0.015 \times 14.2 \times 1$$

$$T_{yr}=69.8 \text{ lbs.}$$

Tensión de faja por flexión debido al transporte del material \rightarrow (Tym)

$$T_{ym}= L \times K_y \times W_m \rightarrow (\Omega)$$

Reemplazando los valores ya obtenidos anteriormente en la ecuación (Ω) obtenemos:

$$T_{ym}= 328 \times 0.022 \times 198$$

$$T_{ym}=1429 \text{ lbs.}$$

Tensión de faja para elevar el material \rightarrow (Tm)

$$T_m=H \times W_m \rightarrow (e)$$

H=Altura vertical entre ejes (Polea motriz y conducida)=57pies

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación (e), obtenemos:

$$\mathbf{T_m=57 \times 198}$$

$$\mathbf{T_m=11286 \text{ lbs.}}$$

Tensión de faja debido a resistencias de poleas \rightarrow (Tp)

Según CEMA:

$$\mathbf{T_p= N1 (50) + N2 (40) + N3 (30) \text{ lbs.} \rightarrow (\infty)$$

N1.-Numero de poleas de mando con ángulo de contacto menor a 240°

N2.-Numero de poleas de cola y/o tensoras con ángulo de contacto de 180° @ 240°

N3.-Numero de poleas deflectoras con ángulo de contacto menor a 150°

Referencia tabla N°14 manual BeltConveyor

$$\mathbf{N1= 1 \quad N2= 2 \quad N3=2}$$

Reemplazando valores en la ecuación (∞), tenemos:

$$\mathbf{T_p=1(50) + 2(40) + 2(30)}$$

$$\mathbf{T_p=190 \text{ lbs.}}$$

Tensión de faja para acelerar el material de los accesorios \rightarrow (Tam)

Sabemos que:

$$T_{am} = 2.875Q (V - V_o) \times 10^{-4} \rightarrow (\partial)$$

Q =Capacidad de diseño= 1200T/H

V_o =Velocidad inicial del transportador en el arranque =0

V =Velocidad del transportador a régimen permanente=201.5ppm

Reemplazando valores en(∂), obtenemos:

$$T_{am} = 2.875 \times 1200 \times (201.5 - 0) \times 10^{-4}$$

$$T_{am} = 69.5 \text{ lbs.}$$

Tensión de faja por rozamiento con los accesorios \rightarrow (T_{ac})

$$T_{ac} = T_{sb} + T_{bc}$$

T_{sb} \rightarrow Tensión por fricción entre el material y el faldón

T_{bc} \rightarrow Tensión por fricción entre limpiadores y el transportador.

Para hoja simple se considera 5 lbs./pulg por cada pulgada de ancho de faja

$$\text{Calculando } T_{sb} = 2 C_s \times L_b \times (H_s)^2$$

L_b =Longitud del faldón

H_s =Altura del material en el faldón. En pulgadas

C_s =Factor de rozamiento según el tipo de material a transportar.

C_s (Tabla N°15, anexo 1), como no hay valor de C_s para el zinc, se aplicará la siguiente formula recomendada por CEMA.

$$C_s = (2 \times P_e / 288) \times (1 - \sin \theta) / (1 + \sin \theta)$$

$$\theta = 38^\circ \text{ (ángulo de reposo)}$$

Reemplazando valores:

$$C_s = (2 \times 110 / 288) \times (1 - \sin 38^\circ) / (1 + \sin 38^\circ)$$

$$C_s = 0.18 \text{ (Zinc, material calcinado)}$$

L_b → a calcularse en función de la velocidad de faja

Según recomendación dado por **CEMA**

$$\text{Para } V = 100 \text{ ppm, } L_b = 2 \text{ pies}$$

$$\text{Por lo tanto para } V = 201.5 \text{ ppm, } L_b = 4.1 \text{ pies}$$

También según recomendación dado por **CEMA**

Recomienda $H_s = 10\%$ del ancho de faja

$$H_s = 0.1 (48)$$

$$H_s = 4.8 \text{ pulgadas}$$

Reemplazando valores, tenemos que:

$$T_{sb} = 2(0.18)(4.1)(4.8)^2$$

$$T_{sb} = 34 \text{ lbs.}$$

T_{bc} → Tensión por fricción de los limpiadores

$$T_{bc} = 5 \times A = 5 \times 48$$

$$T_{bc} = 240 \text{ lbs}$$

Por lo tanto $T_{ac} = 34 + 240$

$$T_{ac} = 274 \text{ lbs.}$$

Efectuando la sumatoria de tensiones tenemos que:

$$T_e = 544 + 102 + 69.8 + 1429 + 11286 + 190 + 69.5 + 274 = 12678 \text{ lbs.}$$

$$T_e = 13964.3 \text{ lbs.lbs.}$$

$$\text{Pot.eje} = 13964.3 \times 201.5 / 33000$$

$$\text{Pot.eje} = 85.2 \text{ Hp.}$$

El motor trabajara a los 4200msnm

A partir de los 3000 mts de altura deberá incrementarse, 1% por cada 100mts de altura = $(4200 - 3000) / 100 = 12\%$ de potencia adicional al seleccionar el motor, para compensar pérdida de Potencia del motor por trabajo en altura.

$$\text{Pot} = 85.2 / 0.88 = 96.8 \text{ Hp, considerando una eficiencia del sistema eléctrico del 90\% entonces Pot} \\ = 96.8 / 0.90 = 107.5 \text{ Hp.}$$

4.8.-CÁLCULO DE LAS TENSIONES DE LA FAJA EN POLEA MOTRIZ Y COLA

Se calculará los valores de **T1, T2 y T3.**

T1.-Tensión en el lado tenso de la faja respecto de la polea motriz.

T2.-Tensión en el lado flojo de la faja referida a la polea motriz.

T3.-Tension de la faja en la polea de cola.

Sabemos que:

$$T1 = Te + T2 \rightarrow (\text{N})$$

Siendo Te = Tensión efectiva = **13964.3 lbs.**

$$T2 = Te \times Cw \quad (\text{lbs.})$$

Donde: Cw = Es el factor de arrollamiento del ángulo de contacto, calculado según tabla N16 (anexo 1)

Con las siguientes características:

Polea de mando simple con polea deflectora.

Angulo de contacto de 180° .

Templador de gravedad.

Polea con recubrimiento tipo herringbone con dureza shore 75 @ 80

De tablas: $Cw = 0.42$

$$T2 = 0.42 (13964.3) \text{ lbs.}$$

$$T2 = 5865 \text{ lbs.}$$

$$T1 = 13964.3 + 5865 = 19829.3 \text{ lbs.}$$

Calculo de T2 en función de la flecha máxima admisible.

Sabemos que $T_2 = T_b + T_0 - T_{yr}$ (libras)

$T_0 = T_3$ → Tensión mínima de la correa en la polea de cola para mantener la correa con una flecha determinada en función a la distancia entre rodillos de carga S_i , calculado según la tabla N°17 (anexo N°1).

Para efecto del diseño consideraremos una flecha máxima de 3% en la correa.

Para dicha flecha se tiene: $T_0 = 4.2 S_i (W_b + W_m)$

$$T_0 = 4.2 \times 4 \times (14.2 + 198)$$

$$T_0 = 3565 \text{ lbs.}$$

T_b .-Tensión requerida para elevar la correa en lbs.

$$T_b = h \times W_b = 57 \times 14.2 = 809.4 \text{ lbs}$$

T_{yr} .-Tensión por flexión de la correa en los rodillos de retorno.

$$T_{yr} = 69.8 \text{ lbs.}$$

$$\text{Por lo tanto: } T_2 = 3565 + 809.4 - 69.8$$

$$T_2 = 4304.6 \text{ lbs.}$$

De ambos valores de T_2 se selecciona el mayor valor por ser el más conservador para efecto del diseño, Es decir $T_2 = 5325 \text{ lbs.}$

Calculo de la tensión T_3 .

Según la expresión $T_2 = T_0 + T_b - T_{yr}$

Siendo $T_0=T_3$

$T_2=4307.6\text{lbs.}$, $T_b = 809.4 \text{ lbs.}$ $T_yr = 69.8 \text{ Lbs.}$

$4307.6 = T_3 + 809.4 - 69.8$

$T_3=3567.4\text{lbs.}$

Finalmente:

$T_1=19829.3 \text{ lbs.}$ $T_2 = 5865\text{Lbs.}$ $T_3 = 3567.4\text{Lbs.}$

4.9.-SELECCIÓN DE LAS POLEAS MOTRIZ, COLA, DEFLECTORAS Y DE CONTRAPESO.

Para la selección de las poleas se efectuará el método propuesto por CEMA(ConveyorEquipmentManufacturersAssociation) Especificación 105.1992 para poleas de acero soldadas.

4.9.1.-Selección del diámetro de Polea Motriz

Para ello se evalúa el PIW (PoundInch Wide) →Tensión en libras x pulgadas x ancho de correa,luego con el arco de contacto Polea-Correa y según tabla N°18, se selecciona el diámetro de la polea.

PIW= T/A (lbs/pulg.)

Donde **T**=Tensión máxima de la correa en libras en la posición de accionamiento de la polea Motriz.

A = Ancho de la cinta en pulgadas= 48".

Sabemos que $T=T1=19829.3\text{lbs.}$

Por lo tanto **PIW = 19829.3/48**

PIW = 413 lbs. /pulg

Según la tabla N°18 (anexo 1) para un arco de contacto de 180° , con polea de 36" de diámetro se tiene una capacidad de 575 lbs./pulg, mayor a 413.1 lbs/pulg→ok"

Longitud de polea motriz= 48" + 3"=51" (Recomendación CEMA), Tabla N° 20

4.9.2.-Selección del diámetro de la Polea de Cola

$T=T3=3567\text{lbs.}$

$A= 48"$

Arco de contacto= 180°

PIW= 74.3 lbs. /pulg.

Entrando a tabla N°18 anexo 1

De Tabla N° 18 anexo 1. Con ángulo de contacto 180° y 346lbs./pulg, seleccionamos una polea de cola de diámetro de 24".

Longitud de polea de cola= 51", Tabla 20 anexo 1

4.9.3.-Selección del diámetro de Polea Tensora

Tomando los siguientes valores

T2= 5865lbs

$$A = 48''$$

$$\text{Arco de contacto} = 180^\circ$$

$$PIW = 5865 / 48$$

$$PIW = 122.2 \text{ lbs. /pulg}$$

Para un arco de contacto de 180° y 122.2lbs. /pulg, seleccionamos una polea de 24" de diámetro y con $PIW=346\text{lbs./pulg}$.

Por lo tanto: Diámetro de polea tensora = 24"

Longitud de polea tensora = 51", Tabla N°20, Anexo 1.

4.9.4.-Selección de los diámetros de las dos Poleas Deflectoras

$$T_2 = 5865\text{lbs.}$$

$$A = 48 \text{ pulg.}$$

$$PIW = 5865/48 = 122 \text{ Lbs/pulg.}$$

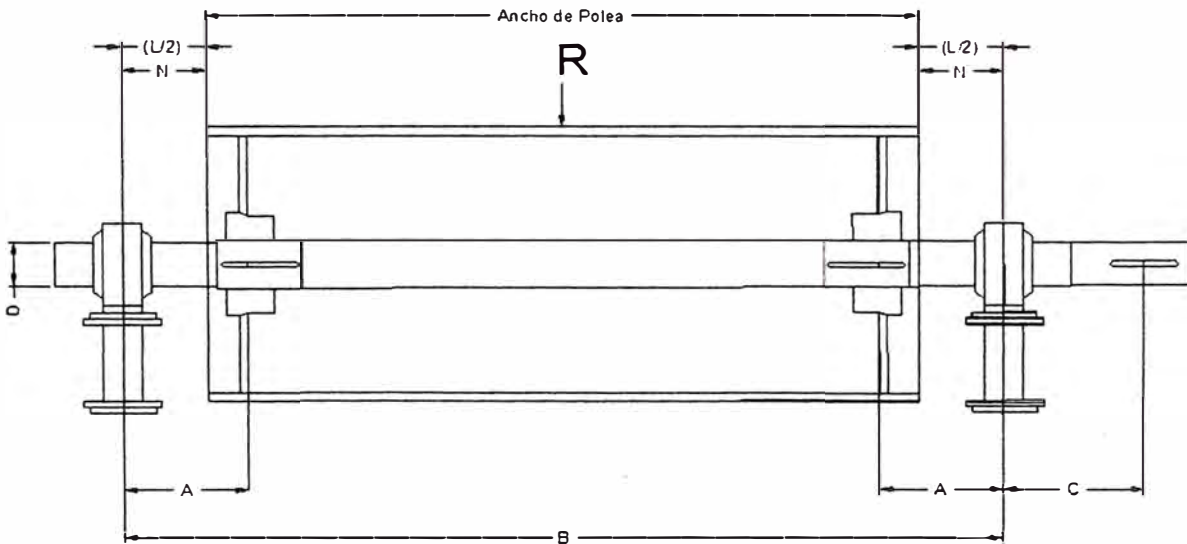
Según tabla N°18, para un arco de contacto de 80° tenemos que $PIW= 140\text{lbs. /pulg}$, siendo el diámetro de polea = 24pulg.

Se tomó la polea de 80° por ser la más crítica.

Longitud de poleas deflectora = 51". Tabla n°20 , anexo 1.

4.9.5.-Selección del diámetro de los ejes de las Poleas.

Para ello usaremos el método propuesto por **CEMA, según norma N°B 105.1-1992**, el cual calcula la fuerza radial resultante sobre cada polea, la longitud lateral “L”, según la figura N°1, con un ancho de polea de 51” (tres pulgadas mayor al ancho de faja) es seleccionado de tabla N° 19, anexo 1 luego se selecciona el diámetro de los ejes calculado en base a ejes de Acero SAE 1045, con un esfuerzo a la fatiga de 8000 lbs./pulg² y una deflexión máxima permisible en el eje de 0,0023 pulg x pulgada de longitud del eje.



POLEA DE CABEZA

$L = \text{Distancia entre apoyos de chumaceras (B)} - \text{Ancho de Polea}$

Selección del diámetro del eje de la Polea de Mando

Para ello se calcula la fuerza Radial Resultante sobre la Polea de mando sumando algebraicamente las tensiones T1 y T2 existentes en la Polea de Mando y el peso estimado de la Polea "W", según figura adjunta,

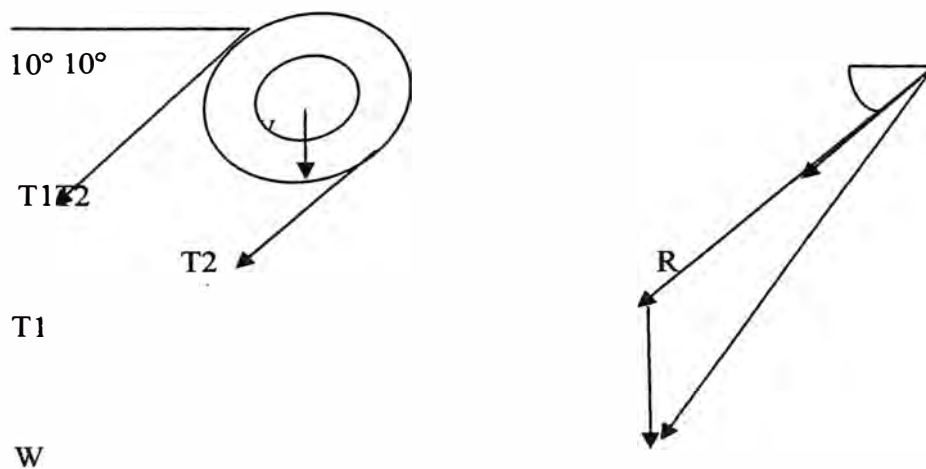


Diagrama de fuerzas Polea de Cabeza

Fig 4,2

Las fuerzas en el eje X.

$$\Sigma F_x = (T_1 + T_2) \cos 10^\circ \longrightarrow (\phi)$$

$$\Sigma F_y = (T_1 + T_2) \sin 10^\circ + W \longrightarrow (e)$$

$$\text{Siendo: } R = \sqrt{(\Sigma F_x)^2 + (\Sigma F_y)^2} \quad (\text{lbs}) \quad (f)$$

Leyenda:

R=Fuerza radial resultante sobre la Polea de Mando.

T1= Tensión en el lado tenso de la polea motriz, **T1=19829.3lbs.**

T2= Tensión en el lado flojo de la polea motriz **T2 = 5865 Lbs.**

W= Peso estimado de la polea (**Tabla N°28, anexo 1**)

Con diam de Polea = 36"

Ancho de Superficie de Polea = 51"

Obtenemos un peso de Polea =1250 lbs y agujero máximo de ϕ 7".

Reemplazando valores en $\Sigma F_x = (19829.3 + 5865) \cos 10^\circ = 25180.4 \text{ lbs}$

$\Sigma F_y = (19829.3 + 5865) \sin 10^\circ + 1250 = 5618 \text{ lbs.}$

Luego reemplazando en la expresión (f), obtenemos;

$$R = \sqrt{(25180.4)^2 + (5618)^2} = 25800 \text{ lbs.}$$

Tenemos lo siguiente:

A= Ancho de faja en pulgadas.

B=Distancia entre centros de chumaceras.

C=Ancho de polea

R=Fuerza radial resultante.

L =Distancia entre chumaceras (B) -ancho de polea (C) en pulgadas.

Entrando a tabla N° 19. Anexo 1, con ancho de polea=51" y $R=25800$ lbs,

Seleccionamos $L=10$ ", **Diam del eje = $5 \frac{7}{16}$ "**, Siendo R de tabla=26,600 Lbs, mayor a lo calculado, ok.

$L/2 = 5$ " =N.

Verificando que el diámetro obtenido se encuentre dentro de los diámetros recomendados por CEMA, entrando a **Tabla N°26** se tiene:

Ancho de polea=51" , diámetro de polea= 36"

Obtenemos el siguiente rango de diam del eje de la polea <2 15/16" @ 10">

Datos obtenidos según CEMA, Norma SAB-657, CEMA Estándar B-105-1-2003

Verificando selección del diámetro del eje de la Polea por el procedimiento de Deflexión del eje.

Ancho de faja en pulgadas= 48"

B =Distancia entre centros de chumaceras= $C + L = 51 + 10 = 61$ "

C =Ancho de polea = 51"

R =Fuerza radial resultante en libras = 25,800lbs.

L =Distancia entre chumaceras (B)- ancho de polea (c) en pulgadas.

Verificando la selección anterior mediante el cálculo del diámetro del eje de la polea por deflexión.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times F_s}{\sigma} \sqrt{(M/S_f)^2 + \frac{3}{4}(T/S_y)^2}}$$

Ecuación según ANSI B 106- 1M – 1985

ANSI= American National Standard Institute.

Recomendando los siguientes factores según norma ANSI/CEMA B105.1-1992

Factor de seguridad F.S. = 1.5

Límite de fatiga del eje corregido S_f .

$$S_f = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot K_g \cdot S_e \quad \square$$

K_a =Factor superficial= 0.8 (para eje mecanizado)

K_b = Factor de tamaño= $(D)^{-0.19} = 0.71$, $D=5.4375''$

K_c =Factor de confiabilidad= 0.897, con una probabilidad de falla de 0.1%

K_d = Factor de temperatura= 1 (rango de temperatura de trabajo $5^\circ @ 10^\circ\text{C}$)

K_e = Factor de ciclo de servicio = 1, el esfuerzo cíclico no excede de $S_e \quad \square$

K_f = Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga.

Entrando a tabla N°26, para eje de material Acero SAE 1045 y considerando dureza Brinnell <

200 con chaveta perfilada $K_f = 0.63$

K_g = Factor mixto = 1, para un servicio normal del transportador.

$S_f \square = 0.5 S_u$ siendo $S_u = 82,000 \text{ psi}$ (eje Acero SAE 1045)

$S_f \square = 0.5 \times 82,000 = 41,000 \text{ psi}$.

Nota: Para ejes de Acero SAE 1020 $S_f \square = 29,000 \text{ psi}$

Para ejes de Acero SAE 1045 $S_f \square = 41,000 \text{ psi}$

Para ejes de Acero SAE 4140 $S_f \square = 47,500 \text{ psi}$

S_y = Esfuerzo de fluencia = 32,000 psi, para Acero SAE 1020

$S_y = 45,000 \text{ psi}$ para Acero SAE 1045.

$S_y = 60,000 \text{ psi}$ para Acero SAE 4140

M Momento flector en lbs/pulg = $R \times A / 2$

Siendo R = Fuerza radial resultante = 25800 lbs. lbs.

A = Ver figura N° 3.9, de tabla N°27, para eje de $\phi 5 \frac{7}{16}$ "

$A = N + 4. \frac{1}{2}$

$A = 5 + 4.5 = 9.5$ "

Momento flector: $M = 25800 \times 9.5 / 2 = \mathbf{122550 \text{ lbs} \times \text{pulg.}}$

Momento torsor $T = T_e \times r$

Siendo $T_e = T_1 - T_2 = 13964.3 \text{ lbs.}$

.Radio de Polea Motriz= $36/2= 18''$

Luego tenemos $T=13964.3 \times 18 = 251357.4 \text{ lbsxpulg}$

Seleccionamos Acero SAE 1045

$S_f^*=41,000 \text{ psi.}$

$K_a= 0.8$, $K_b=0.71$, $K_c=0.89$, $K_d = 1$, $K_e= 1$, $K_f=0.63$, $K_g = 1.0$

Reemplazando valores $S_f = 0.8 \times 0.71 \times 0.89 \times 1 \times 1 \times 0.63 \times 41000$

$S_f = 13057 \text{ psi.}$

Considerando $F_s= 1.5$ (Factor de servicio)

$M = 111687 \text{ lbsxpulg.} = 122550 \text{ lbsxpulg}$

$T= 228204 \text{ lbsxpulg.} 251357.4 \text{ lbsxpulg}$

$S_f= 13057 \text{ psi.}$

$S_y= 45,000 \text{ psi.}$

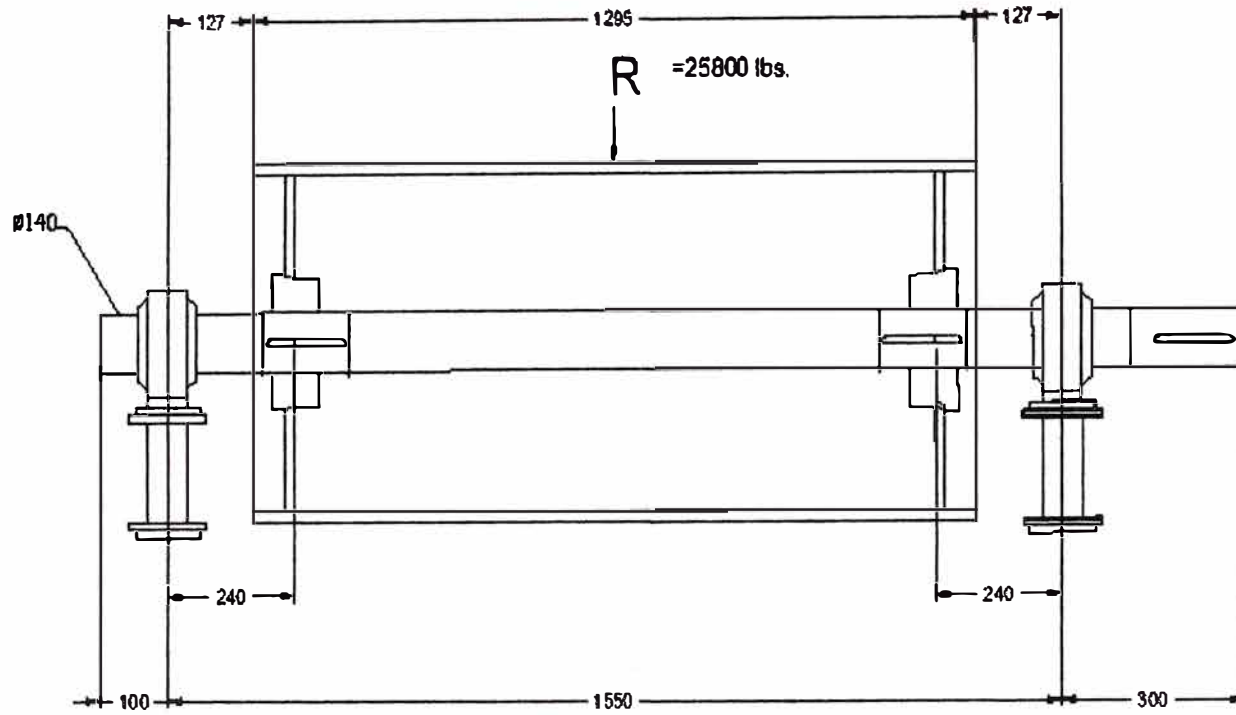
Reemplazando estos valores en la fórmula del eje, se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{32 \times 1.5 / \square \sqrt{(111687 / 13057)^2 + \frac{3}{4} (228204 / 45,000)^2}}$$

Obtenemos de esta manera: $D=5.4''$

Siendo este valor menor al obtenido por tablas, por lo cual el valor $\phi 5 \frac{7}{16}''$ seleccionado es aceptable.

Polea Motriz diam: 36"



Selección del diámetro del eje de Polea de Cola

Calculando la fuerza radial resultante sobre Polea de Cola

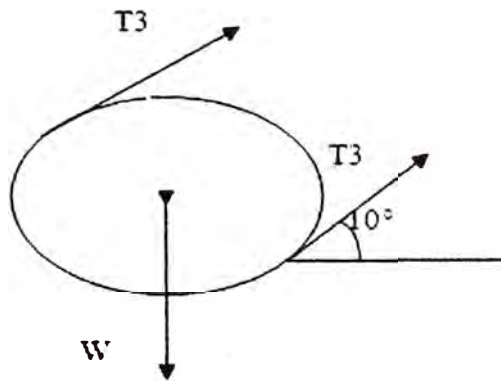


Figura 4.3

$$\Sigma F_x = (T_3 + T_3) \cos 10^\circ = 2T_3 \cos 10$$

$$\Sigma F_y = (T_3 + T_3) \sin 10^\circ - w = 2T_3 \sin 10 - w$$

Calculo del peso de la Polea de Cola

Según Tabla N° 28 (anexo1)

Para un ancho de faja de 48", Polea de Cola=24" y un agujero máximo de 4.5", corresponde un peso de Polea = 500 lbs.

De la figura N°4.3 $\rightarrow \Sigma F_x = 2(3567.4) \cos 10^\circ \quad \Sigma F_x = 6992 \text{ lbs.}$

$\Sigma F_y = 2(3567.4) \sin 10^\circ - 500 \Sigma F_y = 712 \text{ lbs.}$

Reemplazando valores, obtenemos:

Luego $R = \sqrt{(\Sigma F_x)^2 + (\Sigma F_y)^2} = 7028 \text{ lbs.}$

Según Tabla N° 19 con un ancho de Polea de 51" y una carga Radial de 7028lbs

Seleccionamos eje = 4 7/16", Con R=10300 lbs, mayor al calculado.

$L=16"$, $L/2 = N = 8"$.

Rango de diámetros recomendados por CEMA, Tabla N°25: <2 7/16" @ 6">, Por lo tanto el diámetro seleccionado $\phi 4 \frac{7}{16}"$, está dentro del rango admisible.

Verificando selección del diámetro del eje de la Polea por el procedimiento de Deflexión del eje.

Ancho de faja en pulgadas = 48"

$B = \text{Distancia entre centros de chumaceras} = C + L = 51 + 16 = 67"$

$C = \text{Ancho de polea} = 51"$

$R = \text{Fuerza radial resultante en libras} = 7028 \text{ lbs.}$

$L = \text{Distancia entre chumaceras (B)} - \text{ancho de polea (c)} \text{ en pulgadas.} = 16"$

Verificando la selección anterior mediante el cálculo del diámetro del eje de la polea por deflexión.

$$D = \sqrt{\frac{32 \times F_s}{\pi} \sqrt{(M/S_f)^2 + \frac{3}{4}(T/S_y)^2}}$$

Ecuación, Según ANSI B 106- 1M – 1985

ANSI= American National Standard Institute.

Recomendando los siguientes factores según norma ANSI/CEMA B105.1-1992

Factor de seguridad F.S. = 1.5

Límite de fatiga del eje corregido Sf.

$$S_f = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot K_g \cdot S_f \square$$

Ka=Factor superficial= 0.8 (para eje mecanizado)

Kb = Factor de tamaño= (D)^{-0.19} =0.75, D=4.43”

Kc=Factor de confiabilidad= 0.897, con una probabilidad de falla de 0.1%

Kd= Factor de temperatura= 1 (rango de temperatura de trabajo 5° @10°C)

Ke= Factor de ciclo de servicio = 1, el esfuerzo cíclico no excede de Sf \square

Kf= Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga.

Entrando a tabla N°26, para eje de material Acero SAE 1045 y considerando dureza Brinnell < 200 con chaveta perfilada Kf= 0.63

Kg = Factor mixto = 1, para un servicio normal del transportador.

$S_f \square = 0.5 S_u$ siendo $S_u = 82,000 \text{ psi}$ (eje Acero SAE 1045)

$S_f \square = 0.5 \times 82,000 = 41,000 \text{ psi}$.

Nota:

Para ejes de Acero SAE 1045 $S_f \square \square = 41,000 \text{ psi}$

$S_y = 45,000 \text{ psi}$ para Acero SAE 1045.

M Momento flector en $\text{lbs/pulg} = R \times A / 2$

Siendo $R =$ Fuerza radial resultante = 7028 lbs.

$A =$ Ver figura N° 3.9, de tabla N°27, para eje de $\phi 4 \frac{7}{16}$ "

$A = N + 3$

$A = 8 + 3 = 11$ "

Momento flector: $M = 7028 \times 11 / 2 = \mathbf{38654 \text{ lbsxpulg}}$.

Momento torsor $T = T_e \times r$

Siendo $T_e = T_1 - T_2 = 13964.3 \text{ lbs}$.

.Radio de Polea de cola = $24 / 2 = 12$ "

Luego tenemos $T = 13964.3 \times 12 = \mathbf{167571.6 \text{ lbsxpulg}}$

$S_f^* = 41,000 \text{ psi}$.

$K_a = 0.8$, $K_b = 0.75$, $K_c = 0.897$, $K_d = 1$, $K_e = 1$, $K_f = 0.63$, $K_g = 1.0$

Reemplazando valores $S_f = 0.8 \times 0.75 \times 0.89 \times 1 \times 1 \times 0.63 \times 41000$

$S_f = 13900$ psi.

Considerando $F_s = 1.5$ (Factor de servicio)

Y Teniendo a $M = 38654$ lbsxpulg.

$T = 167571.6$ lbsxpulg.

$S_f = 13900$ psi.

$S_y = 45,000$ psi.

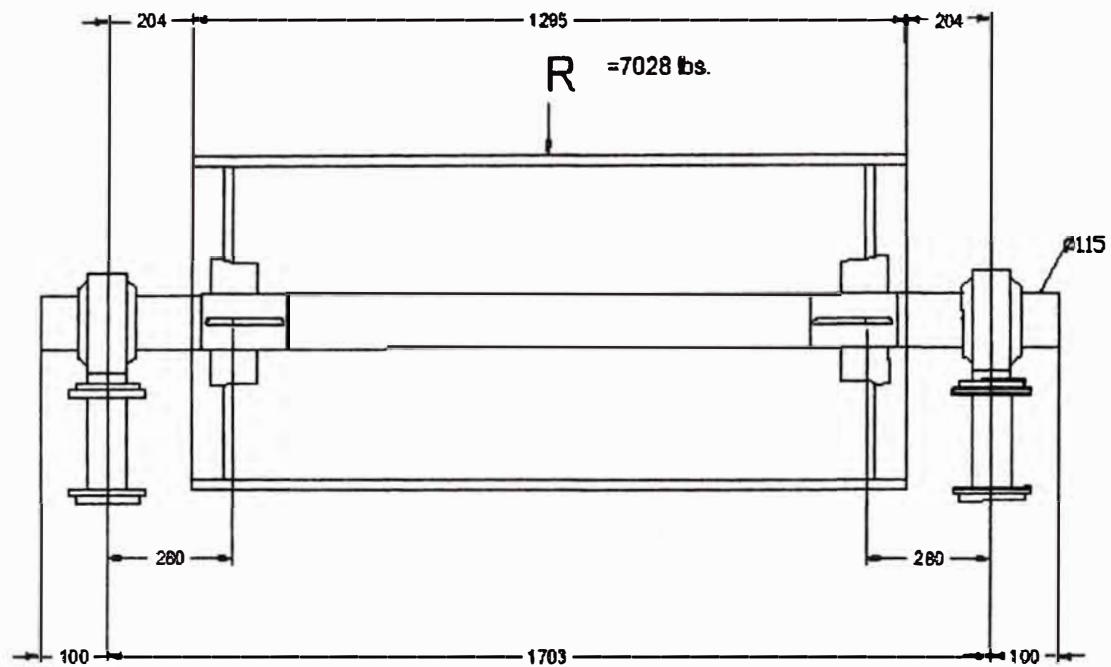
Reemplazando estos valores en la fórmula del eje, se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1.5}{\pi} \sqrt{(38654 / 13900)^2 + \frac{3}{4}(167571.6 / 45,000)^2}}$$

Obtenemos de esta manera: $D = 4''$

Siendo este valor menor al obtenido por tablas, por lo cual el valor $\phi 4 \frac{7}{16}''$ seleccionado es aceptable.

Polea de Cola Diam: 24"



Selección del diámetro del eje de Polea Tensora

Diagrama de cuerpo libre de la Polea Tensora.

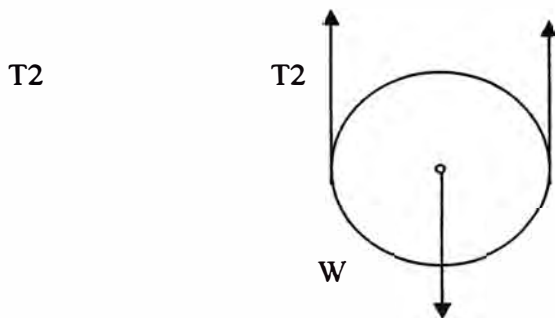


Fig 4.4

$$\Sigma F_y = 2T_2 - w = R$$

Calculo del peso de la Polea Tensora

Según **Tabla N° 29(anexo1)**

Para un ancho de faja de 48", Polea de Cola=24" y un agujero máximo de 4.5", corresponde w
Polea = 500 lbs.

De la figura N°4.4

$$\Sigma F_y = 2(5865) - 500 \Sigma F_y = 11230 \text{ lbs.} = R$$

.Según **Tabla N° 19** con un ancho de Polea de 51" y una carga Radial de 12500lbs

Seleccionamos $\phi_{\text{eje}} = 4 \frac{7}{16}$ "

$$L=12", L/2 = N = 6".$$

Rango de diámetros recomendados por CEMA, Tabla N°25: <2 7/16"@ 6">, Por lo tanto el diámetro seleccionado ϕ 4 7/16", está dentro del rango admisible.

Verificando selección del diámetro del eje de la Polea Tensora por el procedimiento de deflexión del eje.

Ancho de faja en pulgadas= 48"

B=Distancia entre centros de chumaceras= C+ L = 51+12=63"

C=Ancho de polea = 51"

R=Fuerza radial resultante en libras = 11230 lbs.

L=Distancia entre chumaceras (B)- ancho de polea (c) en pulgadas.=12"

Verificando la selección anterior mediante el cálculo del diámetro del eje de la polea por deflexión.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times F_s}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

Ecuación según ANSI B 106- 1M – 1985

ANSI= American National Standard Institute.

Recomendando los siguientes factores según norma ANSI/CEMA B105.1-1992

Factor de seguridad F.S. = 1.5

Límite de fatiga del eje corregido Sf.

$$S_f = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot K_g \cdot S_f \square$$

K_a = Factor superficial = 0.8 (para eje mecanizado)

$$K_b = \text{Factor de tamaño} = (D)^{-0.19} = 0.75, \quad D = 4.43''$$

K_c = Factor de confiabilidad = 0.897, con una probabilidad de falla de 0.1%

K_d = Factor de temperatura = 1 (rango de temperatura de trabajo 5° @10°C)

K_e = Factor de ciclo de servicio = 1, el esfuerzo cíclico no excede de $S_f \square$

K_f = Factor de concentración de esfuerzos a fatiga.

Entrando a tabla N°26, para eje de material Acero SAE 1045 y considerando dureza Brinnell < 200 con chaveta perfilada $K_f = 0.63$

K_g = Factor mixto = 1, para un servicio normal del transportador.

$$S_f \square = 0.5 S_u \text{ siendo } S_u = 82,000 \text{ psi (eje Acero SAE 1045)}$$

$$S_f \square = 0.5 \times 82,000 = 41,000 \text{ psi.}$$

Nota:

Para ejes de Acero SAE 1045 $S_f \square \square = 41,000 \text{ psi}$

$S_y = 45,000 \text{ psi}$ para Acero SAE 1045.

M Momento flector en lbs/pulg = $R \times A / 2$

Siendo R = Fuerza radial resultante = 11230 lbs.

A = Ver figura N° 3.9, de tabla N°27, para eje de $\phi 4 \frac{7}{16}''$

$$A = N + 3$$

$$A = 6 + 3 = 9''$$

$$\text{Momento flector: } M = 1230 \times 9 / 2 = \mathbf{50535 \text{ lbsxpulg.}}$$

$$\text{Momento torsor } T = T_e \times r$$

$$\text{Siendo } T_e = T_1 - T_2 = 13964.3 \text{ lbs.}$$

$$\text{.Radio de Polea de cola} = 24 / 2 = 12''$$

$$\text{Luego tenemos } T = 13964.3 \times 12 = \mathbf{167571.6 \text{ lbsxpulg}}$$

$$S_f^* = 41,000 \text{ psi.}$$

$$K_a = 0.8, K_b = 0.75, K_c = 0.897, K_d = 1, K_e = 1, K_f = 0.63, K_g = 1.0$$

$$\text{Reemplazando valores } S_f = 0.8 \times 0.75 \times 0.89 \times 1 \times 1 \times 0.63 \times 41000$$

$$S_f = 13900 \text{ psi.}$$

$$\text{Considerando } F_s = 1.5 \text{ (Factor de servicio)}$$

$$\text{y teniendo : } M = 50535 \text{ lbsxpulg.}$$

$$T = 167571.6 \text{ lbsxpulg.}$$

$$S_f = 13900 \text{ psi.}$$

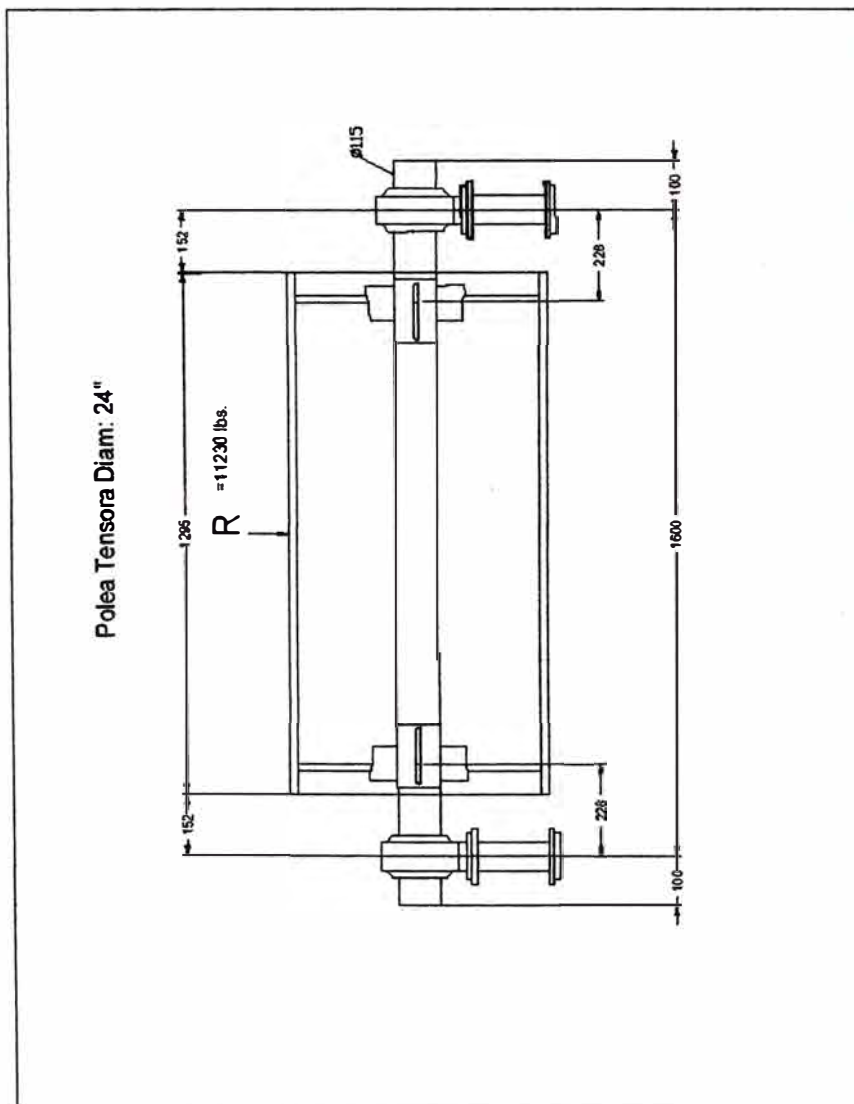
$$S_y = 45,000 \text{ psi.}$$

Reemplazando estos valores en la fórmula del eje, se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{2 \times 1.5 / \left[\sqrt{(50535 / 13900)^2 + \frac{3}{4}(167571.6 / 45,000)^2} \right]}$$

Obtenemos de esta manera: $D=4.2''$

Siendo este valor menor al obtenido por tablas, por lo cual el valor $\phi 4 \frac{7}{16}''$ seleccionado es aceptable.



Selección del diámetro del eje de Polea deflectora superior

Calculando la fuerza radial resultante sobre Polea deflectora

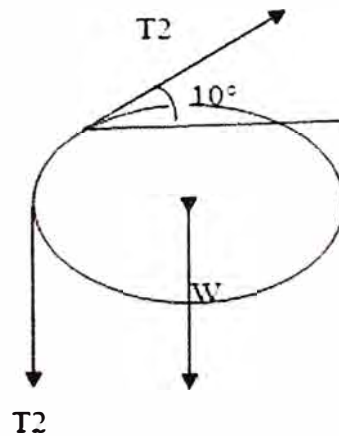


Figura 4.5

$$\Sigma F_x = T_2 \cos 10^\circ = 5865 \cos 10^\circ = 5776 \text{ lbs.}$$

$$\Sigma F_y = T_2 \sin 10^\circ - T_2 - w = 5865 \sin 10^\circ - 5865 - 500 = -5346.5 \text{ lbs.}$$

Calculo del peso de la Polea deflectora

Según Tabla N° 29 (anexo 1)

Para un ancho de faja de 48", Diam. Polea de Cola = 24" y un agujero máximo de 4.5",
corresponde un peso de Polea : $W = 500 \text{ lbs.}$

De la figura N° 4.5 $\Sigma F_x = 5776 \text{ lbs.}$

$$\Sigma F_y = -5346.5 \text{ lbs.}$$

Reemplazando valores, obtenemos:

$$\text{Luego } R = \sqrt{(5776)^2 + (5346.5)^2} = 7870.6 \text{ lbs.}$$

Según Tabla N° 19 con un ancho de Polea de 51" y una carga Radial de 7870.6 lbs

Seleccionamos ϕ eje = 3 15/16", Con R=8900lbs, mayor al calculado.

$$L=10", L/2 = N = 5".$$

Rango de diámetros recomendados por CEMA, Tabla N°25: <2 7/16"@ 6">, Por lo tanto el diámetro seleccionado ϕ 3 15/16", está dentro del rango admisible.

Verificando selección del diámetro del eje de la Polea deflectora por el procedimiento de deflexión del eje.

Ancho de faja en pulgadas= 48"

B=Distancia entre centros de chumaceras= C+ L = 51+10=61"

C=Ancho de polea = 51"

R=Fuerza radial resultante en libras = 7870.6 lbs.

L=Distancia entre chumaceras (B)- ancho de polea (c) en pulgadas.=10"

Verificando la selección anterior mediante el cálculo del diámetro del eje de la polea por deflexión.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times F_s}{\pi} \sqrt{(M/S_f)^2 + \frac{3}{4}(T/S_y)^2}}$$

Ecuación según ANSI B 106- 1M – 1985

ANSI= American National Standard Institute.

Recomendando los siguientes factores según norma ANSI/CEMA B105.1-1992

Factor de seguridad F.S. = 1.5

Límite de fatiga del eje corregido S_f .

$S_f = K_a.K_b.K_c.K_d.K_e.K_f.K_g.S_f \square$

K_a =Factor superficial= 0.8 (para eje mecanizado)

K_b = Factor de tamaño= $(D)^{-0.19} = 0.77$, $D=3.93''$

K_c =Factor de confiabilidad= 0.897, con una probabilidad de falla de 0.1%

K_d = Factor de temperatura= 1 (rango de temperatura de trabajo $5^\circ @10^\circ\text{C}$)

K_e = Factor de ciclo de servicio = 1, el esfuerzo cíclico no excede de $S_f \square$

K_f = Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga.

Entrando a tabla N°26, para eje de material Acero SAE 1045 y considerando dureza Brinnell < 200 con chaveta perfilada $K_f = 0.63$

K_g = Factor mixto = 1, para un servicio normal del transportador.

$S_f \square = 0.5 S_u$ siendo $S_u = 82,000\text{psi}$ (eje Acero SAE 1045)

$S_f \square = 0.5 \times 82000 = 41,000\text{ psi}$.

Nota:

Para ejes de Acero SAE 1045 $S_f = 41,000$ psi

$S_y = 45,000$ psi para Acero SAE 1045.

M Momento flector en lbs/pulg = $R \times A / 2$

Siendo R= Fuerza radial resultante = 7028 lbs.

A = Ver figura N° 4.5, de tabla N°27, para eje de $\phi 3 \frac{15}{16}$ "

$A = N + 2.75$

$A = 5 + 2.75 = 7.75$ "

Momento flector: $M = 7870.6 \times 7.75 / 2 = 30498.5$ lbsxpulg.

Momento torsor $T = T_e \times r$

Siendo $T_e = T_1 - T_2 = 13964.3$ lbs.

.Radio de Poiea de cola = $24 / 2 = 12$ "

Luego tenemos $T = 13964.3 \times 12 = 167571.6$ lbsxpulg

$S_f^* = 41,000$ psi.

$K_a = 0.8$, $K_b = 0.77$, $K_c = 0.897$, $K_d = 1$, $K_e = 1$, $K_f = 0.63$, $K_g = 1.0$

Reemplazando valores $S_f = 0.8 \times 0.77 \times 0.89 \times 1 \times 1 \times 0.63 \times 41000$

$S_f = 14161$ psi.

Considerando $F_s = 1.5$ (Factor de servicio)

$$Y \text{ Teniendo a } M = 30498.5 \text{ lbsxpulg.}$$

$$T = 167571.6 \text{ lbsxpulg.}$$

$$S_f = 14161 \text{ psi.}$$

$$S_y = 45,000 \text{ psi.}$$

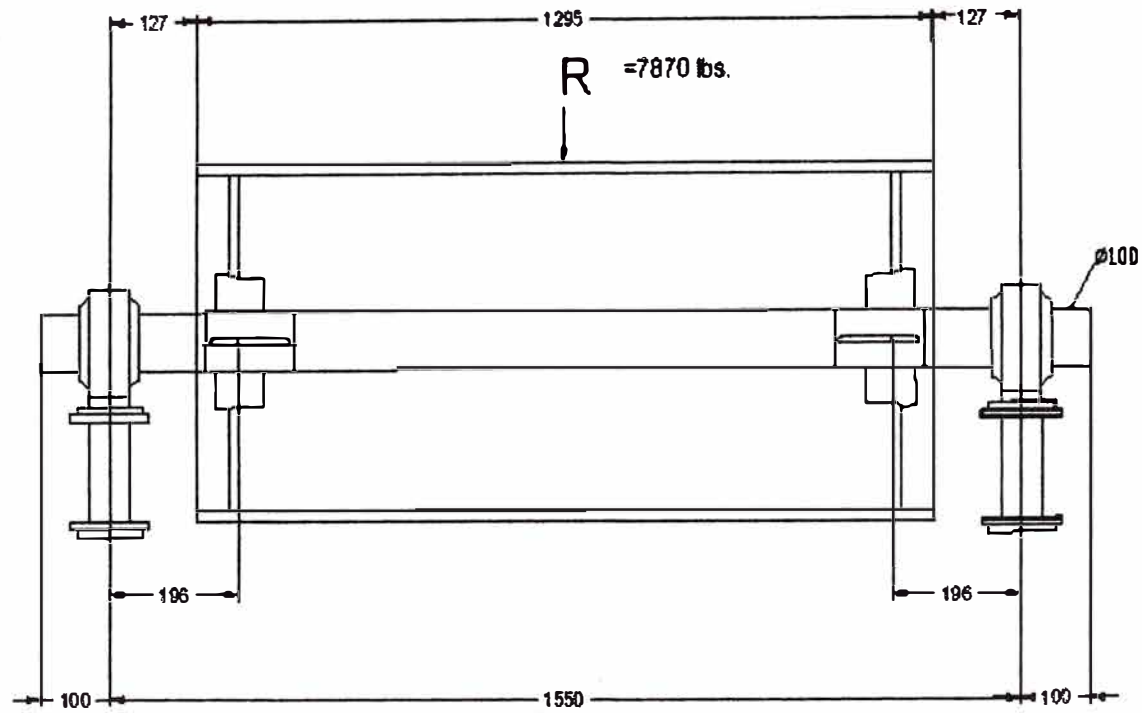
Reemplazando estos valores en la fórmula del eje, se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1.5}{\pi} \sqrt{(30498.5 / 14161)^2 + \frac{3}{4}(167571.6 / 45,000)^2}}$$

Obtenemos de esta manera: $D=3.8''$

Siendo este valor menor al obtenido por tablas, por lo cual el valor $\phi 3 \frac{15}{16}''$ seleccionado es aceptable.

Polea def. Sup. Diam: 24"



Selección del diámetro del eje de Polea deflectora inferior

Calculando la fuerza radial resultante sobre Polea deflectora

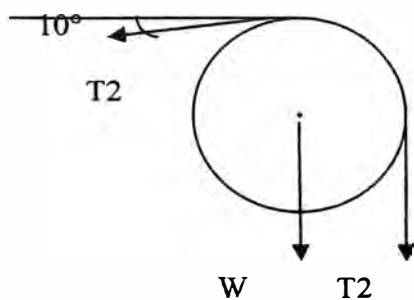


Fig 4,3

$$F_x = T_2 \cos 10^\circ = 5865 \cos 10^\circ = 5776 \text{ lbs.}$$

$$\Sigma F_y = T_2 + w = 5865 + 500 = 6365 \text{ lbs.}$$

Calculo del peso de la Polea deflectora

Según Tabla N° 29 (anexo 1)

Para un ancho de faja de 48", Polea de Cola= 24" y un agujero máximo de 4.5", corresponde un peso de Polea = 500 lbs.

De la figura N°4.3 $\Sigma F_x = 5776 \text{ lbs.}$

$$\Sigma F_y = 6365 \text{ lbs.}$$

Reemplazando valores, obtenemos:

$$\text{Luego } R = \sqrt{(5776)^2 + (6365)^2} = 8595 \text{ lbs.}$$

Según Tabla N° 19 con un ancho de Polea de 51" y una carga Radial de 8595lbs

Seleccionamos ϕ eje = 3 15/16", Con R=8900 lbs, mayor al calculado.

$$L=10", L/2 = N = 5".$$

Rango de diámetros recomendados por CEMA, Tabla N°25: <2 7/16"@ 6">, Por lo tanto el diámetro seleccionado ϕ 3 15/16", está dentro del rango admisible.

Verificando selección del diámetro del eje de la Polea deflectora por el procedimiento de deflexión del eje.

Ancho de faja en pulgadas = 48"

$$B = \text{Distancia entre centros de chumaceras} = C + L = 51 + 10 = 61"$$

$$C = \text{Ancho de polea} = 51"$$

$$R = \text{Fuerza radial resultante en libras} = 8595 \text{ lbs.}$$

$$L = \text{Distancia entre chumaceras (B) - ancho de polea (c) en pulgadas.} = 10"$$

Verificando la selección anterior mediante el cálculo del diámetro del eje de la polea por deflexión.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times F_s}{\pi} \sqrt{(M/S_f)^2 + \frac{3}{4}(T/S_y)^2}}$$

Ecuación según ANSI B 106- 1M – 1985

ANSI= American National Standard Institute.

Recomendando los siguientes factores según norma ANSI/CEMA B105.1-1992

Factor de seguridad F.S. = 1.5

Límite de fatiga del eje corregido S_f .

$$S_f = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot K_g \cdot S_f \square$$

K_a =Factor superficial= 0.8 (para eje mecanizado)

$$K_b = \text{Factor de tamaño} = (D)^{-0.19} = 0.77, \quad D=3.93''$$

K_c =Factor de confiabilidad= 0.897, con una probabilidad de falla de 0.1%

K_d = Factor de temperatura= 1 (rango de temperatura de trabajo 5° @10°C)

K_e = Factor de ciclo de servicio = 1, el esfuerzo cíclico no excede de $S_f \square$

K_f = Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga.

Entrando a tabla N°27, para eje de material Acero SAE 1045 y considerando dureza Brinnell < 200 con chaveta perfilada $K_f = 0.63$

K_g = Factor mixto = 1, para un servicio normal del transportador.

$$S_f \square = 0.5 S_u \text{ siendo } S_u = 82,000 \text{psi (eje Acero SAE 1045)}$$

$$S_f \square = 0.5 \times 82000 = 41,000 \text{ psi.}$$

Nota:

Para ejes de Acero SAE 1045 $S_f \square \square = 41,000 \text{ psi}$

$S_y = 45,000$ psi para Acero SAE 1045.

M Momento flector en lbs/pulg = $R \times A / 2$

Siendo R= Fuerza radial resultante = 8595lbs.

A = Ver figura N° 3.9, de tabla N°26, para eje de $\phi 3 \frac{15}{16}$ "

$A = N + 2.75$

$A = 5 + 2.75 = 7.75$ "

Momento flector: $M = 8595 \times 7.75 / 2 = \mathbf{33305.5 \text{ lbsxpulg}}$.

Momento torsor $T = T_e \times r$

Siendo $T_e = T_1 - T_2 = 13964.3$ lbs.

.Radio de Polea de cola = $24/2 = 12$ "

Luego tenemos $T = 13964.3 \times 12 = \mathbf{167571.6 \text{ lbsxpulg}}$

$S_f^* = 41,000$ psi.

$K_a = 0.8$, $K_b = 0.77$, $K_c = 0.897$, $K_d = 1$, $K_e = 1$, $K_f = 0.63$, $K_g = 1.0$

Reemplazando valores $S_f = 0.8 \times 0.77 \times 0.89 \times 1 \times 1 \times 0.63 \times 41000$

$S_f = 14161$ psi.

Considerando $F_s = 1.5$ (Factor de servicio)

Y Teniendo a $M = 33305.5$ lbsxpulg.

$$T = 167571.6 \text{ lbsxpulg.}$$

$$S_f = 14161 \text{ psi.}$$

$$S_y = 45,000 \text{ psi.}$$

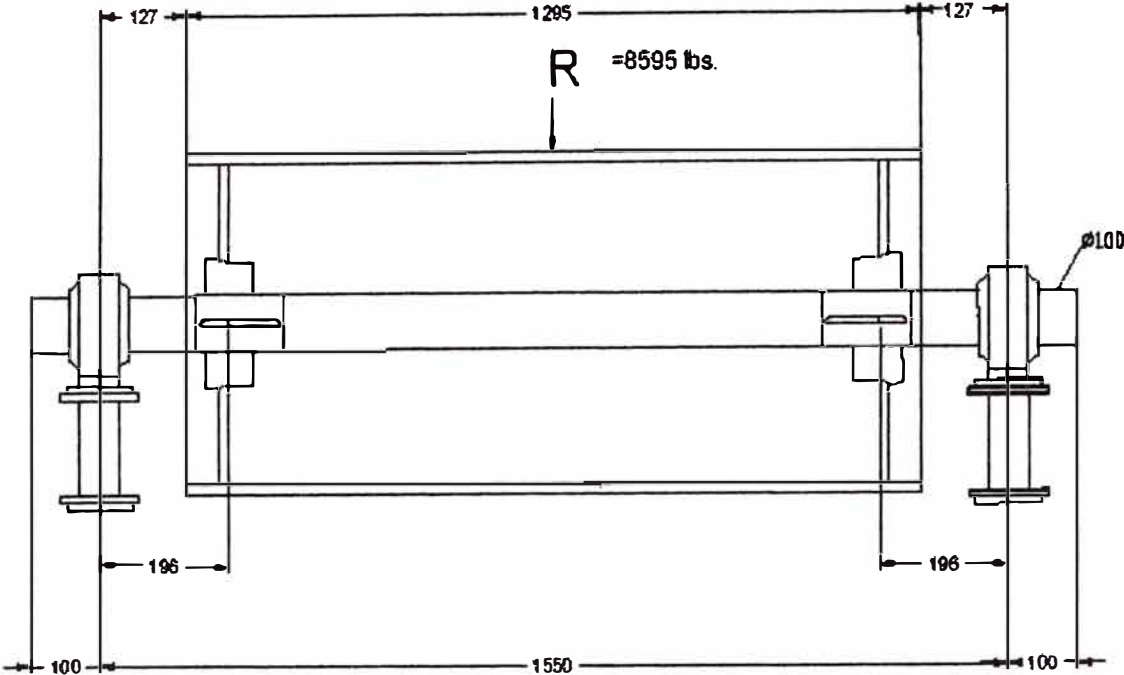
Reemplazando estos valores en la fórmula de deflexión del eje, se obtiene:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1.5}{\pi} \sqrt{(33305.5 / 14161)^2 + \frac{3}{4}(167571.6 / 45,000)^2}}$$

Obtenemos de esta manera: $D=3.9''$

Siendo este valor menor al obtenido por tablas, por lo cual el valor $\phi 3 \frac{15}{16}''$ seleccionado, es aceptable.

Polea def. Inf. Diam: 24"



Selección de Soporte de chumaceras:**Polea de mando:**

Seleccionamos un soporte de chumaceras de pie SN N°228, ϕ eje 140mm

Con rodamiento de rodillos cilíndrico N°228, Capacidad de carga dinámica (c)=290 KN

Capacidad de carga estática $C_o=236$ KN (Catalogó SKF)

Desde que la fuerza resultante es de 25,800lbs= 114KN, menor a lo que soportara el rodamiento como carga dinámica, entonces la selección es la adecuada ok.

Polea de Cola

Seleccionamos un soporte de chumaceras de pie SN N°224, ϕ eje 120mm

Con rodamiento de rodillos cilíndrico N°224, Capacidad de carga(c)=236 KN

$C_o=183$ KN.

Desde que La fuerza resultante es de 7028lbs= 31.2KN, menor a lo que soportara el rodamiento como carga dinámica, entonces la selección es la adecuada ok

Polea Tensora

Seleccionamos un soporte de chumaceras de pie SN N°224, ϕ eje 120mm

Con rodamiento de rodillos cilíndrico N°228, Capacidad de carga(c)=236 KN

$C_o=183$ KN.

Desde que La fuerza resultante es de 11230 lb= 50KN, menor a lo que soportará el rodamiento como carga dinámica, entonces la selección es la adecuada ok

Poleas deflectora inferior

Seleccionamos un soporte de chumaceras de **pie SN N°220**, ϕ eje= 100mm

Con rodamiento de rodillos cilíndrico N°220, Capacidad de carga(c)=166 KN

Y $C_o=125KN$.

Desde que La fuerza resultante es de 8595 lbs= 38.2KN, menor a lo que soportara el rodamiento como carga dinámica, entonces la selección es la adecuada ok

Poleas deflectora superior

Seleccionamos un soporte de chumaceras de **pie SN N°220**, ϕ eje 100mm

Con rodamiento de rodillos cilíndrico N°220, Capacidad de carga(c)=166 KN

Y $C_o=125KN$.

Desde que La fuerza resultante es de 7028 lbs= 31.2KN, menor a lo que soportara el rodamiento como carga dinámica, entonces la selección es la adecuada ok

Verificación del diámetro de las poleas en función del máximo diámetro de los ejes.**Polea de Mando**

Según la tabla N°26, anexo 1 , para una polea de 36" de diámetro le corresponde un diámetro máximo de eje de 10", siendo mayor al seleccionado: $\square 5 \frac{7}{16}$ "

Polea de Cola

Según la tabla N°26, anexo 1, para una polea de 24" de diámetro le corresponde un diámetro máximo de eje de 6", siendo mayor al seleccionado: $\square 4 \frac{7}{16}$ "

Polea Tensora

Según la tabla N°20, anexo 1, para una polea de 24" de diámetro le corresponde un diámetro máximo de eje de 6", siendo mayor al seleccionado: $\square 4 \frac{7}{16}$ "

Poleas Deflectoras

Según la tabla N°20, anexo 1, para una polea de 24" de diámetro le corresponde un diámetro máximo de eje de 6", siendo mayor al seleccionado: $\square 3 \frac{7}{16}$ "

4.10.-SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA.

.-Para ello debemos considerar los siguientes factores.

4.10.1.-Características del material a transportar

Para determinar los espesores de cubierta, depende del tipo de material a transportar, su abrasividad, granulometría.

De **Tabla N°25**, anexo 1, para mineral Zinc, le corresponde una cubierta exterior Mínima = $\frac{1}{8}$ "
Máxima = $\frac{1}{4}$ ".

4.10.2.-Resistencia a la rotura.

Es recomendable un factor de seguridad mínimo de 10 en función al PIW(lb/pulg por ancho de banda) en Poleamotriz, $PIW= 413 \text{ Lb/pulg.}$

Con el factor de seguridad de 10, se obtiene:

$$413 \times 10 = 4130 \text{ Lbs/Pulg} (724 \text{ N/mm}).$$

4.10.3.-Temperatura de operación

Seleccionamos Bandas EP, diseñadas para trabajar a la temperatura de operación (mina a 4200msnm y temp.= 5 @ 10°C.)

4.10.4.-Selección de la banda.

Conforme al anexo 2, tabla 1, para una resistencia a la rotura de 4130 lb/pulg, corresponde una banda EP-400, con 4 pliegues.

Para una mayor resistencia en empalmes y a los esfuerzos en el arranque a que estará sometida la faja finalmente se selecciona Faja EP- 400/4, con espesores de 6 y 4 mm respectivamente.

4.11.-SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

Potencia del Motor.-

Según el cálculo de la Potencia del motor $Pot= 107.5 \text{ Hp.}$

Considerando una eficiencia mecánica del reductor del 95%

Se tiene $Pot = 107./0.94= 113 \text{ Hp.}$

Por lo que seleccionamos un motor eléctrico de 120 Hp, por ser el inmediato superior estándar comercial, escogiéndose Motorreductor Marca SEW.

Calculo del número de vueltas (RPM) de la Polea de mando.

Tenemos:

$$\text{RPM} = v / \pi D$$

Dónde:

RPM=Numero de vueltas por minuto de la Polea de mando.

V=Velocidad de transporte en pies/min, calculado.

D=Diámetro exterior de la polea de mando en pies, calculado.

Tomando los valores de las especificaciones técnicas y el cálculo de D, tenemos:

$$V = 201.5 \text{ ppm}$$

$$D = 36'' = 36/12 = 3 \text{ pies}$$

Luego reemplazando los valores obtenemos:

$$\text{RPM} = 201.5 / 3.14 \times 3 = 21.4 \text{ RPM.}$$

Requiriéndose un reductor de 120 HP y Relación de reducción = $1775/21.4 = 83$

En conclusión seleccionamos un motor reductor marca SEW

Motor

Modelo: D280M4

Reductor:

Modelo : K157.Potencia Nominal : 120 Hp.

Torque: 90,800 lbxpulg

RPM Salida : 21.3 RPM

Relación de transmisión: 83

Factor de servicio : 1.8

Cálculo del acople de baja velocidad

El acople de baja velocidad se instala entre el reductor y el eje de la polea de cabeza

Eje de polea de cabeza = 140mm

Eje del reductor= 120mm

En el manual de acoples Falk, modelo Steelflex, tenemos:

Del manual Falk para Fajas Transportadoras F.S=1

Reemplazando valores en la siguiente ecuación:

$$T = 120 \times 63,000 / 21.4 = 352,000 \text{ lbxpulg.}$$

De tabla N° 29 anexo 1, se escoge el modelo T10, para un torque de 352,000lbxpulg y ejes de 120 y 140mm, corresponde un 1150T, Siendo el diámetro de eje máximo= 8"=203mm.

Calculo del freno

Debido a la inclinación de 10° del Transportador de faja es necesario usar un freno para evitar que ante un corte de energía eléctrica, el material de transporte regrese a zona de cola, produciendo atoros y derrame de material.

Fórmula del Torque de frenado:

$$Tr = r (h \times Wm - L (Kx + Ky \times Wb + 0.015 \times Wm \times L \times Ky) / 2) \text{ lb-pie.}$$

Siendo:

Tr= Torque de frenado en Lb-pulg.

r = Radio de la polea de mando en pies. = 1.5 pies

h = Altura entre ejes de poleas motriz y conducida = 57 pies.

Wm= Peso del material en Lb/pie. = 198 lb/pie

L = distancia entre centros de poleas en pies. = 328 pies

Kx= Factor de fricción de los rodillos de carga y retorno = 1.66

Ky= Factor por flexión de la cinta. = 0.022

Wb=Peso estimado de la cinta. = 14.2 lb/pie

Según los cálculos anteriores y las especificaciones técnicas, reemplazando valores en la fórmula, obtenemos:

$$Tr = 1.5 \left[57 \times 198 - \frac{328(1.66 + 0.022 \times 14.2 + 0.015 \times 198 \times 328 \times 0.022)}{2} \right]$$

$$Tr = 15723.3 \text{ lbxpie.}$$

El sistema de accionamiento escogido fue un motorreductor, de triple reducción, con freno interno marca SEW, acoplamiento de baja velocidad marca FALK, con factor de servicio de 1.3.

4.12 TEMPLADOR DE GRAVEDAD.

El templador utilizado es tipo gravedad por tener una longitud del transportador mayor a 30 mts.

$$W_g = \frac{(2T + W_f - W_p)}{2}$$

CEMA 5ta Edición Pagina 253, 254.

Siendo:

W_g = Fuerza requerida por el tensor.

T = Tensión de la cinta en el punto donde se instala: T_2

W_f = Fuerza para superar la fricción del carrito tensor.

W_p = Componente de la fuerza referido al peso del carrito tensor, poleas, eje, etc.

R = ventaja mecánica.

Para un templador automático simple la ventaja mecánica $R=1$.

Teniéndose.

$$W_f = 0.10 \times P_c \times \cos(\vartheta)$$

$$W_p = P_c \times \sin(\vartheta)$$

ϑ = ángulo de inclinación de la faja

P_c = Peso del tambor y carro guía.= 1.4x Peso del tambor.

0.10= coeficiente de fricción

Se tiene:

$$\theta = 10^\circ$$

$$P_c = 500 \times 1.4 = 700 \text{ lbs}$$

$$T_2 = 5865 \text{ lbs.}$$

Reemplazando valores:

$$W_g = 2(5865) + 0.10 \times 700 \times \cos(10) - 410 \sin(10)$$

$$W_g = 11729 \text{ lbs.}$$

La carrera del templador necesaria por el estiramiento de la cinta es 1500mm, aproximadamente mayor al ancho de faja.

4.13 DISTANCIA MÍNIMA DE TRANSICIÓN

Pasando el último rodillo en posición de artesa abarquillado, hacia la polea terminal, los bordes de la faja se estiran incrementándose la tensión en los bordes exteriores. Si el esfuerzo del borde de la cinta excediese el límite elástico, el borde se estirara deformándose plásticamente causando dificultades en su alineamiento.

Por otro lado, si los rodillos abarquillados se colocan muy lejos de la polea terminal, existe la posibilidad que se derrame la carga.

Porcentaje del valor de la tensión

% del valor de la Tensión= Resistencia a Rotura real/Resistencia a Rotura seleccionada

Resistencia de Rotura real = 413 PIW (Tensión requerida en empalme de polea motriz.

Resistencia a rotura seleccionada= 456PIW (Tensión de faja seleccionada EP-800.

% del valor de Tensión = $(413/456) \times 100 = 90.5\%$

Con este valor de porcentaje y artesa de 35° , seleccionamos:

Distancia mínima de transición=**1.6b**

Siendo b= ancho de faja.=48”.

Por lo tanto: Distancia mínima= $1.6 \times 48'' \times 25.4 = 57.6'' = 1960\text{mm}$.

Las estaciones de transición deberán instalarse a 1960 +/-5mm, respecto de la distancia al centro del eje neutro de las poleas de cola y motriz respectivo

Limpiadores de correa.

Considerando que el material a transportar es Zinc, será necesario instalar un limpiador Primario, Secundario y en V, con la finalidad de:

1.-Eliminar partículas de zinc adheridas en superficie de transporte de faja transportadora.

(Limpiador primario y secundaria)

2.-Eliminar cualquier vestigio de material o cuerpo extraño que se encontrase en superficie interior en el tramo de retorno (limpiador en V).

3.-Como consecuencia de lo anterior, obtendremos mayor tiempo de vida de la cinta, los rodillos, y por ultimo un gran ahorro de dinero por costos de reposición de componentes.

Selección de limpiador Primario.

Para la selección de los limpiadores o rascadores, utilizaremos el catálogo FLEXCO

Entrando con los siguientes parámetros.

Ancho de faja: 48"

Velocidad de la banda= 201.5ppm

Diámetro de la polea Motriz= 36"

Rango de temperatura= 5°- 10°C

Con estos valores entramos a catálogo FLEXCO y **seleccionamos Limpiador MHCP**

MINELINE para ancho de faja de 36".

Características del limpiador:

Ancho de banda= 24" a 84"

Velocidad de la banda máx.= 5m/seg (1000ppm)

Rango de temperatura= -35 a 82°C

Aplicaciones en minería subterránea y minería pesada.

Selección de Limpiador secundario

Con las mismas características de:

Ancho de banda=48”

Velocidad de la cinta= 201.5ppm

Rango de temperatura=-5 a 10°C

Seleccionamos: Limpiador Secundario FLEXCO MSS (Punta en C)

En ambas selecciones de limpiadores se está considerando que la cinta puede ser galvanizada u operar con grapas mecánicas.

Selección de Limpiador en V.

Ancho de faja =48”

Velocidad de cinta = 201.5ppm.

Se selecciona **Limpiador FLEXCO Arado en V, para ancho 48”**

Descarga los desechos simultáneamente por ambos lados de la cinta.

Debido al diseño de la hoja en ángulo, elimina en forma de espiral los desechos y el agua.

Se adjuntan plano con dimensiones de limpiador Primario, secundario y tipo arado (en V).

FALDON DE CARGA.

Ubicado en zona de alimentación.

Los faldones están diseñados de acuerdo a los estándares de minería.

La función principal es el sellado completo de la zona de carga con la finalidad de evitar atoros y generar alineamiento del material al iniciar el transporte del mismo por la faja

En base al tipo de material, ancho de faja, velocidad, capacidad, seleccionamos un Faldón Marca FlexcoFLEX-SEAL, se adjuntan medidas en plano de fabricación, el cual fueron realizados por terceros.

Estructura soporte

El cálculo de la estructura soporte, fue realizado por otra área con la ayuda del Software SAP 2000.

Trabajo que incluye nivelación y cimentación de la estructura portante, efectuado por obras de Ing.civil.

Consideraciones de diseño.

Carga muerta.-Peso propio de la estructura, correa, poleas, rodillos, pasarelas.

Cargas vivas.- corresponde a la carga del mineral, personal de mantenimiento

Cargas del sismo.-Como posible contingencia se considera la carga del sismo, considerando además que el Perú es zona sísmica.

Carga del viento.-Debido a la altura a que será proyectado el sistema transportador(4,200msnm), también se toma en consideración la carga del viento que se incrementa en función de la altura.

Valores obtenidos según especificaciones AISC(American Institute for Steel Construction).

La estructura soporte está formado por soportes intermedios, bastidor de cola, bastidor de cabeza, bastidores intermedios, templador de gravedad, y, pasarela por un lado.

Los requisitos que deberá cumplir la estructura del transportador son.

Ductilidad y homogeneidad.

Valor considerable en la relación resistencia mecánica / limite de fluencia.

Soldabilidad.

Apto para ser cortados por llama sin endurecimiento posterior.

Razonable resistencia a la corrosión.

CAPÍTULO V

COSTO DE FABRICACIÓN

5.1.-COSTO DE MATERIALES:

Materiales.- Es el elemento principal en la producción, transformándose en valor agregado con la adición de la mano de obra directa y costos indirectos de fabricación.

Los materiales se dividen en materiales directos e indirectos de la siguiente manera.

Materiales directos.-son aquellos que se identifican en la fabricación de un producto terminado, presentan el principal costo de materiales en la elaboración del producto.

Materiales indirectos.-Son aquellos involucrados en la fabricación de un producto que no incluye al material directo.

5.2.-COSTO PRIMO

Mano de obra.-Es el esfuerzo físico o mental empleado en la fabricación de un producto. Los costos de mano de obra pueden dividirse en mano de obra directa y mano de obra indirecta, como sigue:

Mano de obra directa.- Directamente involucrado en la fabricación de un producto terminado que puede asociarse con este con facilidad y que representa un importante costo de mano de obra en la elaboración del producto. El trabajo del personal operativo de la planta se considera mano de obra directa.

Mano de obra indirecta.-Aquella involucrada en la fabricación de un producto que no se considera como mano de obra directa. La mano de obra indirecta se incluye como parte de los costos indirectos de fabricación. El trabajo del Ingeniero residente se considera mano de obra indirecta.

5.3.-COSTOS INDIRECTOS DE FABRICACIÓN

.-Están involucrados los materiales indirectos, mano de obra indirecta, los arrendamientos, energía, alquileres de equipos, servicio de terceros.

Costos por arenado y pintado.

Mano de obra directa.-Directamente involucrada en el acabado superficial de la estructura.

Costos indirectos en el acabado superficial.-Son costos de los materiales indirectos, mano de obra indirecta, alquileres de equipo.

5.4.-COSTOS DE MONTAJE.

Mano de obra directa.-Es aquella directamente involucrada en el manejo de los productos terminados. El trabajo de los obreros en el lugar del montaje se considera mano de obra directa.

Costos indirectos de montaje.- En los costos indirectos de montaje están involucrados los materiales indirectos, la mano de obra indirecta, los arrendamientos, energía, alquileres de equipos, transporte.

5.5.-COSTOS ADMINISTRATIVOS.

Aquellos que incurren en la dirección control y administración de la empresa como Gerentes, contabilidad, secretaria, teléfono, ingeniero.

Para nuestro caso tratándose exclusivamente del diseño de los componentes del transportador de fajas obviaremos los costos de montaje y obras civiles.

**TABLA 5,1
COSTOS POR EQUIPOS Y ACCESORIOS**

Ítem	Descripción	Unidad	Cantidad	U.S./Unidad	Total U.S.
Equipos					
1	Tablero eléctrico, arranque estrella-triángulo para Motoreductor Sew de 120HP, 400V, 50Hz.	Unidad	1	2520	2520
2	Motorreductor marca SEW de 120 Hp, 400V, 50Hz. trifásico, freno anti retorno	Unidad	1	40,000	40000
Polines					
3	Polines de Carga Normal Triple Diam 6"x48"	Unidad	240	89	21360
4	Polines de Carga Impacto triple, diam 6"x48"	Unidad	18	152	2736
5	Polines de Carga Autoalineante triple, diam 6"x48"	Unidad	9	133	1197
6	Polines de Retorno Normal simple, diam 6x48"	Unidad	35	50	1750
Poleas y ejes					
7	Motriz $\phi 36 \times 51$, eje $\phi 140$ mm, con recubrimiento herrinbone de 1/2" de espesor.	Unidad	1	2560	2560
8	Cola $\phi 24 \times 51$, eje $\phi 120$	Unidad	1	1860	1860
9	Deflectoras $\phi 20 \times 51$, eje $\phi 100$	Unidad	2	1750	3500
10	Tensor $\phi 24 \times 51$, eje $\phi 120$	Unidad	1	1860	1860
Soporte de chumaceras y rodamientos					
11	Chumacera SN228, eje $\phi 140$, rod. Rodillos N°228	Unidad	2	380	760
12	Chumacera SN224, eje $\phi 120$, rod. Rodillo N°224	Unidad	4	310	1240
13	Chumacera SN220, eje $\phi 100$, rod. Rodillo N°220	Unidad	4	180	720
14	Elementos adicionales del templador de gravedad Bloque y carrito guía	Unidad	4	1300	5200
15	Banda Transportadora, nylon 4pliegues, cubierta Sup. 7/32", cubierta inferior 1/16".	Metro	238	68	16184
				total	103,447

TABLA 1

REFERENCIA: MANUAL BELT CONVEYOR FOR BULK MATERIALS

Descripción de la clase de material		
	Características	Código
Tamaño	Muy fino hasta malla 100	A
	Fino hasta 1/8"	B
	Granulometría hasta 1/2"	C
	Aterronado sobre 1/2"	D
Angulo de reposo	Muy libre ángulo de reposo 20°	1
	Libre fluidez ángulo de reposo 20°a30°	2
	Muy fluido ángulo de reposo 30°a45°	3
	Pesado, ángulo de reposo sobre 45°	4
Abrasividad	No abrasivo	5
	Abrasivo	6
	Muy abrasivo	7
	Muy cortante	8
Características diversas	Muy polvoriento	L
	Desarrolla características de fluidez	M
	Contiene polvos explosivos	N
	Contiene agentes contaminantes	P
	Degradable	Q
	Vapor dañino	R
	Altamente corrosivo	S
	Medio corrosivo	T
	Higroscópico	U
	Miscible	V
	Presenta aceites	W
	Envasado sobre presión	X
	Muy ligero	Y
Elevada temperatura	Z	

Tabla 2
Peso estimado de la cinta transportadora

Peso estimado de la correa (lb/pie)			
Ancho de Correa Pulg.	Peso especifico del material (lbs/ft3)		
	<u>30@74</u> Servicio ligero	<u>75@120</u> Servicio Mediano	<u>130@200</u> Servicio Pesado
14	2.5	3	3.1
16	2.8	3.5	3.6
18	3.1	4	4.1
20	3.5	4.5	4.6
24	4.2	5.7	6.2
30	5.3	7.2	8
36	9.2	9.6	11.5
42	10.7	11.5	13.8
48	13.6	14.2	16.6
54	15.3	16.9	19.3
60	17.7	19.4	21.4
66	19	21.8	23.6
72	20.3	24.3	25.7

Referencia: Manual Belt Conveyor for Bulk Materials

Tabla 3

Diámetro de ejes Rodillos Estándar CEMA

Cuadro de Rodillos estándar CEMA						
Servicio	Serie	Clase	Diámetro			Ancho de Faja pulg.
			RODILLO		EJE	
LIVIANO	LBBS	B	3.5pulg.	90 mm.	17	<u>12@24</u>
			4	102		<u>18@30</u>
			4.5	114		<u>18@36</u>
MEDIANO	MCBS	C	4.5	114	20	<u>18@42</u>
			5	127		<u>18@48</u>
			6	152		<u>24@60</u>
MEDIANO PLUS	MDBS	D	5	127	25/20	<u>20@60</u>
			6	152		<u>24@72</u>
PESADO	PEBS	E	6	152	30	<u>36@72</u>
			7	178		<u>36@84</u>
PESADO EXTRA	PFBS	F	7	178	40	<u>60@96</u>

Tabla N° 4
Capacidad de la Faja Transportadora (T/H).

Rodillo 35° ángulo Abarquillamiento, densidad material 100 libras/pulg³, velocidad correa=100fpm

Ancho de Correa/pulg	Angulo de sobrecarga											
	0°				5°				10°			
	Área, sq ft			Cap. (tph)	Área, sq ft			Cap. (tph)	Área, sq ft			Cap. (tph)
	A	A	A		A	A	A		A	A	A	
14	0.079	0	0.079	23.7	0.079	0.009	0.088	26.4	0.079	0.059	0.138	41.4
16	0.109	0	0.109	32.7	0.109	0.013	0.122	36.6	0.109	0.08	0.189	56.7
18	0.144	0	0.144	43.2	0.144	0.017	0.161	48.3	0.144	0.105	0.249	74.7
20	0.184	0	0.184	55.2	0.184	0.021	0.205	61.5	0.184	0.132	0.316	94.8
24	0.278	0	0.278	83.34	0.278	0.031	0.309	92.7	0.278	0.197	0.475	142.5
30	0.456	0	0.456	136.7	0.456	0.05	0.506	151.8	0.456	0.317	0.773	231.9
36	0.676	0	0.676	202.8	0.676	0.074	0.75	225	0.676	0.467	1.143	342.9
42	0.94	0	0.94	282	0.94	0.103	1.043	312.9	0.94	0.645	1.585	475.5
48	1.249	0	1.249	374.7	1.249	0.134	0.383	414.9	1.249	0.851	2.1	630
54	1.6	0	1.6	480	1.6	0.171	1.771	531.3	1.6	1.086	2.686	805.8
60	1.992	0	1.992	597.6	1.992	0.216	2.208	662.4	1.992	1.353	3.345	1003.5
66	2.43	0	2.43	729	2.43	0.262	2.692	807.6	2.43	1.646	4.076	1222.8
72	2.922	0	2.922	876.6	2.922	0.303	3.225	967.5	2.922	1.957	4.679	1453.7

Tabla 4(Continuación)
REFERENCIA: MANUAL BELT CONVEYOR FOR BULKS
MATERIALS

Ancho de Correa/pulg	Angulo de sobrecarga											
	20°				25°				30°			
	Área, sq ft			Cap. (tph)	Área, sq ft			Cap. (tph)	Área, sq ft			Cap. (tph)
	A	A	A		A	A	A		A	A	A	
14	0.079	0.038	0.117	35.1	0.079	0.049	0.128	38.4	0.079	0.019	0.098	29.4
16	0.109	0.052	0.161	48.3	0.109	0.109	0.175	52.5	0.109	0.026	0.135	40.5
18	0.144	0.068	0.212	63.6	0.144	0.144	0.231	69.3	0.144	0.034	0.178	53.4
20	0.184	0.088	0.27	81	0.184	0.184	0.293	87.9	0.184	0.042	0.226	67.8
24	0.278	0.128	0.406	121.8	0.278	0.278	0.441	132.3	0.278	0.063	0.341	167.4
30	0.456	0.207	0.663	198.9	0.456	0.456	0.718	215.4	0.456	0.102	0.558	192.3
36	0.676	0.305	0.981	294.3	0.676	0.676	1.062	318.2	0.676	0.151	0.827	248.1
42	0.94	0.421	1.361	408.3	0.94	0.94	1.473	441.9	0.94	0.208	1.148	344.4
48	1.249	0.555	1.804	541.2	1.249	1.249	1.952	585.6	1.249	0.274	1.1523	456.9
54	1.6	0.709	2.309	692.7	1.6	1.6	2.498	749.4	1.6	0.35	1.95	585
60	1.992	0.884	2.878	862.7	1.992	1.992	3.111	933.3	1.992	0.438	2.43	729
66	2.43	1.078	3.506	1051.8	2.43	2.43	3.791	1137.3	2.43	0.532	2.962	888.6
72	2.922	1.275	4.197	1259.1	2.922	2.921	4.538	1361.4	2.922	0.625	3.547	1064.1

Tabla 5

Carga Admisible Sobre Rodillos de avance y retorno

CEMA B (Lbs)

Ancho de correa(pulg)	Angulo del Rodillo/Carga			Retorno
	20°	35°	45°	
18	410	410	410	220
24	410	410	410	190
30	410	410	410	165
36	410	410	396	155
42	390	363	351	140
48	380	353	342	130

CEMA C (Lbs)

Ancho de correa(pulg)	Angulo del Rodillo/ Carga			Retorno
	20°	35°	45°	
18	900	900	900	475
24	900	900	900	325
30	900	900	900	250
36	900	837	810	200
42	850	791	765	150
48	800	744	720	125
54	750	698	675	
60	700	650	630	

CEMA D (Lbs)(Continuación)

Ancho de correa(pulg)	Angulo del Rodillo/ Carga			Retorno
	20°	35°	45°	
24	1200	1200	1200	600
30	1200	1200	1200	600
36	1200	1200	1200	600
42	1200	1200	1200	500
48	1200	1200	1200	425
54	1200	1116	1080	375
60	1150	1070	1035	280
72	1050	977	945	155

CEMA E (Lbs.)

Ancho de correa(pulg)	Angulo del Rodillo/ Carga			Retorno
	20°	35°	45°	
36	1800	1800	1800	1000
42	1800	1800	1800	1000
48	1800	1800	1800	1000
54	1800	1800	1800	925
60	1800	1800	1800	850
72	1800	1800	1800	700
84	1800	1674	1620	550
96	1750	1628	1575	400

Catalogo de fabricante , North American " CEMA "

Tabla 6
DISTANCIA ENTRE POLINES DE CARGA Y RETORNO "SI"

Ancho de correa (pulg)	Espacio entre polines						Polines de retorno
	Peso Específico del Material, lbs/ft3						
	30	50	75	100	150	200	
14	5.5ft	5.0ft	5.0ft	5.0ft	4.5ft	4.5ft	10.0ft
16	5.5ft	5.0ft	5.0ft	5.0ft	4.5ft	4.5ft	10.0ft
18	5.5ft	5.0ft	5.0ft	5.0ft	4.5ft	4.5ft	10.0ft
20	5.5ft	5.0ft	4.5ft	4.5ft	4.0ft	4.0ft	10.0ft
24	5.0ft	4.5ft	4.5ft	4.0ft	4.0ft	4.0ft	10.0ft
30	5.0ft	4.5ft	4.5ft	4.0ft	4.0ft	4.0ft	10.0ft
36	5.0ft	4.5ft	4.0ft	4.0ft	3.5ft	3.5ft	10.0ft
42	4.5ft	4.5ft	4.0ft	3.5ft	3.0ft	3.0ft	10.0ft
48	4.5ft	4.0ft	4.0ft	3.5ft	3.0ft	3.0ft	10.0ft
54	4.5ft	4.0ft	3.5ft	3.5ft	3.0ft	3.0ft	10.0ft
60	4.0ft	4.0ft	3.5ft	3.0ft	3.0ft	3.0ft	10.0ft
66	4.0ft	4.0ft	3.5ft	3.0ft	3.0ft	2.5ft	8.0ft
72	4.0ft	3.5ft	3.5ft	3.0ft	2.5ft	2.5ft	8.0ft

Referencia: Manual Belt Conveyors for Bulk Materials

Tabla7
FACTOR DE TAMAÑO DE MATERIAL "Kt"

Max. Tamaño de material (pulg)	Peso Especifico del material lbs/ft3						
	lbs/ft3						
	50	75	100	125	150	175	200
4	1	1	1	1	1.1	1.1	1.1
6	1	1	1	1.1	1.1	1.1	1.1
8	1	1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2
10	1	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2
12	1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3
14	1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3
16	1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4
18	1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4

Referencia: Catalogo de Fabricante North American, INC. " CEMA "

Tabla 8

**Factor de Mantenimiento
"Km"**

Estado de Correa	Mantenimiento		
	Bueno	Regular	Malo
Limpio	1	1.08	1.11
Moderado	1.06	1.1	1.13
Sucio	1.09	1.12	1.15

Tabla 9

**Factor de servicio
"Ks"**

Operación	Ks
Hasta 6 Hr/día	0.8
6-9Hr/día	1
10-16Hr/día	1.1
Sobre 16 Hrs/día	1.2

Referencia: Catalogo de Fabricante North American,INC."CEMA"

Tabla 10

**FACTOR POR VELOCIDAD DE LA CORREA
"Kv"**

Vel. Correa fpm	Diámetro de polines			
	4"	5"	6"	7"
100	0.8	0.8	0.8	0.8
200	0.83	0.8	0.8	0.8
300	0.9	0.85	0.83	0.81
400	0.95	0.91	0.88	0.85
500	0.99	0.95	0.92	0.88
600	1.03	0.98	0.95	0.92
700	1.05	1.01	0.98	0.95
800		1.04	1	0.97
900		1.06	1.03	1
1000			1.05	1.02

Referencia: Catalogo de fabricante North American, INC, "CEMA"

Tabla 11

Factor "Kx", para diámetros de polines y diámetro de ejes

Wb+Wm Lbs/ft	Si	4"Diam.Polin	5"Diam.Polin	6"Diam.Polin	6"Diam.Polin	7"Diam.Polin
		3/4"Diam.Eje ai=1.28	3/4"Diam.Eje ai=1.08	3/4"Diam.Eje ai=0.9	1 1/4"Diam.Eje ai=2.13	1 1/4"Diam.Eje ai=1.8
20	4.5	0.2936	0.25	0.2136	0.4869	0.4136
50	4	0.349	0.304	0.259	0.5665	0.484
100	3.5	0.428	0.376	0.3251	0.6766	0.5823
150	3	0.522	0.462	0.402	0.812	0.702
200	3	0.556	0.496	0.436	0.846	0.736
250	3	0.59	0.53	0.47	0.88	0.77
300	3	0.624	0.564	0.504	0.914	0.804

Referencia: Manual Belt Conveyor for Bulk Materials

Tabla 12
Factor por flexión de la correa "Ky"

Longitud Transportador	Wb+Wm (lb/ft)	% de inclinación						
		0	3	6	9	12	24	33
		Aproximadamente en grados						
		0	2	3.5	5	7	14	18
250	20	0.035	0.035	0.034	0.031	0.031	0.034	0.035
	50	0.035	0.034	0.033	0.032	0.031	0.028	0.027
	75	0.035	0.034	0.032	0.032	0.03	0.027	0.025
	100	0.035	0.033	0.032	0.031	0.03	0.026	0.023
	150	0.035	0.035	0.034	0.033	0.031	0.025	0.021
	200	0.035	0.035	0.035	0.035	0.032	0.024	0.018
	250	0.035	0.035	0.035	0.035	0.033	0.021	0.018
	300	0.035	0.035	0.035	0.035	0.032	0.019	0.018
400	20	0.035	0.034	0.032	0.03	0.03	0.03	0.03
	50	0.035	0.033	0.031	0.029	0.029	0.026	0.025
	75	0.034	0.033	0.03	0.029	0.028	0.024	0.021
	100	0.034	0.032	0.03	0.028	0.028	0.022	0.019
	150	0.035	0.034	0.031	0.028	0.027	0.019	0.016
	200	0.035	0.035	0.033	0.03	0.027	0.016	0.014
	250	0.035	0.035	0.034	0.03	0.026	0.017	0.016
	300	0.035	0.035	0.034	0.029	0.024	0.018	0.018

Continuación

500	20	0.035	0.033	0.031	0.03	0.03	0.03	0.03
	50	0.034	0.032	0.03	0.028	0.028	0.024	0.023
	75	0.033	0.032	0.029	0.027	0.027	0.021	0.019
	100	0.033	0.031	0.029	0.026	0.033	0.019	0.016
	150	0.035	0.033	0.03	0.027	0.024	0.016	0.016
	200	0.035	0.035	0.03	0.027	0.023	0.016	0.016
	250	0.035	0.035	0.03	0.025	0.021	0.016	0.015
	300	0.035	0.035	0.029	0.024	0.019	0.016	0.018
600	20	0.035	0.032	0.03	0.029	0.029	0.03	0.03
	50	0.033	0.03	0.029	0.027	0.026	0.03	0.021
	75	0.032	0.03	0.028	0.026	0.024	0.023	0.016
	100	0.032	0.03	0.027	0.025	0.022	0.019	0.016
	150	0.035	0.031	0.026	0.024	0.019	0.016	0.016
	200	0.035	0.031	0.026	0.021	0.017	0.016	0.016
	250	0.035	0.031	0.024	0.02	0.017	0.016	0.016
	300	0.035	0.031	0.023	0.018	0.016	0.016	0.016
800	20	0.035	0.031	0.03	0.029	0.029	0.029	0.029
	50	0.032	0.029	0.028	0.026	0.025	0.021	0.018
	75	0.031	0.029	0.026	0.024	0.022	0.016	0.016
	100	0.031	0.028	0.025	0.022	0.02	0.016	0.016
	150	0.031	0.028	0.023	0.019	0.017	0.016	0.016
	200	0.034	0.027	0.021	0.016	0.016	0.016	0.016
	250	0.035	0.026	0.02	0.017	0.016	0.016	0.016
	300	0.035	0.025	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016

Tabla 13
FACTORES DE CORRECCION "Ky"

Wb+Wm (LBS/FT)	S (FT)	Referencia de los valores Ky por interpolación									
		0.016	0.018	0.02	0.022	0.024	0.026	0.028	0.03	0.032	0.034
50	3	0.016	0.016	0.016	0.0168	0.0183	0.0197	0.0212	0.0227	0.0242	0.0257
	3.5	0.016	0.016	0.0169	0.0189	0.0207	0.0224	0.0241	0.0257	0.0274	0.0291
	4	0.016	0.0165	0.0182	0.0204	0.0223	0.0241	0.0259	0.0278	0.0297	0.0316
	4.5	0.016	0.018	0.02	0.022	0.024	0.026	0.028	0.03	0.032	0.034
	5	0.0174	0.0195	0.0213	0.0236	0.0254	0.0273	0.0291	0.031	0.0329	0.0348
100	3	0.016	0.0165	0.0185	0.0205	0.0222	0.024	0.0262	0.0281	0.03	0.0321
	3.5	0.016	0.018	0.02	0.022	0.024	0.026	0.028	0.03	0.032	0.034
	4	0.0175	0.0193	0.0214	0.0235	0.0253	0.0272	0.0297	0.0316	0.0335	0.035
	4.5	0.0184	0.021	0.023	0.0253	0.027	0.029	0.0315	0.0335	0.036	0.035
	5	0.0203	0.0225	0.0249	0.027	0.0286	0.0306	0.033	0.035	0.035	0.035
150	3	0.016	0.0164	0.0186	0.0205	0.0228	0.0248	0.0267	0.0285	0.0307	0.0329
	3.5	0.016	0.018	0.02	0.022	0.024	0.026	0.028	0.03	0.032	0.034
	4	0.0175	0.0197	0.0213	0.0234	0.0253	0.0277	0.0277	0.0312	0.033	0.035
	4.5	0.0188	0.0213	0.032	0.0253	0.0273	0.0295	0.0295	0.033	0.0346	0.035
	5	0.0201	0.0228	0.025	0.0271	0.0296	0.0316	0.0316	0.036	0.035	0.035
200	3	0.016	0.018	0.02	0.022	0.024	0.026	0.028	0.03	0.032	0.034
	3.5	0.0172	0.0195	0.0215	0.0235	0.0255	0.0271	0.0289	0.031	0.0333	0.0345
	4	0.0187	0.0213	0.0235	0.0252	0.0267	0.0283	0.0303	0.0325	0.0347	0.035
	4.5	0.0209	0.023	0.0253	0.0274	0.0289	0.0305	0.0323	0.0345	0.035	0.035
	5	0.0225	0.0248	0.0272	0.0293	0.0311	0.0328	0.0348	0.035	0.036	0.035
250	3	0.016	0.018	0.02	0.022	0.024	0.026	0.028	0.03	0.032	0.034
	3.5	0.0177	0.0199	0.0216	0.0235	0.0256	0.0278	0.0295	0.031	0.0327	0.034
	4	0.0192	0.0216	0.0236	0.0256	0.0274	0.0291	0.0305	0.0322	0.0339	0.035
	4.5	0.021	0.0234	0.0253	0.0276	0.0298	0.0317	0.0331	0.0347	0.035	0.035
	5	0.0227	0.0252	0.0274	0.0298	0.0319	0.0338	0.035	0.035	0.035	0.035

Tabla 14

TENSION POR RESISTENCIAS DE LAS POLEAS

Localización de la Polea	Grado de envolvente de la Correa	Lbs de Fricción
Lado Tenso	150°@240°	50lbs/polea
Lado flojo	150°@240°	40lbs/polea
Todas otras poleas		30lbs/polea

Referencia: Manual Belt Conveyors for Bulk Materials

Tabla15

FACTOR DE FRICCIÓN DEL FALDON
Cs

Material	Factor Cs	Material	Factor Cs
Alumina,pulvdry	0.121	Grains, wheat, com or rye	0.0433
Ashes,coal , dry	0.0571	Gravelbankrun	0.1145
Bauxile,ground	0.1881	Gypsum, 1/2 screenings	0.09
BeansNavy,dry	0.0798	Iron Ore,200 lbs per cu ft	0.27
Borax	0.0734	Lime,bumed,1/8"	0.1166
Bran, granular	0.0238	Lime hydrated	0.049
Cementportland,dry	0.212	Limestone , pulv , dry	0.128
Cementclinker	0.1228	Magnesiumchloride ,dry	0.0276
Clayceramic,drylines	0.0924	Oats	0.0219
Coal anthracite, sized	0.0538	Phosphate rock, drybroken	0.1086
Coal bituminousmined	0.0754	Sal commondry fine	0.0814
Cokeground fine	0.0452	Sanddrybank	0.1378
Cokelump and fines	0.0186	Sanwdustdry	0.0086
Copra ,lump	0.0203	Soda ash ,heavy	0.0705
Cullet	0.0836	Starch, smalllumps	0.0623
Flourwheat	0.0265	Sugar , granulateddry	0.0349

Referencia: Manual Belt Conveyors for Bulk Materials

Tabla 16
Factor de Tensión
"Cw"

Tipo de Polea de mando	Angulo de Envolverte	Templador de Gravedad		Templador manual	
		Polea Lisa	Polea Recubierta	Polea lisa	Polea Recubierta
Simple sin deflectora	180	0.84	0.5	1.2	0.8
Simple con Deflectoras	200	0.72	0.42	1	0.7
	210	0.66	0.38	1	0.7
	220	0.62	0.35	0.9	0.6
	240	0.54	0.3	0.8	0.6
Doble	380	0.23	0.11	0.5	0.3
	420	0.18	0.08		

Referencia: Manual Belt Conveyor for Bulk Materials

Tabla N°17	
CALCULO DE TENSION EN LAS CORREAS SEGÚN LAS FLECHAS	
3% de flecha en la correa	$To=4.2 \times Si(Wb+Wm)$
2% de flecha en la correa	$To=6.25 \times Si(Wb+Wm)$
1.5% de flecha en la correa	$To=8.4 \times Si(Wb+Wm)$

Dónde:

To= Tensión mínima para una flecha determinada, en lb.

Si=Separación de los rodillos en pies , calculado según la tabla N°6

Wb=Peso estimado de la correa en lb/pie, calculado según Tabla N°2

Tabla 18
Máximatensión de poleas Lbs/pulg.

Angulo de Contacto	Diámetro de Poleas(pulg)													
	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36	42	48	54	60
10	65	80	95	120	145	175	205	260	345	430	520	605	690	775
20	50	60	75	95	115	135	160	200	265	335	400	465	535	600
30	45	55	65	80	100	115	140	175	230	290	345	405	460	520
40	35	45	55	70	85	100	120	150	200	245	295	345	395	445
50	30	40	45	60	70	80	100	130	170	215	255	300	340	385
60	50	40	45	60	70	85	100	125	165	205	250	290	330	375
70	30	40	50	60	75	85	105	130	175	220	260	305	350	395
80	30	45	50	65	80	95	115	140	190	230	285	330	375	425
90	35	45	55	70	85	100	120	150	200	255	305	355	405	455
100	40	50	60	75	90	110	130	160	215	270	325	380	430	485
110	45	55	65	80	100	115	140	175	230	290	345	405	460	520
120	45	55	65	85	105	120	145	185	245	305	365	425	490	550
130	50	60	75	95	115	135	160	200	265	335	400	465	535	600
140	55	65	80	105	125	150	180	225	300	375	450	525	600	675
150	65	75	90	115	140	170	200	250	335	425	505	590	570	755
160	70	80	100	130	160	185	225	280	375	465	560	650	745	840
170	75	95	115	145	175	205	250	310	415	520	620	725	830	930
180	85	105	125	160	195	230	275	346	460	575	690	805	920	1035
190	75	95	115	145	175	205	250	310	415	520	620	725	830	1035
200	70	85	100	130	160	185	220	280	375	465	560	650	745	1035
210	60	75	90	115	140	170	200	250	335	420	500	590	670	755
220	55	70	80	105	125	150	180	225	300	375	450	525	600	675
230	50	60	75	95	115	135	160	200	265	335	400	465	535	600
240	45	55	65	85	105	120	145	185	245	305	365	425	490	550

Referencia: Manual Belt Conveyors for bulk Materials

TABLA N° 19

SELECCIÓN DE EJES PARA POLEAS EN FUNCION DE LA CARGA RADIAL RESULTANTE

		Carga Radial en libras													
D pulg.	L	POLEA FACE WIDTH (PULGADAS)													
		12	14	16	18	20	22	26	32	38	44	51	57	63	66
1-3/16"	2	1000	920	780	670	590	530	440	350	290	240	210	180	170	160
	6	570	520	440	380	340	300	250	200	160	140	120	100	94	90
	10	400	370	310	270	230	210	170	140	110	96	82	73	66	63
	14	300	280	240	200	180	160	130	110	87	74	63	56	51	48
1-7/16"	3	1500	1500	1400	1200	1100	950	790	620	510	440	370	330	300	290
	6	1000	1000	950	820	720	640	530	420	350	300	250	220	200	190
	10	700	700	660	570	500	450	370	290	240	210	180	160	140	130
	14	540	540	510	440	390	350	290	230	190	160	140	120	110	110
1-11/16"	3	2400	2400	2400	2300	2000	1800	1500	1200	980	830	710	630	570	540
	6	1600	1600	1600	1600	1400	1200	1000	800	660	560	480	430	380	370
	10	1100	1100	1100	1100	960	850	700	560	460	390	340	300	270	260
	16	780	780	780	750	660	590	490	380	320	270	230	210	180	180
1-15/16"	3	3700	3700	3700	3700	3500	3100	2600	2100	1700	1400	1200	1100	990	940
	6	2500	2500	2500	2500	2400	2100	1800	1400	1100	980	840	740	670	640
	10	1700	1700	1700	1700	1700	1500	1200	970	800	680	580	520	470	440
	16	1200	1200	1200	1200	1100	1000	840	670	550	470	400	360	320	310
2-3/16"	3	5300	5300	5300	5300	5300	5100	4200	3300	2800	2400	2000	1800	1600	1500
	8	2900	2900	2900	2900	2900	2800	2300	1900	1500	1300	1100	990	890	850
	12	2200	2200	2200	2200	2200	2100	1700	1400	1100	970	820	730	660	630
	18	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1200	980	810	690	590	530	470	450

2-7/16"	4	6300	6300	6300	6300	6300	6300	6300	5600	4400	3700	3100	2700	2400	2100	2000
	8	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	3600	2900	2400	2000	1700	1500	1400	1300
	12	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	2700	2100	1700	1500	1300	1100	1000	970
	18	2100	2100	2100	2100	2100	2100	2100	1900	1500	1300	1100	910	810	730	690
2-11/16"	4	8100	8100	8100	8100	8100	8100	8100	8100	6400	5300	4500	3800	3400	3100	2900
	8	5300	5300	5300	5300	5300	5300	5300	5300	4200	3400	2900	2500	2200	2000	1900
	12	3900	3900	3900	3900	3900	3900	3900	3900	3100	2600	2200	1900	1600	1500	1400
	18	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2800	2200	1800	1600	1300	1200	1100	1000
2-15/16"	4	10600	10600	10600	10600	10600	10600	10600	10600	9100	7500	6400	5500	4900	4400	4200
	8	6900	6900	6900	6900	6900	6900	6900	6900	6000	4900	4200	3600	3200	2900	2700
	14	4600	4600	4600	4600	4600	4600	4600	4600	3900	3200	2800	2300	2100	1900	1800
	20	3400	3400	3400	3400	3400	3400	3400	3400	2900	2400	2000	1700	1600	1400	1300
3-7/16"	6	11600	11600	11600	11600	11600	11600	11600	11600	11600	10100	8500	7200	6400	5700	5500
	10	8500	8500	8500	8500	8500	8500	8500	8500	8500	7400	6300	5300	4700	4200	4000
	14	6700	6700	6700	6700	6700	6700	6700	6700	6700	5800	4900	4200	3700	3300	3200
	20	5100	5100	5100	5100	5100	5100	5100	5100	5100	4400	3800	3200	2800	2500	2400
3-15/16"	6	16700	16700	16700	16700	16700	16700	16700	16700	16700	16700	14200	12000	10600	8900	9000
	10	12400	12400	12400	12400	12400	12400	12400	12400	12400	12400	10600	8900	7900	7100	6700
	14	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	8400	7100	6300	5600	5300
	20	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500	7500	6400	5400	4800	4300	4100
4-7/16"	8	19600	19600	19600	19600	19600	19600	19600	19600	19600	19600	19100	16100	14200	12700	12100
	12	15300	15300	15300	15300	15300	15300	15300	15300	15300	15300	14800	12500	11100	9900	9400
	16	12500	12500	12500	12500	12500	12500	12500	12500	12500	12500	12100	10300	9100	8100	7700
	22	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9800	9500	8100	7100	6400	6000

Tabla 20
Recomendación del ancho de la Polea

Ancho de Correa(pulg)	Ancho de Polea(pulg)	Distancia entre caras de Chute de descarga(pulg)	Ancho de Polea(*) (pulg)
Hasta 42"	b+2	Pf+3	b+no menos que 2 1/2" en cada cara
Sobre 42"	b+3	Pf+4	b+no menos que 3 en cada cara

b= Ancho de faja

Pf=Ancho de la Polea

***Esto es aplicable para fajas transportadoras mayor de 500 pies de longitud entre centros.**

Tabla 21
Factores de Momento y de Torsión

Tipo de Carga	Kb	Kt
Eje estacionario		
Carga aplicada gradualmente	1	1
Carga aplicada súbitamente	1.5a2.0	1.5a2.1
Eje Giratorio		
Carga aplicada Gradualmente	1.5	1
Carga Constante	1.5	1
Carga súbitamente aplicada con choques menores	1.5a2.0	1.5a2.1
Carga súbitamente aplicada con choques fuertes	2.0a3.0	1.5a3.0

Kt=Factor de carga por Torsión

Kb=Factor de carga por flexión

Referencia: Código ASME para designación de ejes de transmisión

Tabla 22
RANGO DE TENSION DE LA CORREA

Rango hasta 70 lbs/pulg por pliegue		
Identificación de fabricación	TensiónLbs/pulg por pliegue	
	Empalmes Grapas mecánicas	Empalme Vulcanizado
*RMA		
35	27	35
43	33	43
50	40	50
60	45	60
70	55	70
Rango sobre 70 lbs/pulg por pliegue		
90	—	90
120	—	120
155	—	155
195	—	195
240	—	240

***Asociación de fabricantes del caucho**

**Referencia: Manual Belt Conveyors for Bulk
Materials**

Tabla 23
Calidad de servicio en el recubrimiento de la correa

Grado Recubrimiento	Cualidades			Aplicaciones Generales
	Resistencia al Corte	Resistencia a la Abrasión	Resistencia al aceite	
Servicio General				
Grado N°1	excelente	excelente	No recomendado	Material grande, filo cortante para servicio muy pesado
Grado N°2	Bueno	Excelente	No recomendado	Material clasificado con acción cortante, abrasivo para servicio pesado
Grado N°3	Bajo	Bueno	Limitado	Material pequeño, clasificado, servicio general liviano

Continuación

Servicio Químico y Petróleo

Neoprene resistente al aceite	Bueno	Muy bueno	Favorable para aceite vegetal y mineral	Carbón rociado con aceite pesado Aceite de petróleo hasta 20% aromático, combustible Diesel N°2 cualquier material tratado o conteniendo grandes cantidades de Aceite.
Buena resistencia al aceite	Bueno	Bueno	Similar al anterior	Granos o semillas aceitosas, transporte alimenticio, carbón graso o rociado de petróleo
Media resistencia al aceite	Bueno	Bueno	Limitado para aceite de petróleo, vegetales y animales	Carbón ligeramente rociado con aceite, granos con aceite liviano y alimentos, madera en trozos, fosfatos.

Servicio de Materiales calientes.

Grado N1 Material caliente	Buena	Muy excelente	Limitado	En general para servicio de material caliente. Fino sobre 300°F terrón sobre 375°F
Grado N°2 material caliente	Buena	Excelente	Limitado	En general para servicio de material caliente. Fino sobre 250°F terrón sobre 350°F
Material caliente	Buena	Favorable	Favorable para Petróleo y bueno para aceite vegetal y animal	En general para servicio de material caliente. Fino sobre 325°F terrón sobre 400°F.

Tabla 24
Espesor de recubrimiento de capa superior de banda en función del tamaño del material

frecuencia	Grado de recubr.	No abrasivos				Abrasivos				Muy abrasivos				Muy abrasivos y cortantes			
		Material clase 5				Material clase 6				Material clase 7				Material clase 8			
		Polvo a 1/4"	1/2" a 1 1/2"	2 a 5	6 y sobre	Polvo a 1/4"	1/2" a 1 1/2"	2 a 5	6 y sobre	Polvo a 1/4"	1/2" a 1 1/2"	2 a 5	6 y sobre	Polvo a 1/4"	1/2" a 1 1/2"	2 a 5	6 y sobre
0.2	3	(3/16)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2	(3/32)	(3/16)	(5/16)	(3/16)	(3/16)	(3/8)	-	-	(5/16)	-	-	-	3/8	-	-	-
	1	0.07	(1/8)	(1/4)	(5/16)	(1/8)	(1/4)	(3/8)	(3/8)	(7/32)	(1/8)	3/8	3/8	5/16	1/8	3/8	3/8
0.4	3	(1/8)	(3/16)	-	-	(7/32)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2	(1/16")	(3/32)	(3/16)	(1/4)	(3/32)	(1/16)	(3/8)	-	(3/16)	5/16	-	-	7/32	3/8	-	-
	1	(3/32)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(1/4)	(3/8)	(1/8)	1/4"	3/8	3/8	5/32	5/16	3/8	3/8
0.6	3	(1/16)	(3/32)	(9/32)	-	(5/32)	(9/32)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2	(1/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	1	(1/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(1/4)	(1/8)	5/32	1/4	3/8	1/8	7/32	3/8	3/8
0.8	3	(1/16)	(1/8)	(3/16)	(5/16)	(1/8)	(7/32)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2	(1/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(7/32)	(1/8)	5/32	5/16	3/8	1/8	7/32	3/8	-
	1	(1/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(5/32)	(3/16)	(1/8)	1/8	7/32	3/8	1/8	5/32	5/16	3/8
1	3	(1/16)	(3/16)	(5/32)	(1/4)	(3/32)	(3/16)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2	(1/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(5/32)	(3/16)	(1/8)	1/8	1/4	3/8	1/8	3/16	3/8	-
	1	(1/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(5/32)	(3/16)	(1/8)	1/8	3/16	3/8	1/8	1/8	1/4	3/8
1.5	3	(1/16)	(3/16)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(5/32)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2	(1/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(5/32)	(3/16)	(1/8)	1/8	3/16	1/4	1/8	1/8	1/4	3/8
	1	(1/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/16)	(1/8)	1/8	3/16	7/32	1/8	1/8	3/16	1/4
2	3	(1/16)	(3/16)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(5/32)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2	(1/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(5/32)	(3/16)	(1/8)	1/8	3/16	1/4	1/8	1/8	1/4	3/8
	1	(1/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(5/32)	(3/16)	(1/8)	1/8	3/16	7/32	1/8	1/8	3/16	1/4
3	3	(1/16)	(3/16)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(3/16)	(5/32)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2	(1/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(5/32)	(3/16)	(1/8)	1/8	-	7/32	1/8	1/8	3/16	1/4
	1	(1/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(5/32)	(3/16)	(1/8)	1/8	3/16	3/16	1/8	1/8	3/16	1/4
4	3	(1/16)	(3/16)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(5/32)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2	(1/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(5/32)	(3/16)	(1/8)	1/8	3/16	7/32	1/8	1/8	3/16	1/4
	1	(1/16)	(3/32)	(1/8)	(3/16)	(3/32)	(1/8)	(5/32)	(3/16)	(1/8)	1/8	3/16"	3/16	1/8	1/8	3/16	1/4

TABLA N° 25

**DIAMETRO MAXIMO DE LOS EJES SEGÚN EL DIAMETRO
DE LAS POLEAS**

MAXIMO DIAMETRO DEL EJE			
Diámetro poleas pulgadas	Máximodiámetro del eje recomendado pulgadas	Diámetro poleas pulgadas	MáximoDiámetro del eje recomendado pulgadas
8	2-7/16"	24	6
10	2-15/16"	30	8
12	3-7/16"	36	10
14	3-15/16"	42	10
16	4-7/16"	48	10
18	4-15/16"	54	10
20	4-15/16"	60	10

Tabla N°26

FACTOR DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS DE FATIGA

ACERO	Chaveta perfilada	Chaveta corrediza
BHN<200	0.63	0.77
BHN>200	0.5	0.63

TABLA N°27
PESOS DE POLEA SOLDADAS DE TAMBOR DE ACERO (LB)

POLEA		ANCHO DE FAJA(PULGADAS)																		
Diámetro (pulg)	Agujero máximo (pulg)	18	24	30	36	42	48	54	60	72	84	96								
		ANCHO DE LA SUPERFICIE DE LA POLEA																		
		20	22	24	26	30	32	36	38	44	46	51	54	57	60	63	66	78	90	102
6	2-1/2"	30	35	35	40	40	45	45	50	60	60	65	65	70	75	80				
8	2-1/2"	45	50	50	55	60	65	70	75	80	85	95	100	105	110	115				
10	2-1/2"	55	60	60	65	70	75	85	90	100	105	110	120	125	130	135	140			
	3"	60	65	70	75	80	85	95	100	110	115	120	125	130	140	145	150			
	3-1/2"	75	80	80	85	90	95	105	110	120	125	130	135	140	145	150	155			
12	2-1/2"	70	75	75	85	90	100	105	115	120	130	140	150	155	160	165	175			
	3	80	85	90	100	105	110	115	125	130	135	145	155	160	170	175	180			
	3-1/2"	95	100	105	110	115	120	125	135	145	150	160	165	170	175	180	190			
14	2-1/2"	85	90	95	100	110	120	135	145	165	180	195	205	215	225	235	245			
	3	95	100	105	115	120	130	145	155	180	195	210	220	230	240	250	260			
	3.5	105	110	115	130	140	150	160	175	190	205	220	230	240	245	255	265			
	4	130	135	140	150	160	170	185	200	210	220	235	245	255	260	275	280			
16	2.5	105	110	115	130	140	150	160	175	200	220	235	240	250	260	270	280			
	3	115	125	130	140	150	165	170	185	220	240	250	260	270	280	290	300			
	3.5	130	135	140	155	160	170	180	200	225	240	260	265	275	285	295	310			
	4	160	165	175	185	195	205	215	225	245	260	280	285	290	300	310	325			
18	2.5	125	130	140	160	170	185	200	215	240	265	280	300	310	320	330	350			
	3	135	150	160	180	190	205	215	230	250	275	290	305	320	335	345	360			
	3.5	145	155	160	180	200	215	225	240	265	275	295	310	330	345	355	375			
	4	175	185	190	215	225	235	250	270	295	310	330	355	375	400	410	430			
	4.5	200	205	210	235	250	260	275	290	315	325	345	370	385	410	425	450			

Continuación

20	2.5	145	160	170	190	200	215	230	260	300	310	330	350	370	390	400	420			
	3	160	170	180	200	220	240	250	275	300	320	350	365	380	390	400	420			
	3.5	170	180	195	210	225	240	270	285	300	330	360	375	390	400	415	435	500	550	600
	4	190	200	215	240	250	270	285	305	330	360	400	410	425	435	450	470	550	600	660
	4.5	210	225	235	265	280	290	305	325	350	375	400	425	440	455	475	500	580	630	700
	5																	600	650	700
	6																	750	825	900
24	3	200	210	230	250	265	285	300	325	400	425	450	475	500	510	525	550			
	3.5	215	225	245	265	280	300	315	350	400	435	460	485	500	515	535	560	600	675	750
	4	235	245	265	285	300	320	345	380	410	450	500	520	540	560	580	600	700	750	825
	4.5	255	265	280	300	315	335	370	400	460	480	500	550	570	590	610	635	725	800	900
	5	280	290	300	335	365	400	420	440	500	530	560	615	635	655	680	710	900	950	1050
	6																	1100	1200	1300
	7																	1100	1200	1300
8																	1200	1300	1400	
30	3	315	330	350	380	400	430	450	485	525	550	660	700	750	800	850	900			
	3.5	325	340	360	390	410	440	475	500	550	600	660	700	750	800	850	900	925	1000	1100
	4	350	375	400	425	450	475	500	525	575	635	700	750	800	825	860	900	1100	1200	1300
	4.5	370	385	400	435	460	490	520	550	600	650	700	780	815	860	900	950	1100	1200	1400
	5	400	420	440	470	500	525	550	580	630	690	750	840	870	900	950	1000	1200	1300	1400
	6	525	550	575	600	625	650	680	740	775	825	875	900	925	950	1000	1050	1500	1600	1700
	7	550	560	575	600	650	675	725	750	800	850	900	950	975	1000	1050	1100	1500	1700	1800
	8																	1600	1800	1900
	10																	2200	2300	2500
36	3.5	450	475	500	550	590	625	650	675	800	840	880	925	950	1000	1075	1150	1400	1500	1700
	4	475	500	540	575	600	650	675	700	800	850	900	950	975	1000	1100	1200	1400	1500	1700
	4.5	490	500	550	600	625	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1200	1500	1600	1800
	5	530	550	575	630	675	700	735	775	850	925	960	1000	1050	1100	1200	1300	1700	1900	2100
	6	635	660	690	735	765	800	835	875	1000	1030	1100	1250	1250	1275	1300	1400	1900	2000	2200
	7	725	750	800	850	900	950	1000	1050	1150	1175	1250	1375	1375	1400	1475	1550	2000	2100	2300
	8			850	900	950	1000	1050	1100	1200	1250	1300	1450	1450	1500	1550	1600	2100	2300	2500
	10																	2700	2900	3200

TABLA 28
DISTANCIAS MINIMAS DE TRANSICION RECOMENDADAS

Angulo del rodillo	% del valor de transicion	Faja tejida	Faja con alma de acero
20°	Mayor de 90	0.9b	2.0b
	60 a 90	0.8b	1.6b
	Menos de 60	0.6b	1.0b
35°	Mayor de 90	1.6b	3.4b
	60a 90	1.3b	2.6b
	Menos de 60	1.0b	1.8b
45	Mayor de 90	2.0b	4.0b
	60 a 90	1.6b	3.2b
	Menos de 60	1.3b	2.3b

TABLA N° 29

VALORES DE "A"	
Diametro de ejes en pulgadas	A
1-3/16" a 2-7/16"	N+ 1-5/8"
2-11/16 a 2-15/16"	N + 1-3/4"
3-7/16"	N + 2-1/2"
3-15/16"	N + 2-3/4"
4-7/16"	N + 3
4-15/16"	N + 3-1/4"
5-7/16" a 6"	N + 4 -1/2"
6-1/2" a 7"	N + 5"
7-1/2" a 8"	N + 5-1/4"
8-1/2" a 10"	N + 6-1/4"

CONCLUSIONES

1. Todos los cálculos, tablas, recomendaciones, sugerencias y demás información técnica han sido tomadas de CEMA Handbook Of Belt Conveyor for Bulk Materials, o de catálogos proporcionados por fabricantes que emplean las normas CEMA en sus productos.
2. Para el diseño y cálculo de resultados de la fase de selección de componentes (banda, rodillos, tambores, sistemas de limpieza, sistema de transmisión de potencia) han sido consultados en catálogos de fabricantes específicos como FLEXCO, RUMELCA, SEW sin embargo esto no obliga al usuario a emplear a estos Fabricantes como exclusivos en sus diseños.
3. El conocimiento sobre diseño de transportadores de fajas es muy importante en la vida profesional de ingenieros de mantenimiento y de Producción en plantas de acarreo de material, toda vez que las empresas mineras, agroindustriales, cementeras están en constante crecimiento por lo que cada vez más necesitarán profesionales en esta área.
4. Los transportadores de fajas son equipos que producen pocos accidentes, debido a la escasa presencia de operarios de la unidad y por ende a la reducida manipulación de las mismas.

5. En los costos de fabricación solamente se incluyen los costos relativos a los componentes, no incluyéndose costos de equipos externos, como chute, estructuras, que no forma parte del alcance del proyecto del informe de Suficiencia.

Recomendaciones

1.- Como información importante debo mencionar que existe estudios avanzados de las bondades de las estructuras tensegríticas aplicados en bandas transportadoras cuya característica de la estructura es comportarse como un todo, por lo que es factible empleo de materiales de forma económica y rentable, ofreciendo altos valores resistentes para una reducida cantidad de material, esta estructuras no sufren a torsión y el pandeo es un fenómeno raramente presente en ellas debido a la reducida esbeltez de sus elementos comprimidos. Es posible que en un futura no muy lejano los diseños estructurales en transportadores de cintas tendrán presente este fenómeno con el fin de optimizar costos de fabricación.

2.-Para proyectos de fabricación de transportadores de banda de gran longitud y capacidad, donde la potencia requerida del sistema de accionamiento sea relativamente grande, mayor a 100 HP, deberá tenerse presente el tiempo de demora en la adquisición, y contemplarlo en el cronograma del proyecto, para no sufrir atrasos en el plazo de entrega, el cual implicaría penalidades por no cumplir con la fecha de entrega.

3.-Las cintas transportadoras respecto a otros tipos de transporte de acarreo de material, son más económicos y por ende más rentables, de allí el incremento de sus fabricaciones en sectores mineros, cementeros y agroindustriales.

BIBLIOGRAFÍA

1. **Materials Handling and Processing Equipment Link-Belt-1958**
2. **Conveyor Equipments Manufacturers Association-CEMA Belt Conveyor for Bulk Materials, Third edition, published by CEMA 1988.**
3. **Agustín López Roa.- Cintas Transportadoras. Año 2002.**
4. **Diseño de elementos de máquinas II Ing. Fortunato Alva Dávila Año 2011.**
5. **Apuntes de clases del curso de Maquinaria Industrial, del Ingeniero Carlos Arguedas año 1986.**
6. **–Consulta en Internet catálogos Flexco, Copmec, Rumelca.**

PLANOS

Se adjuntan los planos de los componentes así como el arreglo general del transportador.

APENDICE

Tabla N°1.- Descripción de la clase de material.

Tabla N°2.-Peso estimado de la cinta transportadora.

Tabla N°3.-Diametro de ejes de Rodillos Estandar CEMA.

Tabla N°4.-Capacidad de la Faja Transportadora.

Tabla N°5.-Carga admisible sobre rodillos según CEMA

Tabla N°6.-Distancia entre rodillos de carga y retorno (Si)

Tabla N°7.-Factor de tamaño del material "Kt"

Tabla N°8.-Factor de mantenimiento "Km"

Tabla N°9.-Factor de servicio "Ks"

Tabla N°10.-Factor de velocidad de la correa "Kv"

Tabla N°11.-Factor "Kx" para diámetros de polines y sus respectivos ejes

Tabla N°12.-Factor por flexión de la correa "Ky"

Tabla N°13.-Factores de corrección "Ky"

Tabla N°14.-Tension por resistencia de las poleas.

Tabla N°15.-Factor de fricción del faldón.

Tabla N°16.-Factor de Tensión "Cw"

Tabla N°17.-Calculo de las tensiones de las correas según flechas.

Tabla N°18.-Maxima tensión de las poleas.

Tabla N°19.-Selección de ejes para poleas en función de la carga Radial Resultante.

Tabla N°20.-Recomendación del ancho de polea

Tabla N°21.-Factores de momento y de torsion.

Tabla N°22.-Rango de tensión de las correas.

Tabla N°23.-Calidad de servicio en el recubrimiento de la correa.

Tabla N°24.-Espesor de recubrimiento de la capa superior de la correa en función del tamaño del material.

Tabla N°25.- Diámetro máximo del eje en función del diámetro de la polea.

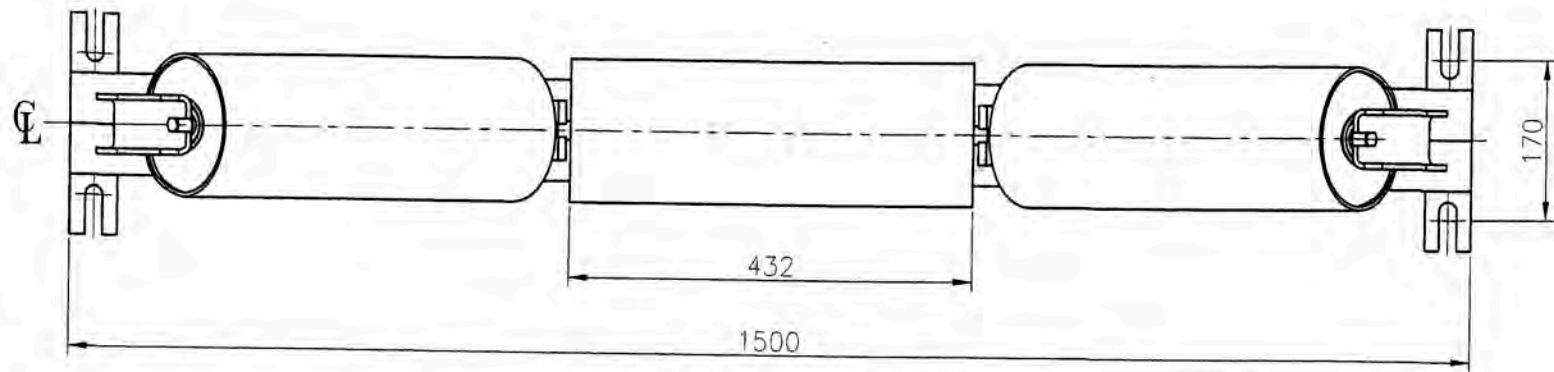
Tabla N°26.-Factor de concentración de esfuerzos de fatiga.

Tabla N°27.-Peso de poleas de Acero Soldado .

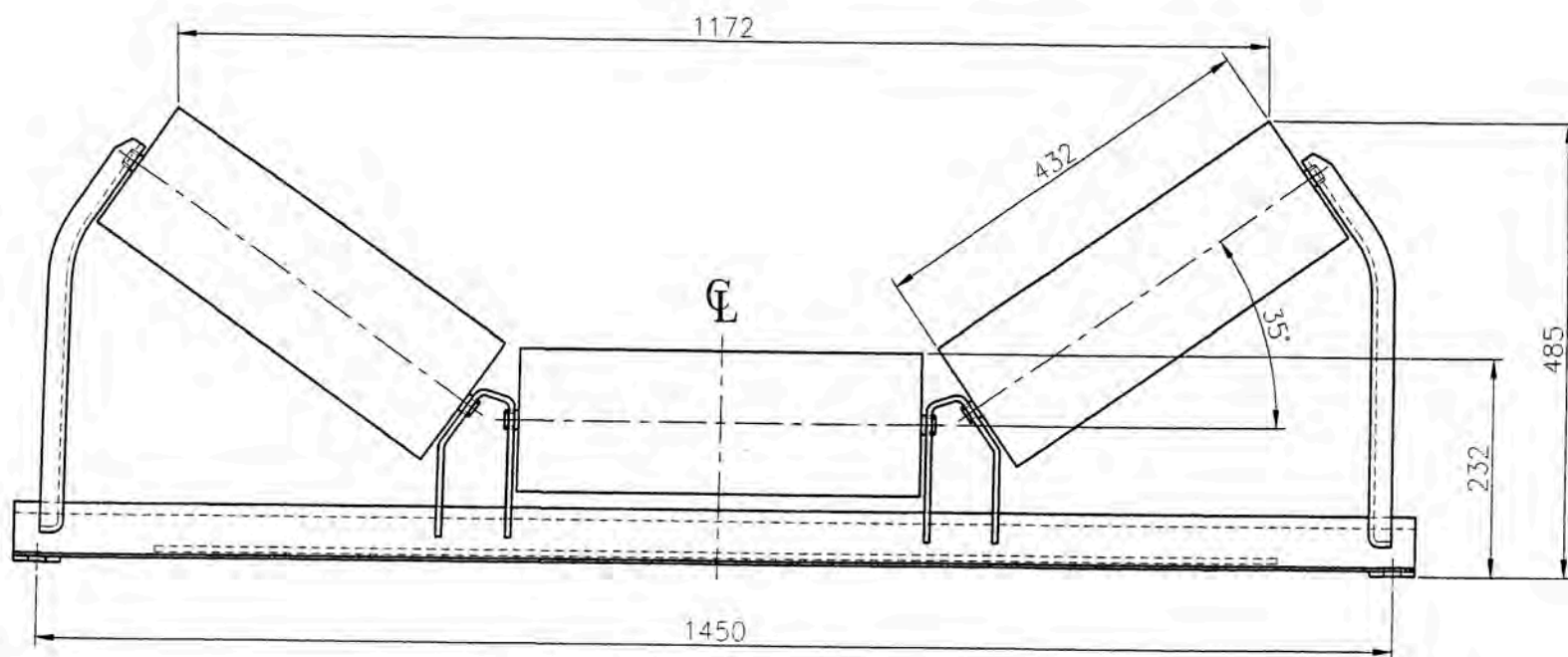
Tabla N°28.-Distancia mínima de transición.

Tabla N°29.-Valores de “A” en función de “N”

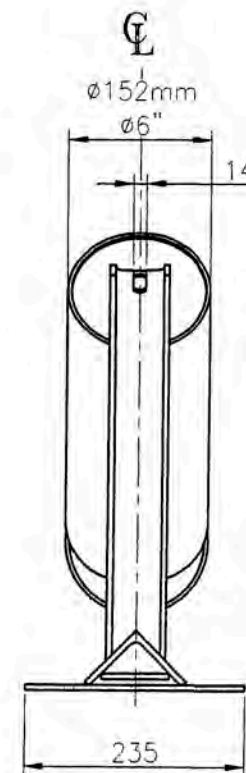
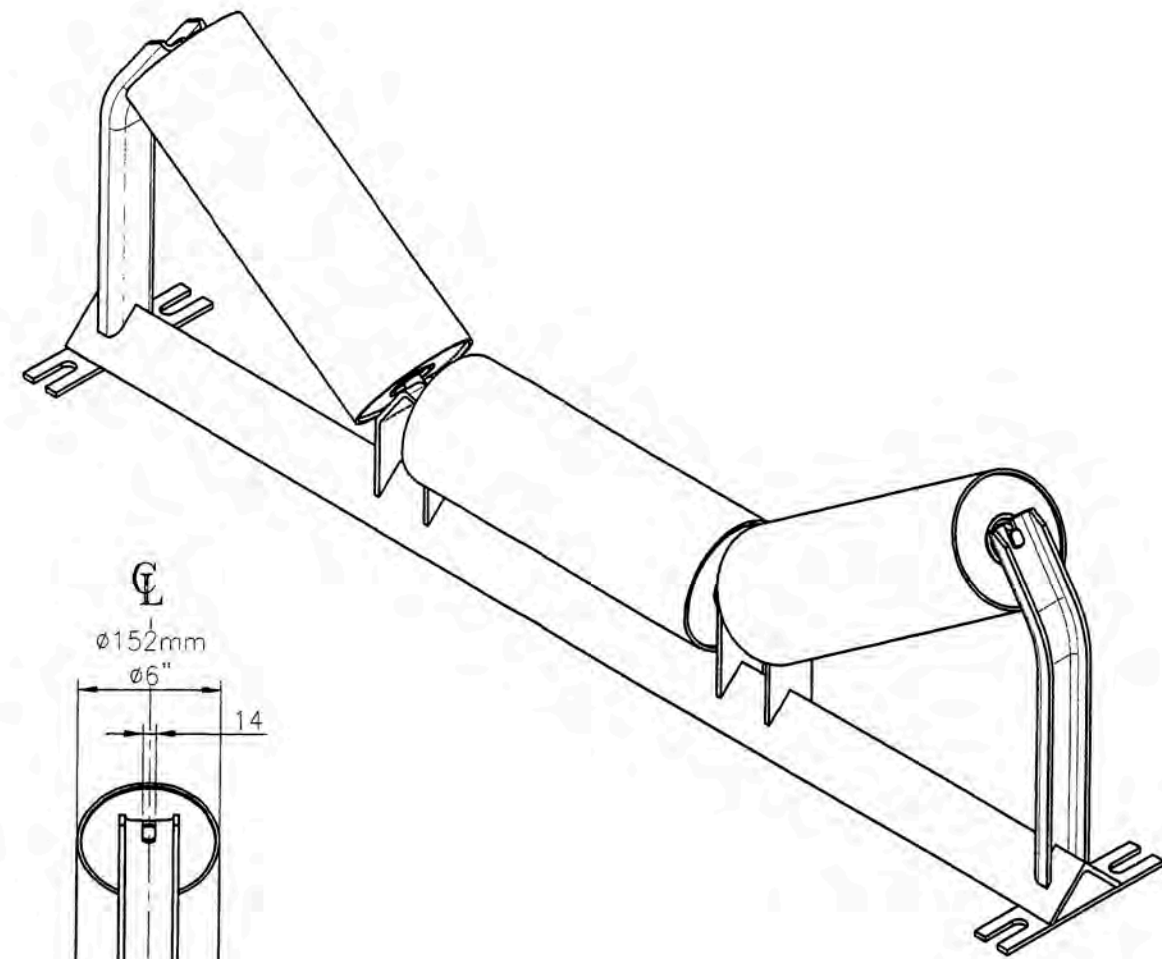
Tabla N°30.-Rango admisible diámetros de ejes en función de ancho de polea.





VISTA SUPERIOR
ESC.:(1:10)

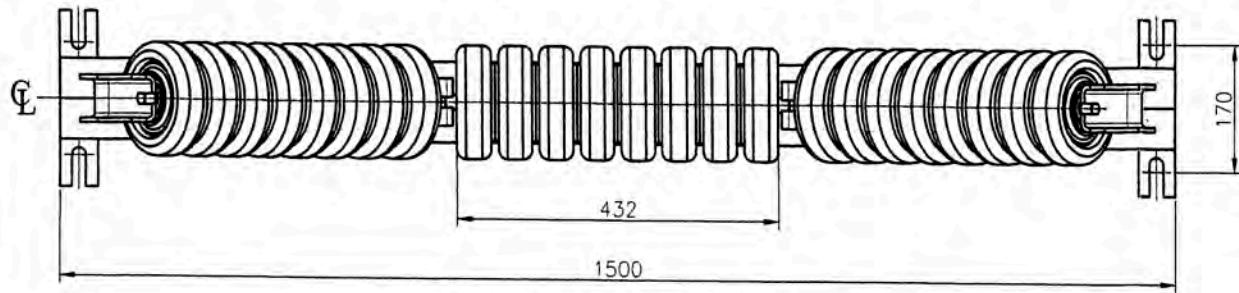


VISTA FRONTAL
ESC :(1:10)

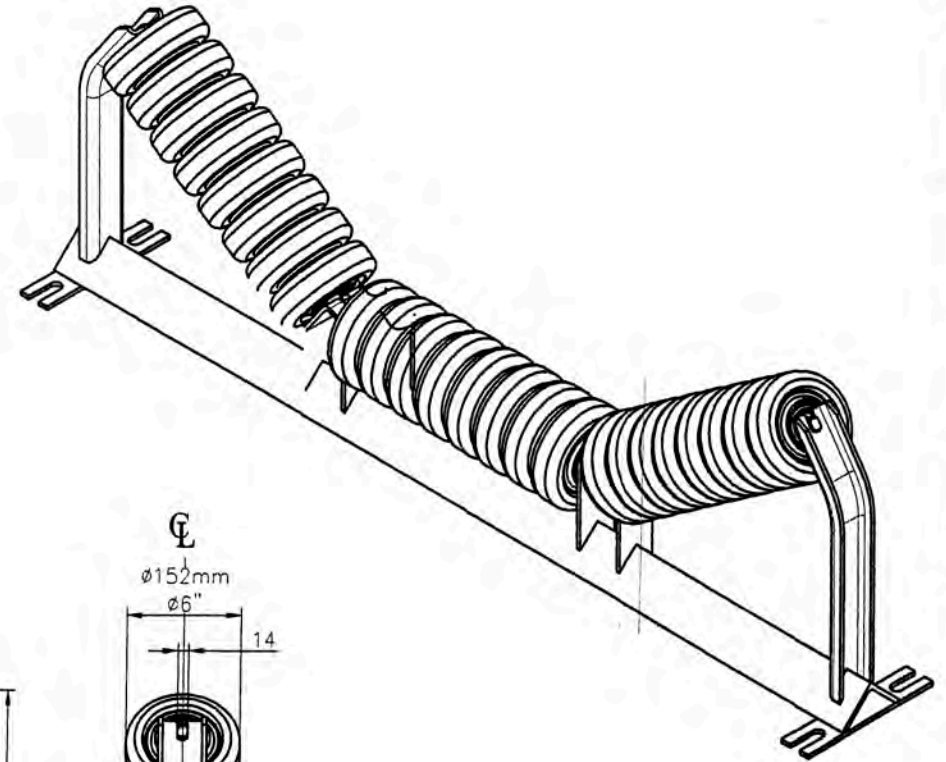


VISTA LATERAL
ESC :(1:10)

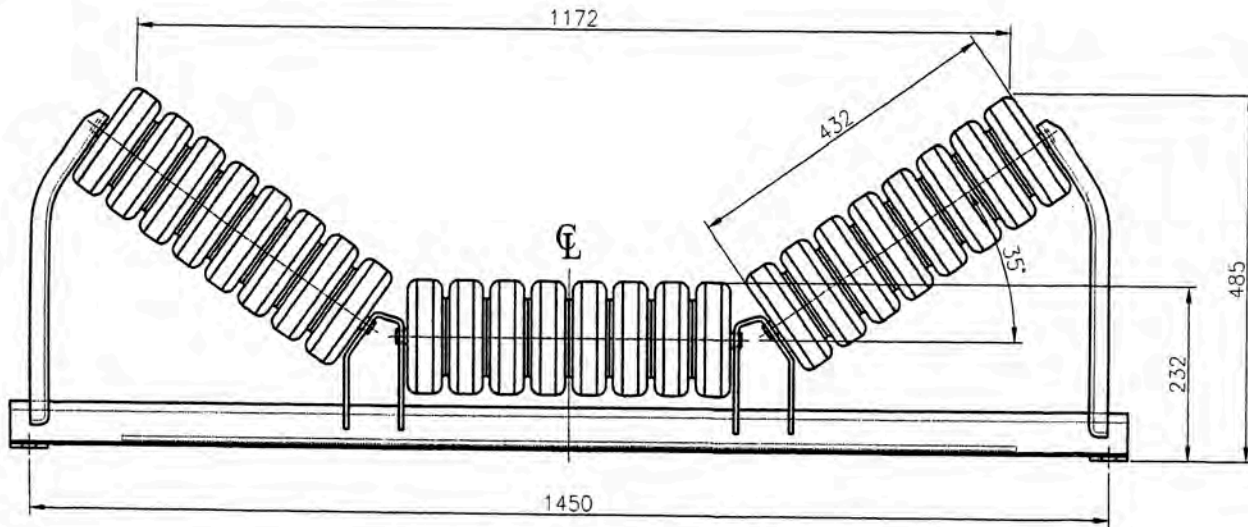
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA <small>FACULTAD : INGENIERIA MECANICA</small>	DIBUJO	D.GARCIA	30/09/13	ESCALA
	DISEÑO	D. GARCIA	30/09/13	1:10
	REVISO	D. GARCIA	30/09/13	REV.
	APROBO	D. GARCIA	30/09/13	1
PROYECTO: DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA DE 1200 V/h DE 48" ANCHO Y 325' LONGITUD	PLANO: FABRICACION DETALLE: ESTACION DE POLINES ONT-35 PLANO N°: # FT-1000-01-A3			



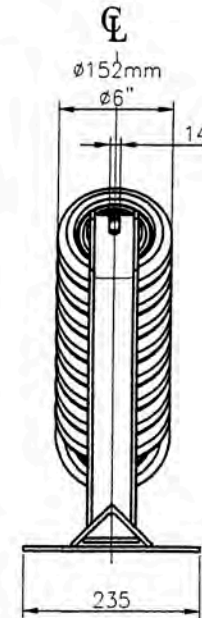
VISTA SUPERIOR
ESC : (1:10)


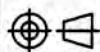


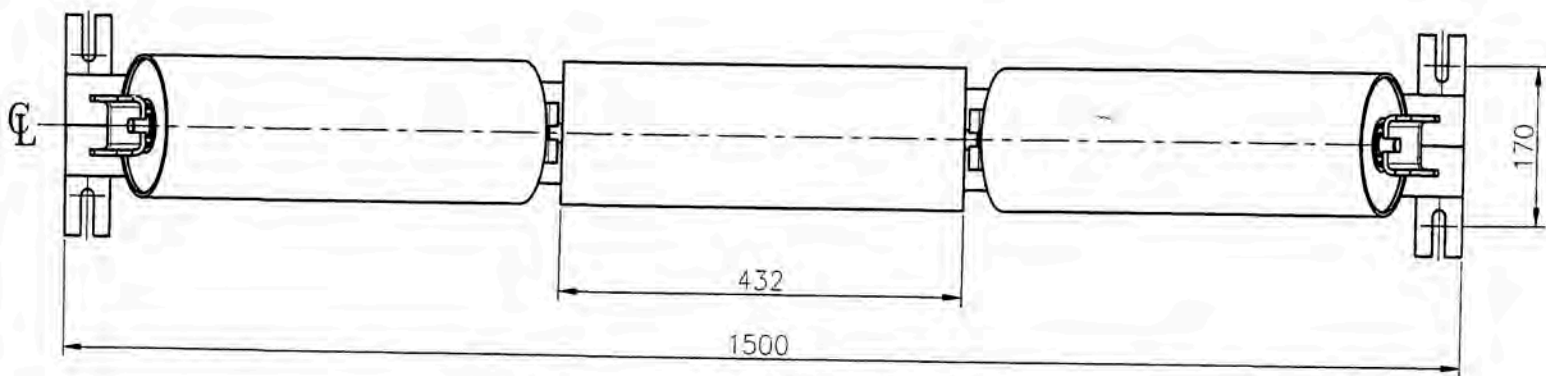
VISTA LATERAL
ESC : (1:10)



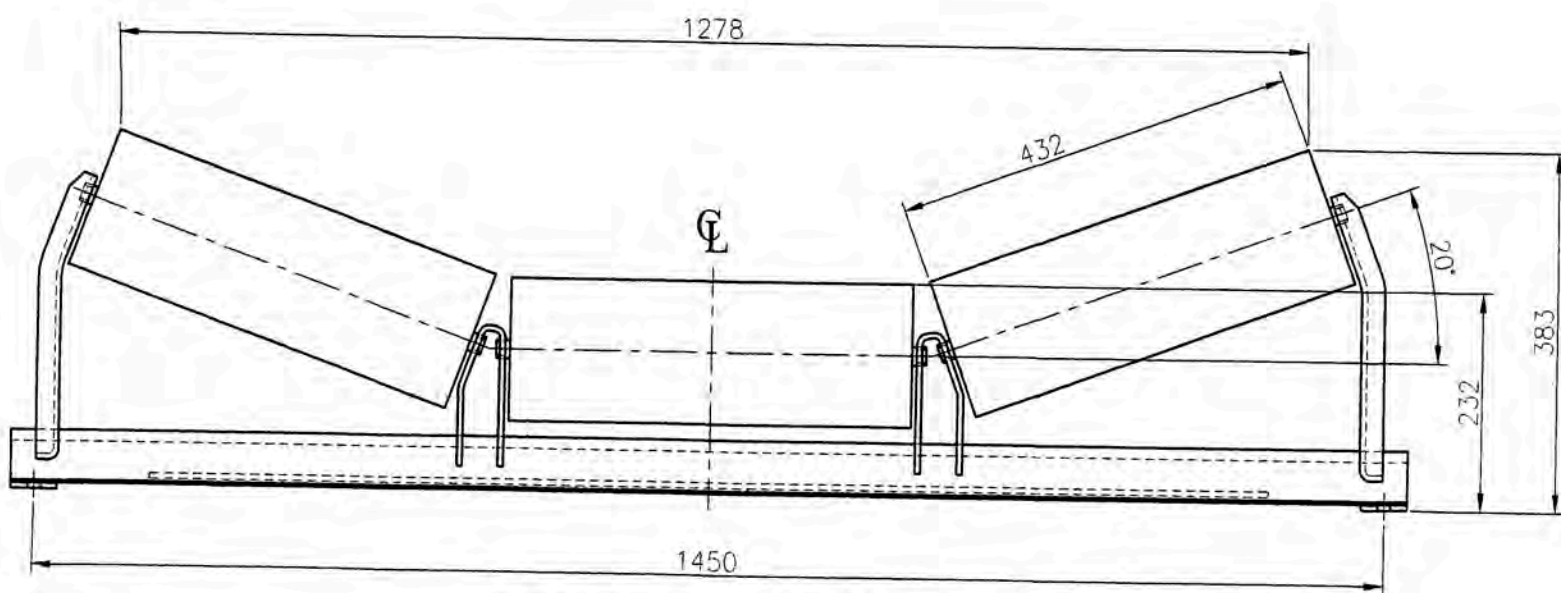
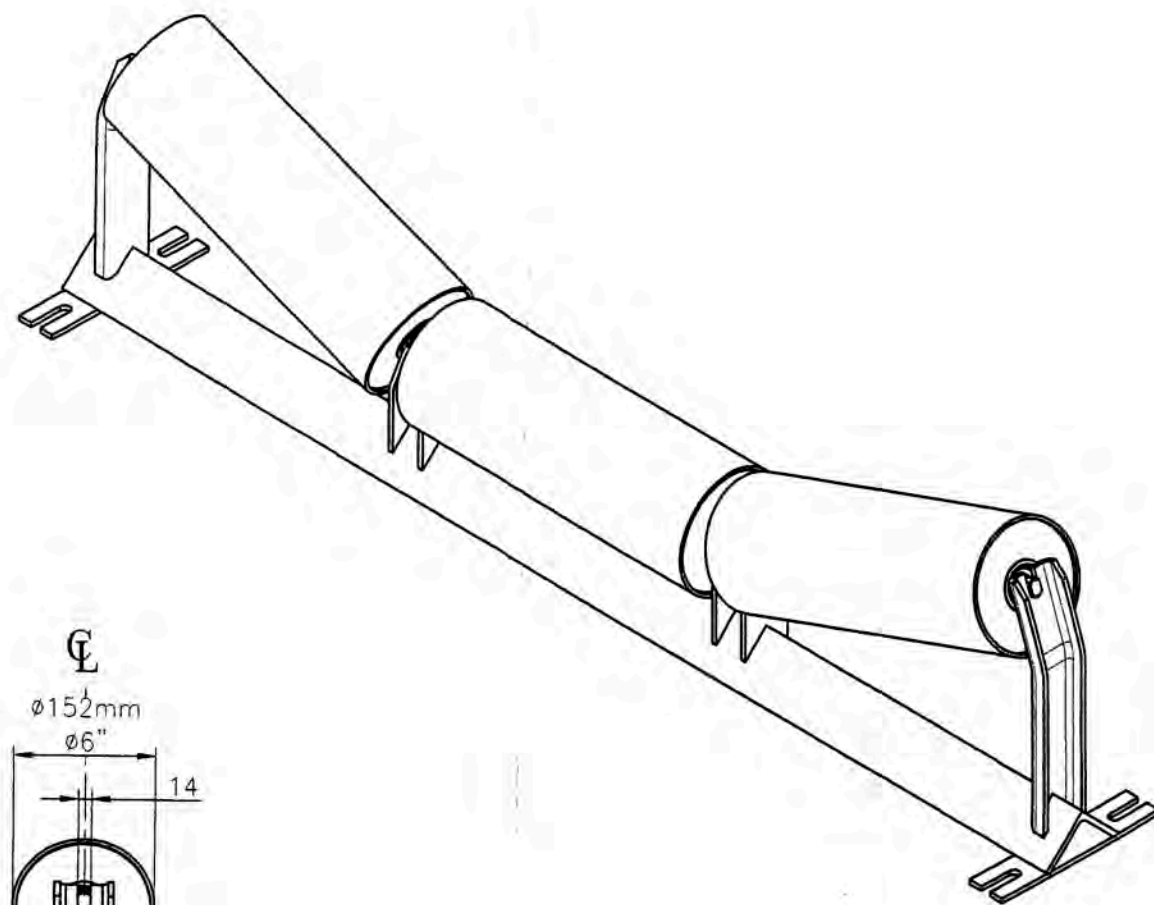
VISTA FRONTAL
ESC : (1:10)



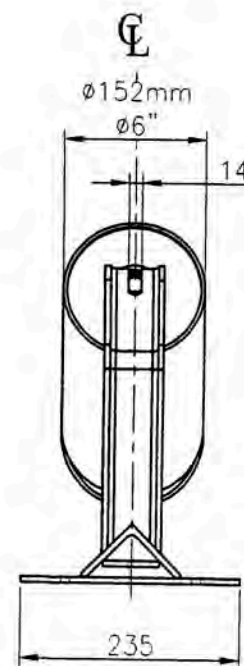
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA <small>FACULTAD : INGENIERIA MECANICA</small>	DIBUJO	D. GARCIA	30/09/13	ESCALA
	DISEÑO	D. GARCIA	30/09/13	1:10
	REVISO	D. GARCIA	30/09/13	REV.
	APROBO	D. GARCIA	30/09/13	1
PROYECTO:	PLANO: FABRICACION			
DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA DE 1200 l/ft DE 48" ANCHO Y 326' LONGITUD		DETALLE: ESTACION DE POLINES QT-35		
PLANO N°: 2		FT-1000-02-A3		





VISTA SUPERIOR
ESC : (1:10)

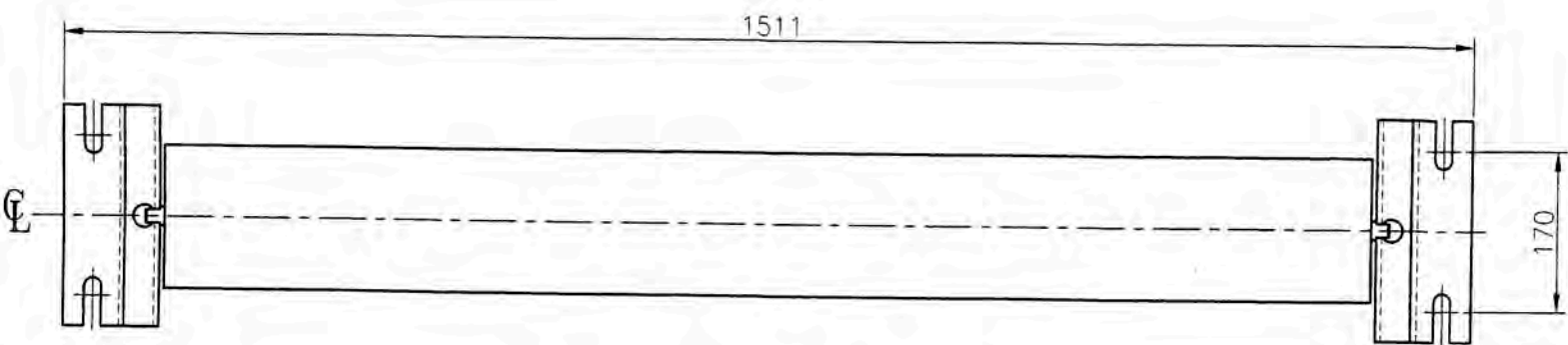


VISTA FRONTAL
ESC : (1:10)

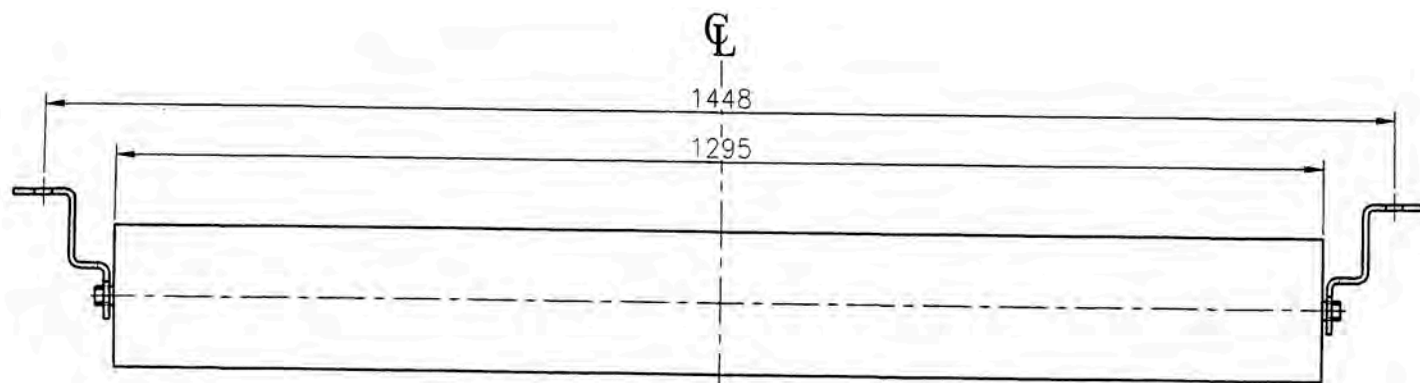


VISTA LATERAL
ESC : (1:10)

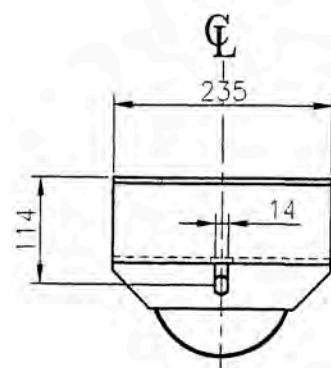
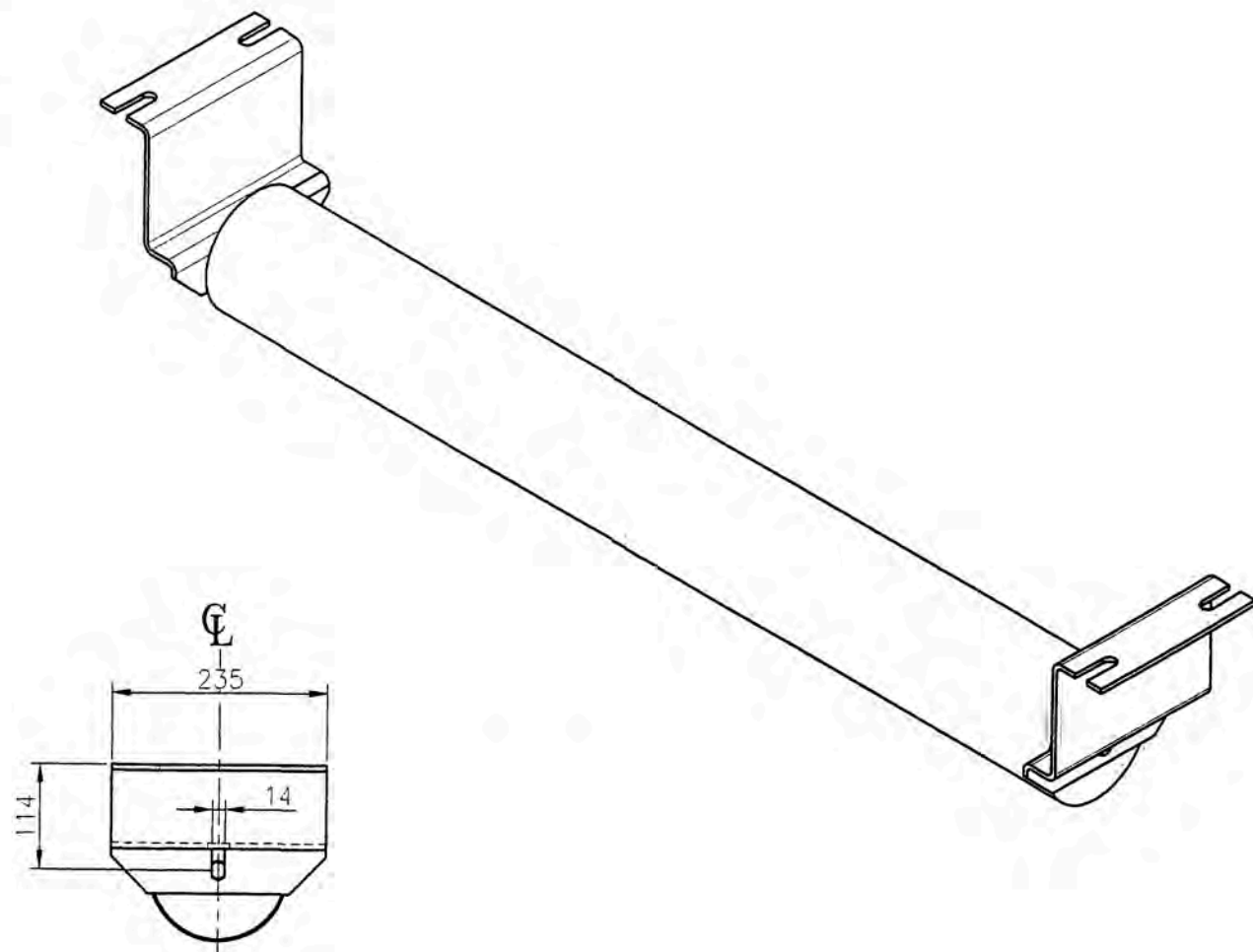
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA <small>FACULTAD : INGENIERIA MECANICA</small>	DIBUJO	D. GARCIA	30/09/13	ESCALA
	DISEÑO	D. GARCIA	30/09/13	1:10
	REVISO	D. GARCIA	30/09/13	REV.
	APROBO	D. GARCIA	30/09/13	1
PROYECTO: DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA DE 1200 t/h DE 48° ANCHO Y 326' LONGITUD	PLANO: FABRICACION			
	DETALLE: ESTACION DE POLINES CNT-20 PLANO Nº: 3 FT-1000-03-A3			



VISTA SUPERIOR
ESC : (1:10)

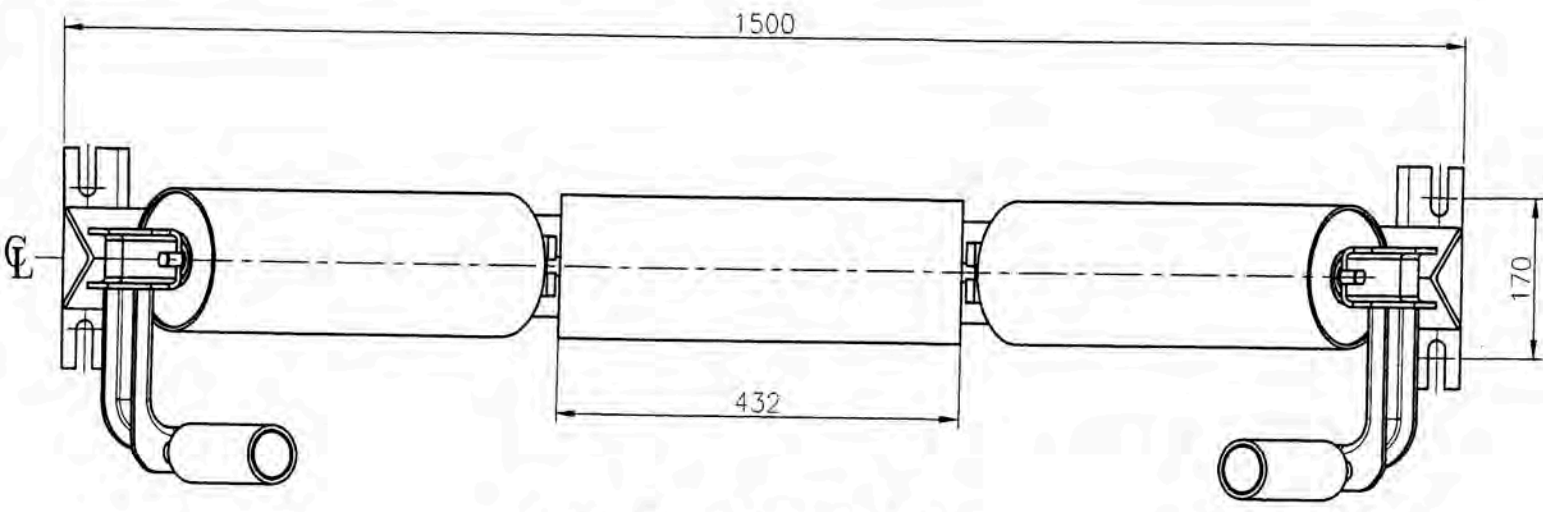


VISTA FRONTAL
ESC : (1:10)

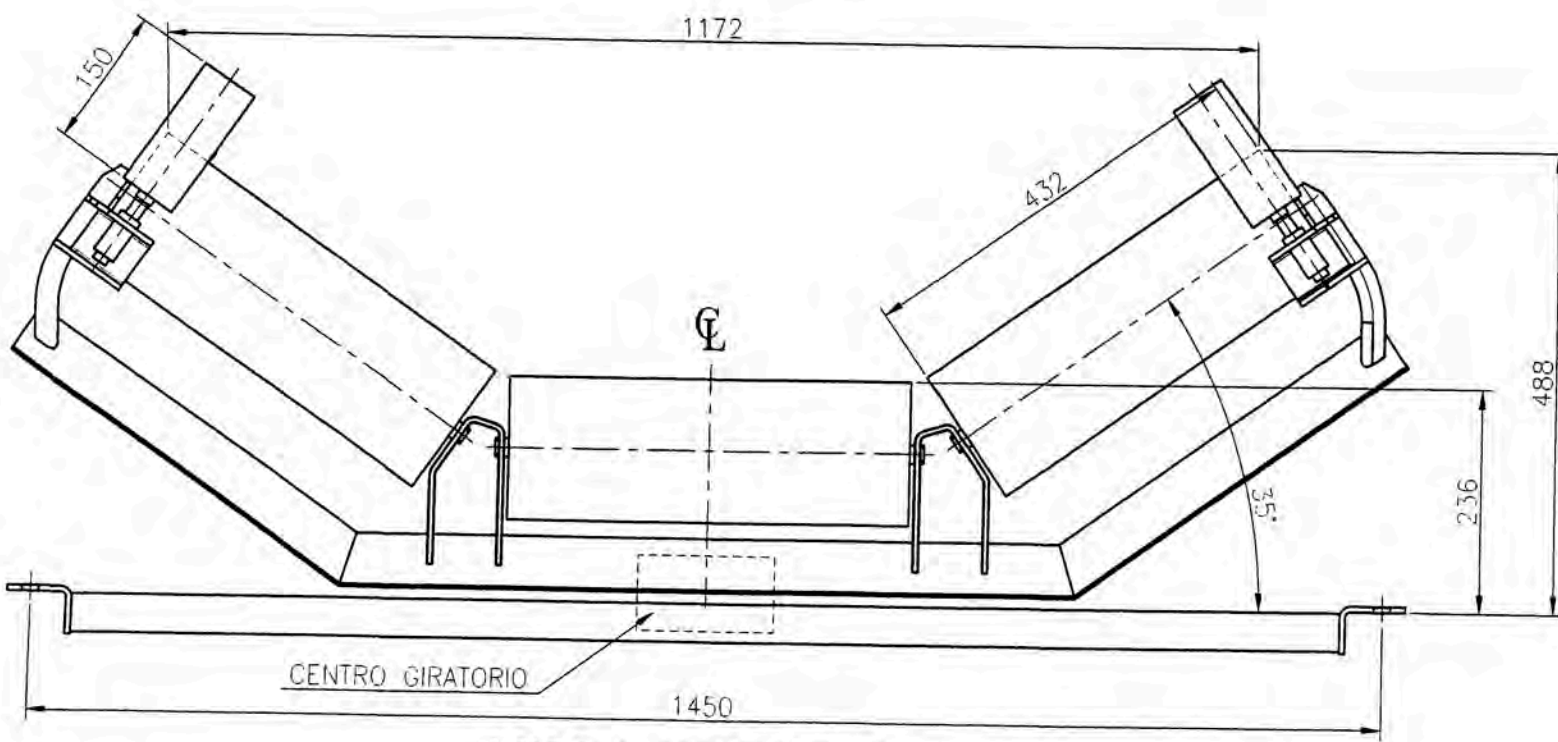
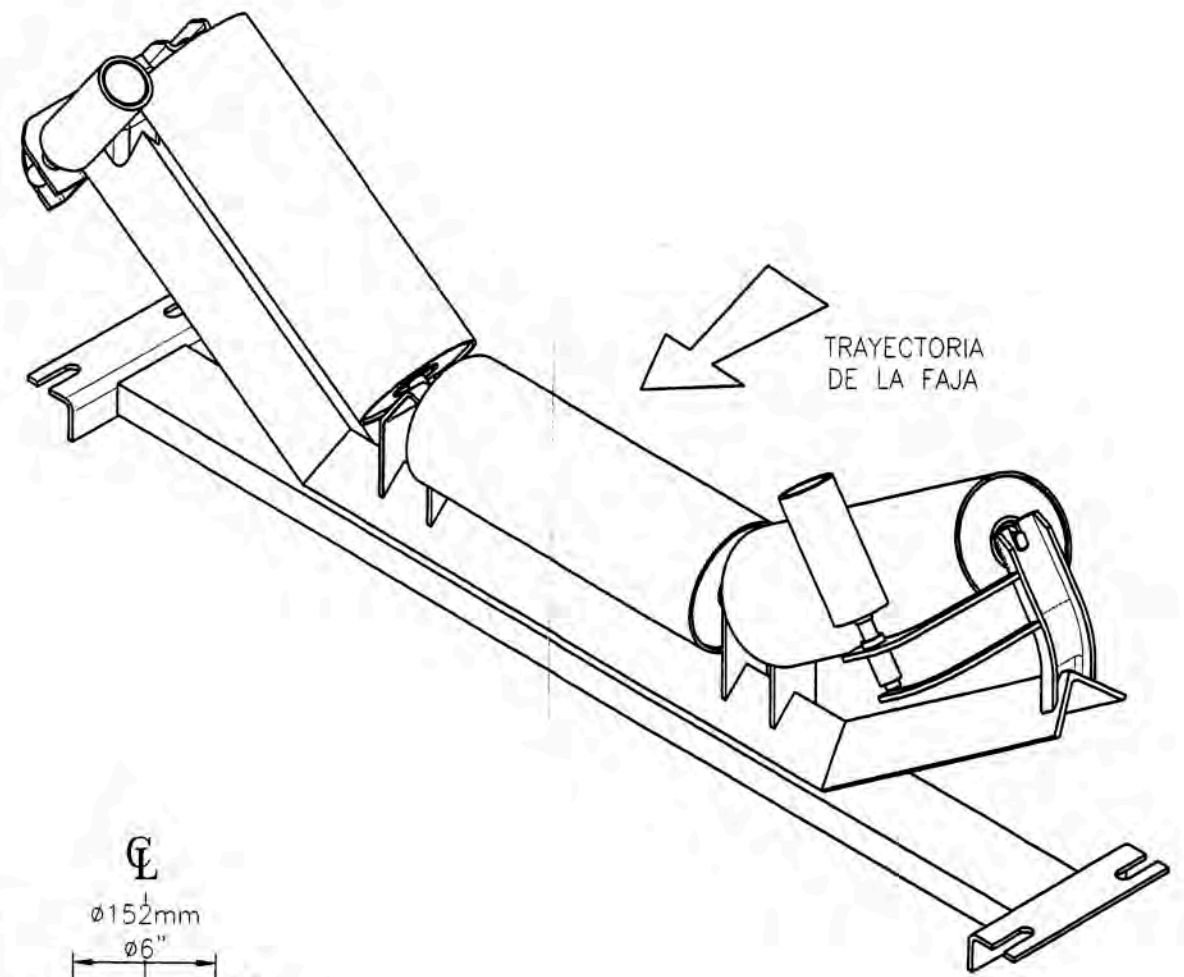


VISTA LATERAL
ESC : (1:10)

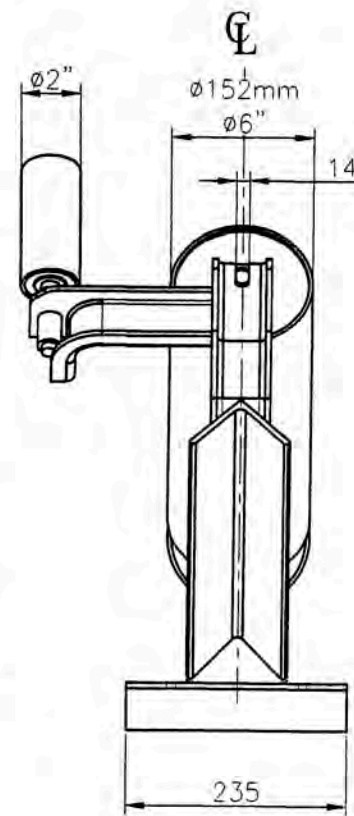
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA <small>FACULTAD : INGENIERIA MECANICA</small>	DIBUJO	D. GARCIA	30/09/13	ESCALA
	DISEÑO	D. GARCIA	10/09/13	1:10
	REVISO	D. GARCIA	30/09/13	REV.
	APROBO	D. GARCIA	30/09/13	1
PROYECTO: DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA DE 1200 t/h DE 48° ANCHO Y 326' LONGITUD	PLANO: FABRICACION DETALLE: ESTACION DE POLINES RNS PLANO N°: 4 FT-1000-04-A3			


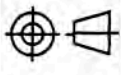


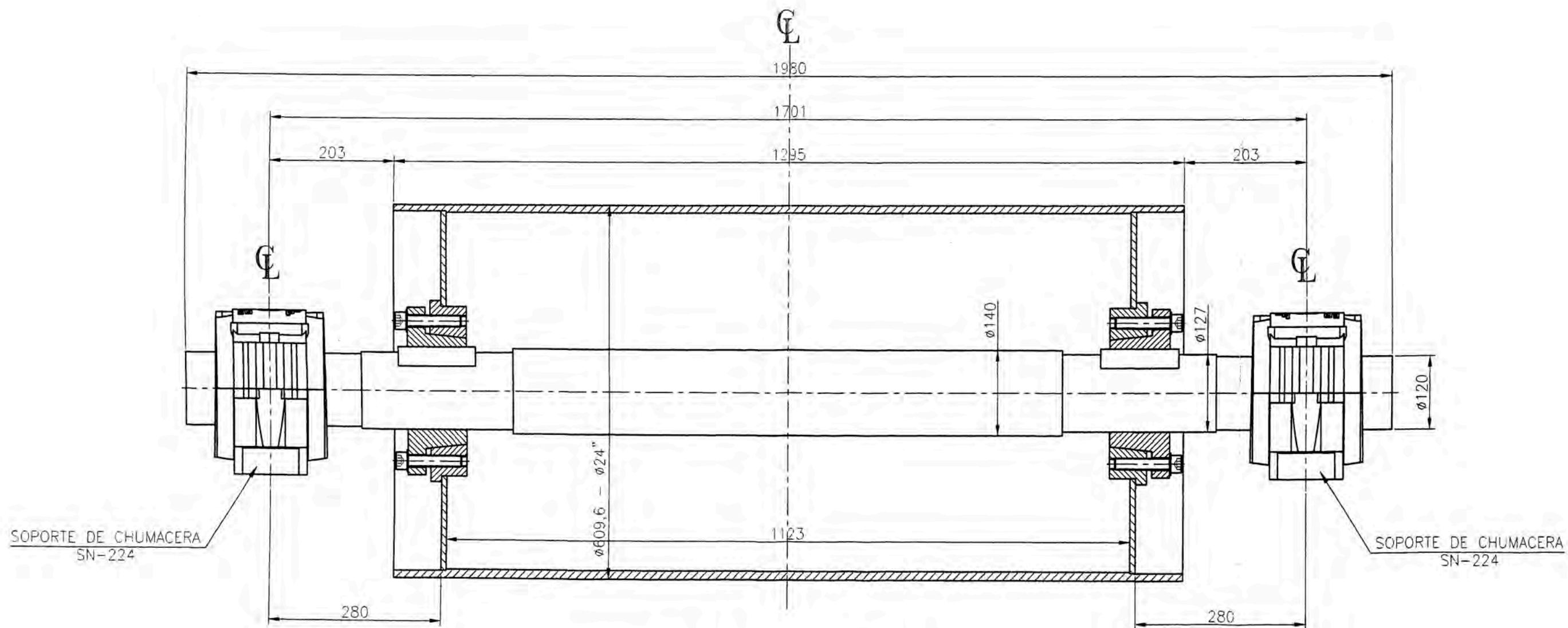
VISTA SUPERIOR
ESC : (S:E)




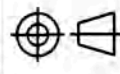
VISTA FRONTAL
ESC : (S:E)

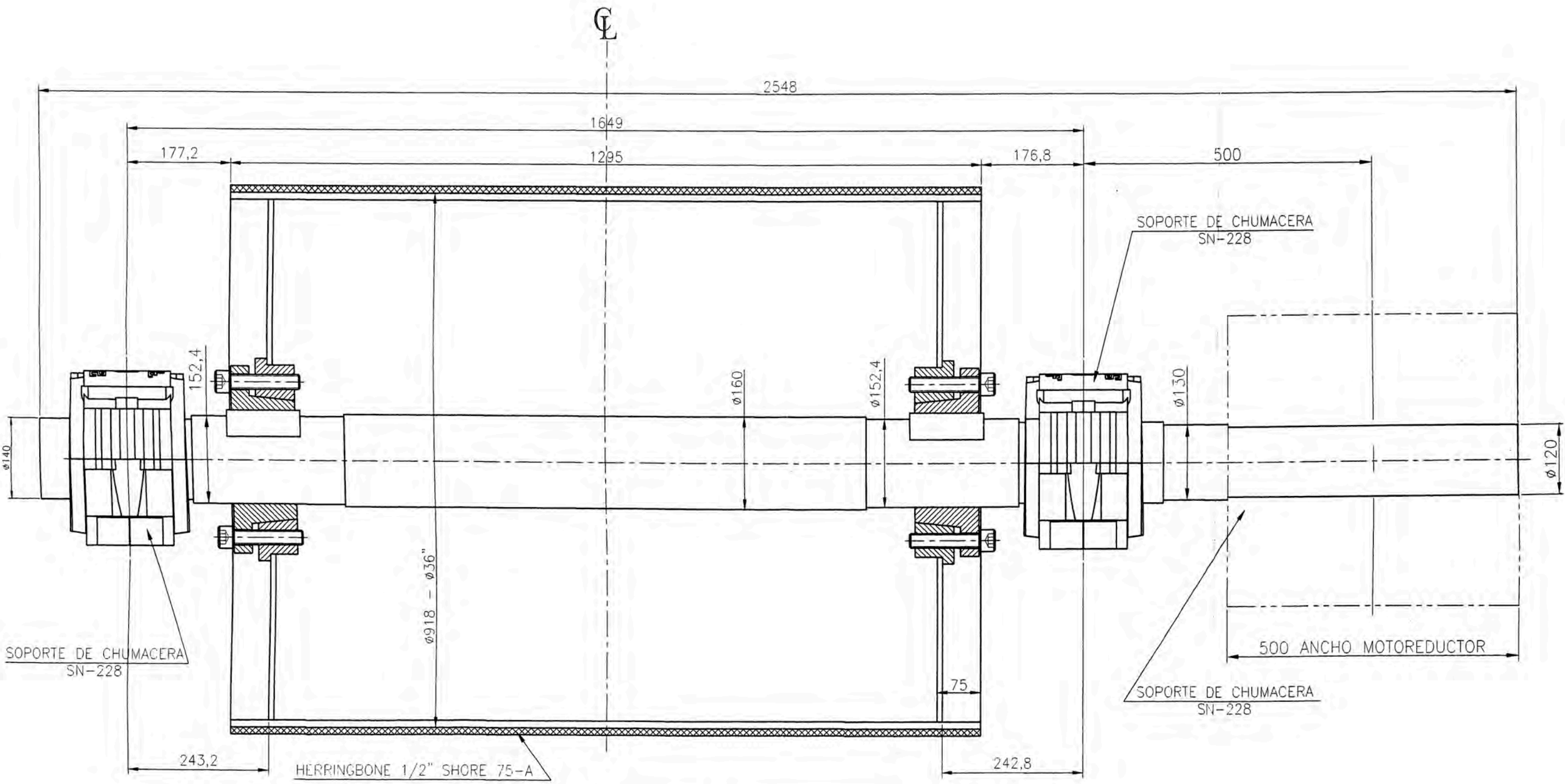


 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA <small>FACULTAD : INGENIERIA MECANICA</small>	DIBUJO	D. GARCIA	30/09/13	ESCALA	
	DISEÑO	D. GARCIA	30/09/13	1:10	
	REVISO	D. GARCIA	30/09/13	REV.	
	APROBO	D. GARCIA	30/09/13	1	
PROYECTO: DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA DE 1200 t/h DE 48" ANCHO Y 326' LONGITUD	PLANO: FABRICACION			ESTACION DE POLINES CAT-35	
PLANO N°: 5			FT-1000-05-A3		



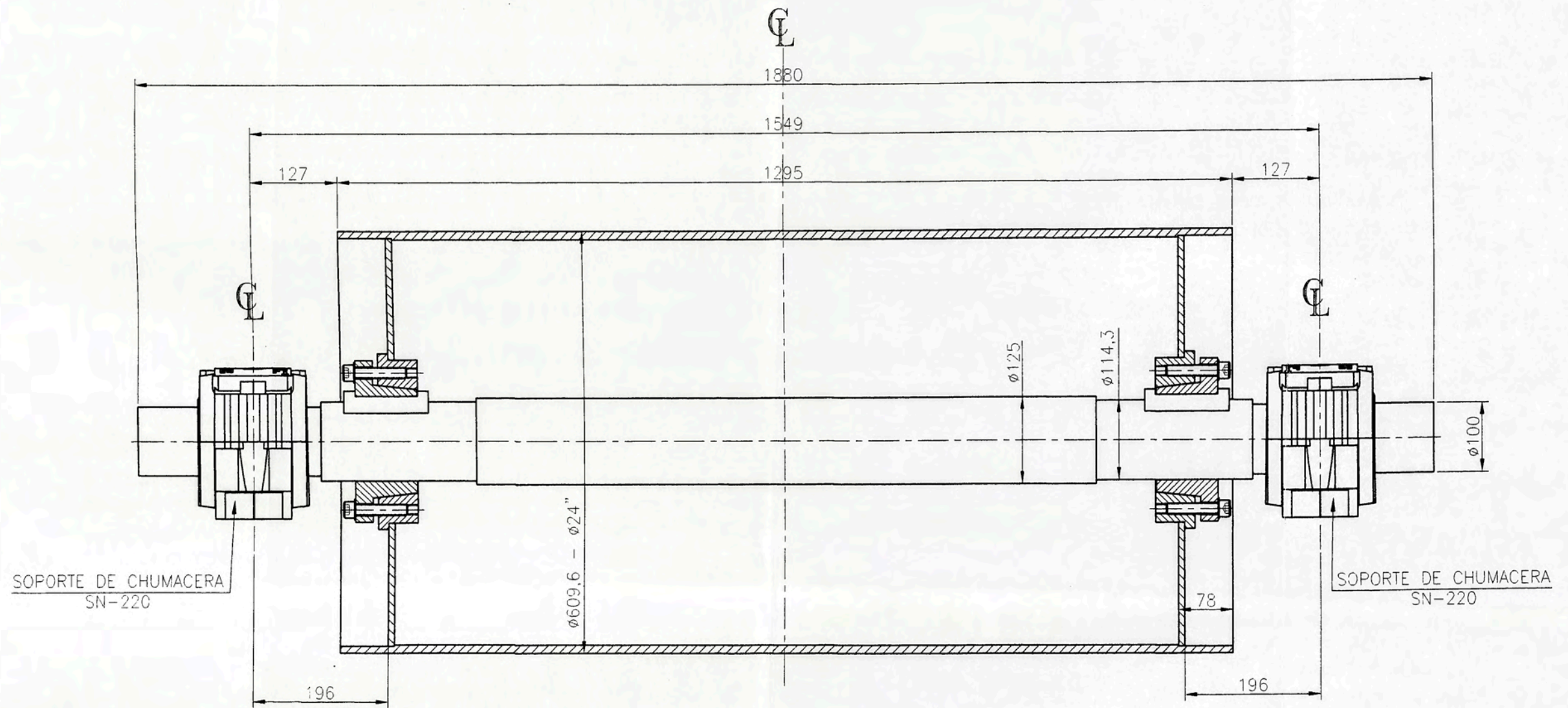
POLEA DE COLA
 ESC : (1:10)

 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA <small>FACULTAD : INGENIERIA MECANICA</small>	DIBUJO	D. GARCIA	30/09/13	ESCALA
	DISEÑO	D. GARCIA	30/09/13	1:10
	REVISO	D. GARCIA	30/09/13	REV.
	APROBO	D. GARCIA	30/09/13	1
PROYECTO: DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA DE 1200 l/h DE 48" ANCHO Y 326" LONGITUD	PLANO: FABRICACION DETALLE: POLEA DE COLA Ø24-48"			
	PLANO N°: 6	FT-1000-06-A3		




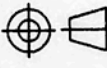
POLEA MOTRIZ
 ESC : (1:10)

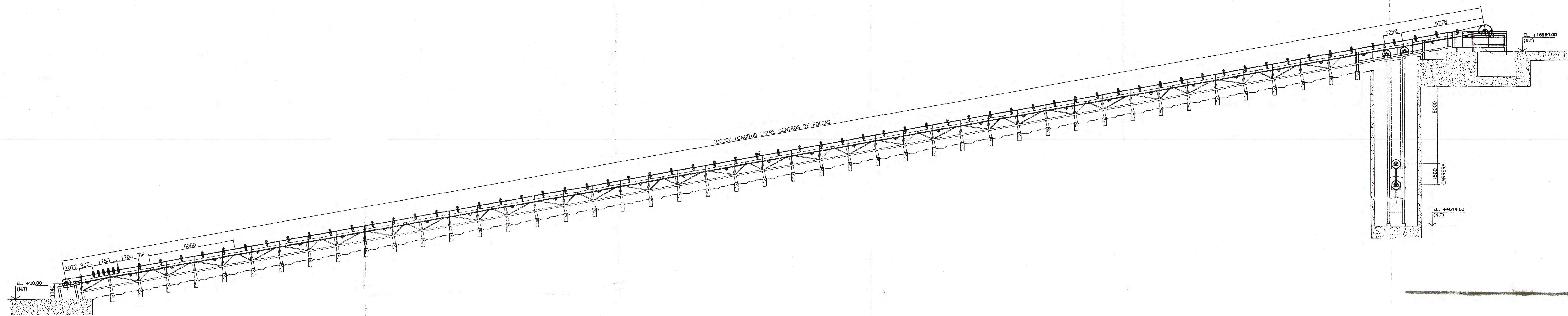
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA <small>FACULTAD : INGENIERIA MECANICA</small>	DIBUJO	D. GARCIA	30/09/13	ESCALA	1:10
	DISEÑO	D. GARCIA	30/09/13	REV.	
	REVISO	D. GARCIA	30/09/13		1
	APROBO	D. GARCIA	30/09/13		
PROYECTO: DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA DE 1200 t/h DE 48" ANCHO Y 326' LONGITUD	PLANO: FABRICACION DETALLE: POLEA MOTRIZ Ø36"-48"				
	PLANO Nº: 7	FT-1000-07-A3			



POLEA DEFLECTORA SUPERIOR/INFERIOR

ESC : (1:10)

 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD : INGENIERIA MECANICA	DIBUJO	D. GARCIA	30/09/13	ESCALA	1:10
	DISEÑO	D. GARCIA	30/09/13	REV.	
	REVISO	D. GARCIA	30/09/13		1
	APROBO	D. GARCIA	30/09/13		
PROYECTO: DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA DE 1200 t/h DE 48" ANCHO Y 326' LONGITUD	PLANO: FABRICACION				
DETALLE: POLEA MOTRIZ Ø36"-48"	PLANO Nº: 9 FT-1000-07-A3				



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA <small>PROYECTO INGENIERIA MECANICA</small>	DISEÑO D. GARCIA REVISO D. GARCIA APROBADO D. GARCIA	10/08/13 10/08/13 10/08/13	ESCALA 1:10 REV. 1
	PROYECTO: DISEÑO DE UNA FAJA TRANSPORTADORA DE 1200 EN DE 48" ANCHO Y 326' LONGITUD.	PLANO: FABRICACION	
	DETALLE: ESTACION DE POLINES CNT-35	PLANO N°: FT-1000-01-A3	