



T
621.54
A283

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA



**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TRANSPORTADOR DE
BANDA PARA CONDUCIR 100 TON./HORA DE CAL VIVA”**

TESIS DE GRADO

Previa la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Fredy Mauricio Aguilar Román

Guayaquil

Año
1.997

Ecuador

AGRADECIMIENTO



D-17583

A la Empresa Calcáreos Huayco S.A. y en especial a sus Gerentes Ing. Galo Betancourt e Ing. Kim Sermersheim por haberme brindado la oportunidad de superarme profesionalmente y permitirme presentar mi Tesis de Grado de Base de un Proyecto que Desarrolle y Ejecute en la Empresa.

DEDICATORIA



A Dios, a quien todo lo debo, por haberme iluminado siempre en el Saber y la Perseverancia.

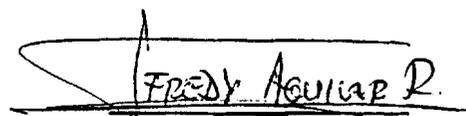
A mis Padres, que desde la distancia y con sacrificio me supieron apoyar y hacer de mi, quien ahora soy.

A mi Esposa, por su Apoyo Moral y Compañera Fiel de mi Trajín.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).

A handwritten signature in black ink, reading "FREDY AGUILAR R.", is written over a horizontal line. The signature is stylized and appears to be a cursive or semi-cursive script.

Fredy M. Aguilar R.

H251

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



ING. EDUARDO RIVADENEIRA
DECANO DE LA FACULTAD DE
INGENIERÍA MECÁNICA



ING. MANUEL HELGUERO
DIRECTOR DE TESIS



ING. ERNESTO MARTÍNEZ
VOCAL

SIMBOLOGÍA

σ : *Esfuerzo por Flexión.*

M : *Momento Flexionante.*

c : *Distancia Eje neutro al punto más alejado del elemento.*

S_y : F_y : *Resistencia a la Fluencia.*

σ_a : *Amplitud de Esfuerzo.*

σ_m : *Esfuerzo a medio Intervalo.*

S_{ut} : *Resistencia Última.*

S_e' : *Límite de Resistencia a la Fatiga de la viga rotatoria.*

S_e : *Límite de Resistencia a la Fatiga del Elemento Mecánico.*

E : *Módulo de Elasticidad.*

F_a : *Resistencia a la Compresión.*

f_a : *Esfuerzo de Compresión.*

F_b : *Carga Total en el Perno.*

F_i : *Precarga ó Fuerza de Sujeción.*

τ : *Esfuerzo Cortante.*

τ' : *Esfuerzo Cortante Primario (Tornición en Soldadura).*

τ'' : *Esfuerzo Cortante Secundario (Torsión en Soldadura).*

A_g : *Area en la Garganta.*

J : *Segundo Momento de Area.*

J_u : *Segundo Momento de Area Unitario.*

F_p : *Resistencia al Aplastamiento.*

f_p : *Esfuerzo de Aplastamiento.*

RESUMEN

La presente Tesis : “Diseño y Construcción de un Transportador de Banda para Conducir 100 Ton/Hora de Cal Viva”, se desarrollo y ejecutó en la Empresa Calcáreos Huayco S.A., en la cual se procesa la piedra caliza para obtener productos involucrados con la Cal y los Carbonatos.

El Transportador de Banda de Caucho, fue parte de todo un Proyecto para Incrementar la Capacidad de Producción de la Planta de Cal de 100 a 300 Ton Diarias, con la ayuda de un horno horizontal en el que antes se producía clinker en la Planta de San Eduardo, y con unas modificaciones desde ahora se producirá Cal.

La Factibilidad del Proyecto es analizado y en base a un Estudio de Mercado se establece la necesidad de incrementar la producción de la planta de cal y por ende justificar la construcción del equipo. Se hace un análisis de los sistemas de transporte alternativos frente al transportador de banda, se establece las Ventajas, Desventajas y Costos Estimados de los mismos y con una Matriz de Decisión se escoge al Transportador de Banda.

Una vez que se ha escogido el sistema de transporte mas conveniente, para esta aplicación, se procede al diseño de cada una de las partes constitutivas del transportador de banda. Esto es, el tipo de banda de caucho, los rodillos de carga, de impacto, autoalineates y de retorno, el motor, el reductor, las poleas de arrastre de la banda con sus ejes, bocines y chumaceras, etc.

Seguidamente procedemos al diseño estructural del transportador. Aquí se dimensiona y establece los perfiles, soldadura y medios de sujeción con los que se construirá la estructura del bastidor, los apoyos de las poleas, la pasarela de inspección y las torres de sustentación de todo el transportador.

A continuación se adjunta el cronograma de trabajo desarrollado con un Diagrama de Gantt, donde se establece los tiempos que se necesitan para la construcción y montaje de cada una de las partes. Y finalmente se presenta una descripción que con la ayuda de fotografías del montaje permite un mejor comprensión de como se hizo el montajes y la puesta a punto del equipo completo en mención.

ÍNDICE GENERAL

<i>Resumen</i>	<i>VI</i>
<i>Índice General</i>	<i>VIII</i>
<i>Índice de Figuras</i>	<i>X</i>
<i>Índice de Tablas</i>	<i>XVI</i>
<i>Introducción</i>	<i>1</i>
1. Estudio de Factibilidad.	
1.1. <i>Antecedentes</i>	<i>3</i>
1.2. <i>Estudio de Mercado</i>	<i>8</i>
1.3. <i>Ingeniería del Proyecto</i>	<i>13</i>
1.4. <i>Selección del Mas Conveniente Sistema de Transporte</i>	<i>22</i>
1.5. <i>Especificaciones Técnicas</i>	<i>24</i>
2. Diseño de las Partes Constitutivas del Transportador de Banda de Caucho.	
2.1. <i>Diseño del Ancho de Banda</i>	<i>35</i>
2.2. <i>Cálculo de las Tensiones de la Banda</i>	<i>37</i>
2.3. <i>Cálculo de la Potencia del Motor</i>	<i>40</i>
2.4. <i>Cálculo del Ancho de las Poleas para la Banda</i>	<i>41</i>

2.5. <i>Cálculo de las Fuerzas sobre las Poleas debidas a las Tensiones de la Banda.....</i>	42
2.6. <i>Cálculo y Selección de la Banda.....</i>	47
2.7. <i>Diseño y Selección de las Poleas para la Banda.....</i>	51
2.8. <i>Cálculo y Selección del Sistema de Transmisión.....</i>	52
2.9. <i>Cálculo y Selección de Rodillos para la Banda.....</i>	57
2.10. <i>Diseño de los Arboles, Bujes y Rodamientos para las Poleas del Transportador.....</i>	61
3. <i>Cálculo Estructural del Bastidor, Apoyos y Pasillo del Transportador de Banda de Caucho.</i>	
3.1. <i>Diseño del Bastidor del Transportador.....</i>	83
3.2. <i>Diseño de los Apoyos del Transportador.....</i>	113
3.3. <i>Diseño del Pasillo del Transportador.....</i>	127
4. <i>Planificación del Proceso de Construcción y Montaje.</i>	
4.1. <i>Diagrama de Gantt.....</i>	133
4.2. <i>Montaje y Puesta a Punto.....</i>	134
<i>Conclusiones y Recomendaciones.....</i>	144
<i>Apéndices</i>	
<i>Bibliografía.....</i>	188

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPITULO I

- 1.1 *Vista de Planta del Proyecto de Recepción, Transporte, Molienda y Almacenamiento de Cal Viva.*
- 1.2 *Vista Lateral del Proyecto de Recepción, Transporte, Molienda y Almacenamiento de Cal Viva.*
- 1.3 *Diagrama de Flujo del Proyecto de Recepción, Transporte, Molienda y Almacenamiento de Cal Viva.*
- 1.4 *Cuadro Comparativo de la Demanda de los Productos de Cal por Provincias.*
- 1.5 *Cuadro Comparativo de la Proyección de la Demanda de los Productos de la Cal hasta el año 2.003, por Provincias.*
- 1.6 *Fotografía de un Transportador de Tablillas.*
- 1.7 *Fotografía de un Transportador de Banda de Caucho.*
- 1.8 *Fotografía de un Transportador de Banda con su Pasillo.*
- 1.9 *Esquema de un Transportador de Tornillo.*
- 1.10 *Diseño de Forma de la Banda y las Poleas.*
- 1.11 *Polea Motriz con Chumaceras, Bujes y Eje.*
- 1.12 *Polea de Melón para la Cola.*
- 1.13 *Polea de Espiral con Chumaceras, Bujes y Eje.*
- 1.14 *Rodillo de Carga de 35 .*
- 1.15 *Rodillo de Carga Autoalineante de 35 .*
- 1.16 *Rodillo de Retorno de Caucho.*

- 1.17 *Rodillo de Retorno Metálico Autoalineante*
- 1.18 *Rodillo de Impacto de 35 .*
- 1.19 *Diseño de Forma de los Rodillos.*
- 1.20 *Diseño de Forma del Bastidor y Localización de los Apoyos.*

CAPITULO 2

- 2.1 *Fuerzas sobre la Polea Motriz.*
- 2.2 *Fuerzas sobre la Polea de Cola.*
- 2.3 *Fuerzas sobre la Polea de Reenvío del lado Motriz.*
- 2.4 *Fuerzas sobre la Polea de Reenvío del lado de la Cola.*
- 2.5 *Fuerzas sobre la Polea del Templador de Gravedad.*
- 2.6 *Fuerzas sobre la Polea para Mejorar el Agarre.*
- 2.7 *Fuerzas sobre el eje de la Polea Motriz.*
- 2.8 *Esquema de las Dimensiones de las Poleas.*
- 2.9 *Resultados de las Componentes de las Fuerzas sobre las Poleas debidas a la acción de la Banda de Caucho.*
- 2.10 *Diagrama de Cortantes y Momentos Flexionantes del Eje Motriz en el Plano Y-Z.*
- 2.11 *Diagrama de Cortantes y Momentos Flexionantes del Eje Motriz en el Plano X-Z.*
- 2.12 *Resultado de las Reacciones sobre los Apoyos en las Diferentes Poleas.*
- 2.13 *Fuerzas sobre el Eje de la Polea de Cola.*

- 2.14 *Diagrama de Cortantes y Momentos Flexionantes del Eje de Cola en el Plano Y-Z.*
- 2.15 *Diagrama de Cortantes y Momentos Flexionantes del Eje de Cola en el Plano X-Z.*
- 2.16 *Fuerzas sobre el Eje de la Polea de Reenvío de Cabeza.*
- 2.17 *Diagrama de Cortantes y Momentos Flexionantes del Eje de Reenvío de Cabeza en el Plano Y-Z.*
- 2.18 *Diagrama de Cortantes y Momentos Flexionantes del Eje de Reenvío de Cabeza en el Plano X-Z.*
- 2.19 *Fuerzas sobre el Eje de la Polea de Reenvío de Cola.*
- 2.20 *Diagrama de Cortantes y Momentos Flexionantes del Eje de Reenvío de Cola en el Plano Y-Z.*
- 2.21 *Diagrama de Cortantes y Momentos Flexionantes del Eje de Reenvío de Cola en el Plano X-Z.*
- 2.22 *Fuerzas sobre el Eje de la Polea para Mejorar el Agarre en la Polea Motriz.*
- 2.23 *Diagrama de Cortantes y Momentos Flexionantes del Eje de la Polea para Mejorar el Agarre en la Polea Motriz en el Plano Y-Z.*
- 2.24 *Diagrama de Cortantes y Momentos Flexionantes del Eje de la Polea para Mejorar el Agarre en la Polea Motriz en el Plano X-Z.*
- 2.25 *Fuerzas sobre el Eje de la Polea de Contrapeso*
- 2.26 *Diagrama de Cortantes y Momentos Flexionantes del Eje de la Polea de Contrapeso en el Plano Y-Z.*

- 2.27 *Resultados de los Cálculos del Diámetro del Eje de la Polea de Cola.*
- 2.28 *Resultados de los Cálculos del Diámetro del Eje de la Polea de Reenvío del Lado Motriz.*
- 2.29 *Resultados de los Cálculos del Diámetro del Eje de la Polea de Reenvío del Lado de Cola.*
- 2.30 *Resultados de los Cálculos del Diámetro del Eje de la Polea para Mejorar el Agarre.*
- 2.31 *Resultados de los Cálculos del Diámetro del Eje de la Polea de Contrapeso.*
- 2.32 *Resultados de los Bujes Seleccionados para los diferentes Ejes.*
- 2.33 *Resultados de las Chumaceras Seleccionadas para los Ejes de las Poleas.*

CAPITULO 3

- 3.1 *Cargas y Distancias sobre el Bastidor.*
- 3.2 *Diagrama de Cortantes y Momentos Flexionantes del Bastidor.*
- 3.3 *Dispositivo para la Unión de tramos del Bastidor.*
- 3.4 *Dados de Planchas de 12mm. Soldados en los Ang. Principales de los tramos del Bastidor.*
- 3.5 *Corte Transversal del Sistema de Contrapeso para la Banda.*
- 3.6 *Vista Lateral del Sistema de Contrapeso para la Banda.*
- 3.7 *Soporte de la Polea de Cabeza.*
- 3.8 *Resultante de las Torsiones que actúan sobre la soldadura.*

- 3.9 *Corte Transversal de la Celosía de los Apoyos 2 y 3.*
- 3.10 *Corte de una celosía de las Torres de Apoyo.*
- 3.11 *Vista Lateral del Sistema de unión del Bastidor y Torres de Apoyo.*
- 3.12 *Corte del Sistema de unión del bastidor y la Torre de Apoyo.*
- 3.13 *Carga sobre los Ángulos que soportan al pasillo.*
- 3.14 *Diseño de Forma del Pasillo.*
- 3.15 *Estructura del Pasillo.*

CAPITULO 4

- 4.1 *Fotografía del Dispositivo de Unión entre tramos del bastidor.*
- 4.2 *Fotografía del bastidor completo siendo alineado antes en el suelo antes de ser montado a su posición final.*
- 4.3 *Fotografía del Apoyo y la Polea de Cola una vez instalados en su sitio sobre el bastidor.*
- 4.4 *Vista de Planta del Apoyo 3 una vez colocado por la grúa.*
- 4.5 *Vista de los tres Apoyos finales sobre los que descansará el bastidor del Transportador.*
- 4.6 *Instantes en que se coloca la parte trasera (Polea Cola) del bastidor con la ayuda de la grúa.*
- 4.7 *Fotografía del Momento en que se unen las dos partes del bastidor.*
- 4.8 *Fotografía de la correcta instalación del Motor y Reductor, ya acoplados.*



- 4.9 *Vista Panorámica del bastidor con el pasillo ya instalado y los rodillos colocados en su lugar.*
- 4.10 *Ilustración de como Mover los rodillos para centrar la banda cuando se desliza desalineada.*

ÍNDICE DE TABLAS

CAPITULO I

- 1.1 Demanda de los productos de la Cal en el año 1.995, por Provincias.*
- 1.2 Proyección de la Demanda de los Productos de la Cal por Provincias.*
- 1.3 Costos Estimados para la Compra e Instalación del Sistema de Transporte de Tablillas Metálicas.*
- 1.4 Costos Estimados para la Compra e Instalación del Sistema de Transporte de Banda de Caucho.*
- 1.5 Costos Estimados para la Compra e Instalación del Sistema de Transporte de Tornillo Sin Fin.*
- 1.6 Matriz de Decisión para la Selección del mas Conveniente Sistema de Transporte.*

CAPITULO 3

- 3.1 Pesos Unitarios y Totales de los Rodillos, que soporta el bastidor del transportador.*
- 3.2 Peso de la Polea y Eje de la Polea de Cola.*
- 3.3 Peso de las Poleas y Ejes del Sistema de Templador de Gravedad.*
- 3.4 Peso de las Poleas y Ejes que actúan en la Polea Motriz.*
- 3.5 Valor de las Reacciones y Longitudes de los Apoyos.*

3.6 Peso Estimado del Pasillo.

3.7 Peso total del Bastidor y pasillo con los perfiles calculados.

INTRODUCCIÓN

Calcáreos Huayco S.A. es una compañía que se dedica a la producción de productos obtenidos de la piedra caliza como lo son las Cales y los Carbonatos. Esta empresa se dispuso a triplicar su capacidad de producción al emprender en un proyecto en el cuál con la ayuda de un horno para hacer cemento disponible en la Planta de San Eduardo, calcinar la piedra caliza y procesarla en su propia planta. Para ello se preveo la construcción de una serie de instalaciones que permitan la RECEPCIÓN o sea una tolva donde descarguen los volquetes que lleven la cal viva (Piedra Caliza ya calcinada) desde San Eduardo hasta Calcáreos Huayco, TRANSPORTE desde dicha tolva hasta la tolva de un molino, MOLIENDA con una molino de martillos y TRANSPORTE nuevamente, con un transportador de Tornillo hasta el elevador de cangilones existente que eleva hasta el silo de almacenamiento para su posterior procesamiento.

La presente tesis se centra en el sistema de transporte desde la Tolva de Recepción hasta la Tolva del Molino de Martillos. Los requerimientos de esta aplicación los cumplen también otros sistemas de transporte alternativos que se podrían instalar en lugar de un transportador de banda, los cuales en esta tesis los analizamos para establecer el mas conveniente ; así tenemos el transportador de tablillas metálicas y los transportadores de tornillo.

Entre los factores que influyeron en la toma de decisión de que sistema de transporte se usaría fueron entre otras la resistencia a la temperatura del material, económico, confiable, poco mantenimiento, bajo consumo de energía eléctrica ; y analizando cada una de ellas se llego a la determinación de que un transportador de banda de caucho es mas conveniente para esta aplicación.

En este trabajo monográfico presento el procedimiento seguido para evaluar el proyecto, justificarlo y escoger una de las alternativas para dar solución a una necesidad técnica requerida por la empresa. También se detallan todos los cálculos realizados para el diseño de cada una de las partes, que junto con las tablas de los manuales y catálogos de compañías extranjeras que producen los implementos y accesorios para este equipo servirían de consulta para cualquier trabajo en que este involucrado un Transportador de Banda.

Es necesario recalcar la necesidad de incentivar la producción nacional considerando que existe tecnología apropiada para el desarrollo de estos proyectos, así como personal técnico calificado para ejecutarlo, pues muchas empresas que necesitan equipos como este lo compran completo en el extranjero y pagan mucho mas de lo que les costaría si hacemos por lo menos las estructuras en nuestro país, solamente por no tener fe en la capacidad de nuestro técnicos.

CAPITULO I

ESTUDIO DE FACTIBILIDAD

1.1. ANTECEDENTES

La empresa Calcáreos Huayco S.A. es una empresa filial del Grupo Empresarial La Cemento Nacional. Su objetivo es la explotación y procesamiento de la piedra caliza para obtener productos tales como Cal Viva, Cal P-24, Cementina, Cal Agrícola, Calciomar, Carbonacal, etc.; dichos productos son obtenidos después de un proceso de "Calcinación" mediante un Horno Vertical, "Hidratación, Separación, Molienda y Envasado" dependiendo del producto, a través de una Planta de Hidratación de Cal Viva con una capacidad instalada de 100.000 Toneladas Métricas Anuales. La planta Calcáreos Huayco en la actualidad produce 36.500 Toneladas Métricas por Año, aunque la capacidad instalada de la planta de hidratación es mayor; este limitante en la capacidad de producción, lo impone el horno ya ésta es la capacidad máxima.

Después de un Estudio de Mercado y debido a la parada obligatoria de un mes y medio, por mantenimiento cada dos años del horno vertical con el que se calcina la piedra caliza, la empresa Calcáreos Huayco S.A. se ve en la necesidad de emprender en un proyecto por el cual se debería adquirir y construir una serie de equipos e instalaciones para recibir, transportar, moler y almacenar piedra caliza calcinada en uno de los hornos horizontales disponibles en la Planta de Cemento San Eduardo, pues el

limitante actual de la Capacidad de Producción en su horno vertical más no la Planta de Hidratación.

El proceso actual consiste en la Calcinación de la piedra caliza en un horno vertical, luego es recogida por un transportador de tablillas metálicas que llevan la Cal Viva hasta un molino de martillos. Una vez molida es conducida por un elevador de cangilones hasta un transportador de tornillo sin fin que se encuentra sobre el techo de un silo metálico de 700 toneladas de capacidad que descarga en el centro de él. En el fondo del silo existe una boca de descarga donde está acoplada una banda dosificadora volumétrica la que descarga en otro transportador de tornillo sin fin que lleva al hidratador y por ende a la planta de cal, para su correspondiente procesamiento.

El proyecto contempla la construcción de una tolva de hormigón con techo de una capacidad de 65 metros cúbicos para recibir la cal viva con una granulometría de $\frac{1}{2}$ - 1 $\frac{1}{2}$ " , 180° C de Temperatura y 1% de humedad. Este material sería trasladado por trailers volquetes de 35 toneladas de capacidad desde la Planta de Cemento San Eduardo hasta la Planta Calcáreos Huayco. Bajo la tolva de hormigón iría un equipo que serviría para transportar la piedra caliza calcinada desde dicha tolva de recepción hasta una tolva metálica que estaría ubicada a una distancia aproximada de 40 metros, la cual desembocaría en la boca de alimentación de un molino de martillos. Este molino de martillos podría moler hasta 100 Toneladas por hora dependiendo de las rejillas que se colocaran en la cámara de impacto del martillo. Una vez molido caería sobre la entrada de un elevador de cangilones de 100 Toneladas de capacidad que lo elevaría 30

metros aproximadamente hasta un primer transportador de tornillo sin fin que estaría sobre el techo de un silo metálico de 1500 toneladas de capacidad. El primer transportador de tornillo llevará el material hasta dos bocas de descarga para vaciar la cal viva dentro del silo.

Una vez almacenada la cal dentro del silo sería extraída por 4 descargas, cada una de las cuales tendría una banda dosificadora volumétrica, que descargarían sobre dos transportadores de tornillo que llevarían el material hasta un cuarto transportador de tornillo sin fin, el cuál finalmente llevaría el producto hasta el hidratador donde entraría al proceso normal de la planta de cal.

El presente tema de tesis se centra en el estudio de factibilidad, diseño y construcción del sistema más adecuado para transportar la cal viva desde la tolva de hormigón hasta el molino de martillos. Para dicho propósito haremos un estudio de algunos sistemas de transporte que se pueden usar para esta aplicación, entre los cuales tenemos:

- Transportador de Tablillas Metálicas.*
- Transportador con Banda de Caucho Especial, para altas temperaturas.*
- Transportador de Tornillo Sin Fin.*

Cada uno de estos Sistemas de Transporte serán analizados en el literal 1.4.

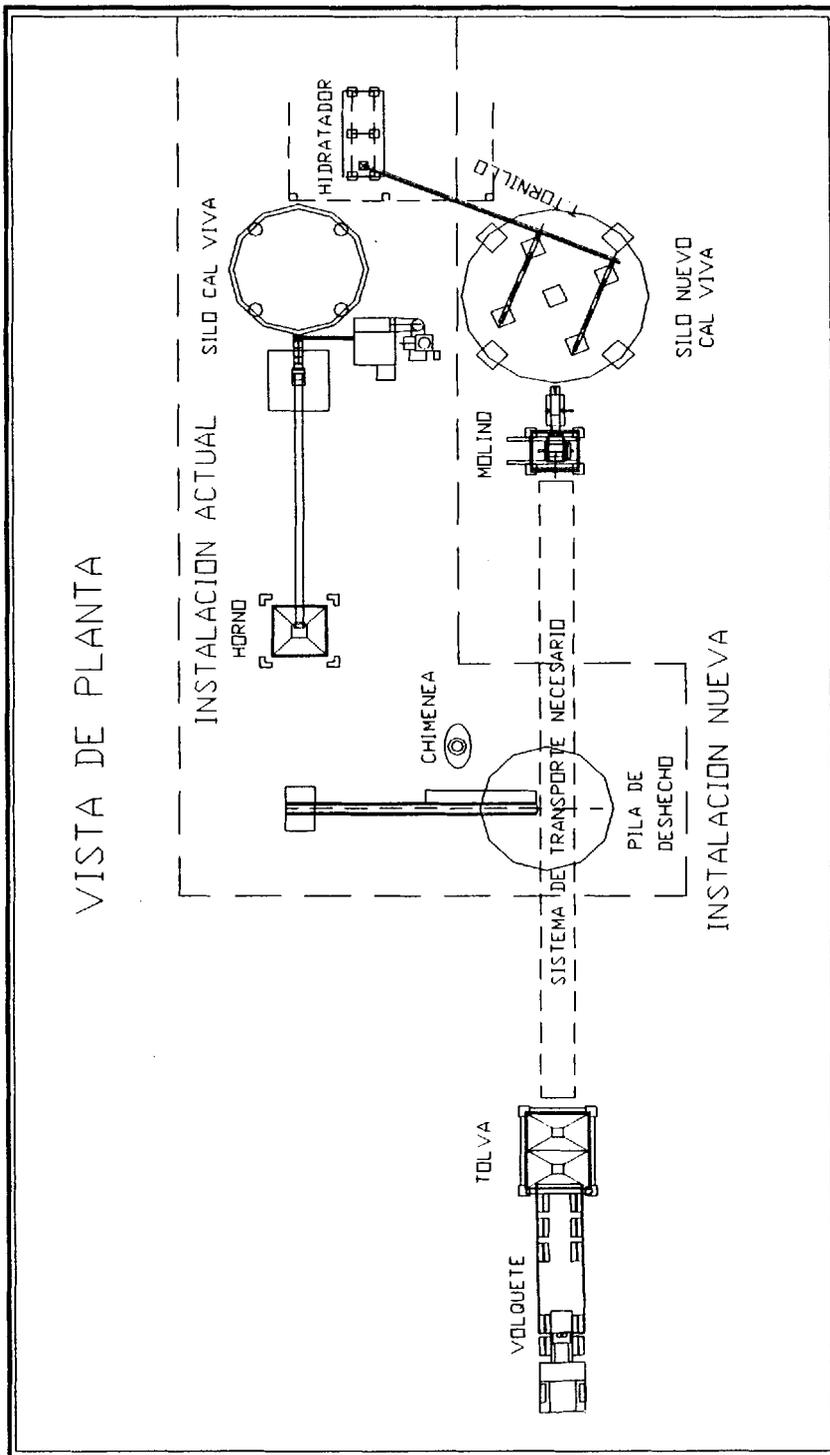


Fig. 1.1.-Vista de Planta del Proyecto de Recepción, Transporte, Molienda y Almacenamiento de Cal Viva.

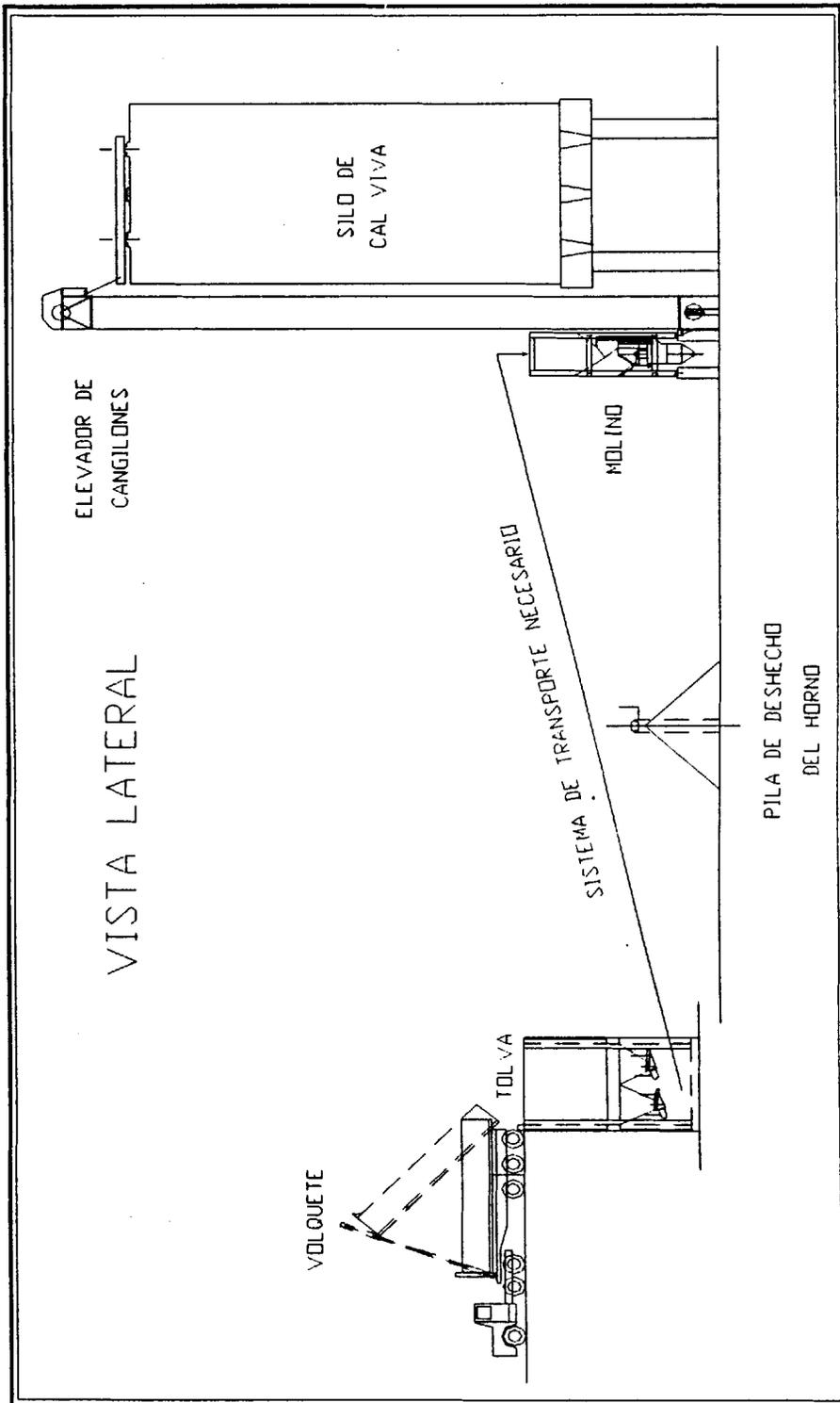


Fig. 1.2.-Vista Lateral del Proyecto de Recepción, Transporte, Molienda y Almacenamiento de Cal Viva.

1.2. ESTUDIO DE MERCADO

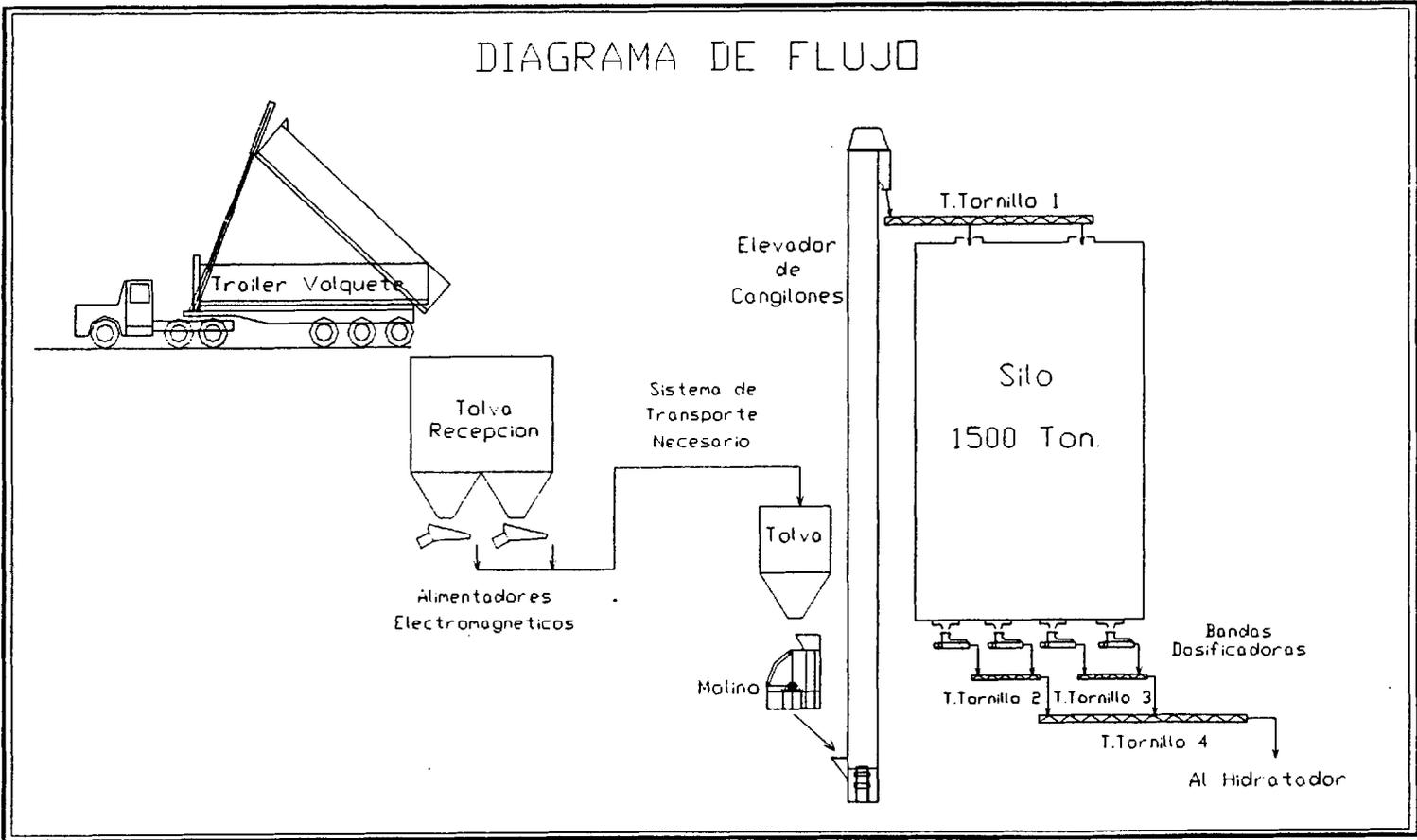
Según el Estudio de Mercado realizado por Calcáreos Huayco S.A., el consumo de Cal en el año de 1.995 fue de 99.837 toneladas. La demanda a nivel nacional, se caracteriza por presentar tendencias fuertes en las provincias de Guayas, El Oro y Manabí, en cambio en Loja, Azuay y Los Ríos el esquema de la demanda es pequeña.

En las Provincias consideradas como fuertes, se deben estimar como factores de influencias para esta posición, el hecho de estar consideradas como principales zonas de consumo de los productos de la Cal, por la presencia de considerables líneas de actividad en las que se requiere algún producto de la cal como parte de sus procesos.

En cambio los sectores que identificamos como débiles, sus características son de poca actividad en líneas de trabajo que utilizan en sus procesos productos de Cal. Sin embargo, hay que considerar que uno de los factores que tiene gran influencia en el poco uso de productos de la Cal, es la falta de conocimiento e información de las bondades y beneficios que implica su utilización. Esta situación disminuye en los sectores considerados fuertes, ya que existe mas conocimiento y las empresas formales dedicadas a la producción industrial de Cal, están suministrando permanentemente información de sus productos.

Entre las mayores aplicaciones de la Cal tenemos:

Fig. 1.3.-Diagrama de Flujo del Proyecto de Recepción, Transporte, Molienda y Almacenamiento de Cal Viva.



- Cría y Cultivo del Camarón en cautiverio.*
- Desinfección de Criaderos Avícolas.*
- Control del PH de los Suelos (Sector Agrícola).*
- Tratamiento y Desinfección de Pozos Sépticos.*
- Preparación de Pinturas y Empastado de Paredes.*
- Desinfección de Empacadoras de Camarón.*
- Ingenios Azucareros.*
- Agua Potable (Tratamiento).*
- Industria Química y Plástica.*
- Industria de Pinturas.*
- Industria de Vidrio.*
- Curtiembres.*
- Sector de la Construcción.*

Indiscutiblemente existe una gran variedad de otros usos de la Cal y que no son explotados en su totalidad, así tenemos:

- La Industria Metalúrgica.*
- La Industria de Pulpa y Papel.*
- Conservación del Medio Ambiente.*
- Cerámica.*
- Industria Alimenticia.*
- Saneamiento.*
- Explotación Petrolera, etc.*

Del Estudio de Mercado realizado por Calcáreos Huayco S.A., extraemos una tabla con su gráfico donde nos muestra la Demanda de Cal por Provincias en el año de 1.995. (Datos en Toneladas Métricas).

DEMANDA EN TONELADAS, DEL AÑO 1.995.		
MANABI		21.600
EL ORO		28.860
LOS RÍOS		2.970
GUAYAS		36.397
PICHINCHA		5.542
AZUAY		1.518
CANAR		2.415
LOJA		535
TOTAL		99.837

Tabla 1.1.-Demanda de los Productos de la Cal en el Año 1.995, por Provincias.

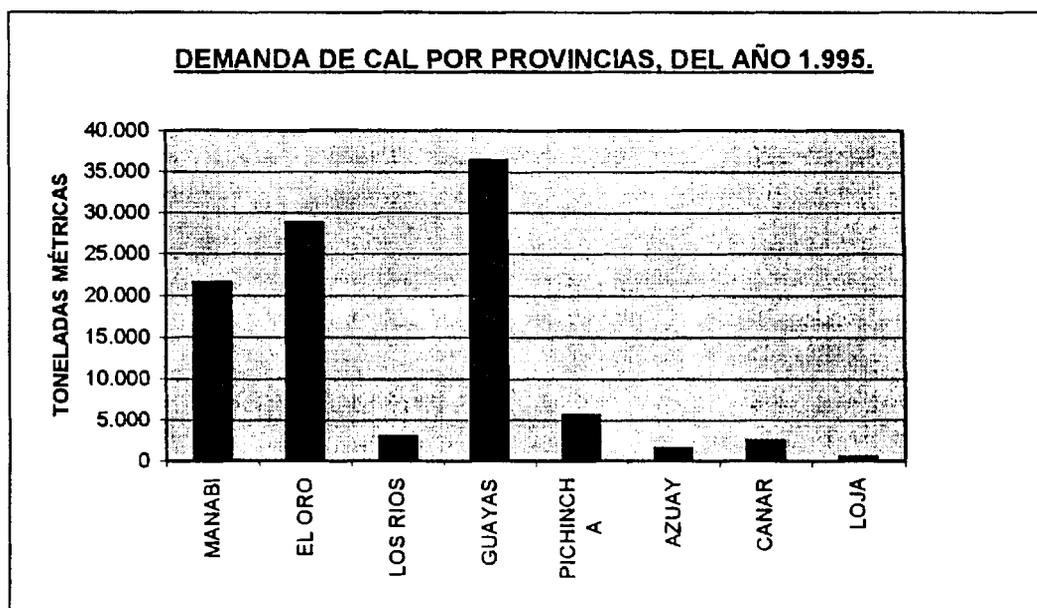


Fig. 1.4.-Cuadro Comparativo de la Demanda de los Productos de la Cal por Provincias.

Así también se extrae la tabla con el gráfico de la Proyección Estimada de la Demanda de Cal hasta el año 2.003. (Datos en Toneladas Métricas).

	1.996	1.997	1.998	1.999	2.000	2.001	2.002	2.003
MANABÍ	19.929	20.252	20.557	20.845	21.117	21.375	21.618	21.848
EL ORO	29.030	30.148	31.265	32.383	33.501	34.618	35.736	36.854
LOS RÍOS	2.996	3.109	3.221	3.333	3.444	3.554	3.664	3.773
GUAYAS	40.490	42.176	43.795	45.349	46.841	48.273	49.648	50.967
PICHINCHA	5.589	5.799	6.009	6.217	6.425	6.631	6.837	7.041
AZUAY	1.533	1.596	1.659	1.722	1.875	1.848	1.912	1.975
CAÑAR	3.429	3.681	3.928	4.172	4.412	4.649	4.882	5.111
LOJA	756	811	866	921	975	1.028	1.081	1.133
TOTAL	103.752	107.572	111.300	114.942	118.590	121.976	125.378	128.702

Tabla 1.2.-Proyección de la Demanda de los Productos de la Cal por Provincias hasta el año 2.003.

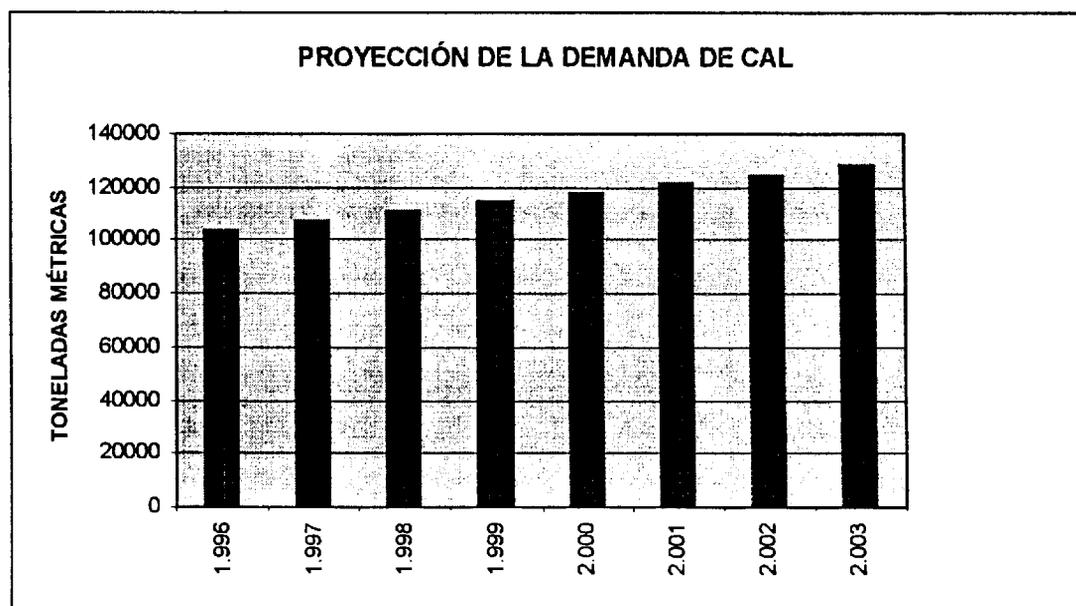


Fig. 1.5.-Cuadro Comparativo de la Proyección de la Demanda de los Productos de la Cal hasta el año 2.003, por Provincias.

Al ver los resultados del Estudio de Mercado nos damos cuenta que la demanda estimada aumentará en aproximadamente un 3% anual y tomando en cuenta que nuestra planta produce 36.500 Toneladas anuales y, sólo la Demanda en el año de 1.995 fue de 99.837 Toneladas; nos vemos en la necesidad de aumentar la capacidad de producción de Cal.

En cuanto a la Oferta de Cal existen empresas en Guayaquil que también producen cal, pero no en la cantidad, ni con el control de calidad que se realiza en la Planta Calcáreos Huayco, pues cumple todas las normas nacionales INEN e internacionales ASTM. Cabe mencionar que en la Sierra también se produce Cal en forma artesanal y en pocas cantidades, que como es de suponer no tienen ningún control de calidad.

1.3. INGENIERÍA DEL PROYECTO

Para llevar la cal viva con un tamaño de $\frac{1}{2}$ - 1 $\frac{1}{2}$ " con una temperatura de 180° C, y una humedad del 1%, desde la tolva de recepción de hormigón hasta el molino de martillos es posible con uno de los sistemas de transporte nombrados en el literal 1.1., para lo cual hacemos un estudio de cada uno de ellos.

Transportador de Tablillas Metálicas

El transportador de tablillas metálicas consiste básicamente de dos juegos de cadenas de transmisión, que tienen rodillos que ruedan sobre unos rieles y que llevan en su parte exterior dependiendo del tipo, unas placas ó baldes donde se transporta el material. En los extremos del transportador de



Al ver los resultados del Estudio de Mercado nos damos cuenta que la demanda estimada aumentará en aproximadamente un 3% anual y tomando en cuenta que nuestra planta produce 36.500 Toneladas anuales y, sólo la Demanda en el año de 1.995 fue de 99.837 Toneladas; nos vemos en la necesidad de aumentar la capacidad de producción de Cal.

En cuanto a la Oferta de Cal existen empresas en Guayaquil que también producen cal, pero no en la cantidad, ni con el control de calidad que se realiza en la Planta Calcáreos Huayco, pues cumple todas las normas nacionales INEN e internacionales ASTM. Cabe mencionar que en la Sierra también se produce Cal en forma artesanal y en pocas cantidades, que como es de suponer no tienen ningún control de calidad.

1.3. INGENIERÍA DEL PROYECTO

Para llevar la cal viva con un tamaño de $\frac{1}{2}$ - 1 $\frac{1}{2}$ " con una temperatura de 180° C, y una humedad del 1%, desde la tolva de recepción de hormigón hasta el molino de martillos es posible con uno de los sistemas de transporte nombrados en el literal 1.1., para lo cual hacemos un estudio de cada uno de ellos.

Transportador de Tablillas Metálicas

El transportador de tablillas metálicas consiste básicamente de dos juegos de cadenas de transmisión, que tienen rodillos que ruedan sobre unos rieles y que llevan en su parte exterior dependiendo del tipo, unas placas ó baldes donde se transporta el material. En los extremos del transportador de



Tablillas existen ruedas dentadas, las unas motrices y otras de reenvío. El eje de las ruedas motrices va acoplado a un reductor y su correspondiente motor que le dan la fuerza y velocidad necesaria para funcionar. Trabaja a bajas velocidades y se lo utiliza comúnmente para mover materiales a altas temperaturas. Existen en diferentes anchos y longitudes dependiendo de la aplicación.

Existen de dos tipos: de tablillas metálicas planas y de cangilón profundo. El transportador de tablillas metálicas planas se ocupa en inclinaciones del transportador menores a 20°, con materiales a temperaturas de hasta 600°F y se utiliza comúnmente en plantas de trituración de piedra, ingenios azucareros, para transportar basuras sólidas, escoria, para enfriar y transportar clinker, caliza caliente, entre otras.

El transportador de cangilón profundo trabaja con inclinaciones de 30-60° con la horizontal. Soporta la misma temperatura que su homólogo el de tablillas planas pero tiene mayor capacidad de transporte. Sus aplicaciones son las mismas.

Las cadenas de transmisión pueden ser de tres tipos:

-Soportadas por cadena de rodillos. Se ocupa donde el tamaño y consistencia del material es mediano y las cargas de impacto no son severas. Las tablillas son montadas sobre dos tramos de cadena de rodillos, mediante un aditamento. La cadena es totalmente de acero y los rodillos están ubicados en la unión de los eslabones, sirviendo como medio de transporte y soporte.

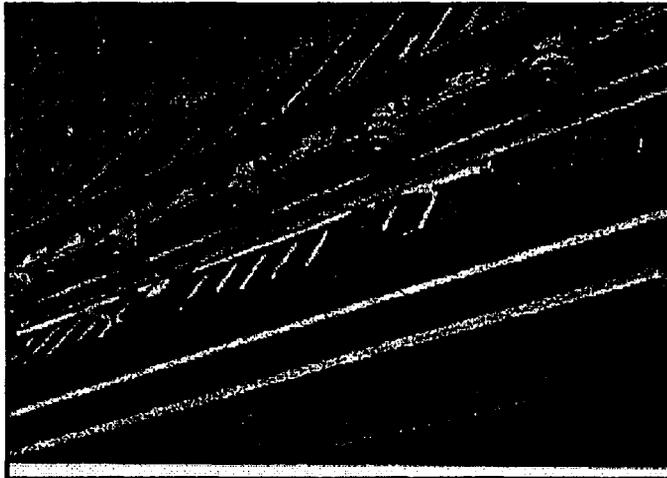


Fig. 1.6.-Fotografía de un Transportador de Tablilla Metálicas.

-Estructura soportada por rodillos.- Se aplica donde la demanda involucra una combinación severa de peso del material, impacto y abrasión. Las tablillas son traslapadas con soldadura de refuerzo y están montadas sobre dos tramos de cadena. Los rodillos de soporte están montados sobre la estructura sosteniendo la cadena sobre las barras laterales, no sobre los rodillos de la cadena. De esta manera las barras laterales absorben las cargas de impacto y mueven la carga en vez de ser absorbidas por las juntas de la cadena.

-Soportado por rodillos externos.- Se ocupa para trabajo pesado, estos transportadores de tablillas tienen las ventajas de diseño para soportar las cargas de impacto fuertes y un tamaño de material mayor. Las tablillas traslapadas están montadas sobre dos tramos de cadena. Los rodillos operan en ambos sentidos, transporte y retorno.

Este sistema sería el más indicado para esta aplicación debido a la temperatura con la que llega la cal desde el horno de San Eduardo, pero presenta el inconveniente de ser costoso y debido a la longitud entre la tolva

de recepción y la tolva del molino se necesitaría un transporte bastante largo y una estructura lo suficientemente resistente para soportar todo el peso.

Costo Estimado del Sistema de Transporte con Tablillas Metálicas en Dólares Americanos

Costo de las Construcciones

Cimentación de Torres y Apoyos		4.500
Torres y Apoyos de Soporte		5.000
Secciones de Bastidor y Uniones		20.000
Apoyo de Polea Motriz		1.000
Apoyo de Polea de Reenvío		1.000
Pasillo de Inspección		1.200
Mano de Obra (20% de las Const.)		6.540
Instalación y Montaje (30% de las Const.)		9.810
Subtotal		49.050

Costo de Accesorios y Equipos

Motor y Reductor		3.000
Poleas con Ejes, Bujes y Chumaceras		10.000
Banda Metálica		130.000
Ruedas Metálicas		50.000
Instalación y Montaje (30% de los A. y E.)		57.900
Subtotal		250.900

Costo Total del Trans. de Banda Metálica //S.	299.950
------------------------------------------------------	----------------

Tabla 1.3.-Costos Estimados para la Compra e Instalación del Sistema de Transporte de Tablillas Metálicas.

Transportador de Banda de Caucho Especial, para Altas Temperaturas

El transportador de banda de caucho especial para altas temperaturas, es una banda de caucho que se desliza sobre una serie de rodillos dispuestos de tres en tres y que forman una media luna. Están soportados por una

estructura metálica llamada bastidor y colocados a cierta distancia uno de otro. En la parte superior del bastidor están los rodillos de carga (dispuestos en forma de media luna) sostenidos por soportes que se acoplan al bastidor; mientras que en la parte inferior del bastidor existen otro tipo de rodillos, esta vez un solo rodillo plano y largo y que sirven para soportar la banda cuando está de retorno.

El bastidor puede ser construido con celosías armadas por ángulos ó dependiendo de la distancia entre apoyos con perfiles UPN.

Dependiendo de la longitud del transportador, de la forma del bastidor (recto ó con curvatura) y de la inclinación a la que va a trabajar, puede tener 2, 3, 5 y 6 poleas ó tambores; un motriz, de cola otros de reenvío, para mejorar el agarre de la banda con la polea motriz y otro donde se colgará el contrapeso para dar la suficiente tensión a la banda. Cada uno de estos tambores tiene su correspondiente eje y chumaceras, y en el eje de la polea motriz se acopla un reductor del tipo eje montado, el cual a su vez va unido mediante un sistema de bandas a un motor.

La banda de caucho consta casi siempre de 3 capas bien definidas. La superior es un tipo de cubierta que debe resistir la abrasión del material que se quiera transportar y es la que está en contacto con el mismo.

La intermedia es la que le provee la resistencia necesaria para que no se rompa debido a las tensiones que es sometida cuando está operando. Y por último la inferior que suele ser del mismo material que la capa superior solo que en un espesor más pequeño y es la que está en contacto con los

estructura metálica llamada bastidor y colocados a cierta distancia uno de otro. En la parte superior del bastidor están los rodillos de carga (dispuestos en forma de media luna) sostenidos por soportes que se acoplan al bastidor; mientras que en la parte inferior del bastidor existen otro tipo de rodillos, esta vez un solo rodillo plano y largo y que sirven para soportar la banda cuando está de retorno.

El bastidor puede ser construido con celosías armadas por ángulos ó dependiendo de la distancia entre apoyos con perfiles UPN.

Dependiendo de la longitud del transportador, de la forma del bastidor (recto ó con curvatura) y de la inclinación a la que va a trabajar, puede tener 2, 3, 5 y 6 poleas ó tambores; un motriz, de cola otros de reenvío, para mejorar el agarre de la banda con la polea motriz y otro donde se colgará el contrapeso para dar la suficiente tensión a la banda. Cada uno de estos tambores tiene su correspondiente eje y chumaceras, y en el eje de la polea motriz se acopla un reductor del tipo eje montado, el cual a su vez va unido mediante un sistema de bandas a un motor.

La banda de caucho consta casi siempre de 3 capas bien definidas. La superior es un tipo de cubierta que debe resistir la abrasión del material que se quiera transportar y es la que está en contacto con el mismo.

La intermedia es la que le provee la resistencia necesaria para que no se rompa debido a las tensiones que es sometida cuando está operando. Y por último la inferior que suele ser del mismo material que la capa superior solo que en un espesor más pequeño y es la que está en contacto con los

estructura metálica llamada bastidor y colocados a cierta distancia uno de otro. En la parte superior del bastidor están los rodillos de carga (dispuestos en forma de media luna) sostenidos por soportes que se acoplan al bastidor; mientras que en la parte inferior del bastidor existen otro tipo de rodillos, esta vez un solo rodillo plano y largo y que sirven para soportar la banda cuando está de retorno.

El bastidor puede ser construido con celosías armadas por ángulos ó dependiendo de la distancia entre apoyos con perfiles UPN.

Dependiendo de la longitud del transportador, de la forma del bastidor (recto ó con curvatura) y de la inclinación a la que va a trabajar, puede tener 2, 3, 5 y 6 poleas ó tambores; un motriz, de cola otros de reenvío, para mejorar el agarre de la banda con la polea motriz y otro donde se colgará el contrapeso para dar la suficiente tensión a la banda. Cada uno de estos tambores tiene su correspondiente eje y chumaceras, y en el eje de la polea motriz se acopla un reductor del tipo eje montado, el cual a su vez va unido mediante un sistema de bandas a un motor.

La banda de caucho consta casi siempre de 3 capas bien definidas. La superior es un tipo de cubierta que debe resistir la abrasión del material que se quiera transportar y es la que está en contacto con el mismo.

La intermedia es la que le provee la resistencia necesaria para que no se rompa debido a las tensiones que es sometida cuando está operando. Y por último la inferior que suele ser del mismo material que la capa superior solo que en un espesor más pequeño y es la que está en contacto con los

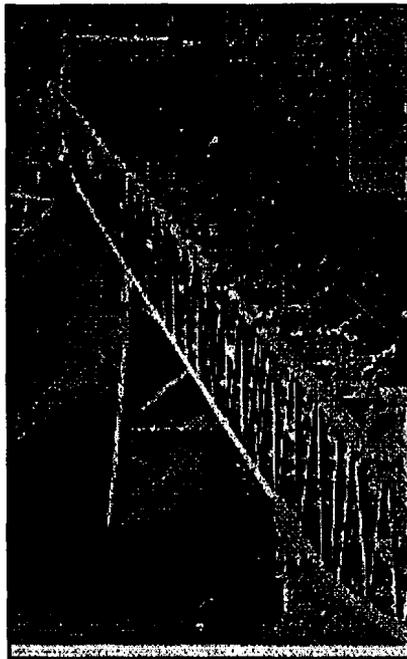


Fig. 1.7.-Fotografía de un transportador de banda de Caucho.

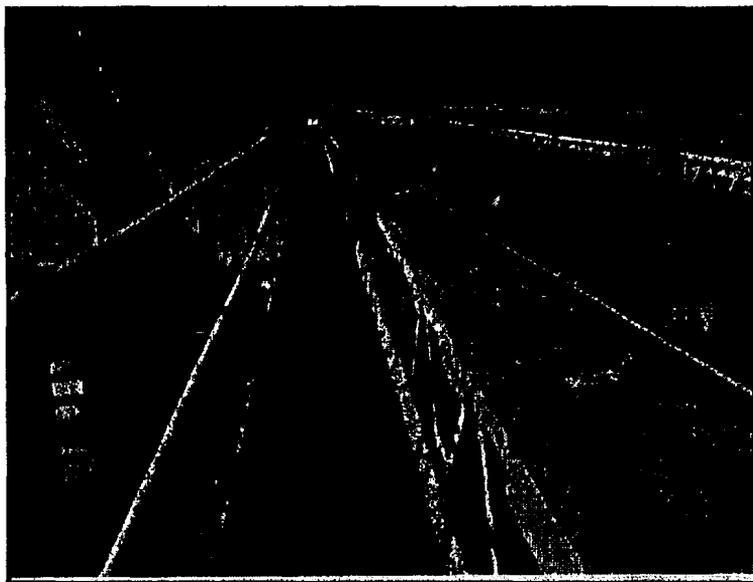


Fig.1.8.-Fotografía de un transportador con su pasillo.

Costo Estimado del Sistema de Transporte con Banda de Caucho en Dólares Americanos

Costo de las Construcciones

Cimentación de Torres y Apoyos		2.500
Torres y Apoyos de Soporte		2.200
Secciones de Bastidor y Uniones		8.000
Apoyos de Poleas		400
Templador de Banda		350
Pasillo de Inspección		1.200
Mano de Obra (20% de Const.)		2.930
Instalación y Montaje (30% de Const.)		4.395
Subtotal		21.975

Costo de Accesorios y Equipos

Motor y Reductor		2.000
Poleas con Ejes, Bujes y Chumaceras		10.000
Rodillos de Carga y Retorno		4.500
Banda de Caucho		10.000
Instalación y Montaje (30% de A. y E.)		7.950
Subtotal		34.450

Costo Total del Trans. de Banda de Caucho //S.	56.425
-------------------------------------------------------	---------------

Tabla 1.4.- Costos Estimados para la Compra e Instalación del Sistema de Transporte de Banda de Caucho.

rodillos y tambores por donde se desliza. Para aplicaciones a altas temperaturas, la capa superior es de un compuesto de fibra de vidrio, mientras que los demás elementos como rodillos, tambores y bastidor son los mismos que se usan cuando se transporta materiales que no tienen altas temperaturas.

Las aplicaciones para un transportador de banda de caucho son ilimitadas, se aplican donde se necesite transportar un material, con casi cualquier granulometría, forma y cantidad. El único limitante es la temperatura excesiva y la inclinación a la que puede operar.

Un transportador de banda de caucho puede tener una inclinación de hasta 20°, dependiendo del tipo y granulometría del material que se esté transportando. Los transportadores de banda de caucho no trabajan normalmente con materiales calientes pero funcionan con la banda especial para altas temperaturas. Es uno de los medios de transporte más usados en las plantas de producción de agregados para la construcción con excelentes resultados.

Transportador de Tornillo Sin Fin

El Transportador de Tornillo Sin Fin consiste en una carcaza ya sea en forma de U ó Tubular con una, dos ó más bocas de carga ó descarga, contiene en su parte interior un eje hueco en el cual va soldada un aspa continua que tiene la forma de un helicoide perfecto, que al girar arrastra al material que está dentro de la carcaza. Dicho eje en uno de sus extremos se acopla a un reductor y este a su vez a un motor, mientras que el otro extremo del eje hueco dependiendo de la longitud, va una unión con chumaceras y soportes para colocar el extremo de otro tramo del tornillo ó la tapa del otro lado de la carcaza. Dependiendo de la capacidad de transporte necesaria y la granulometría del material, se dimensiona el diámetro exterior de la helicoide. Mientras que dependiendo de la fluidez del material y de la inclinación del transportador de Tornillo se dimensiona el paso de la helicoide.

Este equipo sirve para mover materiales fríos ó calientes pero preferentemente de una granulometría pequeña.

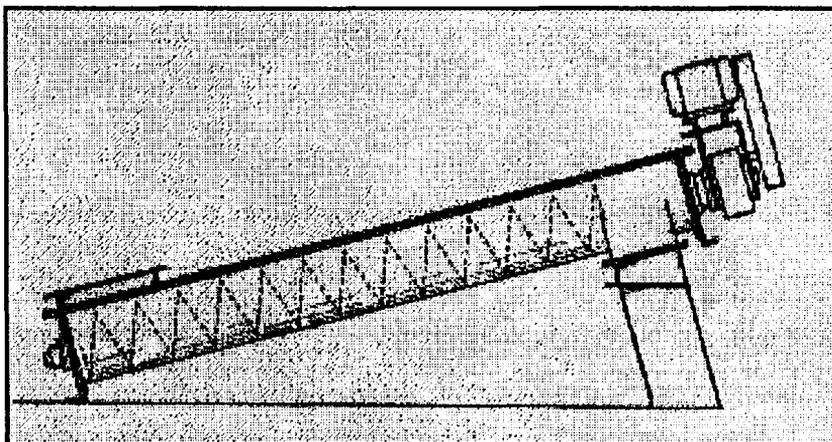


Fig.1.9.-Esquema de un Transportador de Tornillo.

**Costo Estimado del Sistema de Transporte con Tornillos
Transportadores en Dólares**

Costo de las Construcciones

Cimentación de Torres y Apoyos		3.000
Torres y Apoyos de Soporte		2.000
Secciones de Bastidor y Uniones		12.000
Apoyos de los Tornillos de Transporte		400
Chutes de Carga y Des. a los Tornillos		1.000
Pasillo de Inspección		1.200
Mano de Obra (20% de Const.)		3.920
Instalación y Montaje (30% de Const.)		5.880
Subtotal		29.400

Costos de Accesorios y Equipos

Motores y Reductores		8.000
Transportadores de Tornillo		32.000
Instalación y Montaje (30% de A. y E.)		12.000
Subtotal		52.000

Costo Total de los Trans. Torn. Sin Fin //S.	81.400
-----------------------------------------------------	---------------

**Tabla 1.5.-Costos Estimados para la Compra e Instalación del Sistema de
Transporte de Tornillo Sin Fin.**

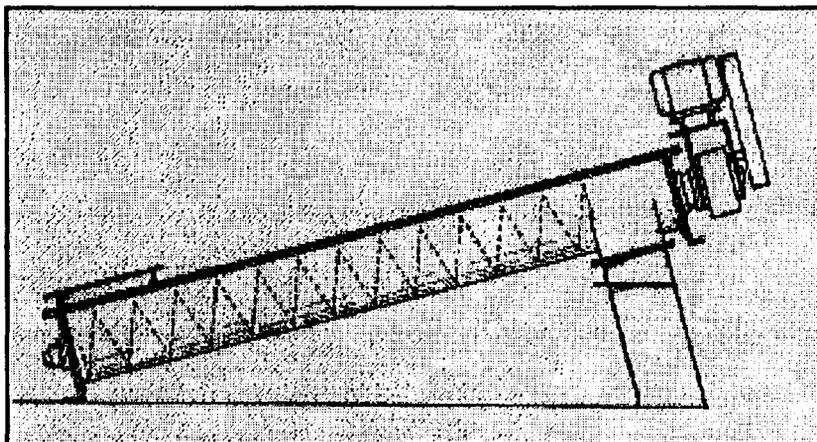


Fig.1.9.-Esquema de un Transportador de Tornillo.

**Costo Estimado del Sistema de Transporte con Tornillos
Transportadores en Dólares**

Costo de las Construcciones

Cimentación de Torres y Apoyos		3.000
Torres y Apoyos de Soporte		2.000
Secciones de Bastidor y Uniones		12.000
Apoyos de los Tornillos de Transporte		400
Chutes de Carga y Des. a los Tornillos		1.000
Pasillo de Inspección		1.200
Mano de Obra (20% de Const.)		3.920
Instalación y Montaje (30% de Const.)		5.880
Subtotal		29.400

Costos de Accesorios y Equipos

Motores y Reductores		8.000
Transportadores de Tornillo		32.000
Instalación y Montaje (30% de A. y E.)		12.000
Subtotal		52.000

Costo Total de los Trans. Torn. Sin Fin //S.	81.400
-----------------------------------------------------	---------------

**Tabla 1.5.-Costos Estimados para la Compra e Instalación del Sistema de
Transporte de Tornillo Sin Fin.**

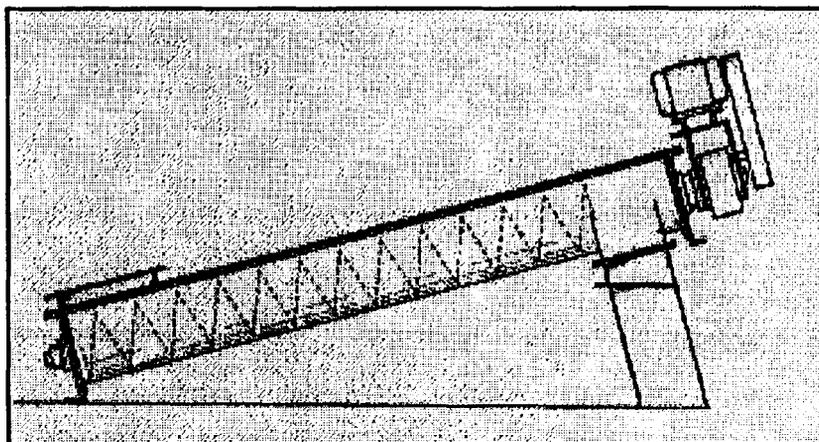


Fig.1.9.-Esquema de un Transportador de Tornillo.

**Costo Estimado del Sistema de Transporte con Tornillos
Transportadores en Dólares**

Costo de las Construcciones

Cimentación de Torres y Apoyos		3.000
Torres y Apoyos de Soporte		2.000
Secciones de Bastidor y Uniones		12.000
Apoyos de los Tornillos de Transporte		400
Chutes de Carga y Des. a los Tornillos		1.000
Pasillo de Inspección		1.200
Mano de Obra (20% de Const.)		3.920
Instalación y Montaje (30% de Const.)		5.880
Subtotal		29.400

Costos de Accesorios y Equipos

Motores y Reductores		8.000
Transportadores de Tornillo		32.000
Instalación y Montaje (30% de A. y E.)		12.000
Subtotal		52.000

Costo Total de los Trans. Torn. Sin Fin //S.	81.400
-----------------------------------------------------	---------------

**Tabla 1.5.-Costos Estimados para la Compra e Instalación del Sistema de
Transporte de Tornillo Sin Fin.**

Los transportadores de tornillo de preferencia no deben ser tan largos porque al existir una deflexión en el eje que soporta a la helicoide provoca el roce del aspa con la carcaza, por ello para grandes longitudes es preferible usar tramos de transportador de tornillo independientes.

Como inconveniente de esta alternativa tenemos que tendríamos que construir una estructura similar a la usada para un transportador de banda de caucho para soportar los tornillos.

1.4. SELECCIÓN DEL MÁS CONVENIENTE SISTEMA DE TRANSPORTE

A continuación detallamos las ventajas y desventajas que tienen los sistemas de transporte estudiados.

Transportador de Tablillas Metálicas.

Ventajas	Desventajas
Resiste Muy Altas Temperaturas.	Costo Muy Elevado.
Bajo Mantenimiento.	Importación de Todas sus partes
Sistema Ideal para la Aplicación.	Refacciones Costosas.
Sistema similar Aplicado en la Planta.	Potencia Mayor que uno de Banda.
Tiempo de Degradación de la banda alto.	Bastidor y Apoyos mas costosos.
	Tiempo de Puesta en Marcha mas Largo.
	Contaminación Medio Ambiente.

Transportador de Banda de Caucho.

Ventajas	Desventajas
Fácil de Construir	Banda de Caucho Costosa.
Menor Potencia.	Mantenimiento Costoso Relativamente.
Sistema similar Aplicado en la Planta.	Contaminación Medio Ambiente.
Resiste Altas Temperaturas Relativamente.	Tiempo de degradación de la banda medio.
Bastidor mas liviano.	
Tiempo de Puesta en Marcha Corto.	

Transportador de Tornillo Sin Fin.

Ventajas	Desventajas
Resiste altas temperaturas relativamente	Necesita de algunos Tramos (Motores).
No hay contaminación del Medio Ambiente.	Estructura Adicional de soporte necesaria para el equipo.
Sistema Aplicado en la Planta.	Mantenimiento Relativo.
	Tiempo de Puesta en Marcha Medianamente largo.

A continuación detallamos la matriz de decisión con los parámetros que intervienen en la selección del Sistema de Transporte más Conveniente para esta aplicación.

MATRIZ DE DECISIÓN

	Transportador de Tablillas	Transportador de Banda	Transportador de Tornillo
INVERSIÓN INICIAL	Elevado	Normal	Relativamente Elevado
MANTENIMIENTO PREVENTIVO	Muy Bajo	Bajo	Bajo
RESISTENCIA ALTAS TEMPERATURAS	Excelente	Relativamente Bueno	Bueno
CONSUMO DE ENERGÍA	Mediano	Bajo	Relativamente Alto
CONTAMINACIÓN MEDIO AMBIENTE	Bajo	Medio	Casi Nulo

REFACCIONES	Costosas	Medianamente Costosas	Costosas
CONSTRUCCIÓN	Importado	Nacional e Importado	Nacional e Importado
VIDA ÚTIL	Alta	Media	Media Alta
EXISTENCIA DE EQUIPOS SIMILARES	Si	Si	Si
CONFIABILIDAD DEL SISTEMA	Excelente	Buena	Buena
TIEMPO DE PUESTA EN MARCHA	120 Días	60 Días	90 Días

Tabla 1.6.-Matriz de Decisión para la Selección del mas Conveniente Sistema de Transporte.

Después de analizar los sistemas de transporte alternativos para este proyecto hemos llegado a la conclusión que el sistema más adecuado es un Transportador de Banda de Caucho para Altas Temperaturas. Tomamos esta decisión porque la inversión inicial es menor aunque el mantenimiento a largo plazo sea un poco mayor que el de los otros sistemas.

Otro de los parámetros que intervinieron en la decisión fue el tiempo de construcción, importación y puesta en marcha, pues el tiempo es mas corto que los demás.

1.5. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Una vez establecido el tipo de sistema de transporte a usar definiremos las dimensiones necesarias que deberá tener este transportador, de acuerdo a los planos de la infraestructura existente así como de la ubicación de las nuevas instalaciones y equipos.

Longitud del transportador C-C = 42.4m (139 Pies)

Inclinación = 11°

Capacidad= 100 TMPH

Tipo de Material a Transportar = Cal Viva (Quick Lime)

Granulometría Aprox. = <38 mm (1 1/2")

Temperatura= hasta 180°C

Velocidad de la Banda= Max. 1.27m/seg. (250 Pies/Min.)

Según las normas CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association) debido a la longitud que va a tener la banda para este transportador, va ha ser necesario un sistema de templado por gravedad. A más de ello va ha ser necesario colocar una polea para mejorar el agarre de la banda con la Polea motriz para que ésta no patine.

La Asociación de Constructores de Equipo para Sistemas de Transporte (C.E.M.A.) en los Estados Unidos de América es quien rige las normas que deben cumplir cada una de las partes del transportador de banda y por ello los diseños siempre se deben comparar a las normas que ellos tienen.

Los rodillos de carga, de impacto, de retorno por ejemplo son construidos bajo estas normas. También tenemos a la banda de caucho, las poleas de arrastre de la banda, y hasta las distancias mínimas del alto del bastidor y entre apoyos.

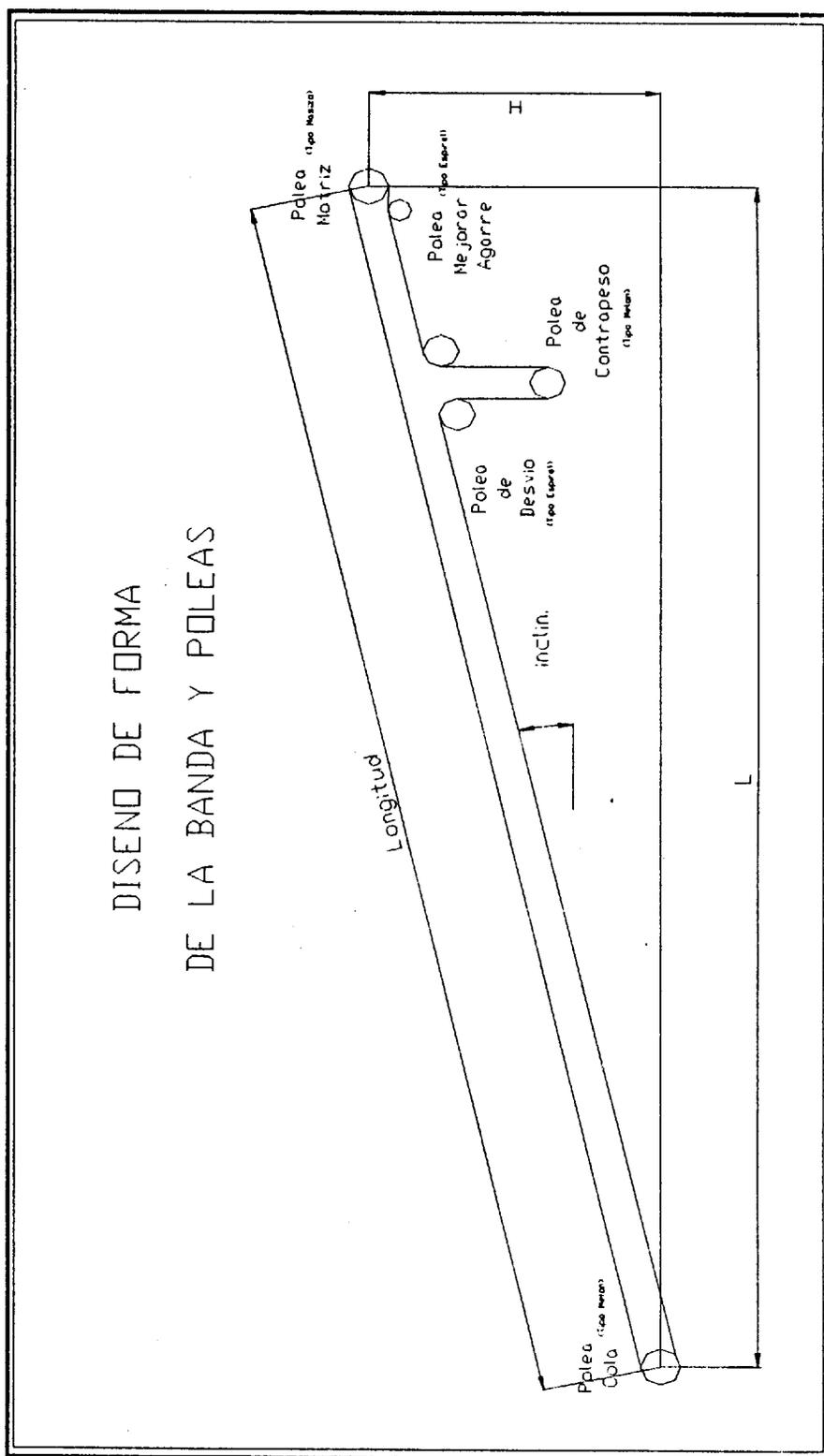


Fig. 1.10.-Diseño de Forma de la Banda y las Poleas.

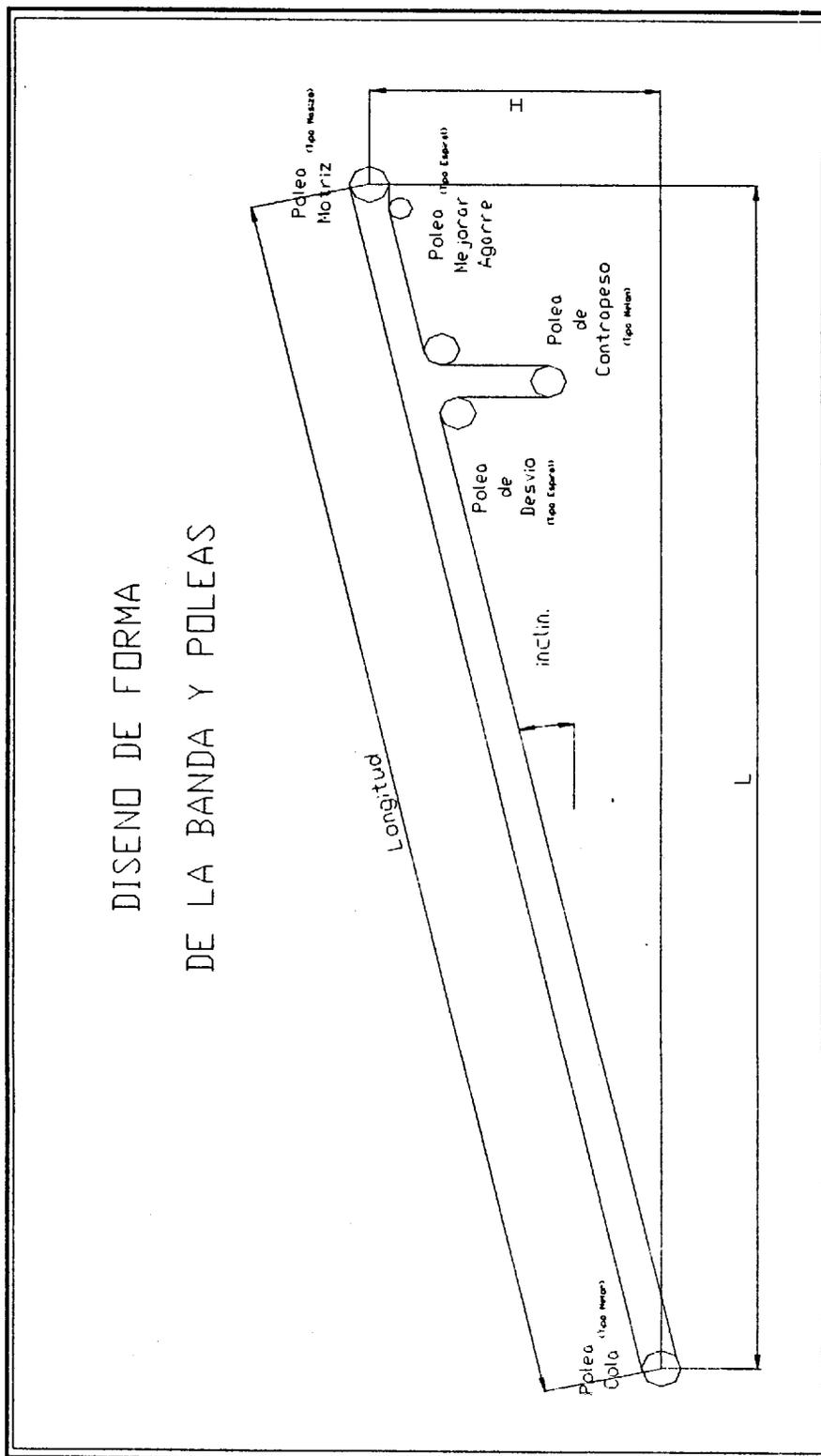


Fig. 1.10.-Diseño de Forma de la Banda y las Poleas.

Deberá tener una inclinación de 11° para poder salvar el transportador y la pila de deshecho del horno, así como para poder construir una tolva metálica que ayude a tener una alimentación constante sobre el molino.

Este transportador constará de 6 tambores ó poleas todas ellas con un ancho de 1" más por lado, para que la banda esté siempre en contacto con las poleas si existe un pequeño desalineamiento.

Se necesita de: una polea motriz recubierta con caucho para mayor agarre, una de cola, tres para el sistema del templador de gravedad y una para mejorar el agarre de la banda con la polea motriz. Tanto las poleas motriz, de cola y de contrapeso, deberán tener el mismo diámetro el cual es crítico, debido a que es donde la banda de caucho en su recorrido encuentra los menores radios de giro que podrían dañarla y disminuir su tiempo de vida. Las poleas de reenvío deberán tener un diámetro igual y no son tan críticas por ello siempre son menores que el de las otras poleas mientras que la polea para mejorar el agarre siempre es de 3 a 4" menor a la motriz.

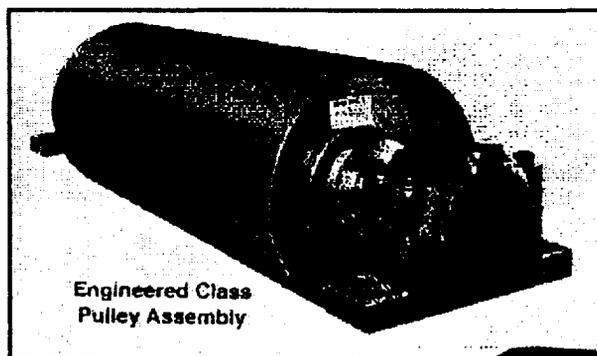


Fig 1.11.-Polea Motriz con Chumaceras, Bujes y Eje.

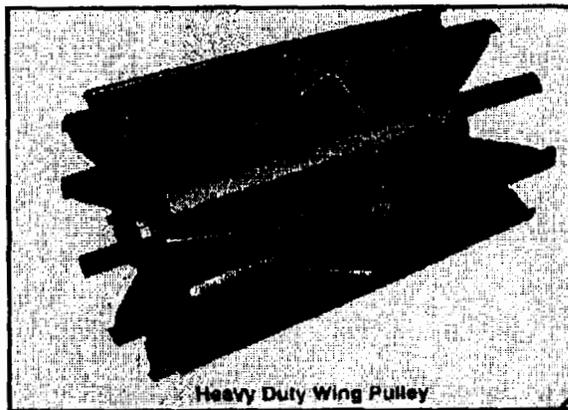


Fig. 1.12.-Polea de Melón para la Cola.

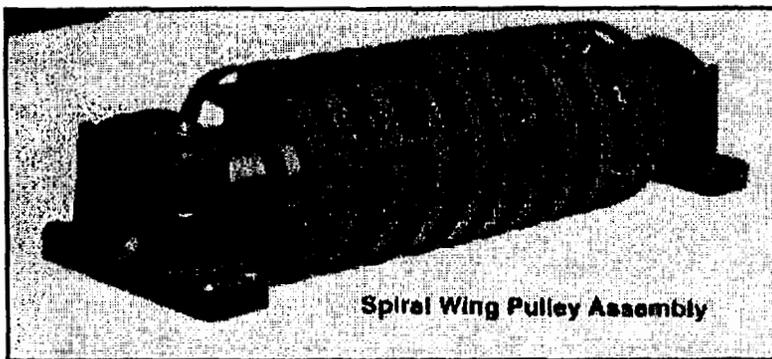


Fig. 1.13.-Polea en Espiral con Chumaceras, Bujes y Ejes.

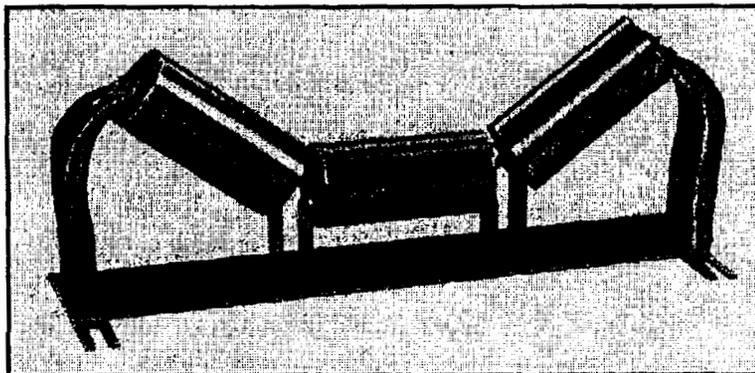


Fig. 1.14.-Rodillo de Carga de 35°.

El tipo de polea motriz siempre es cilíndrico (ver Fig. 1.7); mientras que el de cola y contrapeso son del tipo melón (ver Fig. 1.8); este tipo de polea evita daños a la banda cuando piedras pequeñas son agarradas por la banda y apretadas contra la polea.

Las poleas de reenvío y la de mejorar el agarre son del tipo espiral (ver Fig. 1.9) porque sirven para limpiar la banda de los finos que se quedan pegados en la banda.

Todas las poleas llevarán ejes los cuales estarán unidos a las poleas mediante bujes. Los diámetros de los ejes serán calculados y estarán apoyados sobre chumaceras que se unirán al transportador por soportes diseñados de acuerdo al caso.

Se ocuparan rodillos de carga con una inclinación de 35° en la zona de carga, de 20° en la zona de impacto y transición de la banda y rectos en la zona de retorno. De acuerdo con las normas CEMA, se colocará cada 4 pies un rodillo de carga por lo que se necesitará de aproximadamente 27 rodillos de carga de 35°, 3 rodillos de carga de 20° para las zonas de transición de la banda, 2 rodillos de carga autoalineantes de 35° para mantener la banda alineada y 4 rodillos de impacto de 20° para la zona de impacto.

Los rodillos de retorno serán colocados cada 10 pies por ello se necesitaran 9 rodillos de retorno, y 2 rodillos de retorno autoalineantes.

El tipo de polea motriz siempre es cilíndrico (ver Fig. 1.7); mientras que el de cola y contrapeso son del tipo melón (ver Fig. 1.8); este tipo de polea evita daños a la banda cuando piedras pequeñas son agarradas por la banda y apretadas contra la polea.

Las poleas de reenvío y la de mejorar el agarre son del tipo espiral (ver Fig. 1.9) porque sirven para limpiar la banda de los finos que se quedan pegados en la banda.

Todas las poleas llevarán ejes los cuales estarán unidos a las poleas mediante bujes. Los diámetros de los ejes serán calculados y estarán apoyados sobre chumaceras que se unirán al transportador por soportes diseñados de acuerdo al caso.

Se ocuparan rodillos de carga con una inclinación de 35° en la zona de carga, de 20° en la zona de impacto y transición de la banda y rectos en la zona de retorno. De acuerdo con las normas CEMA, se colocará cada 4 pies un rodillo de carga por lo que se necesitará de aproximadamente 27 rodillos de carga de 35° , 3 rodillos de carga de 20° para las zonas de transición de la banda, 2 rodillos de carga autoalineantes de 35° para mantener la banda alineada y 4 rodillos de impacto de 20° para la zona de impacto.

Los rodillos de retorno serán colocados cada 10 pies por ello se necesitaran 9 rodillos de retorno, y 2 rodillos de retorno autoalineantes.

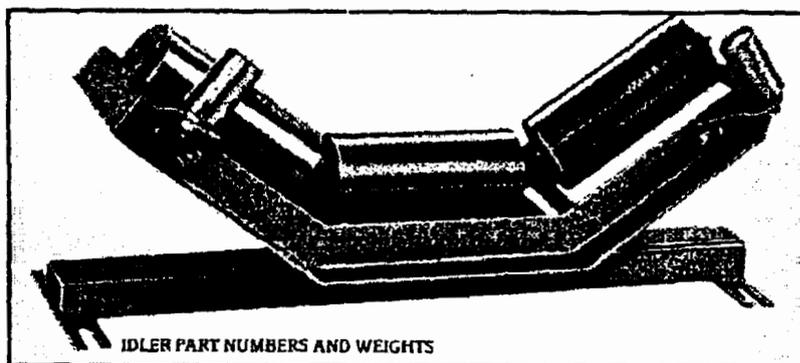


Fig. 1.15.-Rodillo de Carga Autoalineante de 35°.

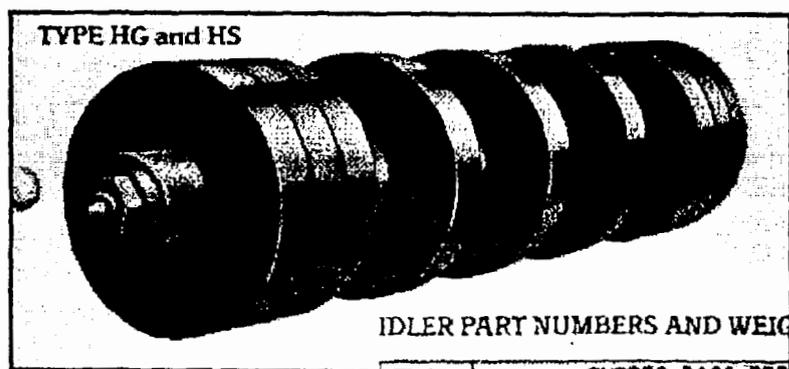


Fig. 1.16.-Rodillo de Retorno de Caucho.

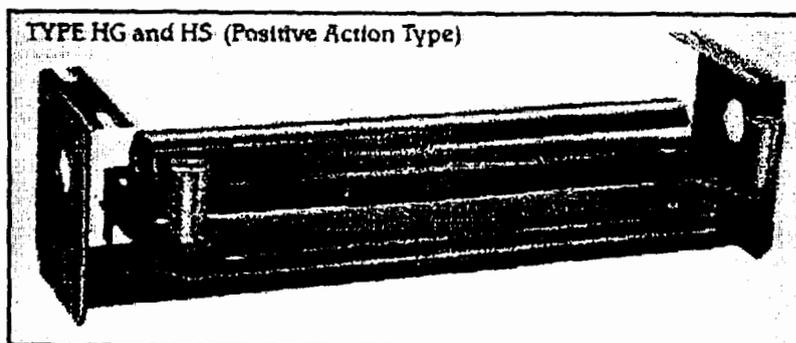


Fig. 1.17.-Rodillo de Retorno Metálico Autoalineante.

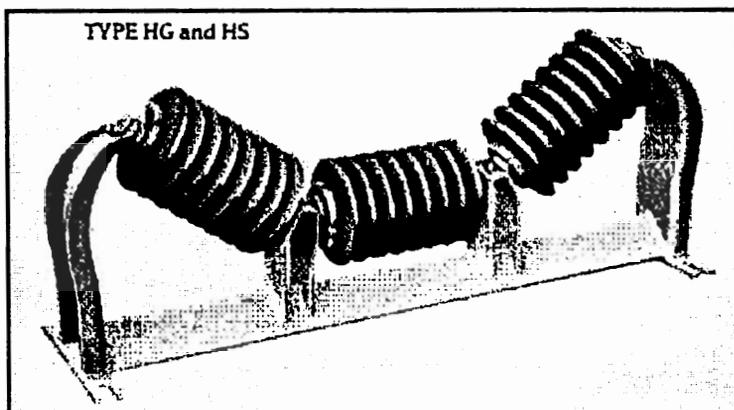


Fig. 1.18.-Rodillo de Impacto de 35°.

La velocidad a la que debe ir la banda será lo más baja posible y no debe ser mayor de 1.27 m/seg. (250 Pies/min), para evitar que el polvo se levante y exista contaminación. Para ello se probará la potencia necesaria con un motor y se la transmitirá a través de un reductor acoplado directamente al eje motriz.

El transportador deberá tener un pasillo en uno de sus costados para mantenimiento y supervisión del transportador, este deberá ser de ángulos, malla expandible y tubos.

La estructura o sea el bastidor que va a soportar a los rodillos, banda, poleas, pasillo para mantenimiento y al material a transportar en sí, deberá ser una celosía construida con ángulos en tramos de 6 y 3 metros y unidos entre sí mediante uniones especiales atornilladas. Dicha estructura por lo menos constará de 4 apoyos uno en cada extremo y dos intermedios para mayor seguridad siempre y cuando no afecten la operación de limpieza del material de deshecho del horno con la cargadora mecánica.

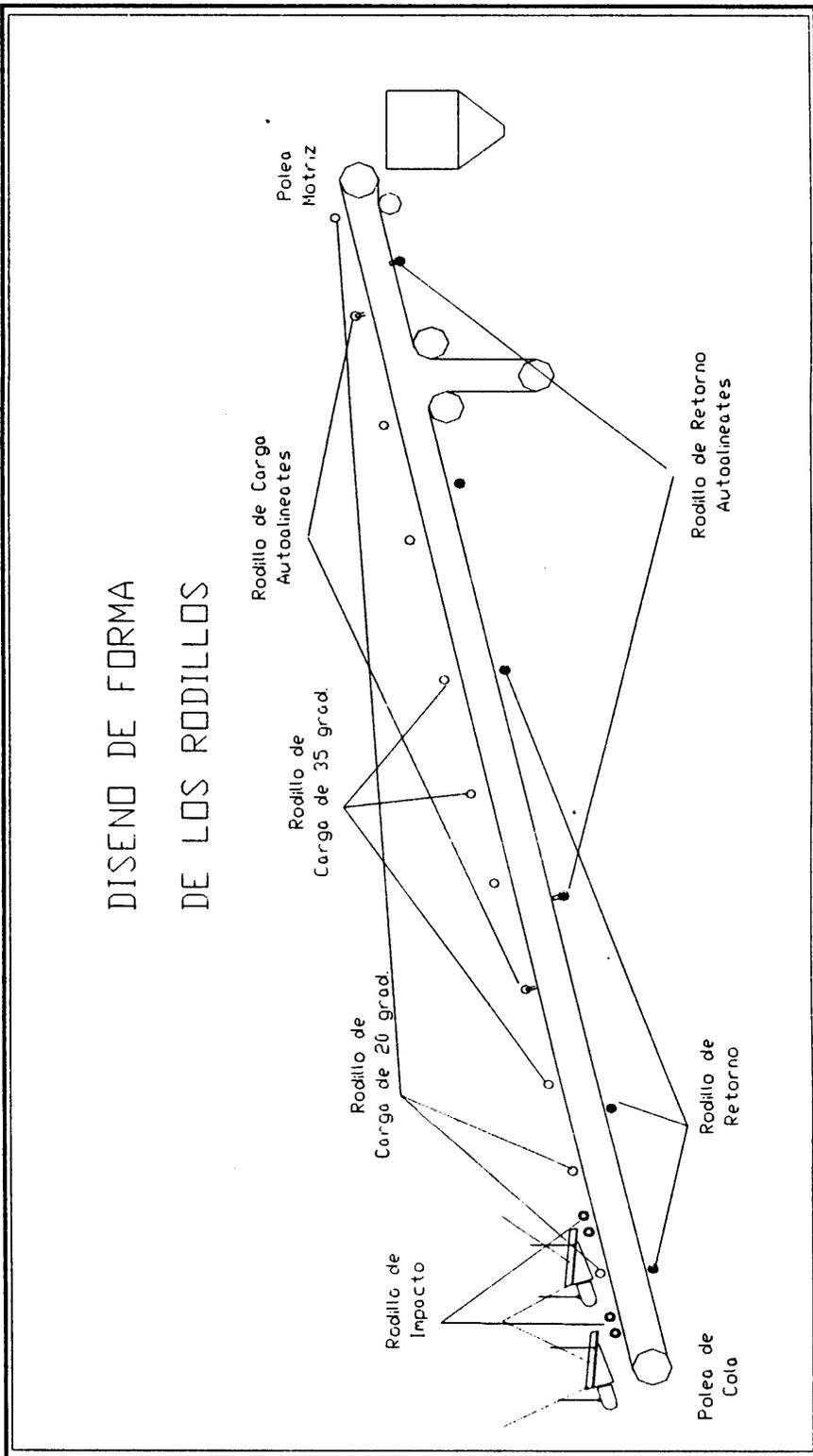


Fig. 1.19.-Diseño de Forma de los Rodillos.

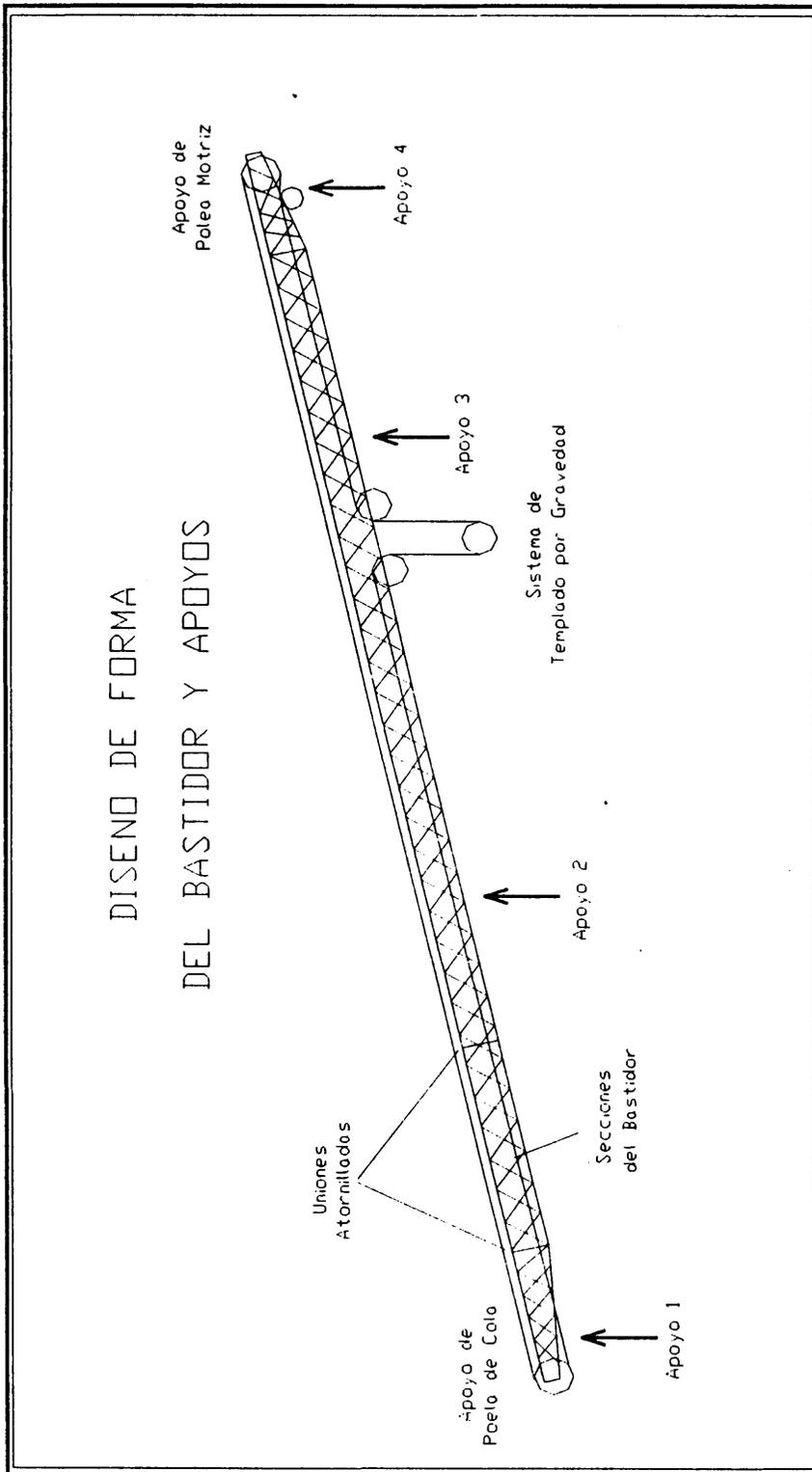


Fig. 1.20.-Diseño de Forma del Bastidor y Localización de los Apoyos.

El apoyo sobre la Polea Motriz (Apoyo #4) será la Torre que soportará al molino de martillos y la tolva. El apoyo de la Polea de Cola estará en las placas base colocadas sobre el contrapiso de la tolva de recepción.

Los apoyos intermedios por la altura, deberán ser celosías construidas también con ángulos, los cuales se unirán al bastidor del transportador mediante placas con pines. Dichas celosías se asentarán sobre lozas construidas donde corresponda, colocando placas base para que se suelden.

El apoyo sobre la Polea Motriz (Apoyo #4) será la Torre que soportará al molino de martillos y la toya. El apoyo de la Polea de Cola estará en las placas base colocadas sobre el contrapiso de la tolva de recepción.

Los apoyos intermedios por la altura, deberán ser celosías construidas también con ángulos, los cuales se unirán al bastidor del transportador mediante placas con pines. Dichas celosías se asentarán sobre lozas construidas donde corresponda, colocando placas base para que se suelden.

CAPITULO 2

DISEÑO DE LAS PARTES CONSTITUTIVAS DEL TRANSPORTADOR DE BANDA DE CAUCHO

2.1. DISEÑO DEL ANCHO DE BANDA

Como vemos en el diagrama de flujo, el transportador de banda alimenta a un molino de martillos que tiene una capacidad de hasta 100 TMPH, valor con el cual definimos la capacidad de carga necesaria para el transportador de banda.

Con la capacidad de carga necesaria vamos a la tabla 4B del Manual de Goodyear (Apéndice Tabla 1 y 2) para encontrar el ancho de banda necesario. Para ello necesitamos de los siguientes datos:

Tipo de Material: Cal Viva

Densidad: 960 Kg./m³, 60 lb/ft³.

Tamaño Máximo de Piedras: 38mm, 1 1/2".

Velocidad de la Banda: 1.3m/seg, 250 Pies/min.

Ángulo de los Rodillos: 35 Grados.

Capacidad: 100 TMPH.

Anchos de Banda Estándar en la Planta: 0.6m. (24"), 0.76m (30"), 0.9m. (36")

Debemos tomar en cuenta que los datos de esta tabla están en Toneladas Americanas o sea 1 Ton=2000Lb. , por ello la capacidad de carga mínima y corregida a obtener en esta tabla es de 110 TPH.

Aplicando la fórmula que indica la tabla para corregir los valores de las densidades que no están listadas obtenemos:

Capacidad=(Cap. a Dens. 100 Lbs/pie³.) (Conv. por Dens.) (Conv. por Veloc.)

Capacidad =(134)(60/100)(250/100)= 201 TPH ó 180.9 TMPH

Por lo tanto con un ancho de banda de 24", para una material a transportar con una densidad de 60 Lbs/ft³. tenemos una capacidad de 180.9 TMPH.

No es necesario calcular la capacidad teórica para una banda de 30" de ancho porque sería aún mayor y con 24" es suficiente.

Aunque este valor este sobredimensionado con respecto al que estamos necesitando, este valor es teórico y por lo tanto necesitamos un factor de seguridad para asegurar que este ancho de banda a está velocidad pueda llevar las 100TMPH. Además debemos tomar en cuenta que es un ancho de banda estándar para la planta, con el fin de llegar a una estandarización de los equipos.

2.2. CÁLCULO DE LAS TENSIONES EN LA BANDA

Para el cálculo de las tensiones nos guiamos en el manual de GOODYEAR.

Para ello necesitamos de los datos del transportador:

Longitud: 139 pies. (42.4m)

Altura: 26.5 pies. (8m)

Ángulo de Inclinación: 11°

Capacidad: 110TPH

Cálculo de la Tensión Efectiva

Para el cálculo de la tensión efectiva usamos la siguiente fórmula:

$$Te = C (L + Lo) (Q + 100T/3S) + (100TH/3S)$$

Donde:

Te = Tensión Efectiva

C = Factor de Fricción. Tabla 4F (Apéndice Tabla 5)

L = Proyección horizontal de la longitud del transportador en pies.

Lo = Factor de Longitud. Tabla 4F (Apéndice Tabla 5)

Q y B = Factores por Densidad y Servicio. Tabla 4G (Apéndice Tabla 6)

T = Capacidad de diseño en TPH

S = Velocidad de la banda en FPM

H = Proyección vertical de la longitud del transportador en pies.

De las tablas obtenemos:

$$C = 0.022$$

$$L_0 = 200$$

$$Q = 21$$

$$B = 6$$

$$T_e = 0.022 (136.45 + 200) (21 + (100)(110)(26.5) / (3)(250)) + \\ ((100)(110)(26.5) / (3) (250))$$

$$T_e = 652.66 \text{ Lbs.} = 2907 \text{ N.}$$

Cálculo de la Tensión en el Lado Templado (T_m) y en el Lado Flojo (T_2)

Para el cálculo de las tensiones debemos calcular T_m con las dos fórmulas y el mayor valor de los dos nos indicará con que fórmula debemos calcular T_2 :

$$(A) T_m = (1 + K) (T_e) \text{ entonces: } T_2 = T_m - T_e = K T_e$$

Donde:

$$K: \text{Factor de Conducción Tabla 4E (Apéndice Tabla 4)} = 0.38$$

$$(B) T_m = T_0 - C Q L / 2 + T_e + B H \text{ entonces:}$$

$$T_2 = T_m - T_e = T_0 - C Q L / 2 + B H$$

Donde:

T_o es la Tensión Mínima Recomendada y las fórmulas están en la tabla 4D (Apéndice Tabla 3). Para nuestra aplicación asumiremos un dos por ciento de deflexión de la banda cuando está apoyándose entre dos rodillos y que depende de la tensión de la banda (Sag).

$$T_o = 6.25 (B + 100 T / 3 S) I_o$$

Donde I_o = Es la distancia entre rodillos = 4 pies.

$$T_o = 6.25 (6 + 100 (110) / 3 (250)) 4$$

$$T_o = 516.6 \text{ Lbs.} = 2300 \text{ N.}$$

$$(A) T_m = (1 + 0.38) 652.66 = 900.67 \text{ Lbs}$$

$$(B) T_m = 516.6 - 0.022(21)(136.45) / 2 + 652.66 + 6 (26.5)$$

$$T_m = 1296.74 \text{ Lbs.} = 5770 \text{ N}$$

como (B) es mayor a (A) entonces T_2 es igual a:

$$T_2 = T_m - T_e = 1296.74 - 652.66 = 644.08 \text{ Lbs.} = 2870 \text{ N.}$$

Entonces tenemos que: $T_m = 1296.74 \text{ Lbs.} (5770 \text{ N.})$ y $T_2 = 644.08 \text{ Lbs.} (2870 \text{ N.})$

Cálculo de la Tensión en la Posición del Contrapeso

El sistema de tensión por gravedad lo colocaremos después de la polea motriz, por ende la tensión en la posición del contrapeso es:

$$T_{cwt} = T_2 = 644.08 \text{ Lbs.}$$

Así mismo por recomendaciones de GOODYEAR, el peso que será necesario colocar en el contrapeso es de dos veces la tensión en la posición del contrapeso.

$$\begin{aligned} \text{Fuerza sobre la Polea de Contrapeso: } 2 \times 644.08 &= 1288.16 \text{ Lbs.} \\ &= 5740 \text{ N.} \end{aligned}$$

O sea ésta será la tensión que deberá aplicar el peso a la polea de contrapeso. Este peso dependerá de la distancia al pivote a la que se coloque el contrapeso.

2.3. CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

Para el cálculo de la potencia del motor seguimos las instrucciones del manual de Goodyear y tenemos:

$$\begin{aligned} &T_e \times S \\ \text{BHP} &= \frac{\text{-----}}{33.000} \end{aligned}$$

Donde:

BHP: Potencia del Motor

Te: Tensión efectiva

S: Velocidad de la banda en FPM

$$BHP = \frac{652,66 \times 250}{33.000} \quad BHP = 4.94 \text{ HP}$$

Si consideramos un factor de seguridad del 40% por cualquier sobrecarga en la alimentación del equipo tenemos $H_{Ptotal} = 6,91 \text{ HP}$. Ésta sería la potencia teórica necesaria para mover el transportador, pero debemos escoger un motor de potencia estándar. Para esta aplicación seleccionamos un motor de 7.5 HP.

2.4. CÁLCULO DEL ANCHO DE LAS POLEAS PARA LA BANDA

Según las normas CEMA las poleas se construyen con una pulgada extra a cada lado de la banda por ende:

$$F = BW + 2''$$

$$F = 24'' + 2''$$

$$F = 26'' \quad \text{Donde } F \text{ es el ancho de la Polea.}$$

2.5. CÁLCULO DE LAS FUERZAS SOBRE LAS POLEAS DEBIDAS A LAS TENSIONES DE LA BANDA.

Las fuerzas T_m y T_2 fueron calculadas en el literal 2.2. Estos cálculos se realizan tomando el criterio de que el rozamiento de la banda con las poleas y rodillos es muy pequeña en comparación con la magnitud de T_m y T_2 .

Polea Motriz

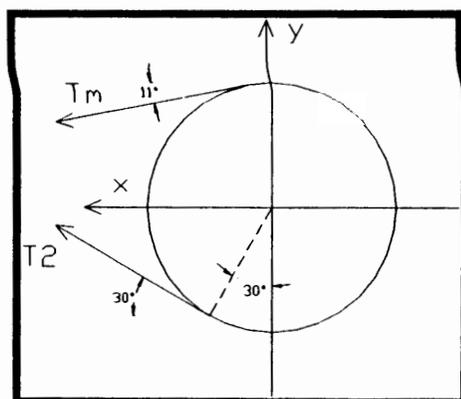


Fig. 2.1.- Fuerzas sobre la Polea Motriz.

Descomposición de T_m :

$$T_{mx} = T_m \times \cos 11^\circ = 5770 \times 0.98 = +5664 \text{ N}$$

$$T_{my} = T_m \times \sin 11^\circ = 5770 \times 0.19 = -1100 \text{ N}$$

Descomposición de T_2 :

$$T_{2x} = T_2 \times \cos 30^\circ = 2870 \times 0.86 = +2486 \text{ N}$$

$$T_{2y} = T_2 \times \sin 30^\circ = 2870 \times 0.50 = +1435 \text{ N}$$

Resultante de las Tensiones sobre la Polea Motriz:

En x :

$$TRx = Tmx + T2x = (+5664) + (+2486) = +8150 \text{ N}$$

En y :

$$TRy = Tmy + T2y = (-1100) + (+1435) = +335 \text{ N}$$

Polea de Cola

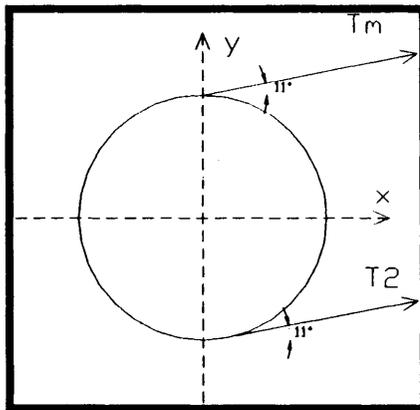


Fig. 2.2.- Fuerzas sobre Polea de Cola

Descomposición de T_m :

$$Tmx = Tm \times \cos 11^\circ = 5770 \times 0.98 = +5664 \text{ N}$$

$$Tmy = Tm \times \sin 11^\circ = 5770 \times 0.19 = +1100 \text{ N}$$

Descomposición de T_2 :

$$T2x = T2 \times \cos 11^\circ = 2870 \times 0.98 = +2817 \text{ N}$$

$$T2y = T2 \times \sin 11^\circ = 2870 \times 0.19 = +548 \text{ N}$$

Resultante de las Tensiones sobre la Polea de Cola:

En x :

$$TRx = Tmx + T2x = (+5664) + (+2817) = +8481 \text{ N}$$

En y :

$$TRy = Tmy + T2y = (+1100) + (+548) = +1648 \text{ N}$$

Polea de Reenvío del lado Motriz

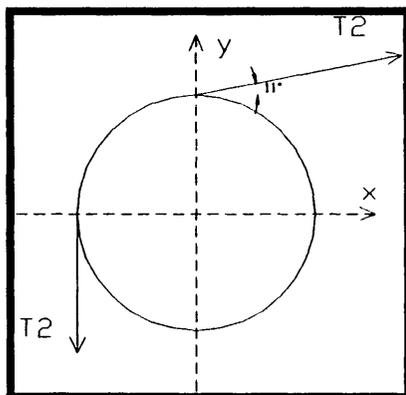


Fig. 2.3.- Fuerzas sobre la Polea de Reenvío del lado Motriz.

Descomposición de T2 :

$$T2x = T2 \times \cos 11^\circ = 2870 \times 0.98 = +2817 \text{ N}$$

$$T2y = T2 \times \sin 11^\circ = 2870 \times 0.19 = +548 \text{ N}$$

Resultante de las Tensiones sobre la Polea de Reenvío del lado Motriz:

En x :

$$TRx = T2x = (+2817) = +2817 \text{ N}$$

En y :

$$TR_y = T_2 + T_{2y} = (-2870) + (+548) = -2322 \text{ N}$$

Polea de Reenvío de la Cola

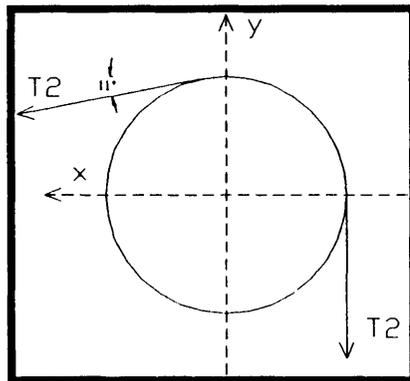


Fig. 2.4.-Fuerzas sobre la Polea de Reenvío de la Cola.

Descomposición de T_2 :

$$T_{2x} = T_2 \times \cos 11^\circ = 2870 \times 0.98 = +2817 \text{ N}$$

$$T_{2y} = T_2 \times \sin 11^\circ = 2870 \times 0.19 = -548 \text{ N}$$

Resultante de las Tensiones sobre la Polea de Reenvío de la Cola:

En x :

$$TR_x = T_{2x} = (+2817) = +2817 \text{ N}$$

En y :

$$TR_y = T_2 + T_{2y} = (-2870) + (-548) = -3418 \text{ N}$$

Polea del Templador de Gravedad

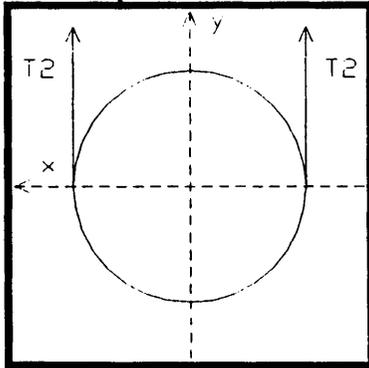


Fig. 2.5.-Fuerzas sobre la Polea del Templador de Gravedad.

Resultante de las Tensiones sobre la Polea del Templador de Gravedad:

En x :

$$TR_x = 0 \text{ N}$$

En y :

$$TR_y = T_2 + T_2 = (+2870) + (+2870) = +5740 \text{ N}$$

Polea para Mejorar el Agarre

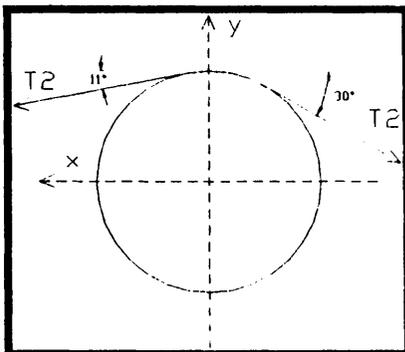


Fig. 2.6.- Fuerzas sobre la Polea para Mejorar el Agarre.

Descomposición de T2 :

$$T2x(11^\circ) = T2 \times \cos 11^\circ = 2870 \times 0.98 = +2817 \text{ N}$$

$$T2y(11^\circ) = T2 \times \sin 11^\circ = 2870 \times 0.19 = -548 \text{ N}$$

$$T2x(30^\circ) = T2 \times \cos 30^\circ = 2870 \times 0.86 = -2486 \text{ N}$$

$$T2y(30^\circ) = T2 \times \sin 30^\circ = 2870 \times 0.50 = -1435 \text{ N}$$

Resultante de las Tensiones sobre la Polea para Mejorar el Agarre:

En x :

$$TRx = T2x(11^\circ) + T2x(30^\circ) = (+2816) + (-2484) = +332 \text{ N}$$

En y :

$$TRY = T2y(11^\circ) + T2y(30^\circ) = (-548) + (-1435) = -1983 \text{ N}$$

2.6. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA BANDA

Para la selección de la banda debemos calcular el PIW (Carga por pulgada de ancho de banda), para ello dividimos la tensión máxima sobre las poleas para el ancho de banda y tenemos:

$$PIW = \frac{Tm}{BW} \quad Tm = 1293.74 \quad BW = 24 \quad PIW = 53.9 \text{ Lbs / Plg.}$$

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

Goodyear para dicha selección con lo que necesitamos de los siguientes datos del transportador:

Ancho: 24"

Tensión Máxima: 1293.74 Lbs = 53,9 PIW

Rodillos a 35°

Material: Cal Viva, 60Lbs/ft³. 20% de finos aproximadamente, con piedras máximo de 1 1/2".

Método de Unión: Con grapas metálicas.

Método de Tensión: Templador de Gravedad.

Temperatura: hasta 180° C.

Selección del Tipo de Armazón

El armazón escogemos tipo PLYLON por ser el que siempre se ha ocupado en la planta y ha demostrado excelentes cualidades para nuestra aplicación.

En las tablas 3-A, 3-B, 3-C, 3-D y 3-E del manual de Goodyear (Apéndice Tablas 7 al 11), encontramos los datos técnicos para éste tipo de armazón.

Con la tensión máxima 53,9 PIW entramos a la tabla 3-A (Apéndice Tabla 7) para escoger un tipo de Pylon. De dicha tabla seleccionamos Pylon 150 que es el mínimo construido por Goodyear pues solo requerimos 53,9 PIW. Una vez que hemos escogido ya un tipo de Pylon debemos comprobar en las tablas restantes si se cumplen las especificaciones de fábrica de acuerdo con los datos del transportador.

Es así que la tabla 3-B (Apéndice Tabla 8), que limita el ancho máximo de banda, nuestra selección la satisface. De igual manera la tabla 3-C (Apéndice Tabla 9) que limita el ancho mínimo de banda, la selección de Pylon 150 es correcta.

La Tabla 3-D (Apéndice Tabla 10) nos restringe el diámetro mínimo de la polea motriz, es así que para nuestra selección nos recomienda un diámetro mínimo de 16" con una tensión en la banda sobre el 80% de su máxima permitida, mientras que para las poleas de reenvío y de Desvío como mínimo un diámetro de 10". La tabla 3-E (Apéndice Tabla 11) nos da la distancia mínima de carrera para el templador de gravedad.

100 - 139

0.02 - X $X = 2.78$ pies

Por lo tanto el manual recomienda que la carrera mínima que debe existir para templar la banda debe ser de 2.78 pies (0,84m).

El tipo de Armazón seleccionado para este transportador es Pylon 150, 1/8" de espesor, de dos capas. Con el uso de este tipo de armazón queda definido completamente el diámetro de las poleas motrices y de reenvío, donde la polea motriz tendría 16" de diámetro mas 1/2" de espesor de Vulcanizado, o sea 17" de diámetro mientras que 16" para la polea de Cola y de Contrapeso.

Selección del Tipo y Espesor de las Cubiertas

Existen dos tipos de cubiertas en una banda la cubierta que está en contacto con el material a transportar y la cubierta que está en contacto con los rodillos, poleas motrices y de reenvío. El tipo de Cubierta siempre será el mismo para los dos tipos, lo que no sucede con los espesores.

De acuerdo al Manual de Goodyear, notamos que para transportar materiales calientes existen un sinnúmero de cubiertas especiales, pero para piedra caliza en especial se recomienda las cubiertas con compuesto Thermo-Shield, que existe de dos tipos, con tejido de refuerzo con Poliester y con Fibra de Vidrio. La primera resiste hasta 205°C mientras que la segunda hasta 425°C.

Para nuestra aplicación ocuparemos la cubierta tipo Thermo-Shield con tejido de refuerzo de Poliester, ya que nosotros tendremos como máximo 180°C de Temperatura y este tipo de compuesto resiste hasta 205°C.

Para la selección del espesor de la cubierta de contacto con el material, hacemos referencia a la tabla 3-V (Apéndice Tablas 13-19) donde existe una clasificación de los materiales de acuerdo a su abrasividad, donde la Cal Viva está clasificada como Moderadamente Abrasiva. Con este dato ingresamos en la tabla 3-W (Apéndice Tabla 20) donde para todos los tamaños de piedra existe un rango entre 1/32 y 1/8", como espesor para la Cubierta. Por tratarse de una banda transportadora relativamente larga, manejar piedras pequeñas y que debe estar en constante uso, seleccionamos un espesor de 1/8".

Para la selección del espesor de la cubierta de contacto con las poleas vamos a la tabla 3-X (Apéndice Tabla 21) donde se encuentran tabulados los valores estándares de espesores de las cubiertas de acuerdo al espesor seleccionado para la cubierta de contacto con el material. Por lo tanto el espesor de la cubierta de contacto con las poleas será de 1/16”.

2.7. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LAS POLEAS PARA LA BANDA

Tal como definimos en el diseño de forma las poleas de acuerdo a su ubicación en el transportador diferirán en su tipo y diámetro.

Polea Motriz

El tipo de polea es cilíndrico y de acuerdo al tipo de armazón escogido para la banda de caucho que desarrollamos en el paso anterior se define el diámetro mínimo para esta polea en 16”. Para el vulcanizado se escoge el tipo Herringbone Grooved con un espesor de 1/2” porque ha sido empleado con buenos resultados en la planta de áridos. Por lo tanto el diámetro de la Polea Motriz será de 17”.

Polea de Cola y de Contrapeso

Como se definió en el diseño de forma, este tipo de poleas deben ser tipo melón y del mismo diámetro que la polea motriz. Por ello el diámetro debe ser de 16”.

Poleas de Reenvío

Deben ser del tipo espiral por las razones mencionadas en las especificaciones técnicas y de un diámetro de 14" por ser suficiente para que la banda no sufra daños en su armazón.

Polea para mejorar el agarre

También esta polea debe ser del tipo espiral y con un diámetro de 12" es suficiente para que cumpla su cometido.

2.8. CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

El sistema de Transmisión constará de un reductor del tipo eje montado, dos poleas una en el motor y otra en el reductor, y de las bandas en V.

Para la selección del reductor y sus accesorios nos guiamos en el manual de DODGE ENGINEERING, en el apéndice hay la Tabla 31 que es una clasificación de acuerdo al tipo de servicio y aplicación donde va a trabajar el reductor. De aquí establecemos que el reductor necesario es de clase II.

Los datos necesarios para la selección del reductor son:

Velocidad de Banda = 250 pies/min,

Potencia = 7.5 Hp, 1750 RPM

Dia. Polea Motriz = 17" = 1.41pies.

$V = \omega (D/2) \quad \omega = 2V/D \quad \omega = 2 \times 250 / 1.41 = 354,6 \text{ rad/min.}$

$$1 \text{ rev} = 2\pi \text{ rad}$$

$$X_{\text{rev}} = 354,6 \text{ rad} \quad X_{\text{,}} = 56,43 \text{ rev/min.}$$

Ahora vamos a la tabla 33 del Apéndice donde de acuerdo a la potencia del motor y la velocidad angular necesaria en el eje, establecemos que los tipos de reductores posibles para esta aplicación son el TXT415 y el TXT425.

Seleccionamos el reductor TXT425, porque tiene una relación de reducción de 1:25 con lo que con este reductor obtengo una velocidad de salida de 70 R.P.M. y al necesitar 56,43 R.P.M., lo logro con una reducción de poleas en V con una relación de 1:1,24. Si escogiera el reductor TXT415, la relación de reducción entre poleas sería muy grande lo que involucraría poleas en V con diámetros totalmente desiguales, que no es aconsejable.

El reductor deberá poseer el dispositivo anti-giro para evitar que la banda cargada con material se regrese cuando por algún imprevisto el motor se detenga. Así mismo deberá ser adquirido con el soporte especial para agarrar el motor así como guardabandas y sellos contra el polvo.

Para la selección de las bandas y poleas para la transmisión de potencia del motor al reductor nos guiamos en el manual de DODGE ENGINEERING. Cabe señalar que escogemos las poleas del tipo QD, por tener una capacidad de torque suficiente para nuestra aplicación y fácil de montar y desmontar.

Para ello necesitamos los siguientes datos:

Características del Motor: 7.5 HP, 213T, 1750RPM

Velocidad angular de la polea motriz: 56,43 R.P.M.

Distancia entre poleas (Aproximada) = 14", 35.56cm

Seleccionamos el factor de servicio de la tabla 12. FS = 1.4

Multi. la potencia de Diseño por el factor de servicio $7.5 \times 1.4 = 10.5$ HP

En la tabla 43 del Apéndice con la potencia corregida y la velocidad del motor, seleccionamos el tipo de bandas en V recomendado. Para nuestro caso escogemos tipo A.

Necesitamos encontrar la velocidad a la que necesita girar la polea del reductor, para ello realizamos la siguiente operación:

$56,43 \text{ Rev/min (Nec. P. Motriz)} \times 25 \text{ (Relac. de Reduc.)} = 1410,75 \text{ Rev./Min.}$

De aquí que:

Velocidad de la Polea de Motor: 1750 RPM

Velocidad de la Polea de Reductor: 1410,75 R.P.M.

Relación de Velocidad: 1,24

Con la relación de velocidad vamos a la tabla 46 y 47 del Apéndice donde seleccionamos las poleas con la relación de velocidad:

Polea de motor: Dia. Primitivo 4,2"

Polea de reductor: Dia. Primitivo 5,2"

Potencia por Banda: 6,39HP/banda

Características del Motor: 7.5 HP, 213T, 1750RPM

Velocidad angular de la polea motriz: 56,43 R.P.M.

Distancia entre poleas (Aproximada) = 14", 35.56cm

Seleccionamos el factor de servicio de la tabla 12. FS = 1.4

Multi. la potencia de Diseño por el factor de servicio $7.5 \times 1.4 = 10.5$ HP

En la tabla 43 del Apéndice con la potencia corregida y la velocidad del motor, seleccionamos el tipo de bandas en V recomendado. Para nuestro caso escogemos tipo A.

Necesitamos encontrar la velocidad a la que necesita girar la polea del reductor, para ello realizamos la siguiente operación:

$56,43 \text{ Rev/min (Nec. P. Motriz)} \times 25 \text{ (Relac. de Reduc.)} = 1410,75 \text{ Rev./Min.}$

De aquí que:

Velocidad de la Polea de Motor: 1750 RPM

Velocidad de la Polea de Reductor: 1410,75 R.P.M.

Relación de Velocidad: 1,24

Con la relación de velocidad vamos a la tabla 46 y 47 del Apéndice donde seleccionamos las poleas con la relación de velocidad:

Polea de motor: Dia. Primitivo 4,2"

Polea de reductor: Dia. Primitivo 5,2"

Potencia por Banda: 6,39HP/banda

Con la distancia aproximada entre centros sacamos el número de la banda necesaria que para este caso es A42, con un factor de corrección de longitud de 0,86.

Ahora comprobamos si cumple las condiciones de la tabla 13:

Diámetro Primitivo Mínimo para Polea de Motor: 3,8"

Ancho máximo de cara: 6.5" y como vemos estos valores se cumplen.

Para sacar la cantidad de bandas que se necesitan hacemos los cálculos como indica el manual.

$$(HP/banda) \times \text{factor de correc. de longitud} = 6,39 \times 0,86 = 5,5$$

$$(\text{Potencia de Diseño} \times \text{factor de servicio}) / (HP/banda) \times \text{factor de correc. de longitud} = (7,5 \times 1,4) / 5,5 = 1,9 \approx 2$$

De aquí que necesitamos 2 bandas por lo menos para esta aplicación.

Para la selección exacta de las poleas vamos a la tabla 48 del apéndice donde:

$$\text{Diá. Exterior} = \text{Diá. Prim.} + 0.75'' = 4.2'' + 0.75'' = 4.95'' \text{ Polea de Motor}$$

$$\text{Diá. Exterior} = \text{Diá. Prim.} + 0.75'' = 5.2'' + 0.75'' = 5.95'' \text{ Polea del}$$

Reductor

Con la distancia aproximada entre centros sacamos el número de la banda necesaria que para este caso es A42, con un factor de corrección de longitud de 0,86.

Ahora comprobamos si cumple las condiciones de la tabla 13:

Diámetro Primitivo Mínimo para Polea de Motor: 3,8"

Ancho máximo de cara: 6.5" y como vemos estos valores se cumplen.

Para sacar la cantidad de bandas que se necesitan hacemos los cálculos como indica el manual.

$$(HP/banda) \times \text{factor de correc. de longitud} = 6,39 \times 0,86 = 5,5$$

$$(\text{Potencia de Diseño} \times \text{factor de servicio}) / (HP/banda) \times \text{factor de correc. de longitud} = (7,5 \times 1,4) / 5,5 = 1,9 \approx 2$$

De aquí que necesitamos 2 bandas por lo menos para esta aplicación.

Para la selección exacta de las poleas vamos a la tabla 48 del apéndice donde:

$$\text{Diá. Exterior} = \text{Diá. Prim.} + 0.75'' = 4.2'' + 0.75'' = 4.95'' \text{ Polea de Motor}$$

$$\text{Diá. Exterior} = \text{Diá. Prim.} + 0.75'' = 5.2'' + 0.75'' = 5.95'' \text{ Polea del Reductor}$$

Con la potencia de diseño y la fórmula sacada del manual de DODGE ENGINEERING, en la página D1-16, calculamos el torque que debe resistir el buje que va a unir la polea con el eje tanto del motor como del reductor:

$$T = (63025 \times \text{Pot.Diseño} \times \text{factor de servicio}) / \text{R.P.M.}$$

$$T = (63025 \times 7,5 \times 1.4) / 1750 = 378,15 \text{ Lbs-plg. Para Buje de Polea de Motor.}$$

$$T = (63025 \times \text{Pot.Diseño} \times \text{factor de servicio}) / \text{RPM}$$

$$T = (63025 \times 7.5 \times 1.4) / 1410,75 = 469,08 \text{ Lbs-plg. Para Buje de Polea de Reductor.}$$

Notamos en la tabla de la página D1-16 que el tipo de buje QD más sencillo puede resistir, por lo tanto podemos seleccionar cualquiera de los tipos QD y dejar la selección en base a los agujeros. Para ello necesitamos los diámetros de los ejes del motor y del reductor:

Diámetro eje motor: 1 3/8"

Diámetro eje de reductor: 1 7/16"

Para la selección del Buje de la polea del motor buscamos en base al agujero de 1 3/8", tipo QD y encontramos que existe en el tipo SH.

Con un procedimiento similar seleccionamos el tipo de buje para la polea del reductor. Donde tenemos que el buje necesario es del tipo QD, SH de agujero 1 7/16".

2.9. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODILLOS PARA LA BANDA.

Para la selección de los rodillos nos guiaremos en el manual de REXNORD (Apéndice Tablas 23-30) *Power Transmission and Conveying Components*, donde se encuentra el procedimiento de selección de estos rodillos.

Determinación de la carga estática por rodillo para los rodillos de Carga

$$Ls = Si \left(\frac{TPH \times 33.3}{FPM} + Wb \right)$$

Donde:

$Ls = ?$. Carga estática por rodillo en Lbs.

$Si = 4$. Espaciamiento de los rodillos en Pies.

$TPH = 110$. Capacidad requerida para el transportador en Ton Cortas/Hora.

$FPM = 250$. Velocidad de la banda en Pies/ min.

$Wb = 4.12$ Peso de la banda por Pie en Lbs/pie. (Apéndice Tabla 24).

$$Ls = 4 \left(\frac{110 \times 33.3}{250} + 4.12 \right) = 75,08 Lbs.$$

Determinación de la carga de trabajo por rodillo para los rodillos de Carga

$$Lw = Ls \times Fsp \times Fl \times Fse \times Fe$$

Donde:

$Lw = ?$ Carga de trabajo del rodillo Lbs/ rodillo.

$Ls =$ Carga estática por rodillo.

$Fsp =$ Factor de Velocidad. (Apéndice Tabla 25)

$Fl =$ Factor por tamaño de piedra. (Apéndice Tabla 26)

$Fse =$ Factor de Servicio. (Apéndice Tabla 27)

$Fe =$ Factor Ambiental. (Apéndice Tabla 28)

Tomando en cuenta que el diámetro de los rodillos es de 5", y la velocidad de 250 FPM. entonces $Fsp = 0.825$

Para el factor Fl , con la densidad de la cal viva y con el tamaño máximo de piedra determinamos el valor que en este caso es 1.

El factor Fse , factor de servicio, tenemos que $Fse = 1.1$.

El factor ambiental $Fe = 1.0$ pues como sabemos la cal viva es medianamente abrasiva.

Por ello:

$$Lw = 72.2 \times 0.825 \times 1.0 \times 1.1 \times 1.0 = 65.52 \text{ Lbs.}$$

Usando el ancho de banda y el ángulo del rodillo, 24" y 35° respectivamente vamos a la tabla 29 del Apéndice, para tomar como selección la serie que tenga una carga mas grande que L_w . Si L_s es mas grande que L_w , deberemos hacer la selección en base a L_s .

Notamos que la serie B es suficiente para nuestra aplicación pues tenemos una carga por rodillo de 72.2 Lbs y la serie B para nuestros requerimientos soporta hasta 410 Lbs.

Determinación de la carga estática por rodillo para los rodillos de Retorno

$$L_s = S_i \times W_b$$

$L_s = ?$ Carga Estática por rodillo (lbs por rodillo)

$S_i = 20$. Espaciamiento entre rodillos de retorno en Pies.

$W_b = 4.12$ Peso de la banda por pie en Lbs/pie.

$$L_s = 20 \times 4.12 = 82.4 \text{ Lbs}$$

Determinación de la carga de trabajo por rodillo para los rodillos de Retorno

$$L_w = L_s \times F_{sp} \times F_{se} \times F_e$$

Donde:

$L_w = ?$ Carga de trabajo del rodillo Lbs/ rodillo

$L_s =$ Carga estática por rodillo.

$F_{sp} =$ Factor de Velocidad

F_{se} = Factor de Servicio

F_e = Factor Ambiental

Del mismo modo los diferentes factores los sacamos de las tablas como el procedimiento anterior, y obtenemos:

$$L_w = 68 \times 0.825 \times 1.1 \times 1.0 = 61.17 \text{ Lbs}$$

Del mismo modo que el caso para rodillos de carga usando el ancho de banda, 24", vamos a la tabla 29 del apéndice, para tomar como selección la serie que tenga una carga mas grande que L_w . Si L_s es mas grande que L_w , deberemos hacer la selección en base a L_s .

Notamos que de igual modo como en los rodillos de carga la serie B es suficiente para esta aplicación pues tenemos una carga por rodillo de 68 Lbs y la serie B para nuestros requerimientos soporta hasta 190 Lbs.

En los rodillos de retorno se puede escoger dos tipos de fijaciones. El uno en el que el rodillo cuelga, y el otro en el que el rodillo es soportado de la estructura del bastidor del transportador. Para el tipo de bastidor que vamos a construir con ángulos, es mas conveniente el tipo de fijación que soporta al rodillo de retorno.

La selección de la serie para los rodillos de impacto y de carga autoalineates se toma la misma escogida para los rodillos de carga. La diferencia está en que los rodillos de impacto son de caucho y con una forma como de anillos unidos. Siempre se los escoge con un diámetro de por lo menos una pulgada mayor que los de carga. Mientras que para los rodillos de carga autoalineates la diferencia está en que tienen una

estructura diferente que les permite girar unos cuantos grados para centrar la banda y al mismo tiempo evitar que la banda se corra hacia un lado u otro.

Para la selección de los rodillos de retorno autoalineates es la misma que para los de retorno. Se diferencian de los de retorno solamente porque poseen unos topes con pequeños rodillos y cumplen la misma función que los rodillos de carga autoalineantes.

2.10. DISEÑO DE LOS ÁRBOLES, BUJES Y RODAMIENTOS PARA LAS POLEAS DEL TRANSPORTADOR

Polea Motriz

Usamos el método de superposición para encontrar las reacciones en los apoyos, pues tenemos cargas tanto entre apoyos como fuera de ellos. Los valores de los pesos de las poleas y las resultantes de las tensiones de la banda de caucho sobre las poleas son transmitidas a los ejes a través de los dos bujes, por ello estos valores son divididos a la mitad.

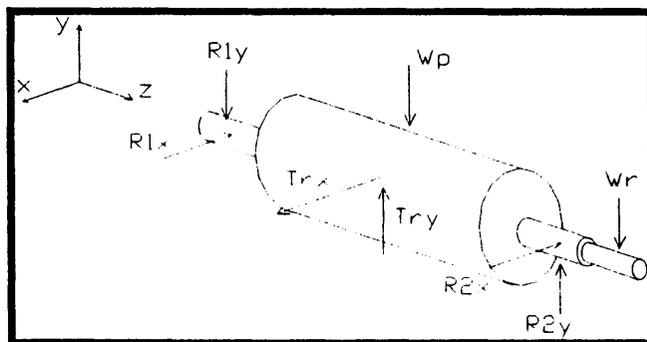


Fig. 2.7.-Fuerzas sobre el eje de la Polea Motriz.

estructura diferente que les permite girar unos cuantos grados para centrar la banda y al mismo tiempo evitar que la banda se corra hacia un lado u otro.

Para la selección de los rodillos de retorno autoalineates es la misma que para los de retorno. Se diferencian de los de retorno solamente porque poseen unos topes con pequeños rodillos y cumplen la misma función que los rodillos de carga autoalineantes.

2.10. DISEÑO DE LOS ÁRBOLES, BUJES Y RODAMIENTOS PARA LAS POLEAS DEL TRANSPORTADOR

Polea Motriz

Usamos el método de superposición para encontrar las reacciones en los apoyos, pues tenemos cargas tanto entre apoyos como fuera de ellos. Los valores de los pesos de las poleas y las resultantes de las tensiones de la banda de caucho sobre las poleas son transmitidas a los ejes a través de los dos bujes, por ello estos valores son divididos a la mitad.

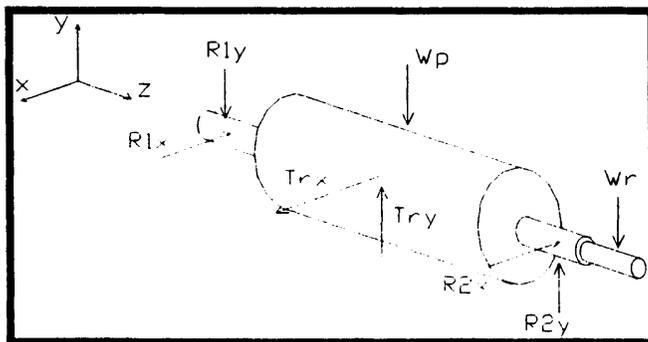


Fig. 2.7.-Fuerzas sobre el eje de la Polea Motriz.

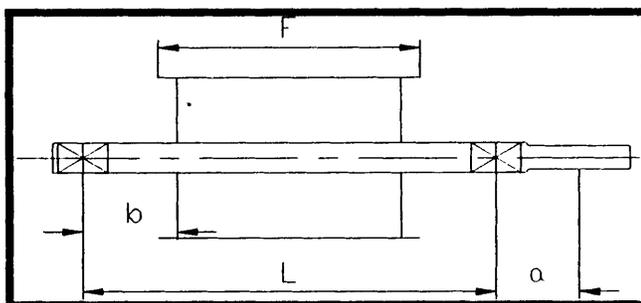


Fig. 2.8.-Esquema de las dimensiones de las Poleas.

donde:

F = Ancho de la Polea.

b = Distancia entre la cara lateral de la Polea y el centro de la Chumacera.

L = Distancia entre centros de chumaceras.

a = Distancia entre centro de chumacera y centro del reductor (Solo en Polea Motriz).

Los valores de las resultantes de las tensiones de la banda sobre las poleas fueron calculadas en el literal 2.5, dichos valores, pesos de las poleas, el reductor y las dimensiones son:

Identificación de la Polea	W_p	TR_x	TR_y	W_r	a	L
Polea Motriz	490	8150	335	436	0.22	1.06
Polea de Cola	837	8481	1648	-	0.22	1.06
Polea de Reenvío de Cabeza	730.5	2817	2322	-	0.22	1.06
Polea de Reenvío de Cola	730.5	2817	3418	-	0.22	1.06
Polea para Mejorar Agarre	534	332	1983	-	0.22	1.06
Polea del Templador Gravedad	877	0	5740	-	0.22	1.06

Fig. 2.9.-Resultados de las Componentes de las Fuerzas sobre las Poleas debidas a la acción de la Banda de Caucho.

Establecidas las cargas sobre el eje calculamos las reacciones en los apoyos en los dos planos.

Cálculo de las Reacciones en los Apoyos en el Plano y-z

R'y = Por Cargas entre Apoyos.

$$R'1y = R'2y = - [Wp / 2 + TRy / 2] = -[(-490/2) + (+335/2)] = +77.5 \text{ N}$$

R''y = Por Carga en Volado del Reductor.

$$R''1y = Wr \times a / L = (-436 \times 0.22 / 1.06) = -90.5 \text{ N}$$

$$R''2y = -(Wr \times (L + a) / L) = -(-436 \times (1.06 + 0.22)/1.06) = +526 \text{ N}$$

$$R1y = R'1y + R''1y = -13 \text{ N}$$

$$R2y = R'2y + R''2y = +603.5 \text{ N}$$

Cálculo de las Reacciones en los Apoyos en el Plano x-z

$$R1x = R2x = TRx / 2 = -[+8150/2] = -4075 \text{ N}$$

Una vez que hemos encontrado las reacciones sobre los apoyos en los dos planos, graficamos los diagramas de Cortantes y Momentos Flexionantes del Eje Motriz en dichos planos.

Establecidas las cargas sobre el eje calculamos las reacciones en los apoyos en los dos planos.

Cálculo de las Reacciones en los Apoyos en el Plano y-z

R'y = Por Cargas entre Apoyos.

$$R'1y = R'2y = - [Wp / 2 + TRy / 2] = -[(-490/2) + (+335/2)] = +77.5 \text{ N}$$

R''y = Por Carga en Volado del Reductor.

$$R''1y = Wr \times a / L = (-436 \times 0.22 / 1.06) = -90.5 \text{ N}$$

$$R''2y = -(Wr \times (L + a) / L) = -(-436 \times (1.06 + 0.22)/1.06) = +526 \text{ N}$$

$$R1y = R'1y + R''1y = -13 \text{ N}$$

$$R2y = R'2y + R''2y = +603.5 \text{ N}$$

Cálculo de las Reacciones en los Apoyos en el Plano x-z

$$R1x = R2x = TRx / 2 = -[+8150/2] = -4075 \text{ N}$$

Una vez que hemos encontrado las reacciones sobre los apoyos en los dos planos, graficamos los diagramas de Cortantes y Momentos Flexionantes del Eje Motriz en dichos planos.

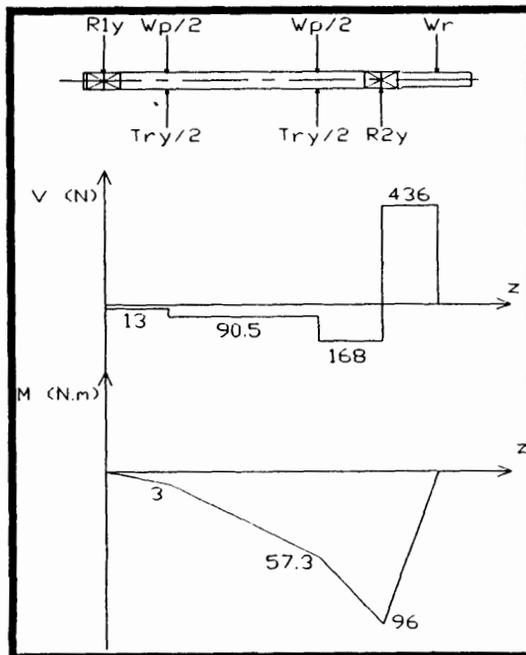


Fig. 2.10.-Diagrama de Cortantes y Momentos del Eje Motriz Plano Y-Z.

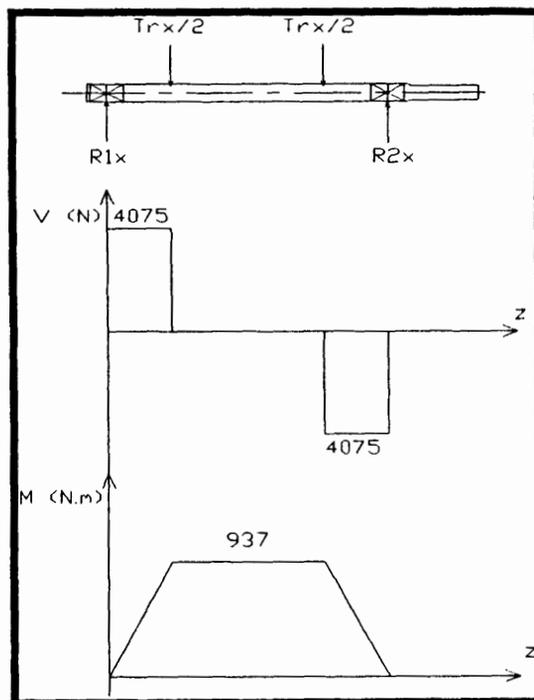


Fig. 2.11.-Diagrama de Cortantes y Momentos del Eje Motriz Plano X-Z.

Una vez que hemos encontrado las reacciones en los apoyos y dibujado los diagramas de Cortantes y Momentos Flexionantes procedemos a diseñar el diámetro del eje.

El material que ocuparemos para los ejes será Acero AISI 4340 Rolado en Caliente el cual tiene una Resistencia a la Fluencia de 855 MPa y una Resistencia Última de 965MPa. Ocuparemos las ecuaciones y procedimiento del capítulo 18 del Libro de Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley y nos referiremos a sus ecuaciones de acuerdo a la nomenclatura que tienen en dicho libro.

Haremos una estimación del diámetro primeramente haciendo un análisis por Flexión y Torsión, a través de la formula 18-10, ya que debemos hacer un diseño definitivo bajo condiciones de Fatiga.

$$d = \left[\frac{32\eta}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Donde :

d= Diámetro Mínimo del Eje para una carga de Flexión y Torsión.

η = Factor de Seguridad por Flexión y Torsión. Escogemos 3.

S_y = Resistencia a la Fluencia del Material.

M = Momento Flector Máximo en el Punto de Interés.

T = Torque Máximo sobre el Eje.

El Momento Flector Máximo es la resultante de los momentos encontrados en los Planos Y-Z y X-Z, de aquí que :

$$M = \sqrt{M_{yz}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M = \sqrt{57.3^2 + 937^2}$$

$$M = 938,75 \text{ N.}$$

El Torque Máximo es el Torque del Motor a las revoluciones que gira la Polea Motriz del Transportador. Osea:

$$T \times n = 7130 \times H$$

$$H = \frac{7130}{7130} \quad T = \frac{7130 \times H}{n}$$

$$T = \frac{7130 \times 7.5}{56,43} = 947,6 \text{ N.m}$$

$$d = \left[\frac{32 \times 3}{\pi 855 \text{ MPa}} (938,75^2 + 947,6^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = 0,036 \text{ m} = 36 \text{ mm}$$

Calculamos el factor de Seguridad para la Fatiga que resulta con el diámetro encontrado con el diseño por Flexión y Torsión:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{32}{\pi d^3} \left[\left(\frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Donde $M_a = M$ y $T_m = T$

$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times S_e'$ Ecuación 7-13 de Shigley

Donde $S_e' = 0.504 S_{ut}$ Ecuación 7-4 de Shigley

$$S_e' = 0.504 \times 965 \times 10^6 = 486.36 \text{ Mpa.}$$

$$k_a = a \times S_{ut}^b = 4.51 \times 965^{0.62} = 0.72$$

$$k_b = \text{Fórmula 7-15 Shigley} = 0.83$$

$$k_c = 0.577 \text{ Ecuación 7-22 Shigley}$$

$$k_d = 1 \text{ Tabla 7-5 Shigley}$$

$$k_e = 1$$

$$S_e = 168 \text{ MPa}$$

$$n = 0.84$$

Donde también:

$$M_a = M \qquad T_m = T$$

Como es un factor de Seguridad menor a uno, este eje, con ese diámetro tendría una vida finita por lo tanto debemos encontrar un diámetro mayor para que tenga una vida infinita.

Aplicando la misma fórmula para el diseño por fatiga y con un factor de seguridad de 2.88 obtenemos:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{32}{\pi d^3} \left[\left(\frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$d = 0,055m = 55mm$$

Este sería el diámetro en la parte interior del eje donde se asienta la Polea. Para el cálculo del diámetro donde se asientan las chumaceras realizamos el mismo procedimiento con la diferencia de que debemos reemplazar el valor del Momento Resultante en los dos planos por el que corresponde en dicho punto. Así tenemos :

Diámetro Estimado por Flexión y Torsión ($\eta = 3$) : $d = 0,032m = 32mm$

Fact. Secur. para Fatiga con d (32mm): $\eta = 2,73$

Donde también:

$$M_a = M \qquad T_m = T$$

Como es un factor de Seguridad menor a uno, este eje, con ese diámetro tendría una vida finita por lo tanto debemos encontrar un diámetro mayor para que tenga una vida infinita.

Aplicando la misma fórmula para el diseño por fatiga y con un factor de seguridad de 2.88 obtenemos:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{32}{\pi d^3} \left[\left(\frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$d = 0,055m = 55mm$$

Este sería el diámetro en la parte interior del eje donde se asienta la Polea. Para el cálculo del diámetro donde se asientan las chumaceras realizamos el mismo procedimiento con la diferencia de que debemos reemplazar el valor del Momento Resultante en los dos planos por el que corresponde en dicho punto. Así tenemos :

$$\text{Diámetro Estimado por Flexión y Torsión } (\eta = 3) : d = 0,032m = 32mm$$

$$\text{Fact. Secur. para Fatiga con } d (32mm): \eta = 2,73$$

Con un diámetro de 32mm obtenemos un factor de seguridad contra la fatiga suficiente pero para colocar una chumacera standard subimos el diámetro hasta 35mm, con lo que obtenemos un Factor de Seguridad para la Fatiga de 3,45.

El diámetro del eje que entra al reductor será este mismo pues usaremos un buje para acoplarlo al reductor.

Para el diseño de los ejes de las poleas restantes realizamos los mismos cálculos y los resultados de estas reacciones son:

Identificación de la Polea	R1x	R2x	R1y	R2y
Polea Motriz	-4.075	-4.075	-13	603,5
Polea de Cola	-4.240,5	-4.240,5	-405,5	-405,5
Polea de Reenvío de Cabeza	-1.408	-1.408	1.526,3	1.523,5
Polea de Reenvío de Cola	1.408	1.408	2.073,3	2.073,3
Polea para Mejorar Agarre	166	166	1.258,5	1.258,5
Polea del Templador Gravedad	0	0	438,5	438,5

Fig. 2.12.-Resultado de las Reacciones sobre los Apoyos en las diferentes Poleas.

A continuación detallamos los diagramas de cuerpo libre de las Poleas restantes, así como los diagramas de Cortantes y Momentos Flexionantes que resultan.

Con un diámetro de 32mm obtenemos un factor de seguridad contra la fatiga suficiente pero para colocar una chumacera standard subimos el diámetro hasta 35mm, con lo que obtenemos un Factor de Seguridad para la Fatiga de 3,45.

El diámetro del eje que entra al reductor será este mismo pues usaremos un buje para acoplarlo al reductor.

Para el diseño de los ejes de las poleas restantes realizamos los mismos cálculos y los resultados de estas reacciones son:

Identificación de la Polea	R1x	R2x	R1y	R2y
Polea Motriz	-4.075	-4.075	-13	603,5
Polea de Cola	-4.240,5	-4.240,5	-405,5	-405,5
Polea de Reenvío de Cabeza	-1.408	-1.408	1.526,3	1.523,5
Polea de Reenvío de Cola	1.408	1.408	2.073,3	2.073,3
Polea para Mejorar Agarre	166	166	1.258,5	1.258,5
Polea del Templador Gravedad	0	0	438,5	438,5

Fig. 2.12.-Resultado de las Reacciones sobre los Apoyos en las diferentes Poleas.

A continuación detallamos los diagramas de cuerpo libre de las Poleas restantes, así como los diagramas de Cortantes y Momentos Flexionantes que resultan.

Polea de Cola

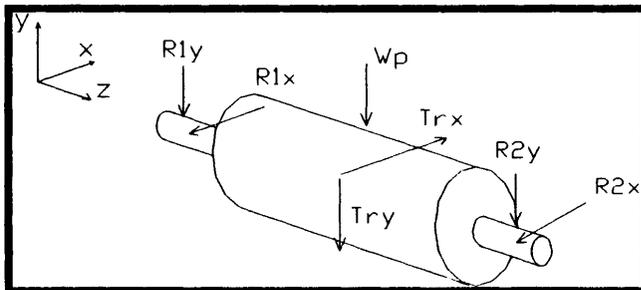


Fig. 2.13.-Fuerzas sobre el Eje de la Polea de Cola.

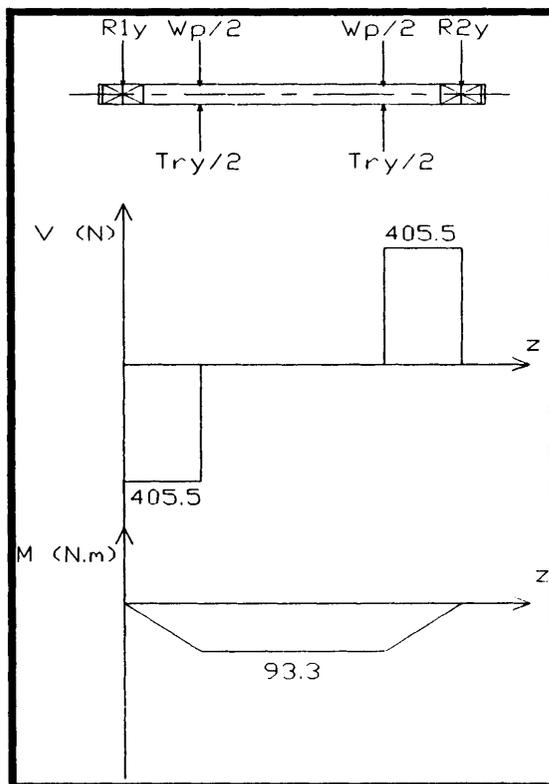


Fig. 2.14.- Diagrama de Cortantes y Momentos del Eje de Cola en el Plano Y-Z.

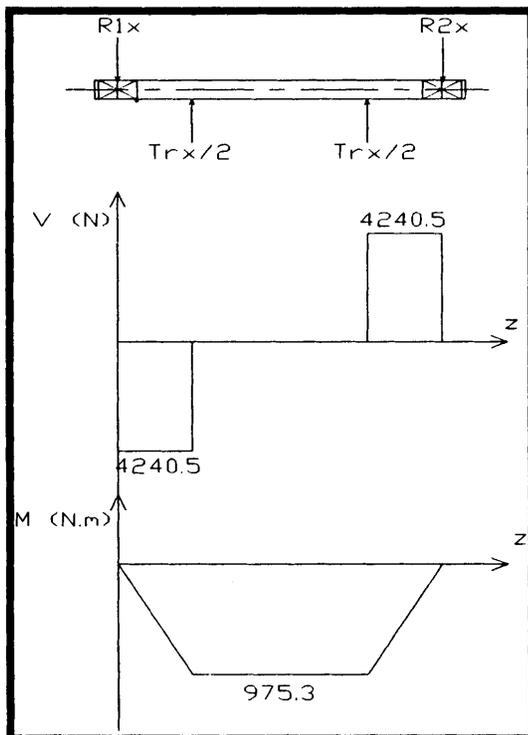


Fig. 2.15.-Diagrama de Cortante y Momentos del Eje de Cola Plano X-Z.

Polea de Reenvío de Cabeza

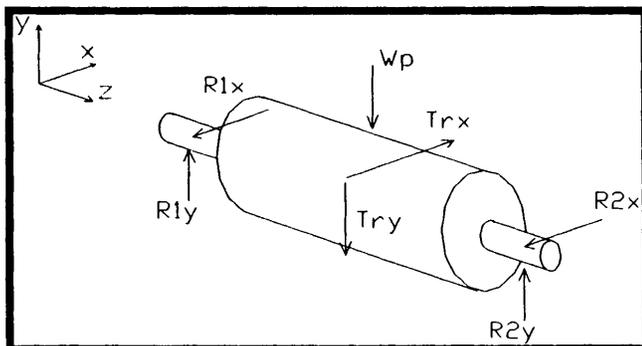


Fig. 2.16.-Fuerzas sobre el Eje de la Polea de Reenvío de Cabeza.

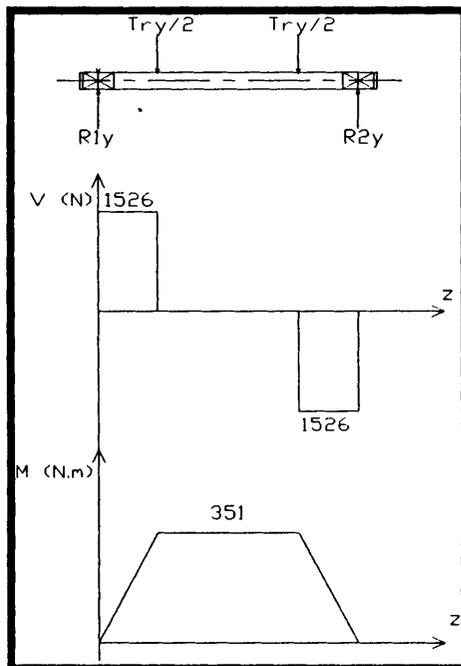


Fig. 2.17.-Diagrama de Cortantes y Momentos del Eje de Reenvío de Cabeza en el Plano Y-Z.

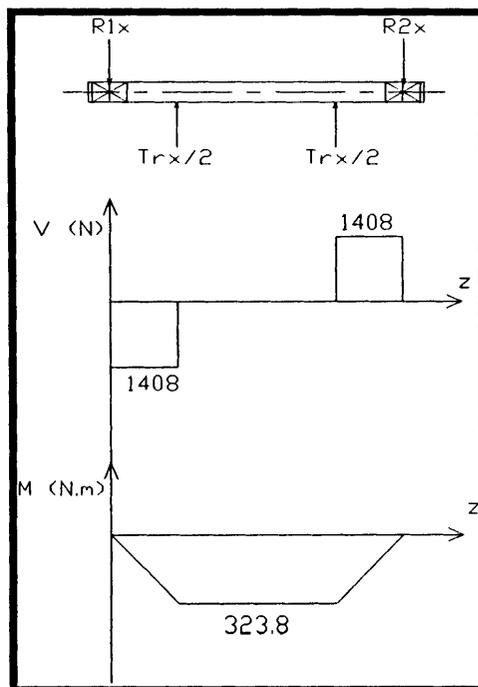


Fig. 2.18.-Diagrama de Cortante y Momentos del Eje de Reenvío de Cabeza en el Plano X-Z.

Polea de Reenvío de Cola

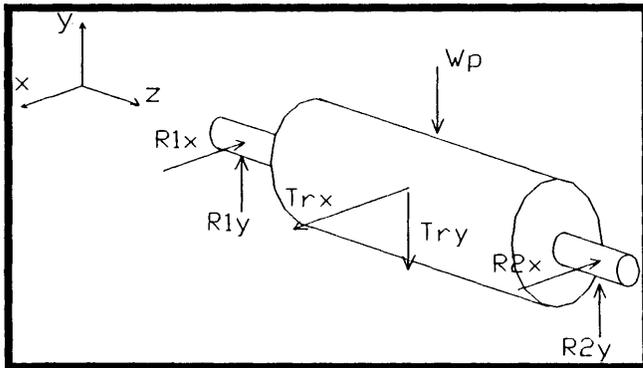


Fig. 2.19.-Fuerzas sobre el Eje de la Polea de Reenvío de Cola.

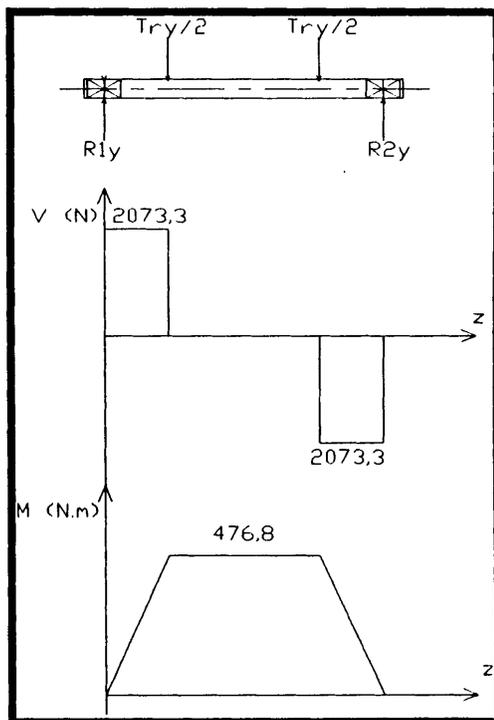


Fig. 2.20.-Diagrama de Cortante y Momentos del Eje de Reenvío de Cola en el Plano Y-Z.

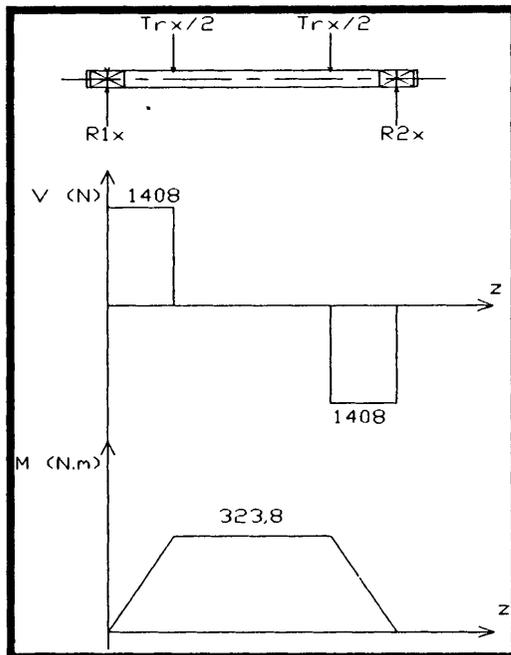


Fig. 2.21.-Diagrama de Cortantes y Momentos sobre el Eje de Reenvío de Cola en el Plano X-Z.

Polea para Mejorar el Agarre en la Polea de Cabeza

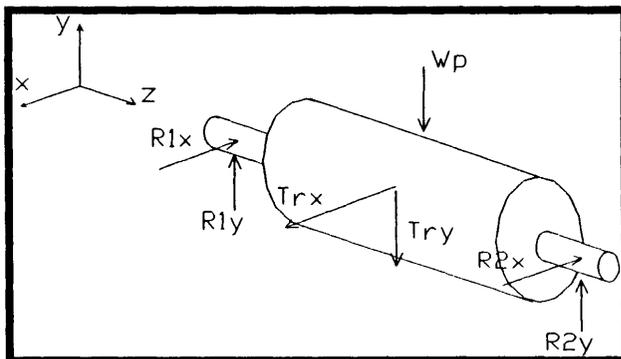


Fig. 2.22.-Fuerzas sobre el Eje de la Polea para Mejorar Agarre en la Polea Motriz.

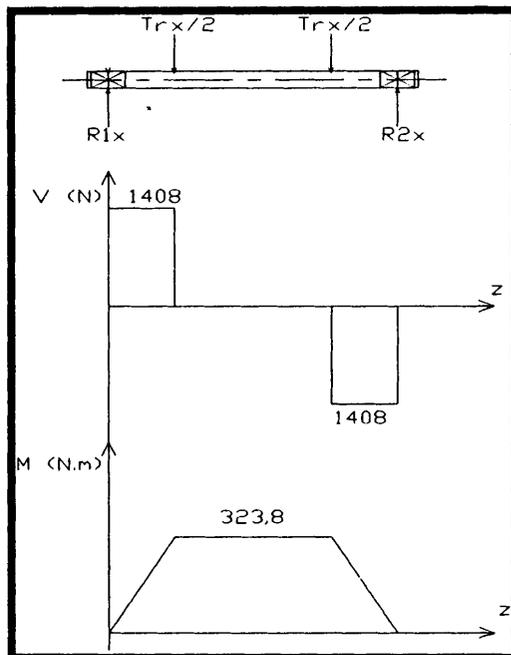


Fig. 2.21.-Diagrama de Cortantes y Momentos sobre el Eje de Reenvío de Cola en el Plano X-Z.

Polea para Mejorar el Agarre en la Polea de Cabeza

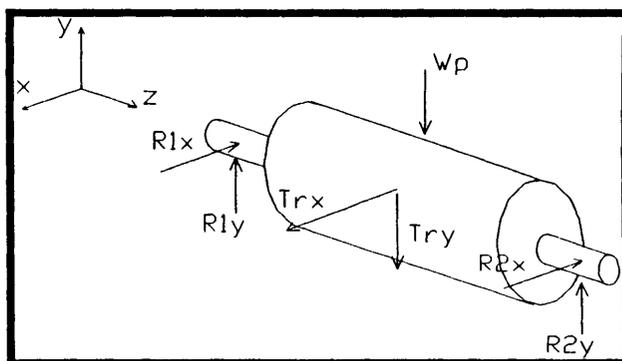


Fig. 2.22.-Fuerzas sobre el Eje de la Polea para Mejorar Agarre en la Polea Motriz.

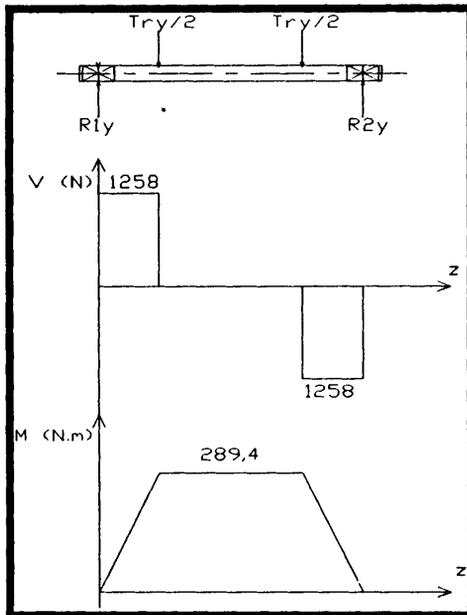


Fig. 2.23.-Diagrama de Cortante y Momentos del Eje de Polea para Mejorar Agarre en la Polea Motriz en el Plano Y-Z.

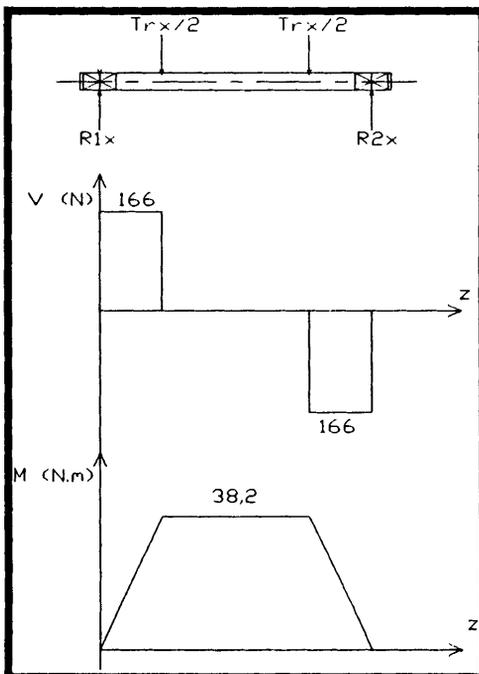


Fig 2.24.-Diagrama de Cortantes y Momentos del Eje de la Polea para Mejorar Agarre en la Polea Motriz en el Plano X-Z.

Polea del Contrapeso

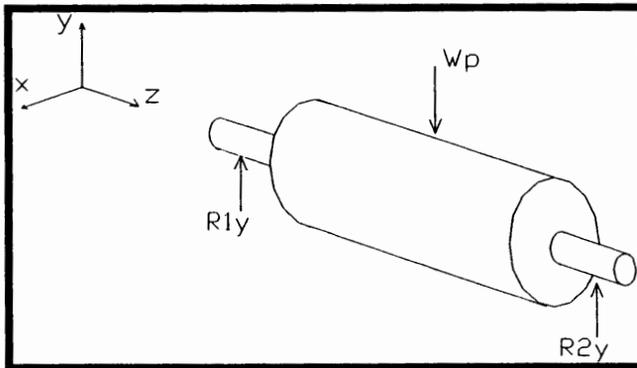


Fig. 2.25.-Fuerzas sobre el Eje de la Polea del Contrapeso.

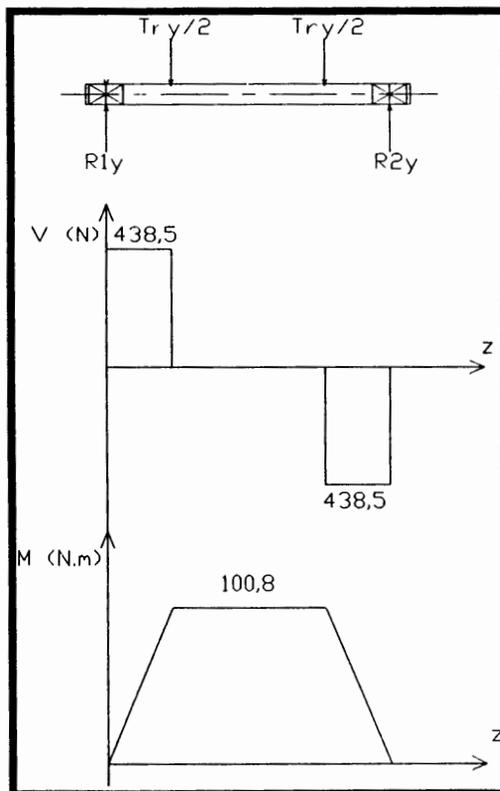


Fig 2.26.-Diagrama de Cortantes y Momentos del Eje de la Polea de Contrapeso en el Plano Y-Z.

Los resultados para el diámetro del Eje de la Polea de Cola son:

d Asiento de Polea	d mm (Flexión y Torsión) con $\eta = 3$	η (para Fatiga con d Flexión y Torsión)
Estimado	34.6mm	0,71
	d mm (Para Fatiga)	η (Para Fatiga)
Definitivo	50 mm	2,15
d Asiento de Rodam.	d mm (Flexión y Torsión) con $\eta = 3$	η (Para Fatiga con d Flexión y Torsión)
Estimado	28 mm	3,39
	d mm (Para Fatiga)	η (Para Fatiga)
Definitivo	30 mm	4,1

Fig. 2.27.-Resultados de los Cálculos del Diámetro del Eje de la Polea de Cola.

Para los ejes restantes dejaremos el mismo diámetro donde asientan los rodamientos, que donde asienta la Polea, ya que no usamos diámetros menores para mayor seguridad y estandarización.

d Asiento de Polea	d mm (Flexión y Torsión) con $\eta = 3$	η (para Fatiga con d Flexión y Torsión)
Estimado	25,7mm	1,07
	d mm (Para Fatiga)	η (Para Fatiga)
Definitivo	35 mm	2,7

Fig. 2.28.-Resultados de los Cálculos del Diámetro del Eje de la Polea de Reenvío del Lado Motriz.

d Asiento de Polea	d mm (Flexión y Torsión) con $\eta = 3$	η (para Fatiga con d Flexión y Torsión)
Estimado	27,4mm	1,06
	d mm (Para Fatiga)	η (Para Fatiga)
Definitivo	35 mm	2,2

Fig. 2.29.-Resultados de los Cálculos del Diámetro del Eje de la Polea de Reenvío de Cola.

d Asiento de Polea	d mm (Flexión y Torsión) con $\eta = 3$	η (para Fatiga con d Flexión y Torsión)
Estimado	21,9mm	1,08
	d mm (Para Fatiga)	η (Para Fatiga)
Definitivo	30 mm	2,8

Fig. 2.30.-Resultados de los Cálculos del Diámetro del Eje de la Polea para Mejorar el Agarre.

d Asiento de Polea	d mm (Flexión y Torsión) con $\eta = 3$	η (para Fatiga con d Flexión y Torsión)
Estimado	15,3mm	1,14
	d mm (Para Fatiga)	η (Para Fatiga)
Definitivo	30 mm	4,95

Fig. 2.31.-Resultados de los Cálculos del Diámetro del Eje de la Polea de Contrapeso.

Diseño de los Bujes para las Poleas

Los bujes los escogemos del catálogo de Martin Engineering. Seleccionamos tipo QD porque ya han sido probados en otros ejes con buenos resultados y tienen una capacidad de torque suficiente. Para la selección de estos bujes necesitamos los diámetros de los ejes en la parte donde se apoya la Polea. Con estos diámetros vamos a la tablas 36 y 37 del Apéndice, donde de acuerdo al diámetro escogemos el tipo de Buje:

Identificación de la Polea	Dia.	Tipo de Buje
Polea Motriz	55mm	SK 55 mm
Polea de Cola	50mm	SK 50 mm
Polea de Reenvío de Cabeza	35mm	SD 35 mm
Polea de Reenvío de Cola	35mm	SD 35 mm
Polea para Mejorar Agarre	30mm	SD 30 mm
Polea del Templador Gravedad	30mm	SD 30 mm

Fig. 2.32.-Resultado de los Bujes Seleccionados para los diferentes Ejes.

Seleccionamos del tipo SK para los ejes de cabeza y de cola porque dichos ejes soportan torques mayores. Para los restantes ejes usaremos bujes SD que tienen una capacidad de torque un poco menor pero suficiente para la aplicación.

Una vez que hemos definido el ancho, diámetro, diámetro de los ejes y los tipos de bujes que necesitamos, hacemos el pedido a la empresa Dodge Engineering de las Poleas que necesitamos, la cual con estos datos y los que indica la fig.2.8. , dicha empresa puede proceder a la construcción pues ellos son especialistas en construir estos accesorios para transportadores de banda de caucho y lo hacen con precios muy competitivos.

Selección de los Rodamientos

Polea Motriz

Para la selección de los rodamientos y cajas seguiremos el procedimiento del catálogo de SKF, para lo cual necesitamos la resultante de las reacciones en los apoyos. Como las fuerzas están en planos perpendiculares ocupamos el Teorema de Pitágoras para encontrar dicho valor. El valor de la mayor resultante de los apoyos es:

$$R_2 = \sqrt{R_{2x} + R_{2y}}$$

$$R_2 = \sqrt{603,5 + 4075}$$

$$R_2 = 4119,4 \text{ N} = P$$

Del catálogo de SKF tenemos la tabla 38 en el Apéndice con la duración nominal en horas de servicio L_{10h} que para Cintas Transportadoras se recomienda 30.000 horas.

$$C = P \sqrt{\frac{60 \times \eta \times L_{10h}}{1'000.000}}$$

Donde:

C = Capacidad de Carga Dinámica.

P = Reacción Máxima en los Apoyos.

η = Velocidad Angular del Rodamiento, 56.43 RPM.

L_{10h} = Duración Nominal en Horas de Servicio.

p = Factor por tipo de Rodamiento 10/3.

$$C = 3.33 \sqrt{\frac{60 \times 56.43 \times 30.000}{1'000.000}}$$

$$C = 16456.46 \text{ N}$$

Escogemos rodamientos de rodillos a rótula con manguito de fijación, aunque sean más costosos y tengan una capacidad de Carga Dinámica muy superior a la que necesitamos ya que son autoalineates y absorben las cargas axiales que se presentan cuando la banda se desalinea; además el

manguito de fijación trabaja muy bien para que no exista deslizamiento entre el anillo interior del rodamiento y el eje.

Nos vamos a la Tabla 39 del apéndice donde están este tipo de rodamientos y con el diámetro del eje en la posición de los rodamientos (35mm), leemos la capacidad de carga dinámica que es capaz de soportar este rodamiento (73.600 N) cuyo valor debe ser igual ó mayor al calculado con la fórmula que precede (16.456,46). Una vez escogido el rodamiento, también escogemos el manguito de fijación en la misma página.

A continuación debemos escoger la cajera del mismo catálogo, donde con el diámetro del eje necesario la seleccionamos. Escogemos del Tipo TG con 2 obturaciones de doble labio, para evitar que el polvo entre a los rodamientos. Una vez escogida la cajera debemos remitirnos a la página de los datos técnicos de la cajera donde se listan las máximas fuerzas permisibles en los diferentes planos para compararlas con las que soportará la cajera.

El mismo procedimiento lo realizamos para los demás ejes siendo la selección de los rodamientos, cajeras y accesorios la siguiente:

-Diámetro en los ejes Motriz y Reenvío 35mm.

-Diámetro en lo ejes de Cola, Templador y para Mejora Agarre 30mm.

Ejes	Rodam.	Mang	Anillo	Cajera	Obturac.
Eje Motriz	22208CCK	H 308	FRB 8/80 P	SNA508-607	TSNA 508G
Eje de Cola	22207 CCK	H 307	FRB 8.5/72 P	SNA507-606	TSNA 507G
Ejes de Reenvio	22208CCK	H 308	FRB 8/80 P	SNA508-607	TSNA 508G
Eje de Templador	22207 CCK	H 307	FRB 8.5/72 P	SNA507-606	TSNA 507G
Eje P. Mejorar Agarre	22207 CCK	H 307	FRB 8.5/72 P	SNA507-606	TSNA 507G

Fig. 2.33.-Resultados de las Chumaceras Seleccionadas para los Ejes de las Poleas.

CAPITULO 3

CÁLCULO ESTRUCTURAL DEL BASTIDOR, APOYOS Y PASILLO DEL TRANSPORTADOR DE BANDA DE CAUCHO

DISEÑO DEL BASTIDOR DEL TRANSPORTADOR

Como se definió en las Especificaciones Técnicas el bastidor será una celosía construida con ángulos. Deberá tener cuatro apoyos uno en cada extremo y dos intermedios debido a la luz existente entre los apoyos de la Polea Motriz y la Polea de Cola.

Para el diseño del Bastidor debemos tomar en cuenta los siguientes pesos, los cuales provocan una carga distribuida a lo largo de todo el bastidor:

- Peso de los Rodillos de carga, retorno y autoalineantes.*
- Peso de la Banda.*
- Peso del Material a Transportar.*
- Peso del Pasillo.*
- Peso de la Propia Estructura del Bastidor.*

Así mismo tenemos cargas puntuales tales como:

- Peso en la Polea Motriz.*
- Peso en la Polea de Cola y*
- Peso del Sistema del Templador por Gravedad.*

En la Polea Motriz se debe considerar además de su propio peso, el peso del reductor, del motor y de la Polea para Mejorar el Agarre con su eje.

En la Polea de Cola consideraremos el peso de la Polea y su Eje.

En el sistema de Templador por Gravedad debemos tomar en cuenta, el peso de las dos Poleas de Reenvío con sus ejes, la Polea del Templador con su eje, la estructura del Sistema y del Contrapeso.

Carga Distribuida resultante del Peso de los Rodillos de Carga, de Retorno, de Impacto y Autoalineantes de Carga y Retorno

Los rodillos de carga van colocados en la parte superior del bastidor y van colocados cada 1,2m, los rodillos de impacto cada 0,6m y los de retorno que van por dentro del bastidor cada 3m. La cantidad, peso unitario y peso total de los rodillos que soportará el bastidor son:

Tipo de Rodillo	Peso/Rodillo	Total
27 rodillos de carga a 35°	28 Kg./rod.	756 Kg.
3 rodillos de carga a 20°	28 Kg./rod.	84 Kg.
2 rod. de carga autoalineates a 35°	49 Kg./rod.	98 Kg.
4 rodillos de impacto a 20°	34 Kg./rod.	136 Kg.
9 rodillos de retorno	18 Kg./rod.	162 Kg.
2 rodillos de retorno Autoalineantes	49 Kg./rod.	98 Kg.
	Peso Total	1.334 Kg.

Tabla 3.1.-Pesos Unitarios y Totales de los rodillos, que soporta el bastidor del transportador.

Lo que equivale a una carga distribuida de:

1.334 Kg.

$$\omega_{\text{Rodillos}} = \frac{\text{-----}}{42,5 \text{ m}} = 31,4 \text{ Kg./m.}$$

Carga Distribuida resultante del Peso de la Banda

La carga distribuida resultante del peso de la banda se debe calcular tanto para el armazón como para las cubiertas. Estos datos los sacamos de las tablas del manual de Goodyear (Apéndice Tabla 7). Ya que la banda tiene dos lados, el lado templado y el lado flojo debemos multiplicar el valor de la carga distribuida por dos. Por lo tanto:

$$\omega_{\text{Banda}} = 2 \times (\omega_{\text{Armazón}} + \omega_{\text{Cubierta}})$$

Carga debido al Peso del Armazón de la Banda:

$$\omega_{\text{Armazón}} = (\text{Peso del armazón por Ft}^2) \times (\text{Ancho de Banda en Ft.})$$

$$\omega_{\text{Armazón}} = (0,9 \text{ Lbs/Ft}^2) \times (2 \text{ Ft}) = 1,8 \text{ Lbs/Ft.}$$

Carga debida al Peso de las Cubiertas de la Banda:

$$\omega_{\text{Cubierta}} = (\text{Peso del Compuesto de la cubierta Lbs.}) \times (\text{Espesor de las cubiertas en } 1/32\text{'')}) \times (\text{Ancho de Banda en plg.})$$

$$\text{Espesor de las cubiertas en } 1/32\text{'') = } 1/8 + 1/16 =$$

$$4/32 + 2/32 = 6/32 = 6$$

$$\omega_{\text{Cubierta}} = 0,0161 \times 6 \times 24'' = 2,3 \text{ Lbs./Ft.}$$

$$\omega_{\text{Banda}} = 2 \times (1,8 + 2,3) = 8,2 \text{ Lbs./Ft.} = 12,2 \text{ Kg./m.}$$

Carga Distribuida resultante del Peso del Material a Transportar

Para encontrar la carga distribuida sobre el bastidor resultante del peso del material que se transporta, necesitamos de algunos datos como:

- Velocidad de la Banda = 1.3 m/seg.
- Distancia entre Poleas C-C = 42,5 m.
- Capacidad Máxima de carga = 100TMPH.

Tenemos:

$$d = v \times t \quad t = \frac{d}{v} \quad t = \frac{42,5}{1,3} \quad t = 32,7 \text{ seg.}$$

$$\omega_{\text{Material}} = \text{Flujo Másico} \times \frac{1}{v}$$

$$\omega_{\text{Material}} = \frac{100 \text{ Ton. Met.}}{\text{Hora}} \times \frac{1 \text{ Hora}}{3.600 \text{ seg.}} \times \frac{1.000 \text{ Kg.}}{1 \text{ Ton. Met.}} \times \frac{32,7 \text{ seg.}}{42,5 \text{ m.}}$$

$$\omega_{\text{Material}} = 21,4 \text{ Kg./m.}$$

La Carga Distribuida resultante del peso de la propia estructura, del pasillo y el pasamano la asumiremos tomando como referencia, estructuras similares ya existentes en la planta. Esto lo haremos para encontrar un valor más aproximado al real y para no tener que iterar demasiadas veces una vez que hayamos establecido un diseño en particular para dichas estructuras.

$$\omega_{\text{Propio Peso y Pasillo (Asumido)}} = 70 \text{ Kg./m.}$$

Así tenemos que la carga distribuida total sobre el bastidor es:

$$\omega_{\text{Total}} = \omega_{\text{Rodillos}} + \omega_{\text{Banda}} + \omega_{\text{Material}} + \omega_{\text{Propio Peso y Pasillo}}$$

$$\omega_{\text{Total}} = 31,4 + 12,4 + 21,4 + 70 = 135,2 \text{ Kg./m.}$$

Las cargas Puntuales las desarrollamos a continuación:

Peso sobre la Polea de Cola	Pa
Peso de la Polea	85 Kg.
Peso del Eje	40 Kg.
Peso Total	125 Kg.

Tabla 3.2.-Peso de la Polea y Eje de la Polea de Cola.

Peso del Sistema del Templador de Gravedad	Pb
Peso de Poleas de Reenvío	150 Kg.
Peso de los Ejes	55 Kg.
Peso de la Polea de Contrapeso	40 Kg.
Peso del Eje	90 Kg.
Peso del Contrapeso	200 Kg.
Peso de la Estructura del Pivote	80 Kg.
Peso Total	615 Kg.

Tabla 3.3.-Peso de las Poleas y Ejes del Sistema del Templador de Gravedad.

Pesos sobre la Polea Motriz	Pc
Peso del Motor	74 Kg.
Peso de la Polea Motriz	50 Kg.
Peso del Eje	46 Kg.
Peso del Reductor	50 Kg.
Peso Polea Mejorar Agarre	60 Kg.
Peso de Eje Polea Mej. Aga.	10 Kg.
Peso de Poleas	10 Kg.
Peso Total	300 Kg.

Tabla 3.4.-Peso de las Poleas y Ejes que actúan en la Polea Motriz.

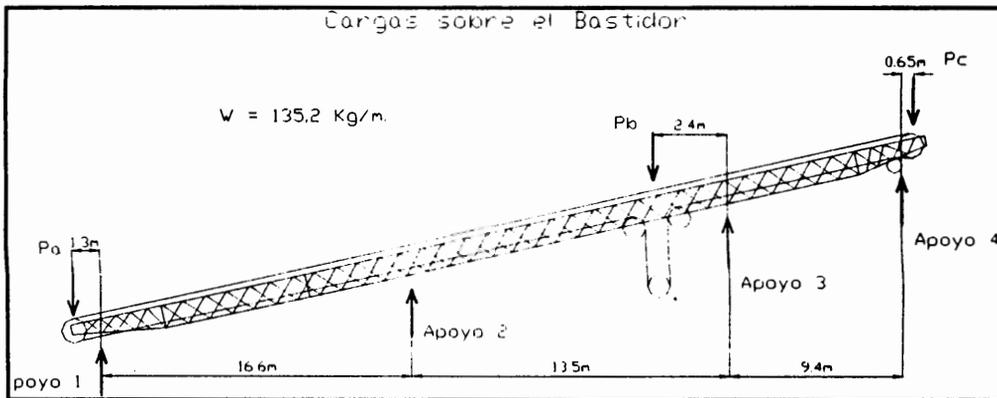


Fig. 3.1.-Cargas y Distancias sobre el Bastidor.

Aunque el transportador está inclinado 11° , haremos el análisis asumiendo que el transportador está colocado en una posición horizontal, esto nos permite hacer más fácil los cálculos y tener un factor de seguridad pues, si analizáramos las cargas tomando en cuenta la inclinación del transportador dichas cargas deberían ser descompuestas en sus dos componentes: la normal al transportador y la que está en la misma inclinación del transportador, por lo que el esfuerzo real en los perfiles será un poco menor.

Con las cargas que va a soportar el bastidor definidas, aplicaremos el Método de Cross para encontrar las reacciones en los apoyos. A partir de estos valores graficaremos el Diagrama de Cortantes y Momentos Flexionantes que nos servirá, para diseñar la celosía.

Para el desarrollo de este método definiremos los siguientes parámetros:

F_D = Factor de Distribución.

M_F = Momento de Empotramiento Perfecto.

M_D = Momentos Distribuidos.

M_T = Momentos Transmitidos.

k_{12} = Rigidez del elemento entre 1 y 2.

I = Inercia de la Celosía.

$$M_1 = 125 \times 1,3 + (135,2 \times 1,3) \times 0,65 = 276,8 \text{ Kg.}$$

$$M_2 = 300 \times 0,65 + (135,2 \times 0,65) \times 0,33 = 224 \text{ Kg.}$$

$$k_{12} = k_{21} = \frac{I}{L_{12}} \quad k_{12} = k_{21} = \frac{I \times 3}{16,6 \times 4} \quad k_{12} = k_{21} = 0,0452 \times I$$

$$k_{23} = k_{32} = \frac{I}{L_{23}} \quad k_{23} = k_{32} = \frac{I}{13,5} = 0,074 \times I$$

$$k_{34} = k_{43} = \frac{I}{L_{34}} \quad k_{34} = k_{43} = \frac{I \times 3}{9,4 \times 4} = 0,078 \times I$$

$$F_{D23} = \frac{k_{23}}{k_{23} + k_{12}} = \frac{0,074}{0,0741 + 0,0452} = 0,62$$

$$F_{D34} = \frac{k_{34}}{k_{23} + k_{34}} = \frac{0,0798}{0,0741 + 0,0798} = 0,52$$

Cálculo de los Momentos en los Apoyos.

0 1 0,38 0,62 0,48 0,52 1 0

MF	-276,8	3104,6	-3104,6	2269,1	-3051,2	995,5	-995,2	224
	0	-2827,2	-1413,9			385,6	771,2	0
MF*	-276,8	276,8	-4518,5	2269,1	-3051,2	1381,1	-224	224
MD			854,8	1394,6	801,7	868,5		
MT				400,9	697,3			
MD			-152,3	-248,5	-334,7	-362,6		
MT				-167,4	-124,3			
MD			63,6	103,8	59,6	64,6		
MT				29,8	51,9			
MD			-11,33	-18,5	-25	-27		
MT				-12,5	-9,3			
MD			4,7	7,8	4,5	4,8		
MT				2,3	3,9			
MD			-0,84	-1,4	-1,9	-2		
	-276,8	276,8	-3759,8	3759,8	-1927,4	1927,4	-224	224

Cálculo de las Reacciones en los Apoyos.

MT	-276,8	276,8	-3759,8	3759,8	-1927,4	1927,4	-224	224
IR		1122,2	1122,2	964	1476,2	635,5	635,5	
RH		-209,8	209,8	135,7	-135,7	181,2	-181,2	
RT		912,4	1332	1099,7	1340,5	816,7	454,3	

$$R1=1212,4 \text{ Kg.} \quad R2=2431,7 \text{ Kg.} \quad R3=2157,2 \text{ Kg} \quad R4=842,2 \text{ Kg.}$$

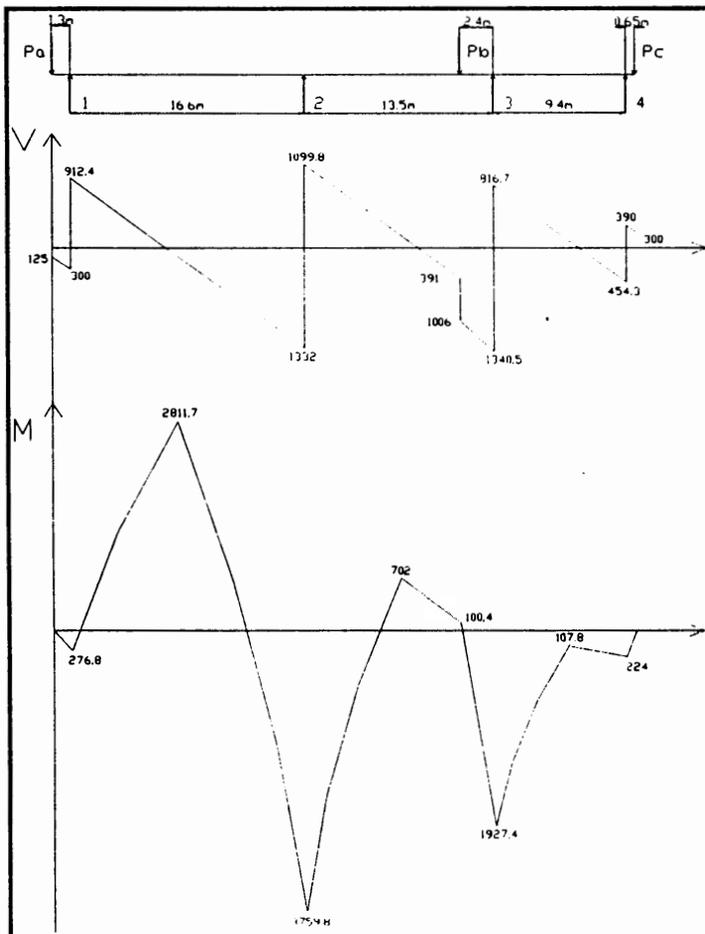


Fig. 3.2.-Diagrama de Cortantes y Momentos Flexionantes del Bastidor.

Del diagrama de Cortantes y Momentos flexionantes encontramos $M_{MAX}=3.760$ Kg.m. y $V_{MAX}=1340,5$ Kg. respectivamente, valores que ocuparemos para el diseño de la celosía del bastidor del transportador. Como mencionamos en las especificaciones técnicas dicha celosía estará formada por cuatro ángulos principales que absorberán el momento flexionante y que serán unidos por ángulos secundarios que a su vez absorberán la fuerza cortante.

Para el cálculo de los ángulos principales definiremos la altura de la celosía en 80 cm pues para transportadores de banda de 24" y con las distancias entre apoyos como es este caso, ésta altura es estándar tomando en cuenta los transportadores que ya existen en la planta.

El procedimiento que seguiremos para el cálculo de los ángulos principales será:

"Como el bastidor es una viga armada y como tal, la inercia de la geometría que obtenemos con los cuatro ángulos principales no está listada en las tablas, deberemos encontrar el factor de seguridad estático asumiendo el tamaño de los ángulos principales. Dependiendo del valor del factor de seguridad calculado escogeremos otro ángulo mayor o menor al escogido. Una vez establecido un ángulo que brinda un factor de seguridad estático aceptable, encontramos el factor de seguridad por fatiga, del cual dependerá si se escoge un ángulo aún con mayor inercia. Este sería el ángulo definido como ángulo principal".

Asumiremos ángulos principales de 60x5mm que tienen $I=19,4$ cm⁴, $A=5,6$ cm² e $y=1,86$ cm y encontraremos el factor de seguridad estático.

Con el teorema de los ejes paralelos obtenemos la inercia de la celosía, valor que lo debemos multiplicar por 4 porque son cuatro ángulos.

$$I_{cc} = 4 \times (I_{xx} + d^2 \times A)$$

donde:

I_{cc} = Inercia centroidal de la celosía.

I_{xx} = Inercia centroidal del ángulo.

d = Distancia Eje centroidal de celosía-Eje centroidal de ángulo.

A = Área transversal del ángulo.

$$I_{cc} = 4 \times (19,4 + (38,14)^2 \times 5,6)$$

$$I_{cc} = 32.662 \text{ cm}^4 = 3,26 \times 10^{-4} \text{ m}^4.$$

Aplicando la fórmula de Flexión en vigas tenemos :

$$\sigma = \frac{M \times c}{I_{cc}} = \frac{3760 \times 9,8 \times 0,4}{3,26 \times 10^{-4}} = 45,2 \text{ MN/m}^2.$$

y el factor de seguridad estático es :

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{220 \text{ MN/m}^2}{45,2 \text{ MN/m}^2} = 4,86$$

Con el teorema de los ejes paralelos obtenemos la inercia de la celosía, valor que lo debemos multiplicar por 4 porque son cuatro ángulos.

$$I_{cc} = 4 \times (I_{xx} + d^2 \times A)$$

donde:

I_{cc} = Inercia centroidal de la celosía.

I_{xx} = Inercia centroidal del ángulo.

d = Distancia Eje centroidal de celosía-Eje centroidal de ángulo.

A = Área transversal del ángulo.

$$I_{cc} = 4 \times (19,4 + (38,14)^2 \times 5,6)$$

$$I_{cc} = 32.662 \text{ cm}^4 = 3,26 \times 10^{-4} \text{ m}^4.$$

Aplicando la fórmula de Flexión en vigas tenemos :

$$\sigma = \frac{M \times c}{I_{cc}} = \frac{3760 \times 9,8 \times 0,4}{3,26 \times 10^{-4}} = 45,2 \text{ MN/m}^2.$$

y el factor de seguridad estático es :

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{220 \text{ MN/m}^2}{45,2 \text{ MN/m}^2} = 4,86$$

Este es el factor de seguridad estático, a continuación haremos el cálculo del factor de seguridad por fatiga aplicando la relación de Goodman modificado que encontramos en el libro de Shigley, pues es una estructura que esta bajo carga variable; para ello debemos encontrar el Momento Máximo en el bastidor cuando no transporta material o sea cuando no existe carga sobre la banda. Para dicho propósito ocupamos nuevamente el Método de Cross obteniendo el valor de 3.321Kg.m.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \quad (\text{Relación de Goodman Modificado})$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_{max} = 45,2 \text{ M N/m}^2.$$

$$\sigma_{min} = \frac{M \times c}{I_{cc}} = \frac{3321 \times 9,8 \times 0,4}{3,26 \times 10^{-4}} = 40 \text{ M N/m}^2.$$

$$\sigma_{min} = 40 \text{ M N/m}^2.$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{45,2 + 40}{2} = 42,6 \text{ M N/m}^2.$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{45,2 - 40}{2} = 2,6 \text{ M N/m}^2.$$

Como el acero de los ángulos es 1018 entonces : $S_{ut} = 341 \text{ M N/m}^2$

Ocuparemos las tablas y fórmulas del libro de Shigley.

$$S_e' = 0,504 S_{ut}$$

$$S_e' = 0,504 \times 341 \times 10^6$$

$$S_e' = 171,86 \times 10^6 \text{ N/m}^2.$$

$$k_a = a S_{ut}^b$$

$$a = 272 \quad b = -0,995$$

$$k_a = 272 \times 341^{-0,995} \quad k_a = 0,82$$

No existe la forma para los ángulos pero asumiremos $k_b = 0,8$

Como los ángulos están bajo flexión $k_c = 1$

El factor temperatura no afecta a la estructura por lo tanto $k_d = 1$

No existen tablas para este tipo de forma pero asumiremos $k_e = 0,7$

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times S_e'$$

$$S_e = 0,82 \times 0,8 \times 1 \times 1 \times 0,7 \times 171,86 \text{ M N/m}^2$$

$$S_e = 79 \text{ M N/m}^2.$$

$$\frac{2,6}{79} + \frac{42,6}{341} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 6,33$$

Este es el factor de seguridad por fatiga para los ángulos principales del bastidor del transportador. Cabe señalar que aunque este valor es mayor al estático, esto se debe a que no tenemos datos precisos de como afectan los factores k_b , k_c , k_d y k_e en el valor del Límite de Resistencia a la Fatiga (S_e) y a que la fluctuación de los esfuerzos no es muy grande.

Con esto hemos definido las dimensiones de los ángulos principales. Para el cálculo de los ángulos secundarios seguiremos las recomendaciones del manual de la A.I.S.C., donde para celosías se recomienda que:

-La inclinación de los miembros secundarios no debe ser menor a 60 grados con respecto a los ángulos principales.

-La relación longitud - radio de giro del ángulo secundario debe ser menor o igual a 140, para evitar pandeo.

Los miembros secundarios de la celosía son miembros a compresión y por lo tanto deberán ser analizados como tales. Para ello nos guiaremos en el libro de Diseño de Acero Estructural de Joseph E. Bowles.

La longitud de los ángulos secundarios es 1,05m. y la fuerza cortante máxima sobre el bastidor 1.340,5 Kg., pero como la celosía tiene dos caras y los ángulos están inclinados a 60°, la fuerza normal que actúa sobre los ángulos secundarios es:

$$V_{normal} = \frac{1340,5}{2 \times \text{sen } 60} \quad V_{normal} = 774 \text{ Kg.}$$

$$\frac{\text{Longitud}}{\text{r. giro}} \leq 140 \quad \text{r. giro} > \frac{1,05}{140} \quad \text{r. giro} > 0,0075\text{m.}$$

De la tabla 50 del Apéndice, buscamos un ángulo que tenga un radio de giro igual o mayor al calculado, donde un ángulo de 30x3mm que tiene $A=1,65\text{cm}^2$, $I= 1,41\text{cm}^4$ y un $r=0,92\text{cm}$ satisface.

El valor de k es 1 porque los ángulos están soldados por sus extremos, lo que en la tabla 6.3 del libro de Bowles se considera como empotramiento en los dos extremos.

$$\frac{k \times L}{r} = \frac{1 \times 1,05}{0,0092} = 114,13$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \times \Pi \times E}{F_y}} = \sqrt{\frac{2 \times 3,14 \times 200\text{GPa}}{250\text{MPa}}}$$

$$C_c = 125,6$$

$$\frac{k \times L}{r} < Cc \quad 114,13 < 125,6 \text{ Por lo tanto:}$$

$$Fa = \frac{Fy}{FS} \left[1,0 - \frac{0,5(KL/r)^2}{Cc^2} \right]$$

y

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \frac{KL/r}{Cc} - \frac{1}{8} \frac{(KL/r)^3}{Cc^3}$$

donde:

$$FS = 1,91$$

$$Fa = 76,85 \text{ MN/m}^2.$$

$$fa = \frac{P}{A} = \frac{774 \times 9,8}{1,41 \times 10^4} = 53,8 \text{ MN/m}^2.$$

Según los resultados un ángulo de 30x3mm satisface las necesidades para los ángulos secundarios.

En cuanto a la soldadura para unir los ángulos principales con los secundarios, cabe mencionar que debemos calcular el espesor de la garganta, pues la longitud de los cordones esta limitada. Ocuparemos dos

cordones en cada extremo de 2,5cm de longitud y con soldadura tipo 6011.
Con las fórmulas del libro de Shigley haremos los cálculos a continuación.

$$\tau = \frac{P}{1,414 \times h \times L} \qquad S_{sy} = \eta \times \tau$$

$$P = 774 \text{ N}$$

$$L = 2,5 \text{ cm}$$

$$\eta = 5$$

$S_y = 220 \text{ MN/m}^2$ de la plancha. Acero 1018 Tabla A20 de Shigley.

h = Espesor en la garganta de la Soldadura

$$S_{sy} = 0,6 S_y \text{ Tabla 9-5 Shigley}$$

$$S_{sy} = 0,6 \times 220 \text{ MN/m}^2 = 132 \text{ MN/m}^2$$

$$h = \frac{\eta \times P}{1,414 \times L \times S_{sy}} = \frac{5 \times 774}{1,414 \times 0,025 \times 132 \text{ MN/m}^2} = 8,3 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$h = 0,83 \text{ mm.}$$

Como vemos con palillos de soldadura 6011 de 1/8", obtendremos la suficiente garganta en la soldadura.

Los tramos de la celosía del bastidor del transportador serán 3 de 3m., 5 de 6m. y 1 de 2,8m., para completar la longitud total que se necesita en el transportador. Para unir estos tramos se soldará en los extremos de los ángulos principales unos pedazos de Plancha de 12mm de espesor (ver

fig.3.4) cuyas dimensiones se definirán de acuerdo al diámetro del perno que será necesario colocar para unir estos tramos.

Entre los tramos a unir se colocarán unos pedazos de plancha de 4mm de espesor en forma triangular (Ver fig.3.3) y que serán unidos con ángulos de 30x30mm mediante soldadura y servirán para dar rigidez a los extremos de los tramos del bastidor, pues estos extremos están libres.

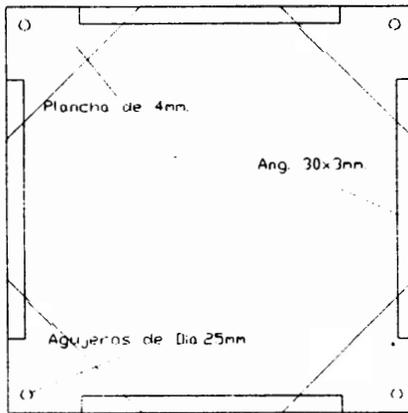


Fig. 3.3.-Dispositivo para la Unión de Tramos del Bastidor.

Para sujetar los tramos de celosía entre si ocuparemos pernos, los cuales se agarran en los pedazos de plancha de 12mm que soldamos en los ángulos principales y atraviesan el dispositivo que se muestra en la fig. 3.3. Como el bastidor es una viga continua, sometida a flexión por las diferentes cargas a las que esta sometida, los ángulos principales que están en la parte superior estarán sometidos a compresión mientras que los ángulos principales que están en la parte inferior se someterán a tensión. De igual forma, los pernos estarán sometidos a uno u otro tipo de carga dependiendo de su ubicación.

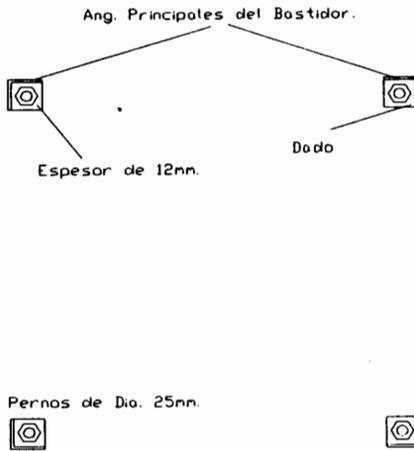


Fig. 3.4.- Datos de Plancha de 12mm soldados en los Ang. Principales de los Tramos del Bastidor.

Para el diseño de los pernos haremos el análisis por fatiga asumiendo pernos M14 ISO 4,6 como lo indica la tabla 8-6 del libro de Shigley, que tiene un $S_{ut} = 400M N/m^2$.

Para dicho análisis necesitamos de algunos datos tales como :

-De la tabla 8-1 encontramos el área de esfuerzo de tensión $A_t = 115 \times 10^{-6} m^2$.

-El área de los ángulos principales seleccionados es $4,54 \times 10^{-4} m^2$, la cual debemos multiplicar por 2 por que son dos ángulos los que están sometidos a tensión y dos a compresión respectivamente y a su vez son dos pernos abajo y dos arriba con lo que no se debe multiplicar ni dividir ningún factor.

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A} \quad F_{max} = \sigma_{max} \times A = 55,2M N/m^2 \times 4,54 \times 10^{-4} m^2 =$$

$$F_{max} = 25.060,8 \text{ N} = Fb$$

$$\sigma_{min} = \frac{F_{min}}{A} \quad F_{min} = \sigma_{min} \times A = 48,75 \text{ M N/m}^2 \times 4,54 \times 10^{-4} \text{ m}^2 =$$

$$F_{min} = 22.132,5 \text{ N} = Fi$$

$$\sigma_a = \frac{Fb - Fi}{2 \times At} = \frac{25.060,8 - 22.132,5}{2 \times 115 \times 10^{-6}} = 12,73 \text{ M N/m}^2.$$

Realizando el procedimiento normal para encontrar Se , obtenemos que para esta calidad de perno $Se = 48,2 \text{ M N/m}^2$.

$$S_a = \frac{Sut - Fi / At}{1 + Sut / Se} = \frac{400 \text{ M N/m}^2 - 22.132,5 / 115 \times 10^{-6}}{1 + 400 \text{ M N/m}^2 / 48,2 \text{ M N/m}^2} = 22,31 \text{ M N/m}^2.$$

$$\eta = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{22,31 \text{ M N/m}^2}{12,73 \text{ M N/m}^2} = 1,75$$

Este es el factor de seguridad por fatiga al colocar pernos de 14mm de diámetro, el cual es aceptable. El análisis de los pernos superiores es el mismo con la diferencia que estos están a compresión por ello colocamos el mismo tipo de pernos.

El mecanismo para el Sistema de Tensión de la Banda por gravedad lo ilustramos en las figuras 3.5 y 3.6. Este mecanismo se basa en un brazo que en un extremo pivotea en un pin y en el otro se agarra una caja de plancha metálica donde se coloca el peso necesario para obtener la tensión correcta en la banda de caucho.

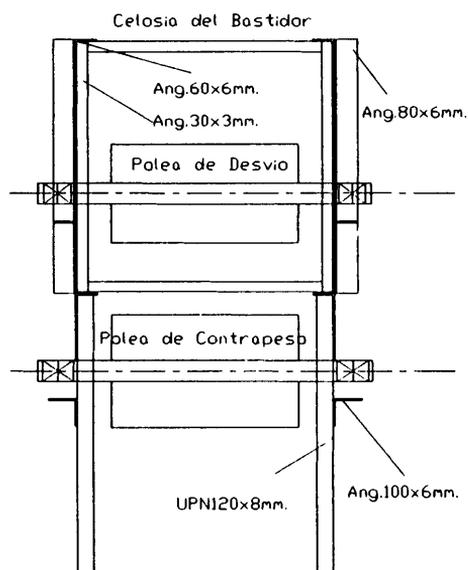


Fig. 3.5.- Corte Transversal del Sistema de Contrapeso para la Banda.

La tensión que se necesita en la Polea de Contrapeso la calculamos en el literal 2.2. , cuyo valor es 5.740 N. El peso que necesitamos colocar en la caja lo calcularemos a continuación tomando en cuenta que la distancia al pivote desde la polea de Contrapeso y la caja son 0,68m. y 1,8m. respectivamente.

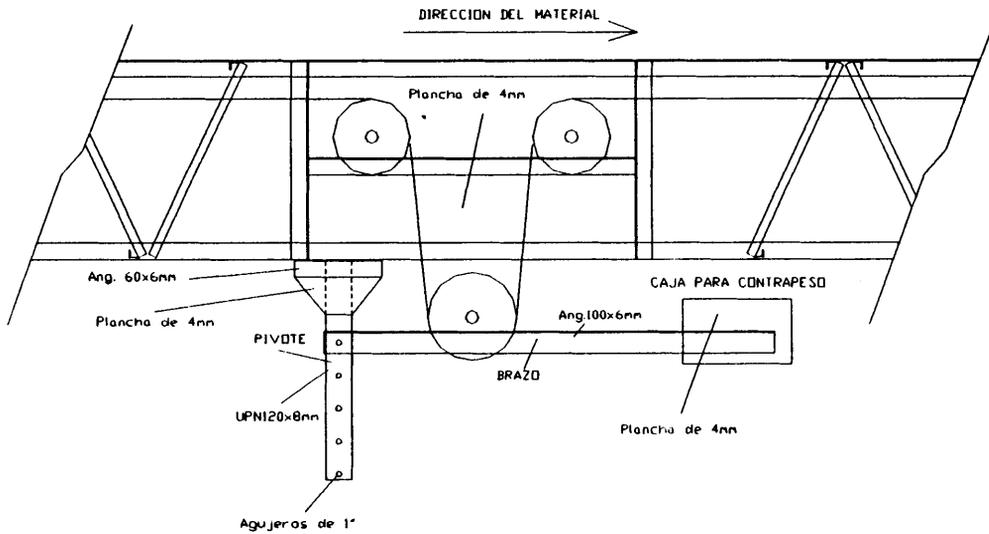


Fig. 3.6.-Vista lateral del Sistema de Contrapeso para la Banda.

Donde :

M_1 = Momento con respecto al punto de pivote.

d_1 = Distancia centro de Polea del Templador de Gravedad al Pivote.

d_2 = Distancia centro de la Caja de Peso al Pivote.

T_{cwt} = Tensión recomendada por Goodyear para la banda.

P = Peso requerido Colocar para obtener tensión recomendada.

$$M_1 = d_1 \times T_{cwt}$$

$$M_1 = 0,68 \times 5.740 \text{ N.}$$

$$M_1 = 3.903,2 \text{ Nm.}$$

$$P = \frac{M_1}{d_2} = \frac{3.903,2 \text{ Nm}}{1,8} = 2.168,4 \text{ N} = 221,3 \text{ Kg.}$$

Cálculo de los soportes de los Ejes Motriz y de Cola

Definimos como soportes de los ejes motriz y de cola a los ángulos que soportarán las chumaceras como también a la forma de unión de dichos ángulos con el bastidor.

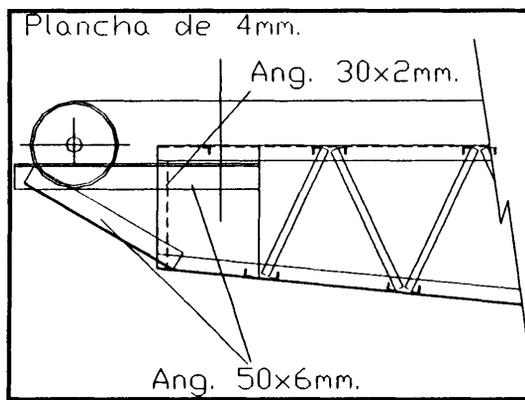


Fig. 3.7.- Soporte de la Polea de Cabeza.

Primeramente diseñaremos los ángulos que resistirán las reacciones de los ejes, las cuales provocan Flexión y Compresión sobre el perfil. Dichas reacciones las calculamos en el literal 10 del capítulo 2.

Analizando por flexión, tenemos:

$$\sigma_{Max} = \frac{M \times c}{I} \quad S = \frac{I}{c} \quad \eta = \frac{S_y}{\sigma_{Max}}$$

Donde:

M = Momento sobre el perfil.

S_y = Limite a la fluencia del Material del Perfil. 220 MN/m^2

$I =$ Segundo Momento de área.

$\sigma_{Max} =$ Esfuerzo máximo

$S =$ Módulo de Sección

$\eta =$ Factor de Seguridad. 3

$d =$ Distancia desde el Centro de la Polea hasta el filo del bastidor.

$$M = R_{y2} \times d = 603,5 \times 0,41 = 247,4 \text{ N.m}$$

$$S = \frac{\eta \times M}{S_y} = \frac{3 \times 247,4}{220 \times 10^6} = 3,37 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 3,37 \text{ cm}^3$$

Revisando la tabla 50 del Apéndice tenemos que un ángulo de 50x6mm soporta. Esto es analizando por flexión pues dicho ángulo tiene un $S = 3,61 \text{ cm}^3$ y $A = 4,48 \text{ cm}^2$.

Haciendo el análisis por compresión para el diseño del mismo perfil, tenemos:

$$\sigma = \frac{R_{x2}}{A} \qquad \eta = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$A = \frac{\eta \times R_{x2}}{S_y} = \frac{3 \times 4075}{220 \times 10^6} = 5,5 \text{ m}^2 \quad 0,55 \text{ cm}^2$$

Como vemos el ángulo de 50x6mm soporta sin problemas pues tiene un área de 4,48 cm² y solo necesitamos 0,55cm². Por ello el perfil que se colocará para las chumaceras del eje motriz será de 50x6mm con una longitud de 0,9m.

Para mayor seguridad se colocará un tramo de ángulo en posición inclinada preferible a 45°, para darle mayor rigidez al soporte de las chumaceras. (ver Fig. 3. 7)

Para la unión de los ángulos que soportan a las chumaceras con el bastidor, soldaremos un pedazo de plancha en cada costado del bastidor. La plancha será de 4mm de espesor, 30cm de longitud y el alto de la estructura que corresponda en los extremos del bastidor. El tipo de soldadura que usaremos será 6011 de 1/8".

Una vez que hemos diseñado el ángulo que soportará a las chumaceras, debemos calcular los espesores y longitudes de los cordones de soldadura para sujetarlo con la plancha que soldamos en los costados del bastidor.

Las reacciones de los ejes sobre las chumaceras provocan sobre los cordones de soldadura tensión y torsión.

Las reacciones paralelas a los ángulos provocaran tensión sobre la soldadura y serán diseñadas como juntas a traslape con cordones paralelos a la carga. Las reacciones perpendiculares a los perfiles provocan torsión sobre la soldadura y serán diseñados como tal.

Cálculo de la Tensión sobre la Soldadura

Para el diseño por tensión sobre la soldadura tenemos la fórmula 9-4 del libro de Shigley.

$$\tau = \frac{R_{x2}}{1,414 \times h \times L} \qquad \eta = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$R_{x2} = 4075 \text{ N}$$

$$L = 30 \text{ cm}$$

$$\eta = 5$$

$S_y = 220 \text{ MN/m}^2$ de la plancha. Acero 1018 Tabla A20 de Shigley.

$h =$ Espesor en la garganta de la Soldadura

$$S_{sy} = 0,6 S_y \text{ Tabla 9-5 Shigley}$$

$$S_{sy} = 0,6 \times 220 \text{ MN/m}^2 = 132 \text{ MN/m}^2$$

$$h = \frac{\eta \times R_{x2}}{1,414 \times L \times S_{sy}} = \frac{5 \times 4075}{1,414 \times 0,3 \times 132 \text{ MN/m}^2} = 4,36 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$h = 0,436 \text{ mm.}$$

Cálculo de la Torsión sobre la Soldadura

Para el diseño por torsión sobre la soldadura tomamos las fórmulas 9-5, 9-6, 9-7 y la tabla 9-3 del libro de Shigley, para hacer el análisis.

$$R_{y2} = 603,5 \text{ N}$$

$$M = 247,4 \text{ N.m}$$

r = Distancia desde el Centro de Gravedad de la soldadura hasta el punto más extremo.

$$\eta = 6$$

$S_y = 220 \text{ MN/m}^2$ de la plancha. Acero 1018 Tabla A20 de Shigley.

h = Espesor en la garganta de la Soldadura

$$\tau' = \frac{V}{A_G} = \frac{603,5}{0,3 \times 0,707 \times 2 \times h} = \frac{1422,7}{h}$$

$$\tau'' = \frac{M \times r}{J}$$

$$r = \sqrt{0,035^2 + 0,025^2} \quad r = 0,154 \text{ m}$$

$$J = 0,707 \times h \times J_u$$

$$J_u = \frac{d(3 \times b^2 + d^2)}{6} \quad b = 0,07$$

$$d = 0,3 \quad J_u = 5,23 \times 10^{-3}$$

$$J = 0,707 \times 5,23 \times 10^{-3} \times h \quad J = 3,7 \times 10^{-3} \times h$$

$$\tau'' = \frac{247,4 \times 0,154}{3,7 \times 10^{-3} \times h} = \frac{10297,2}{h}$$

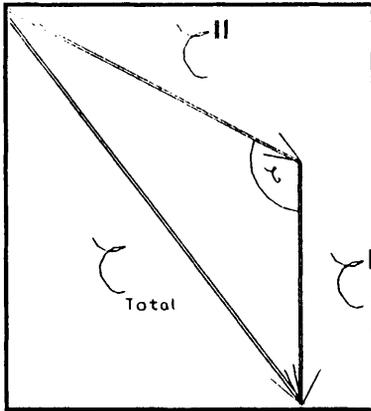


Fig. 3.8.- Resultante de las Torsiones que actúan sobre la soldadura.

$$\alpha = \arctg \frac{0,035}{0,15} = 13,13^\circ \quad \text{Por lo tanto: } \gamma = 166,87^\circ$$

$$\tau_T^2 = \tau'^2 + \tau''^2 - 2 \times \tau' \times \tau'' \times \cos \gamma$$

$$\tau_T^2 = \frac{(1422,7)^2}{h^2} + \frac{(10297,2)^2}{h^2} - 2 \times 1422,7 \times 10297,2 \times \cos 166,9^\circ$$

$$\tau_T = \frac{11687,2}{h}$$

$$Ss_y = 0,4 S_y \text{ Tabla 9-5 Shigley}$$

$$Ss_y = 0,4 \times 220 \text{ MN/m}^2 = 88 \text{ MN/m}^2$$

$$\eta = \frac{Ss_y}{\tau_T} = \frac{88 \text{ MN/m}^2 \times h}{11687,2} \quad \delta = 6 = \frac{88 \text{ MN/m}^2 \times h}{11687,2} \quad h = 7,96 \times 10^{-4} \text{ m.}$$

Notamos que el diseño por torsión en la soldadura es el que define el espesor mínimo de la garganta $h = 0,8 \text{ mm}$, con un factor de seguridad estático de 6. Ahora calcularemos el factor de seguridad contra la fatiga en base al espesor de la garganta que hemos encontrado.

$$Se' = 0,504 S_{ut}$$

$$Se' = 0,504 \times 341 \times 10^6$$

$$Se' = 171,86 \times 10^6 \text{ N/m}^2.$$

$$ka = a S_{ut}^b$$

$$a = 272 \quad b = -0,995$$

$$ka = 272 \times 341^{-0,995} \quad ka = 0,82$$

$$\delta e = 0,808 \sqrt{0,707 \times h \times b}$$

$$\delta e = 0,808 \sqrt{0,707 \times 0,8 \times 300}$$

$$\delta e = 10,52$$

$$10,52$$

$$kb = \frac{10,52}{7,62} \quad kb = 0,96$$

$$7,62$$

$$k_e = 0,577$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = \frac{1}{k_f} = \frac{1}{2,7} = 0,37$$

$$S_{se} = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \times S_e'$$

$$S_{se} = 0,82 \times 0,577 \times 0,37 \times 0,96 \times 171,86 \text{ MN/m}^2$$

$$S_{se} = 28,8 \text{ MN/m}^2.$$

$$\tau_a = \frac{14,6 \text{ MN/m}^2}{2} = 7,3 \text{ MN/m}^2 = \tau_m$$

$$S_{su} = 0,67 S_{ut} \quad \text{Ecuación (7-43) Shigley}$$

$$S_{su} = 0,67 \times 341 \text{ MN/m}^2$$

$$S_{su} = 228,47 \text{ MN/m}^2$$

$$\eta = \frac{S_{se} \times S_{su}}{\tau_a \times S_{su} + \tau_m \times S_{se}}$$

$$\eta = \frac{28,8 \text{ MN/m}^2 \times 228,5 \text{ MN/m}^2}{7,3 \text{ MPa} \times 228,5 \text{ MN/m}^2 + 7,3 \text{ MN/m}^2 \times 28,8 \text{ MN/m}^2}$$

$$\eta = 3,5$$

Por lo tanto con palillos de soldadura de 1/8" tipo 6011 obtendremos el espesor de garganta suficiente para que soporte sin problemas.

El mismo procedimiento que realizamos para encontrar el perfil y el diseño del espesor de la garganta de la soldadura que soportará las reacciones del eje de la Polea Motriz, lo hicimos para el eje de cola y los resultados que obtuvimos son:

Perfil para soportar las chumaceras: Ang. 50x50x6mm

Factor de Seguridad Estático: 3.8

Espesor de la Garganta de la Soldadura por Tensión: 0,144mm

Espesor de la Garganta de la Soldadura por Flexión: 0,05mm

Factor de seguridad para la Fatiga con un espesor de 0,144mm: 3,48

Por lo tanto el diseño del espesor de la garganta de la soldadura está definido por el análisis de tensión y es como mínimo 0,144mm.

3.2 DISEÑO DE LOS APOYOS DEL TRANSPORTADOR

Los apoyos, como mencionamos en las especificaciones técnicas serán cuatro, uno en cada extremo y dos intermedios. Estos apoyos se unirán al bastidor a través de placas con pines, los cuales calcularemos mas adelante.

Para el diseño de los apoyos del bastidor ocuparemos las reacciones calculadas en el literal 3.1.. Estos valores son:

# Apoyo	Carga sobre el Apoyo	Altura
1	1212,4 Kg.	0,47m.
2	2431,8 Kg.	3,7m.
3	2157,2 Kg.	7m.
4	842,3 Kg.	0,2m.

Tabla 3.5.- Valor de las Reacciones y Longitudes en los Ápoyos.

El apoyo 1 estará ubicado dentro de la tolva de hormigón y serán dos perfiles con una altura muy corta (0,47m) soldados a placas base empotradas en el contrapiso de la tolva. Como son dos perfiles el valor de la reacción se dividirá para dos, por lo que dicho valor se hace muy pequeño y con un perfil de canal de 80x40mm tenemos suficiente.

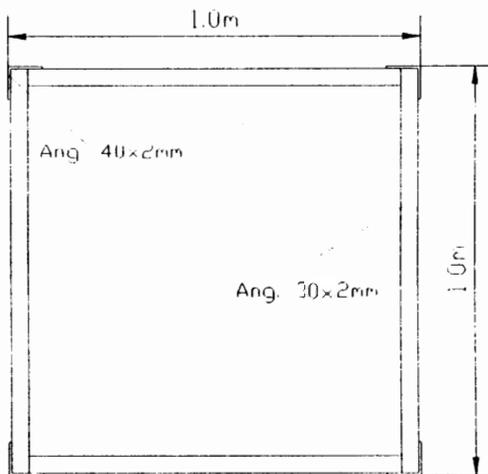


Fig. 3.9.-Corte Transversal de la Celosía de los Apoyos 2 y 3.

En cuanto al apoyo 4, este será la torre que soportará al molino de martillos, por lo tanto en este apoyo solo necesitamos colocar una viga

HPN de 20cm. en la parte superior de dicha torre donde irán soldadas las placas que sostendrán a los pines.

Los apoyos intermedios (Apoyo 2 y 3) deben ser construidos por celosías formadas por ángulos principales que serán cuatro y de ángulos secundarios que soldados unirán a los ángulos principales. Las alturas que deberán tener estas torres están listadas en la Tabla 3.5.

El ancho de la celosía de los apoyos lo determina el ancho del bastidor del transportador (914mm) el cual a su vez es definido por los soportes de los rodillos de carga por donde se desliza la banda de caucho, que para estandarizar definimos en 1m.

Para el diseño de estos apoyos debemos analizar los ángulos principales y secundarios por separado. Para el cálculo de los ángulos principales nos guiaremos en el libro de Diseño de Acero Estructural de Joseph E. Bowles.

Haremos los cálculos para el diseño del apoyo 3, asumiendo ángulos principales de 40x2mm que tienen $I=2,44\text{cm}^4$, $A=1,53\text{cm}^2$ e $y=1,09\text{ cm}$.

Con el teorema de los ejes paralelos obtenemos la inercia de la celosía, valor que lo debemos multiplicar por 4 porque son cuatro ángulos.

$$I_{cc} = 4 \times (I_{xx} + d^2 \times A)$$

donde:

I_{cc} = Inercia centroidal de la celosía.

I_{xx} = Inercia centroidal del ángulo.

d = Distancia Eje centroidal de celosía-Eje centroidal de ángulo.

A = Área transversal del ángulo.

$$I_{cc} = 4 \times (2,44 + (48,91)^2 \times 1,53)$$

$$I_{cc} = 14650 \text{ cm}^4 = 1,46 \times 10^{-4} \text{ m}^4.$$

Así tenemos que el radio de giro de los ángulos principales es:

$$r = \sqrt{I_{cc}/A} \quad r = \sqrt{14.650/(4 \times 1,53)}$$

$$r = 49 \text{ cm.} = 0,49\text{m.}$$

Dependiendo de los valores de $k \times L/r$ y Cc escogeremos la fórmula de Fa , el esfuerzo permisible, para ello debemos encontrar sus valores. Del libro mencionado, nos referiremos a la fig. 6-3, para encontrar el valor de k que depende de la condición de empotramiento en los extremos de las columnas, que para nuestro caso es $k=0,8$ debido a que la torre está empotrada en su base y con un pin en la parte superior.

$$\frac{k \times L}{r} = \frac{0,8 \times 7}{0,49} = 11,43$$

$$Cc = \sqrt{\frac{2 \times \Pi \times E}{Fy}} = \sqrt{\frac{2 \times 3,14 \times 200\text{GPa}}{250\text{MPa}}}$$

$$Cc = 125,6$$

$$\frac{k \times L}{r} < Cc \quad 11,43 < 125,6 \text{ Por lo tanto:}$$

$$Fa = \frac{Fy}{FS} \left[1,0 - \frac{0,5(KL/r)^2}{Cc^2} \right]$$

y

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \frac{KL/r}{Cc} - \frac{1}{8} \frac{(KL/r)^3}{Cc^3}$$

donde:

$$FS = 1,7$$

$$Fa = 146,28 \text{ MN/m}^2.$$

$$fa = \frac{P}{A} = \frac{2157,2 \times 9,8}{4 \times 1,53 \times 10^{-4}} = 34,54 \text{ MN/m}^2.$$

Como vemos los ángulos de 40x2mm soportan como ángulos principales para esta aplicación sin problemas.

Haciendo el análisis por fatiga encontramos que con estos mismos ángulos tenemos un factor de seguridad contra la fatiga de 8,14. Con lo que tenemos un sistema bastante confiable.

Para el análisis de los miembros secundarios nos referiremos también al Manual de Construcción de Acero de A.I.S.C., como lo hicimos para el diseño de los ángulos secundarios del bastidor del transportador. Entre las recomendaciones para estos miembros secundarios tenemos:

- La inclinación de los miembros secundarios no debe ser menor a 60° con respecto a los ángulos principales.
- La carga que deberán soportar los miembros secundarios deberá ser de por lo menos el dos por ciento de la carga total que soportan los ángulos principales.
- La relación longitud-radio de giro del ángulo secundario debe ser menor o igual a 140.

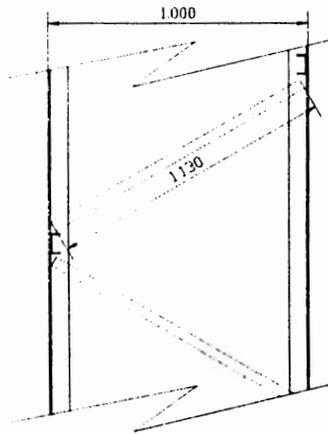


Fig. 3.10.- Corte de una celosía de las Torres de Apoyo.

Tomando en cuenta estos criterios, diseñaremos los ángulos secundarios, cuya longitud es $0,98 \cdot \text{sen}60 = 1,13\text{m}$.

$$\frac{L}{r} < 140 \quad r = 0,008\text{m}$$

La carga que comprime a estos miembros según el manual será:

$$V = 0,02 \times P \quad P = 2157,2 \text{ Kg.}$$

$$V = 43,2 \text{ Kg.}$$

Como la celosía tiene dos caras este valor debe ser dividido para dos; por lo tanto la componente de esta fuerza que soporta el ángulo secundario es:

$$V_x = \frac{V}{2 \times \text{Sen } 60} = \frac{43,2}{2 \times 0,866} = 25 \text{ Kg.}$$

De la tabla 50 del Apéndice, buscamos un ángulo con un radio de giro de $0,008\text{m.} = 0,8\text{cm.}$, que para este caso sería $30 \times 2\text{mm.}$ que tiene $A=1,13\text{cm}^2$ y $r=0,94\text{cm.}$

El valor de $k=1$, si tomamos en cuenta que la condición de empotramiento en los dos extremos, según la tabla 6.3 del libro de Bowles nos indica eso.

$$\frac{k \times L}{r} = \frac{1 \times 1,13}{0,0094} = 120,2\text{m.}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \times \Pi \times E}{F_y}} = \sqrt{\frac{2 \times 3,14 \times 200\text{GPa}}{250\text{MPa}}}$$

$$C_c = 125,6$$

$$\frac{k \times L}{r} < C_c \quad 120,2 < 125,6 \text{ Por lo tanto:}$$

$$F_a = \frac{F_y}{FS} \left[1,0 - \frac{0,5(KL/r)^2}{C_c^2} \right]$$

y

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \frac{KL/r}{C_c} - \frac{1}{8} \frac{(KL/r)^3}{C_c^3}$$

donde:

$$FS = 1,91$$

$$F_a = 71 \text{ MN/m}^2.$$

$$f_a = \frac{P}{A} = \frac{25 \times 9,8}{1,13 \times 10^4} = 2,2 \text{ MN/m}^2.$$

Como vemos un ángulo de 30x2mm satisface demasiado y hasta podríamos colocar un ángulo mucho menor aún, pero por recomendación del manual debemos tener una relación L-r menor o igual a 140, para que no exista peligro de pandeo de los ángulos secundarios, por lo que los ángulos secundarios para los apoyos es 30x2mm.

En cuanto a la soldadura ocuparemos soldadura 6011, la cual se aplicará en los extremos y en los dos costados del ángulo de 30x2mm. Estos cordones serán suficientes si tomamos en cuenta que la carga que soportan los miembros secundarios es muy pequeña.

Haciendo el mismo análisis para el apoyo 2 tenemos que los resultados son los mismos que para el apoyo 3 ya que la carga es casi la misma y lo único que cambia es la altura.

Ángulo Principal: 40x2mm.

Ángulo Secundario: 30x2mm.

Dos cordones de soldadura 6011 en los dos extremos de los ángulos secundarios de 2cm. de longitud cada uno.

El bastidor se unirá a los apoyos mediante pines y placas. Se colocarán uno a cada lado del bastidor donde correspondan los apoyos. En la fig. 3.11. se muestra esta forma de sujeción.

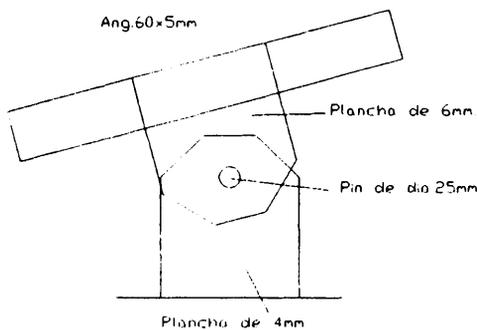


Fig. 3.11.-Vista lateral del Sistema de Unión del Bastidor y Torres de Apoyo.

El diseño lo haremos tomando en cuenta la reacción máxima que actúa sobre el apoyo #2 (2431,8Kg), dicho valor debe ser dividido para dos por ser dos pines por cada apoyo. Para ello usaremos material con Límite a la Fluencia de $S_y = 220 \text{ M N/m}^2$.

Tomando en cuenta los criterios del manual de la A.I.S.C., el Esfuerzo Permisible al Cortante (F_v) es :

$$F_v = 0,4 \times S_y = 0,4 \times 220 \text{ M N/m}^2 = 88 \text{ M N/m}^2.$$

$$\tau = \frac{P}{2 \times A} \quad \eta = \frac{F_v}{\tau} \quad A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

τ = Esfuerzo Cortante sobre el Perno.

P = Carga sobre los Apoyos.

A = Sección transversal del Pin.

η = Factor de Seguridad 3.5

d = Diámetro del pin.

$$d^2 = \frac{4 \times P \times \eta}{2 \times \pi \times F_v} = \frac{4 \times 9,8 \times 2431,8 \text{ Kg.} \times 3,5}{2 \times 3,1415 \times 88 \text{ M N/m}^2}$$

$$d = 0,0245 \text{ m.} = 24,56 \text{ mm} \cong 25 \text{ mm.}$$

Por lo tanto el diámetro de los pines que se colocarán entre las placas deberá ser de 25mm.

Para el diseño de las placas que se colocan para cada pin, cuyo ancho será 16cm, seguiremos el manual de la A.I.S.C., que recomienda hacer el análisis por compresión y por aplastamiento. En cada pin existe una placa interior y dos exteriores (ver fig. 3.12), por lo que debemos hacer el análisis de estas placas por separado.

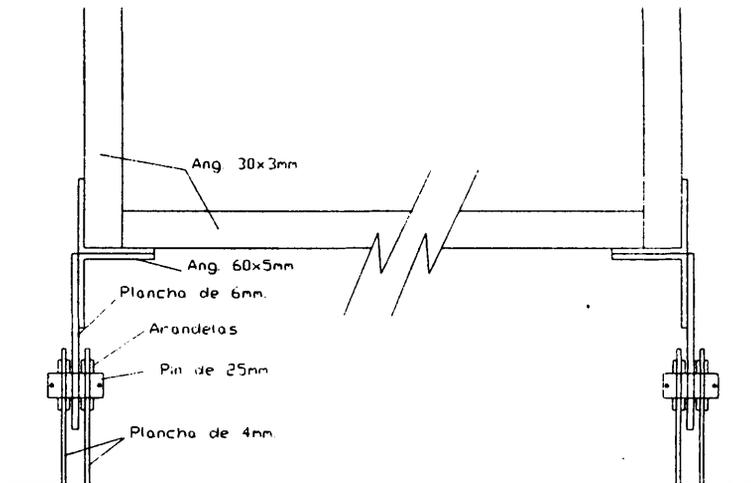


Fig. 3.12.-Corte del Sistema de unión del bastidor y la Torre de Apoyo.

Análisis de las Placas Internas.-

Para las placas internas asumiremos un espesor de 6mm. El valor de la reacción que calculamos lo tenemos que dividir para 2 porque son dos placas similares por apoyo.

Análisis por Compresión.-

El Esfuerzo Permisible para Compresión (F_a) según A.I.S.C. es:

$$Fa = 0,6 \times Sy = 0,6 \times 220 \text{ MN/m}^2 = 132 \text{ MN/m}^2.$$

P

$$fa = \frac{P}{2 \times An} \quad An = (e \times a - d \times e)$$

donde:

fa = Esfuerzo de Compresión sobre la placa.

An = Área Neta.

e = Espesor de la placa.

a = Ancho de la placa.

d = Diámetro del pin.

$$An = (0,006 \times 0,16 - 25 \times 10^{-3} \times 0,006) = 8,1 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

$$2.431,8 \times 9,8$$

$$fa = \frac{2.431,8 \times 9,8}{2 \times 8,1 \times 10^{-4}} \quad fa = 14,71 \text{ MN/m}^2.$$

$$Fa \quad 132 \text{ MN/m}^2$$

$$\eta = \frac{Fa}{fa} \quad \eta = \frac{132 \text{ MN/m}^2}{14,71 \text{ MN/m}^2} \quad \eta = 9$$

Análisis por Aplastamiento

El Esfuerzo Permisible para Aplastamiento (Fp) según A.I.S.C. es:



$$F_a = 0,6 \times S_y = 0,6 \times 220 \text{ MN/m}^2 = 132 \text{ MN/m}^2.$$

$$f_a = \frac{P}{2 \times A_n} \quad A_n = (e \times a - d \times e)$$

donde:

f_a = Esfuerzo de Compresión sobre la placa.

A_n = Área Neta.

e = Espesor de la placa.

a = Ancho de la placa.

d = Diámetro del pin.

$$A_n = (0,006 \times 0,16 - 25 \times 10^{-3} \times 0,006) = 8,1 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

$$f_a = \frac{2.431,8 \times 9,8}{2 \times 8,1 \times 10^{-4}} \quad f_a = 14,71 \text{ MN/m}^2.$$

$$\eta = \frac{F_a}{f_a} \quad \eta = \frac{132 \text{ MN/m}^2}{14,71 \text{ MN/m}^2} \quad \eta = 9$$

Análisis por Aplastamiento

El Esfuerzo Permisible para Aplastamiento (F_p) según A.I.S.C. es:



$$F_p = 0,9 \times S_y = 0,9 \times 220 \text{ M N/m}^2 = 198 \text{ M N/m}^2.$$

$$f_p = \frac{P}{2 \times A_{\text{proy}}} \quad A_{\text{proy}} = e \times d$$

donde:

f_p = Esfuerzo de Aplastamiento sobre la placa.

A_{proy} = Área Proyectada del diámetro del Perno.

e = Espesor de la placa.

d = Diámetro del pin.

$$A_{\text{proy}} = 0,006 \times 25 \times 10^{-3} = 1,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

$$f_p = \frac{2.431,8 \times 9,8}{2 \times 1,5 \times 10^{-4}} \quad f_p = 82,7 \text{ M N/m}^2.$$

$$\eta = \frac{F_p}{f_p} \quad \eta = \frac{198 \text{ M N/m}^2}{82,7 \text{ M N/m}^2} \quad \eta = 2,4$$

Como vemos en los resultados, el diseño para estas placas lo establece el Análisis por Aplastamiento. Por lo tanto las placas interiores las colocaremos de 6mm de espesor.

Análisis de las Placas Externas

El mismo análisis que realizamos para las placas internas lo realizaremos para las externas con la única diferencia que ahora el valor de la Reacción sobre el apoyo ahora lo debemos dividir para cuatro porque son cuatro placas externas. Para este caso asumiremos un espesor de 4mm.

Análisis por Compresión

$$\eta = \frac{Fa}{fa} = \frac{132M \text{ N/m}^2}{7,35M \text{ N/m}^2} = 18$$

Análisis por Aplastamiento

$$\eta = \frac{Fp}{fp} = \frac{198M \text{ N/m}^2}{62M \text{ N/m}^2} = 3,2$$

De igual forma que en el caso de las placas interiores, para las exteriores el diseño lo rige el Análisis por Aplastamiento. Por lo que el espesor de estas placas se establece en 4mm.

3.3 DISEÑO DEL PASILLO DEL TRANSPORTADOR

El pasillo se construirá con ángulos, tubos y malla expandible de 6mm de espesor, como se muestra en la figura 3.14. El ancho del pasillo será de 70 centímetros contados desde el costado del bastidor y el parante del pasamano.

Para el diseño del pasillo debemos tomar en cuenta el peso de la misma estructura que formará el pasillo así como el peso de las personas que pueden pasar ó descansar sobre él, al hacer mantenimiento ó inspección de la banda de caucho ó de los rodillos.

La malla expandible es soportada por dos ángulos de 50x6mm, los que a su vez son soportados por otros ángulos los cuales calcularemos y que estarán soldados por debajo del bastidor del transportador cada cierta distancia, también calculada. Sobre estos ángulos, en su extremo se soldaran ángulos de 50x6mm y 1,10m de largo que servirán de parantes para soldar tubos de 40mm de diámetro con 2mm de espesor que forman el pasamano.

Primero calcularemos la distancia a la que debemos colocar los apoyos de los ángulos que soportan a la malla expandible. Para ello debemos calcular el peso de la estructura del pasillo por metro lineal. Los cálculos a continuación son para 6m lineales de pasillo, valor que luego lo dividiremos para 6. También asumiremos una carga de 500 Kg. en el centro entre apoyos de la malla expandible.

Los datos necesarios para el cálculo del peso por metro de la estructura del pasillo son:

Ang. De 50x6mm = 4,32Kg/m.

Plancha de malla expandible de 2,44 x 1,22m x 6mm = 100Kg.

Tubos de 40mm de dia. con 2 mm de espesor = 2 Kg/m.

Descripción	Peso en Kg.
Peso del ang. de 50x6mm que soporta la malla	50,4
Peso de la Malla	250
Peso de los Tubos	24
Peso de los Parantes (Asumimos 4 para 6 metros)	16,72
Peso Total para 6 metros de pasillo	341

Tabla 3.6.-Peso estimado del Pasillo.

341 Kg.

Peso del pasillo por metro = ----- = 57 Kg/m.

6 m.

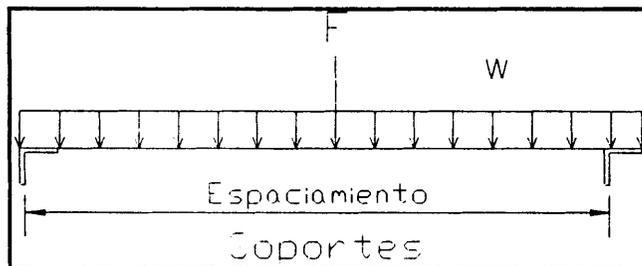


Fig. 3.13.-Carga sobre los Ángulos que Soportan al Pasillo.

Como vemos en la Fig.3.13, tenemos una carga distribuida debida al peso de la estructura y una carga concentrada que asumimos de por lo menos 500 Kg., por lo que aplicaremos el método de superposición. Haremos cálculos asumiendo una deflexión máxima de 3mm en el centro entre los

apoyos de la malla expandible y considerando que son dos ángulos los que soportan la malla expandible estas cargas serán a la mitad:

$$Y_{MAX} \text{ (Carga distribuida)} = \frac{- 5 \times w \times L^4}{384 \times E \times I}$$

$$Y_{MAX} \text{ (Carga distribuida)} = \frac{- 5 \times 28,5 \times L^4 \times 9,8}{384 \times 207\text{GPa} \times 12,6 \times 10^{-8}} = 1,39 \times 10^{-4} L^4$$

$$Y_{MAX} \text{ (Carga Concentrada)} = \frac{- F \times L^3}{48 \times E \times I}$$

$$Y_{MAX} \text{ (Carga Concentrada)} = \frac{- 250 \times L^3 \times 9,8}{48 \times 207\text{GPa} \times 12,6 \times 10^{-8}} = 2,07 \times 10^{-3} L^3$$

$$Y_{MAX} \text{ (Carga Concentrada)} + Y_{MAX} \text{ (Carga Concentrada)} = 0,003\text{m.}$$

$$1,39 \times 10^{-4} L^4 + 2,07 \times 10^{-3} L^3 = 0,003$$

Las respuestas reales de esta ecuación, aplicando el método de Newton son:
 $L = 1\text{m}$ y $L = -13,75\text{m}$. Por lo tanto los apoyos de la malla expandible, que se sueldan por debajo del bastidor deberán ser colocados cada metro.

Una vez que hemos calculado el espaciamiento de los apoyos de la malla expandible calcularemos el ángulo que soporta la carga del pasillo.

Como los apoyos van cada metro significa que cada apoyo soporta 1 metro lineal de peso del pasillo es decir 56 Kg. y además asumiremos el peso de 500 Kg. sobre dicho apoyo por lo que tendremos una carga de 556 Kg. en total.

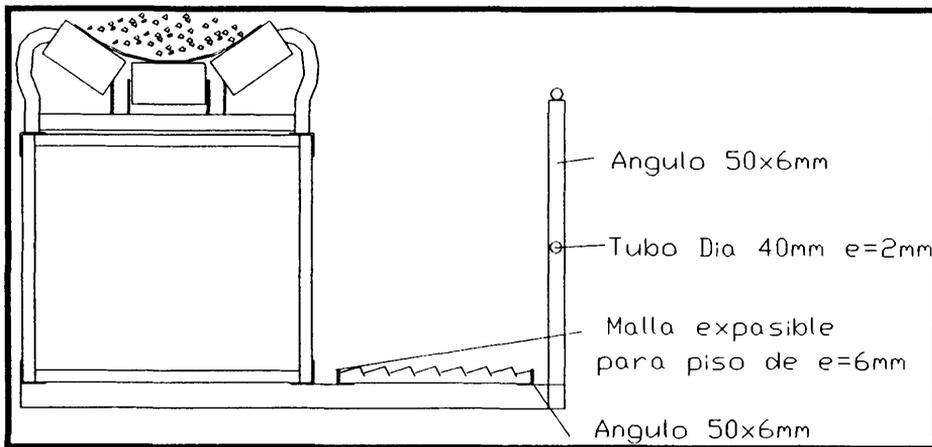


Fig. 3.14.- Diseño de Forma del Pasillo.

$$M_{max.} = P \times b = 556 \times 9,8 \times 0,35 = 1.907 \text{ N.m.}$$

Con un factor de seguridad de 3 tenemos:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} \quad \sigma = \frac{M}{S}$$

$$S = \frac{\eta \times M}{S_y} = \frac{3 \times 1907 \times 10^6}{220 \text{ N/m}^2} = 26 \text{ cm}^3.$$

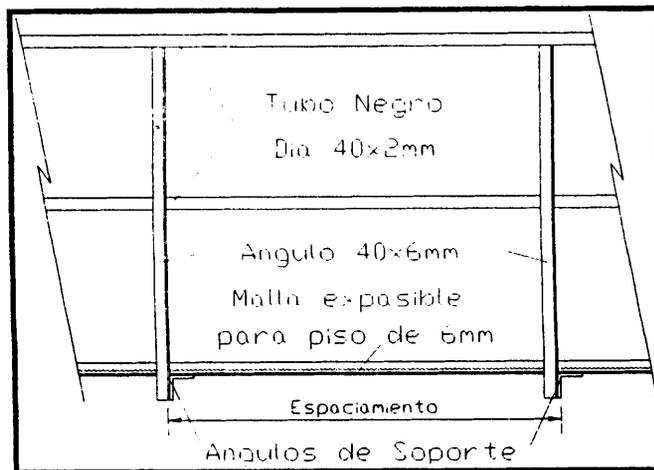


Fig. 3.15.-Estructura del Pasillo.

Vamos a la tabla 50 del apéndice y notamos que un ángulo de 100x12mm cuyo módulo de sección de $29,1 \text{ cm}^3$ tiene la inercia suficiente. Estos ángulos de 1.7m deberán ser soldados por debajo del bastidor a un metro de distancia.

Una vez que hemos diseñado todos los miembros que conforman el bastidor y el pasillo haremos el cálculo del peso real por metro lineal de dicha estructura para compararla con el valor que asumimos.

Descripción	m. Línea.	Kg/m	Kg.
Ang. de 60x5mm.	24	4,39	105,4
Ang. de 30x3mm.	40,8	1,3	53
Ang. de 50x6mm.	18,6	4,32	80,4
Malla expandible de 4mm.	2,5	100	250
Tubos de dia. 40x2mm.	12	1,88	22,6
Ang. de 100x12mm.	10,2	17,52	178,7
Peso Total 6m.de pasillo			690

Tabla 3.7.-Peso Total del bastidor y pasillo con los perfiles calculados.

$$\text{Peso del pasillo por metro} = \frac{690 \text{ Kg.}}{6 \text{ m.}} = 115 \text{ Kg/m.}$$

Si bien es cierto hemos asumido un peso distribuido de 70 Kg/m. , esta diferencia en el peso distribuido será absorbido por el factor de seguridad que hemos dejado siempre, el cual como lo vemos en los cálculos es un poco mas alto de lo normal.

CAPITULO 4

PLANIFICACIÓN DEL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

4.1. DIAGRAMA DE GANTT

La programación de la importación de las partes, la construcción de estructuras, el montaje de las estructuras y accesorios y la puesta a punto del equipo, lo haremos con la ayuda del Programa WINPROJECT, el cuál ocupa el diagrama de Gantt para esquematizar las tareas y actividades. Este diagrama lo adjuntamos en el Apéndice.

El diagrama de Gantt ha sido elaborado tomando en cuenta los días laborales de 8:00 a 12:00 y de 13:00 a 17:00 y no considerando los días sábados laborables.

Las tareas han sido divididas en Importación de Accesorios, Construcción y Montaje y Puesta a Punto. Notamos que el mayor tiempo de duración de las Importaciones será de 55 días laborables y que corresponde a la importación de la banda de caucho, la Construcción y Montaje de 66 días y la Puesta a Punto de 2 días.

Según el diagrama de Gantt el sistema estaría funcionando en tres meses. Esto es trabajando con dos parejas de soldadores y ayudantes, los cuales se ayudarían en algunos casos y en otros trabajarían por separado, como es el

caso de la construcción de los tramos del bastidor y de las torres de apoyo en los que los dos grupos de trabajo trabajarían en lo mismo; en las demás tareas trabajarían independientemente.

4.2. MONTAJE Y PUESTA A PUNTO

La construcción empieza con la obra civil, la cual contratamos con un ingeniero del ramo y que consiste en la construcción de las cimentaciones para las torres de apoyo del bastidor. La construcción de las mismas la programaremos al mismo tiempo que se construyan los tramos del bastidor y así ganar tiempo hasta que las cimentaciones estén listas para soportar las torres de apoyo.

Para el diseño de las cimentaciones entregaremos al contratista los siguientes datos:

- Área de loza que necesitamos (1,5x1,5m).*
- Pesos que van a soportar estas lozas. (Reacciones calculadas con el Método de Cross en el literal 3.1).*
- Ubicación de las lozas con respecto a la tolva de hormigón.*
- Ubicación y Tamaño de las placas bases sobre las lozas.*

El proceso de construcción de los tramos del bastidor se llevará a cabo con dos soldadores y dos ayudantes. Pues necesitamos construir:

- 5 tramos de 6 m. de longitud con una altura constante (0,8m).*

- 2 tramos de 3 m. de longitud con una altura variable (0,8 - 0,6m).
- 1 tramo de 3m. de longitud con una altura constante (0,6m).
- 1 tramo de 2,8m de longitud con una altura constante de (0,8m), para completar la longitud total necesaria.

Una vez contruidos todos los tramos necesarios procedemos a construir las uniones entre tramos al mismo tiempo que vamos armando el bastidor hasta completar dos tramos casi del mismo tamaño. Al armar los tramos debemos controlar que los tramos estén alineados conforme apretamos los pernos de las uniones.

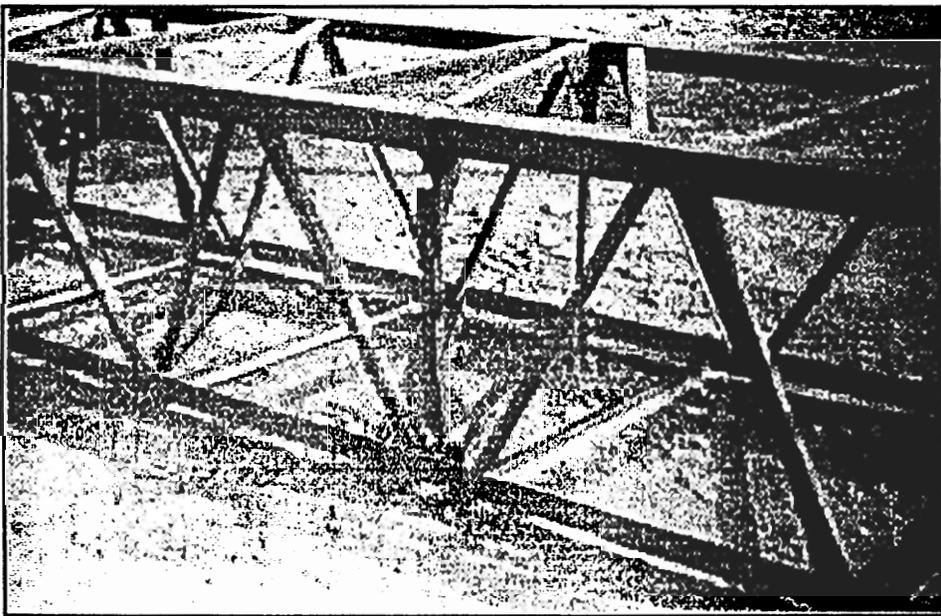


Fig. 4.1.-En esta foto se puede apreciar el dispositivo de unión entre tramos del bastidor.

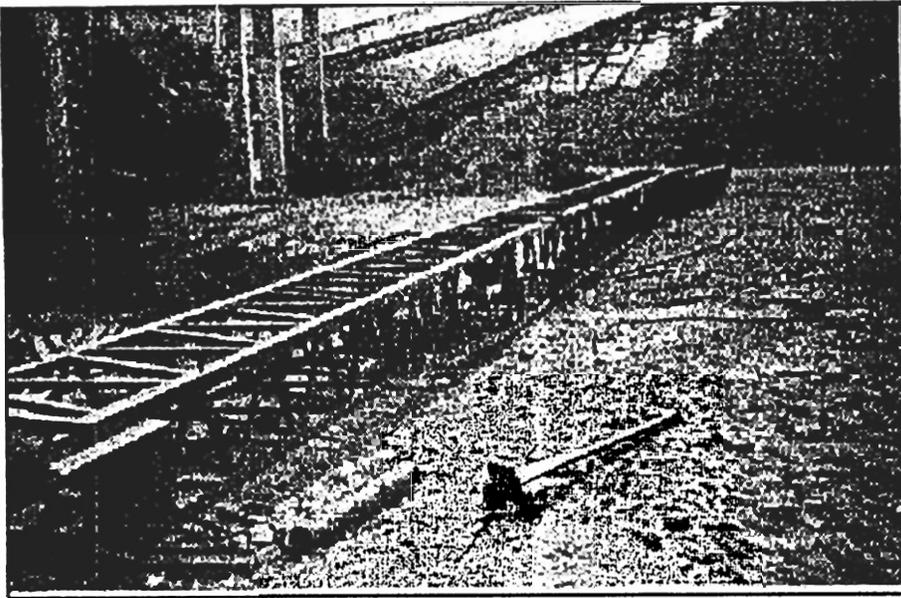


Fig. 4.2.-El Bastidor completo siendo alineado en el suelo antes de ser montado a su posición final.

Con el bastidor listo pasamos a construir las torres que soportaran a éste. Son dos torres la una de 3,7 y la otra de 7m. que tienen un ancho de 1m, las que se construirán de igual forma como los tramos del bastidor.

Seguidamente construimos los apoyos de las Poleas de Cabeza, para Mejorar el Agarre, de Cola y las dos poleas de Reenvío de la Banda, para posteriormente montar sobre dichos apoyos las poleas que le correspondan. Al colocar las poleas con sus respectivos ejes y chumaceras se debe tener especial cuidado en colocar dichas poleas en una posición perpendicular al bastidor. Una vez terminado esto, continuaremos con la construcción del sistema de contrapeso, el cual será colocado una vez que sea montado todo el bastidor.

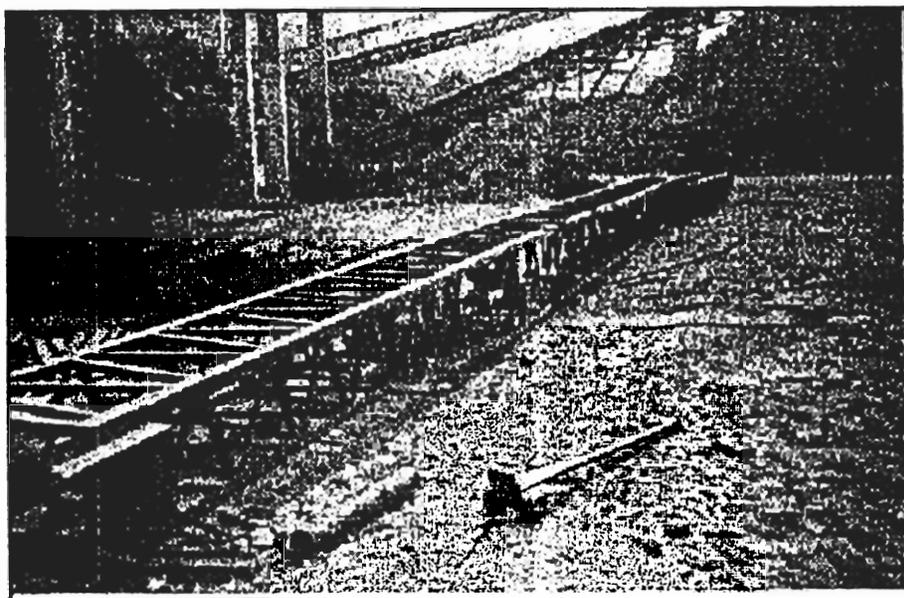


Fig. 4.2.-El Bastidor completo siendo alineado en el suelo antes de ser montado a su posición final.

Con el bastidor listo pasamos a construir las torres que soportaran a éste. Son dos torres la una de 3,7 y la otra de 7m. que tienen un ancho de 1m, las que se construirán de igual forma como los tramos del bastidor.

Seguidamente construimos los apoyos de las Poleas de Cabeza, para Mejorar el Agarre, de Cola y las dos poleas de Reenvío de la Banda, para posteriormente montar sobre dichos apoyos las poleas que le correspondan. Al colocar las poleas con sus respectivos ejes y chumaceras se debe tener especial cuidado en colocar dichas poleas en una posición perpendicular al bastidor. Una vez terminado esto, continuaremos con la construcción del sistema de contrapeso, el cual será colocado una vez que sea montado todo el bastidor.

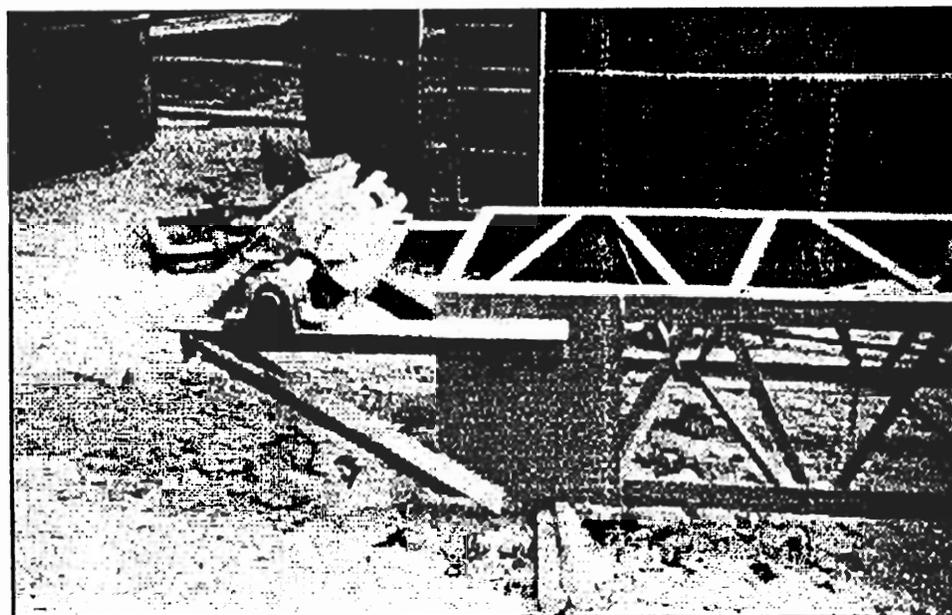


Fig. 4.3.-El Apoyo y la Polea una vez ya instalados en su sitio sobre el bastidor.

Con todos los tramos del bastidor terminados y armados en dos tramos, las poleas montadas en sus apoyos, las torres de apoyo construidas y las cimentaciones ya listas para soportar el peso, procederemos al montaje.

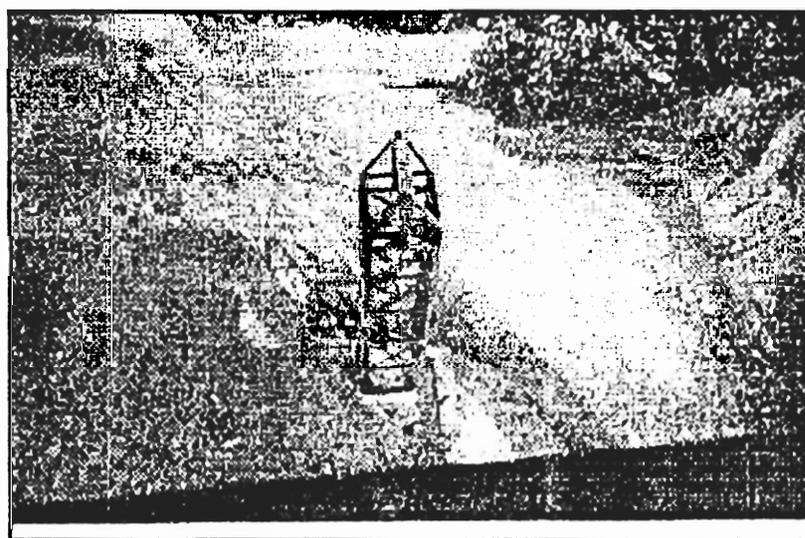


Fig. 4.4.-Vista de Planta del Apoyo 3 una vez colocado por grúa.

Ayudados por una grúa alquilada colocaremos las torres de apoyo en la cimentación que le corresponda. Antes de proceder a soldar dicha torre sobre las placas base verificamos su ubicación y nivelación, y si es necesario se introducirán laines entre la torre y las placas base hasta conseguir la nivelación deseada.

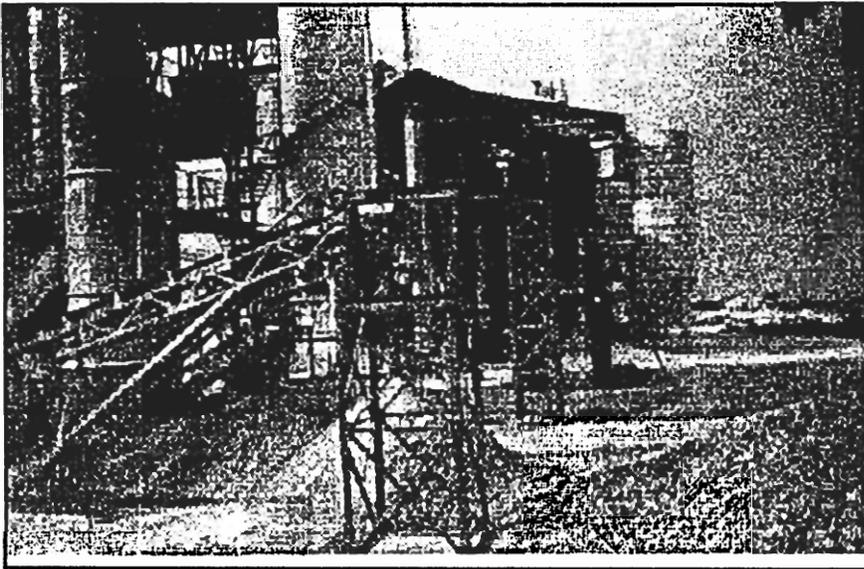


Fig. 4.5.-Vista de los tres Apoyos Finales sobre los que descansará el bastidor del Transportador.

Para hacer mas fácil el montaje y como la grúa tiene la suficiente capacidad, al transportador lo montaremos en dos partes casi de la misma longitud. Primero colocaremos la parte de la Polea de Cola, la cual apoyaremos sobre el primer apoyo y la primera torre. (ver fig.4.6).

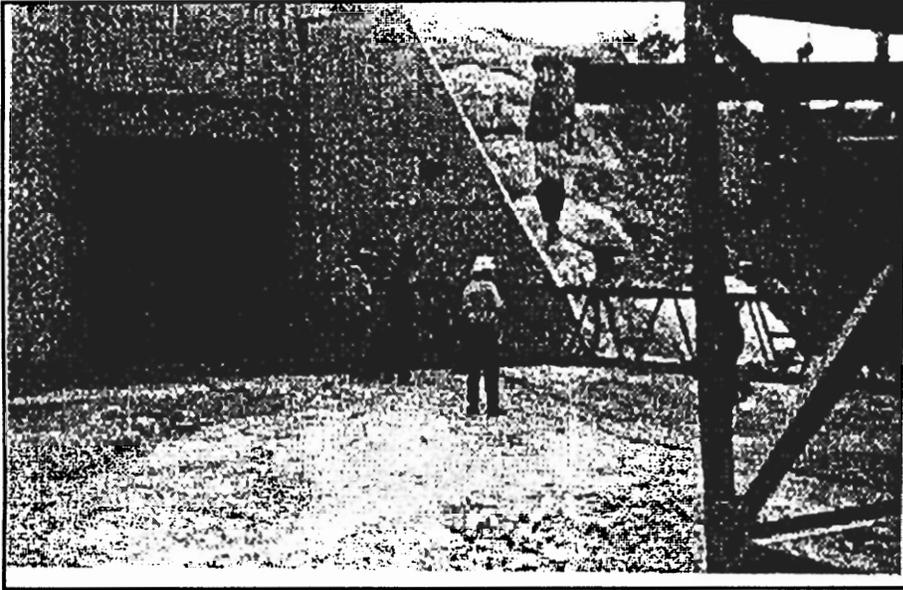


Fig. 4.6.-Instantes en que se coloca la parte trasera (Polea de Cola) del bastidor con la ayuda de la grúa.

Una vez que hemos asegurado el primer tramo del bastidor soldando guías y topes provisionales, montamos la segunda parte del bastidor y lo aseguramos provisionalmente.

Después que los pernos que unen los dos tramos del bastidor y que se unieron con la grúa se han apretado, procedemos a nivelar con gatas el bastidor para seguidamente soldar las placas con pines en cada uno de los apoyos y al mismo tiempo vamos retirando las guías y topes provisionales que colocamos durante el montaje con la grúa.

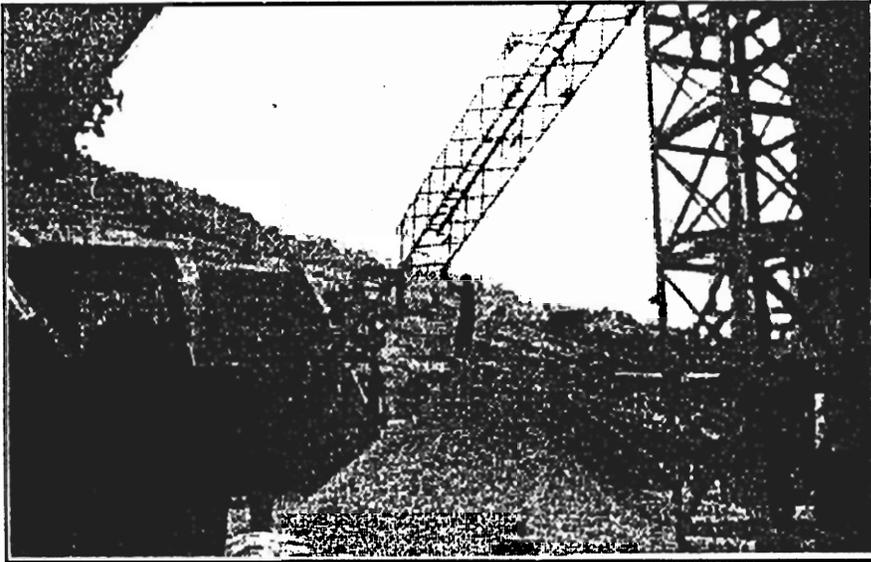


Fig.4.7.-Momento en que se une las dos partes del bastidor.

Con el bastidor asegurado continuamos con la construcción del pasillo, para lo cual todos los tramos serán cortados previamente en el taller. Primeramente debemos ir cuadrando y soldando los ángulos de 100x12mm que soportan todo el peso del pasillo y que van soldados por debajo del bastidor del transportador. Seguidamente soldaremos los dos ángulos de 50x6mm que soportarán a la malla expandible, los cuales iremos colocando conforme vamos avanzando y, por último soldaremos los parantes al final de cada uno de los ángulos de 100x12mm que sostendrán los tubos de 40mm de dia. para formar el pasamano.

Con el pasillo construido colocamos el motor, el reductor y el sistema de transmisión de poleas, al que debemos centrar y alinear ; seguidamente montamos el sistema de contrapeso que consiste en los dos brazos, la polea y la caja para el contrapeso.

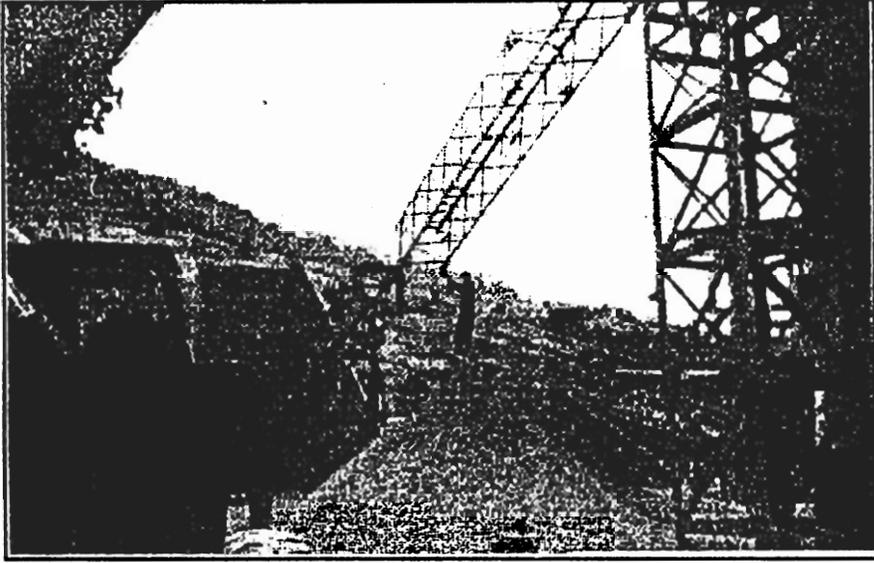


Fig.4.7.-Momento en que se une las dos partes del bastidor.

Con el bastidor asegurado continuamos con la construcción del pasillo, para lo cual todos los tramos serán cortados previamente en el taller. Primeramente debemos ir cuadrando y soldando los ángulos de 100x12mm que soportan todo el peso del pasillo y que van soldados por debajo del bastidor del transportador. Seguidamente soldaremos los dos ángulos de 50x6mm que soportarán a la malla expandible, los cuales iremos colocando conforme vamos avanzando y, por último soldaremos los parantes al final de cada uno de los ángulos de 100x12mm que sostendrán los tubos de 40mm de dia. para formar el pasamano.

Con el pasillo construido colocamos el motor, el reductor y el sistema de transmisión de poleas, al que debemos centrar y alinear ; seguidamente montamos el sistema de contrapeso que consiste en los dos brazos, la polea y la caja para el contrapeso.

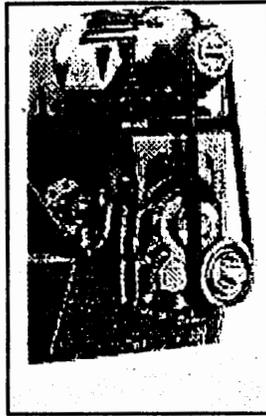


Fig. 4.8.-Fotografía de la Correcta Instalación del Motor y Reductor, ya acoplados.

La tarea que continua es la colocación de los rodillos de carga, impacto, retorno y autoalineantes de carga y de retorno. La ubicación de cada uno de los rodillos será como la figura 1.15 de las especificaciones técnicas.

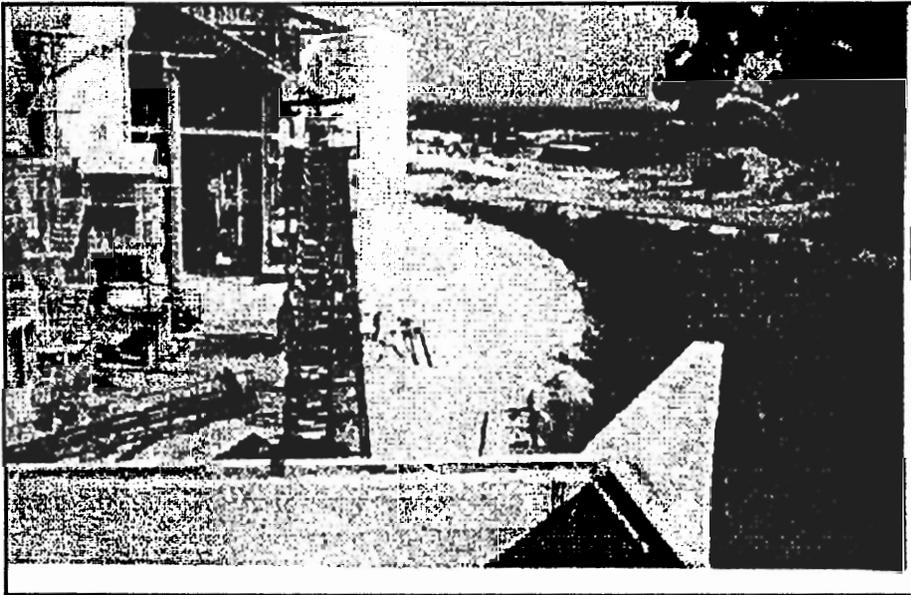


Fig. 4.9.-Vista Panorámica del bastidor con el pasillo ya instalado y los rodillos colocados en su lugar.

El último trabajo que falta es la colocación de la banda que por su longitud tenemos que hacerlo con la ayuda de una pala mecánica, que es la que hala la banda hasta pasarla por todas las poleas y rodillos. Una vez que la banda es pasada se corta y se empata con grapas metálicas.

Mientras el personal del taller eléctrico hace la respectiva acometida para el motor y se setea el contactor, procedemos a la colocación del material (bolas usadas de un molino de bolas) que hará de contrapeso, dicho material sería pesado previamente con una balanza. Al colocar dicho peso dentro de la caja del contrapeso debemos controlar que los brazos que forman el sistema de contrapeso y donde asientan las chumaceras del eje de la polea estén en una posición paralela a la inclinación del bastidor. Si este no es el caso debemos colocar los brazos en otro de los agujeros hasta conseguir lo antes mencionado.

Al arrancar el motor y empezar a dar vuelta la banda, debemos revisar si esta corre centrada y alineada con respecto a los rodillos y poleas, así también si no esta rozando en el lado de retorno en algún sitio del bastidor. Si esto ocurre debemos corregirlo con los rodillos siguiendo las recomendaciones de la figura 4.10. Los rodillos de carga y de retorno autoalineantes ayudan a esto pero a veces no son suficientes y por ello es necesario seguir estas recomendaciones.

En cuanto al motor, debemos controlar el amperaje en vacío y con carga para ver si esta dentro del rango que permite el fabricante.

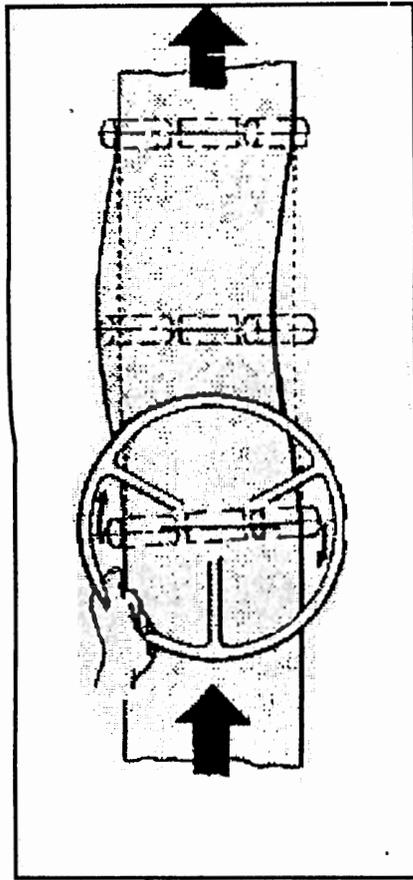


Fig. 4.10.-Ilustración de como mover los rodillos para Centrar la Banda cuando se desliza desalineada.

Una vez que hemos corregido el centrado de la banda, por lo menos debemos dejar una hora funcionando el sistema sin carga para que se acople e ir revisando como se encuentra todo el sistema (Chumaceras calentado excesivamente, pernos flojos, cordones de soldadura mal terminados, roces de partes móviles, etc). Con el sistema revisado y controlado procedemos a colocarle carga progresivamente hasta llegar a su carga máxima, y procedemos a revisar de igual forma que cuando estaba sin carga controlando siempre todos los parámetros para verificar que todo esta bien.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.-

Como conclusión de todo este trabajo monográfico vale la pena mencionar que en nuestro país si se puede construir esta clase de estructuras. Mencionamos solamente la estructura de todo el transportador de banda porque en realidad todos los demás accesorios desgraciadamente deben ser importados ya que en nuestro país no se construyen. Así tenemos que banda de caucho, motores eléctricos, chumaceras y reductores aquí no se fabrican; pero no es el caso de los rodillos y poleas las cuales si se podrían construir si se lo hiciera en serie.

Si comparamos el precio de un transportador completo de este tamaño con una de las empresas que los fabrica en Estados Unidos de Norteamérica, el precio es de entre 40 y 50% más de lo que costo armarlo y construir la estructura localmente, con lo que creamos trabajo en el medio y aprovechamos la capacidad de los Ingenieros Mecánicos que existen en nuestro país.

Como mencionamos los rodillos y poleas no son accesorios difíciles de construir y la razón de su importación mas se debe al factor costo, que ha la capacidad de poder construirlos localmente, pues al ser contruidos solamente bajo pedido, casi alcanzan el precio de uno importado. Si bien es cierto la calidad también juega un papel importante, esta se da por la experiencia que se adquiere con la

producción en serie de los mismos y al personal y talleres calificados que si existen en nuestro país.

Si miramos el mercado nacional para estos equipos, valdría la pena tomar en cuenta que en el país existen muchas empresas que ocupan esta clase de equipos los cuales no son empleados solamente en la industria cementera y de minería, sino también en la industria alimenticia para transportar toda clase de granos y en fin para mover en grandes volúmenes toda clase de productos que no sean de un gran tamaño. Por ello la construcción de estos equipos en serie por uno de los talleres nacionales, los cuales tienen la capacidad para hacerlo, no sería un imposible. Como Recomendación no estaría de por mas mencionar la necesidad de un estudio de Factibilidad de este proyecto.

producción en serie de los mismos y al personal y talleres calificados que si existen en nuestro país.

Si miramos el mercado nacional para estos equipos, valdría la pena tomar en cuenta que en el país existen muchas empresas que ocupan esta clase de equipos los cuales no son empleados solamente en la industria cementera y de minería, sino también en la industria alimenticia para transportar toda clase de granos y en fin para mover en grandes volúmenes toda clase de productos que no sean de un gran tamaño. Por ello la construcción de estos equipos en serie por uno de los talleres nacionales, los cuales tienen la capacidad para hacerlo, no sería un imposible. Como Recomendación no estaría de por mas mencionar la necesidad de un estudio de Factibilidad de este proyecto.

APÉNDICES

APÉNDICES

MANUAL DE GOODYEAR

TABLE 4-B
Capacity of Troughed Conveyor Belts in Tons (2000#) Per Hour
And At 100 FPM Belt Speed

NOTE: Obtain capacities of other Material densities and belt speeds by direct interpolation. Example — Find the capacity of a 42" belt carrying 90 lb. bulk material at 500 FPM on 35° equal roll idlers:

$$\text{Capacity} = \left(439 \right) \left(\frac{90}{100} \right) \left(\frac{500}{100} \right) = 1975 \text{ TPH}$$

$$\left(\begin{matrix} \text{Table} \\ 100\# \text{ Mat'l} \end{matrix} \right) \left(\begin{matrix} \text{Mat'l} \\ \text{Conversion} \end{matrix} \right) \left(\begin{matrix} \text{Speed} \\ \text{Conversion} \end{matrix} \right)$$

Type of Material & Type of Idlers		Material Density Lb/Ft ³	WIDTH—INCHES										
			14	16	18	20	24	30	36	42	48	54	60
MOST BULK MATERIALS Surcharge Angle: 25° Edge Distance of Load: (0.055W+0.9) Inches	20° Equal Lgth. Rolls	30	10	13	17	22	33	53	78	108	144	183	228
		50	16	22	28	36	55	88	130	180	240	305	380
		75	24	32	42	54	83	132	195	270	360	458	570
		100	32	43	56	72	110	176	260	360	480	610	760
		125	40	54	70	90	138	220	325	450	600	762	950
	150	48	65	84	108	165	264	390	540	720	915	1140	
	35° Equal Lgth. Rolls	30	12	16	20	26	40	65	95	132	176	224	278
		50	19	27	34	44	67	108	159	220	293	373	464
		75	29	40	51	66	100	161	238	329	439	558	696
		100	39	53	68	88	134	215	317	439	585	745	928
		125	49	66	85	110	168	269	396	549	732	932	1160
	150	59	80	102	132	201	322	476	660	878	1118	1392	
45° Equal Lgth. Rolls	30	13	17	22	28	43	69	101	141	187	238	296	
	50	21	28	37	47	72	115	169	234	312	397	494	
	75	32	42	55	71	107	172	244	352	468	595	741	
	100	42	56	73	94	143	229	338	468	624	793	988	
	125	53	70	91	117	179	286	422	586	780	990	1235	
150	63	84	110	141	214	344	507	702	936	1190	1482		
Maximum Recommended Lump Size*	Uniform Size		2	3	4	4	5	6	7	8	10	11	12
	Mixed With Fines		4	5	6	6	8	10	12	14	16	20	24
SLUMPING MATERIALS Surcharge Angle: 5° Edge Distance of Load: 2 Inches	20° Equal Lgth. Rolls	30	5	7	10	13	20	35	53	73	99	128	161
		50	8	12	16	21	33	58	88	122	165	214	269
		75	11	17	24	32	50	86	131	182	246	321	403
		100	15	23	32	42	66	115	175	243	329	428	538
		125	19	29	40	53	83	144	219	304	411	535	673
		150	23	35	48	63	99	173	263	365	493	642	807
	35° Equal Lgth. Rolls	30	7	10	14	19	29	51	77	107	145	188	237
		50	11	17	24	31	49	85	129	179	247	315	395
		75	17	25	35	47	73	127	193	268	362	473	592
		100	22	34	47	62	97	169	257	358	483	630	790
		125	28	43	59	78	121	211	322	448	605	788	988
		150	33	51	71	93	146	254	386	537	725	945	1185
	45° Equal Lgth. Rolls	30	8	12	16	21	33	58	89	123	167	218	273
		50	13	20	27	36	56	97	148	205	278	363	455
		75	19	29	41	53	83	146	222	308	417	543	682
		100	25	39	54	71	111	194	296	411	556	725	910
		125	31	49	68	89	139	243	370	513	695	907	1138
		150	38	58	81	106	167	291	444	616	834	1088	1365

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

Tabla 1.-Capacidades de Carga de las Bandas de Caucho en Toneladas Cortas.

MANUAL DE GOODYEAR

TABLE 4-B (Continued)
Capacity of Troughed Conveyor Belts in Tons (2000#) Per Hour
And At 100 FPM Belt Speed

NOTE: Obtain capacities of other material densities and belt speeds by direct interpolation. Example— Find the capacity of a 90° belt carrying 60 lb. slumping material at 625 FPM on 20° equal roll idlers:

$$\text{Capacity} = \left(\begin{matrix} \text{Table} \\ \text{50\# Mat'l} \end{matrix} \right) \left(\begin{matrix} \text{Mat'l} \\ \text{Conversion} \end{matrix} \right) \left(\begin{matrix} \text{Speed} \\ \text{Conversion} \end{matrix} \right) = 4850 \text{ TPH}$$

Type of Material & Type of Idlers		Material Density Lb./Ft ³	WIDTH—INCHES									
			66	72	78	84	90	96	102	108	114	120
MOST BULK MATERIALS Surcharge Angle: 25° Edge Distance of Load: (0.055W+0.9) Inches	20° Equal Lgth. Rolls	30	279	335	396	462	533	608	688	774	864	959
		50	465	557	661	770	887	1013	1147	1289	1440	1599
		75	697	837	992	1153	1330	1519	1722	1933	2160	2400
		100	930	1115	1321	1539	1774	2026	2294	2579	2880	3198
		125	1163	1395	1653	1923	2217	2532	2869	3222	3600	3999
	150	1395	1672	1982	2309	2661	3039	3441	3868	4320	4797	
	35° Equal Lgth. Rolls	30	341	408	485	565	652	745	842	948	1058	1172
		50	568	680	809	943	1086	1240	1404	1580	1763	1958
		75	852	1020	1214	1412	1628	1860	2105	2370	2645	2935
		100	1135	1360	1618	1885	2172	2480	2808	3160	3526	3915
		125	1420	1700	2023	2355	2714	3100	3509	3950	4408	4839
	150	1703	2040	2427	2828	3268	3720	4212	4740	5289	5873	
	45° Equal Lgth. Rolls	30	363	435	514	599	692	789	893	1003	1121	1242
		50	605	725	857	999	1151	1314	1488	1672	1868	2073
		75	908	1088	1287	1499	1725	1973	2240	2510	2800	3110
100		1210	1450	1715	1998	2302	2628	2976	3344	3735	4146	
125		1512	1810	2144	2498	2876	3287	3738	4182	4668	5183	
150	1815	2175	2572	2997	3453	3942	4464	5016	5603	6219		
Maximum Recommended Lump Size*	Uniform Size		12	12	12	12	12	12	12	12	12	
	Mixed With Fines		24	24	24	24	24	24	24	24	24	
SLUMPING MATERIALS Surcharge Angle: 5° Edge Distance of Load: 2 Inches	20° Equal Lgth. Rolls	30	199	239	286	335	389	445	505	568	638	709
		50	332	398	477	558	647	740	842	948	1062	1182
		75	498	598	714	838	971	1111	1262	1422	1592	1773
		100	664	797	954	1117	1293	1481	1683	1897	2124	2364
		125	830	995	1191	1396	1618	1851	2104	2370	2654	2955
	150	996	1195	1431	1675	1940	2221	2525	2845	3186	3546	
	35° Equal Lgth. Rolls	30	292	352	423	495	573	657	745	840	941	1045
		50	488	585	705	825	955	1093	1242	1399	1567	1744
		75	732	878	1057	1237	1430	1640	1865	2100	2350	2615
		100	976	1170	1409	1649	1909	2187	2484	2799	3134	3488
		125	1220	1463	1762	2062	2385	2733	3107	3499	3917	4359
	150	1464	1755	2114	2474	2864	3280	3726	4198	4701	5232	
	45° Equal Lgth. Rolls	30	336	403	482	563	652	745	850	953	1068	1188
		50	561	673	802	938	1085	1242	1411	1590	1780	1980
		75	842	1010	1205	1407	1626	1862	2115	2385	2670	2970
100		1121	1345	1603	1876	2170	2485	2822	3180	3560	3961	
125		1402	1681	2007	2345	2711	3104	3529	3975	4450	4950	
150	1682	2018	2405	2814	3255	3727	4233	4770	5340	5941		

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

Tabla 2.-Capacidades de Carga de las Bandas de Caucho en Toneladas Cortas (Continuación).

MANUAL DE GOODYEAR

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

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

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

T_0 = Minimum belt tension — Lb.

B = Belt Weight — Lb./Ft.

T = Tonnage — Tons/Hour

S = Speed — Ft./Min.

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

Tabla 3.-Tensión Mínima Recomendada para la Banda de Caucho.

TABLE 4-E Values of Drive Factor (K) — Single Drives				
Arc of Contact Degrees	Screw Takeup		Counterweighted Takeup	
	Bare Pulley	Lagged Pulley	Bare Pulley	Lagged Pulley
150	1.20	1.00	84	67
180	.97	.80	64	50
190	.91	.75	59	46
200	.85	.71	54	42
210	.80	.66	50	38
220	.75	.62	46	35
230	.72	.59	43	33
240	.68	.56	40	30
270	.58	.49	32	24

Tabla 4.-Valores del Factor de Conducción K.

MANUAL DE GOODYEAR

TABLE 4-F Friction Factor (C) and Length Factor (L ₀) For Use in Conveyor Tension Formulas		
Class of Conveyor	Friction Factor C	Length Factor L ₀
1. For conveyors with permanent or other well aligned structures and with normal maintenance.	0.022	200
2. For temporary, portable, or poorly aligned structures.	0.03	150
<p>NOTE: The above C and L₀ factors have proven to be satisfactory for the great majority of conveyor belt tension and horsepower calculations. However, when long, relatively level, heavily loaded conveyors are encountered where power requirements are large and made up primarily of friction, it is recommended that Goodyear, Akron, Ohio be consulted for additional engineering assistance in selecting these factors.</p>		

Tabla 5.-Valores del Factor de Fricción (C) y del Factor de Longitud.

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

Tabla 6.-Valores Promedio de los Factores B y Q.

MANUAL DE GOODYEAR

TABLE 3-A Pylon Conveyor Data (Tension, Weight, and Gauge)

	Pylon 150	Pylon 220	Pylon 300	Pylon 330	Pylon 440	Pylon 450	Pylon 600	Pylon 800	Pylon 1000	Pylon 1200
Number of Piles	1	2	2	3	4	3	3	4	5	6
Vulcanized Rating	150	220	300	330	440	450	600	800	1000	1200
Fastener Rating	150	220	300	330	440	450	600	800	800*	800*
Approx. Carcass Wt./Fl. ²	0.8	0.9	1.2	1.2	1.5	1.3	1.5	2.0	2.5	3.0
Approx. Wt./Fl. ² 1/2" Cover	.2	.2	.2	.2	.2	.2	.2	.2	.2	.2
Approx. Carcass Gauge	1/8"	1/4"	1/4"	1/4"	1/4"	1/4"	1/4"	1/4"	1/4"	1/2"
Impact Absorption in. lbs.	4000	5500	8000	8300	10500	10000	12000	13000	14500	15500
Recommended Plate Fasteners	140 Hing	140 R5	190 R5	190 R5	190 R6	190 R5	BR-10	BR-14	BR-14	BR-14
Belt Modulus FTW	7000	12000	30000	18000	24000	45000	42000	56000	70000	84000

*Mechanical fastener ratings are reduced due to fastener limitations.

Tabla 7.-Datos Técnicos de la Banda de Caucho con Armazón de Pylon.

TABLE 3-B Pylon Load Support Table (Maximum Belt Width)

Material Lbs./Fl. ²	0-40 lbs/ft ²			41-80 lbs/ft ²			81-120 lbs/ft ²			Over 120 lbs/ft ²		
	20°	35°	45°	20°	35°	45°	20°	35°	45°	20°	35°	45°
Pylon 150	42	36	36	36	30	30	36	30	24	NR	NR	NR
Pylon 220	54	48	48	42	36	36	42	36	30	36	30	NR
Pylon 300	72	60	60	60	54	48	54	48	42	48	42	36
Pylon 330	72	60	60	60	54	48	54	48	42	48	42	36
Pylon 440	84	72	72	72	60	54	72	60	54	60	54	48
Pylon 450	72	66	60	66	60	54	60	54	48	54	48	42
Pylon 600	84	72	72	72	60	54	72	60	54	60	54	48
Pylon 800	96	84	84	84	72	72	84	72	60	72	60	54
Pylon 1000	108	96	96	96	84	84	96	84	72	84	72	72
Pylon 1200	116	108	108	108	96	96	108	96	84	96	84	84

Tabla 8.-Valores Máximos del Ancho de Banda según el Pylon y la Densidad del Material a Cargar.

TABLE 3-C Pylon Troughability Table (Minimum Belt Width)

Idlers	Pylon 150	Pylon 220	Pylon 300	Pylon 330	Pylon 440	Pylon 450	Pylon 600	Pylon 800	Pylon 1000	Pylon 1200
30°	14	14	18	24	30	24	30	36	42	48
35°	18	18	24	24	30	30	36	36	42	48
45°	18	24	24	30	36	30	36	42	48	54

Tabla 9.-Valores Mínimos del Ancho de Banda según el Pylon y el Ángulo de los Rodillos.

MANUAL DE GOODYEAR

	Pylon 190	Pylon 220	Pylon 300	Pylon 330	Pylon 440	Pylon 450	Pylon 600	Pylon 600	Pylon 1000	Pylon 1200
Number of Piles	2	2	2	3	4	3	3	4	6	6
Over 80% Tension	16	16	16	18	24	22	24	30	36	42
Over 60% to 80% Tension	14	14	14	16	20	18	20	24	30	36
Over 40% to 60% Tension	12	12	12	14	18	16	18	20	24	30
To 40% Tension	10	10	10	12	16	14	16	18	20	24
Tail & Snubs	10	10	10	12	16	14	16	18	20	24

Tabla 10.-Diámetros Mínimos Recomendados de las Poleas para el Armazón tipo Pylon.

	Fastened Splices		Vulcanized Splices	
	100% Rated Tension	75% or Less Rated Tension	100% Rated Tension	75% or Less Rated Tension
Screw Take-Up	1½%	1%	4%**	3%**
Automatic Take-Up	2%	1½%	2¼% + 2 ft.	

*For belts installed per The Goodyear Splice & Repair Manual

**Only short endless feeder belts and the like should be vulcanized on conveyors with screw take up.

Tabla 11.-Valores de la Carrera para el Templador Recomendados, en Porcentaje de la Distancia entre Centros de Poleas.

Miscellaneous Material Characteristics	Code
Highly Corrosive (May require a capped edge)	A
Mildly Corrosive	B
Explosive Dust (May require a static conductive belt)	C
Harmful Fumes or Dust	D
May Be Wind Swept	E
Usually At Elevated Temperatures (See pages 3-33 & 34)	F

Tabla 12.-Clasificación del Material a Transportar para la Selección de las Cubiertas de la Banda.

MANUAL DE GOODYEAR

TABLE 3-V		Density (lb./cu. ft.)	Recommended Maximum Allowed Loadline (Degrees)*	Material Abrasiveness			Inherent Oil		Miscellaneous Characteristics Code	Typical Compound Recommendation
Material	Moderately Abrasive			Abrasive	Sharp Abrasive	Heavy	Moderate			
Acetic Acid									Stacker	
Acetone									Stacker or Super Thermo-Flo	
Alum (Pulverized) (Lumpy)	45-50 50-60	23 23	✓ ✓						Style B	
Alumina	50-60	10-12			✓				Stacker	
Aluminum Hydroxide	18	20-22	✓						Super Thermo-Flo	
Aluminum Oxide	70-120				✓				Stacker	
Aluminum Silicate	49		✓					A	Style B	
Aluminum Sulfate	54	17	✓						Style B	
Ammonium Chloride	45-52	10	✓					A	Style B	
Ammonium Nitrate	45	23		✓				A C	Style B or Super Thermo-Flo	
Ammonium Sulphate	75	10		✓				A	Style B	
Animal Fat (Lard)			✓				✓		Chemivic	
Asbestos (Dre) (Shred)	50 20-25	20 30			✓			D E	Stacker Style B	
Ashes (Coal, dry) (Coal, wet) (fly)	40 45 38-47	20-25 23-27 20-22		✓ ✓				B E B	Style B or 6740 A	
Asphalt (paving) (crushed minus 1/2")	80-85	30	✓				✓		Thermo Cham	
Bagasse	7-10	30	✓					E	Style B	
Bakelite (Powdered)	35-45		✓						Style B	
Barytes	144-180	15		✓					Style B	
Bark (Wood refuse)	10-20	27		✓					Style B	
Barium Carbonate	72		✓						Style B	
Barley	38	15	✓					C	Xtra-Gard	
Bauxite (Crushed) (Run of Mine)	55-58 70-80	20 17			✓ ✓				Stacker	
Calcium Acetate	125								Stacker or Super Thermo Flo	
Calcium Carbide	70-80	10		✓				C	Style B	
Calcium Lactate	26-29	25	✓					B	Style B	
Calcium Oxide (Sea Lime)									Style B	
Caliche—Sodium Nitrate	100								Style B	
Carbon Black (Pelletized) (Powdered)	24-28 4-7	5 15	✓ ✓					E	Style B	
Carborundum	100	15			✓				Stacker	

*When using Goodyear Xtra Grip belting, add 5 degrees to these figures.

Tabla 13.-Recomendaciones del tipo de Cubierta según el Material.

MANUAL DE GOODYEAR

TABLE 3-V (Continued)		Recommended Maximum Allowed Inclination (Degrees)	Material Abrasiveness			Inherent Oil		Miscellaneous Characteristics Code	Typical Compound Recommendation
Material	Density (lbs./cu. ft.)		Moderately Abrasive	Abrasive	Sharp Abrasive	Heavy	Moderate		
Casein	36	20	✓					Style B	
Cast Iron Chips	130-200	22		✓				Style B	
Cement (Portland) (Portland Asrated) (Rock) (Clinker)	88-100	23		✓				Style B (Cold) Super Thermo-Flo or 6740A (Hot)	
	60-75	10		✓					
	100-110	20		✓					
	80-95	19			✓				
Calk (Crushed) (100 Mesh)	85-90	15		✓				Style B	
	65-75	28		✓			E		
Charcoal	10-25	20-25		✓				Style B	
Chips (Paper Mill) (Hogged Fuel)	20-25	27	✓					SCOR	
	15-20	27	✓				✓		
Chrome Ore (Chromite)	125-140	17			✓			Stacker	
Cinders (Blast Furnace) (Coal)		18-20			✓		B	Super Thermo-Flo	
	40-45	20			✓		B		
Clay (Calcined) (Dry) (Moist)	80-120	20-22			✓			Style B (Cold) STF or (Hot) 6740A	
	100-120	20-22			✓				
	60-75	18-20		✓					
Coal (Anthracite) (Bituminous, Sized) (Bituminous, Run of Mine) (Bituminous, Slack) (Bituminous, Stripped) (Lignite) (Treated with Kerosene or Fuel Oil)	60	20		✓				MSHA-SBR— (Flame resistance required) Style B— (Non-Flame resistant) Chemivic— (Oils present)	
	45-55	16	✓						
	45-55	18	✓						
	43-50	22	✓						
	50-60	22		✓					
	40-45	22		✓					
Coke (Loose) (Refiners) (Breeze minus 1/4") (Coal-Tar Distillates)	23-35	18			✓			Thermo Chem or Chemivic	
	35-45	20		✓					
	25-35	20			✓		✓		
Concrete (wet) (Stone)	115-125	12		✓				Style B	
	130-150	15		✓					
Copper Ore	120-160	20			✓			Stacker	
Copper Sulfate	75-85	17	✓					Style B or STF	
Copperas (Ferrous Sulfate)	50-75	10		✓				Style B	
Corn (Ear) (Shelled)	56	18	✓					Xtra-Gard	
	45	12	✓				✓		
Cornmeal	38-40	22	✓				✓	Xtra-Gard	
Cryolite	90-120	20		✓				Style B	
Gullet	80-120	20			✓			Stacker	
Dicalcium Phosphate	40-50		✓					Style B	

*When using Goodyear Xtra Grip belting, add 5 degrees to these figures.

**Tabla 14.-Recomendaciones del tipo de Cubierta según el Material
(Continuación).**

MANUAL DE GOODYEAR

TABLE 3-V (Continued)		Density (lbs./cu. ft.)	Recommended Maximum Allowed Incline (Degrees)*	Material Abrasionness			Inherent Oil		Miscellaneous Characteristics Code	Typical Compound Recommendation
Material	Moderately Abrasive			Abrasive	Sharp Abrasive	Heavy	Moderate			
Casein		36	20	✓					Style B	
Cast Iron Chips		130-200	22		✓				Style B	
Cement (Portland) (Portland Asphaltd) (Rock) (Clinker)		88-100	23		✓				Style B (Cold) Super Thermo-Flo or 6740A (Hot)	
		60-76	10		✓					
		100-110	20		✓					
		80-95	19			✓				
Calk (Crushed) (100 Mesh)		85-90	15		✓				Style B	
		65-75	28		✓			E		
Charcoal		10-25	20-25		✓				Style B	
Chips (Paper Mill) (Hogged Fuel)		20-25	27	✓					SCOR	
		15-20	27	✓				✓		
Chrome Ore (Chromite)		125-140	17			✓			Stacker	
Cinders (Blast Furnace) (Coal)			18-20			✓			Super Thermo-Flo	
		40-45	20			✓		B B		
Clay (Calcined) (Dry) (Moist)		80-120	20-22			✓			Style B (Cold) STF or (Hot) 6740A	
		100-120	20-22			✓				
		60-75	18-20		✓					
Coal (Anthracite) (Bituminous, Sized) (Bituminous, Run of Mine) (Bituminous, Slack) (Bituminous, Stripped) (Lignite) (Treated with Kerosene or Fuel Oil)		60	20		✓				MSHA-SBR— (Flame resistance required) Style B— (Non-Flame resistant) Chemivic— (Oils present)	
		45-55	16	✓						
		45-55	18	✓						
		43-50	22	✓						
		50-60	22		✓					
		40-45	22		✓					
Coke (Loose) (Reeliners) (Breeze minus 1/4") (Coal-Tar Distillates)		23-35	18			✓			Thermo Chem or Chemivic	
		35-45	20		✓					
		25-35	20			✓		✓		
Concrete (wet) (Stone)		115-125	12		✓				Style B	
		130-150	15		✓					
Copper Ore		120-160	20			✓			Stacker	
Copper Sulfate		75-85	17	✓					Style B or STF	
Copperas (Ferrous Sulfate)		50-75	10		✓				Style B	
Corn (Ear) (Shelled)		56	18	✓					Xtra-Gard	
		45	12	✓				✓		
Cornmeal		38-40	22	✓				✓	Xtra-Gard	
Cryolite		90-120	20		✓				Style B	
Gullet		80-120	20			✓			Stacker	
Dicalcium Phosphate		40-50		✓					Style B	

*When using Goodyear Xtra Grip belting, add 5 degrees to these figures.

**Tabla 14.-Recomendaciones del tipo de Cubierta según el Material
(Continuación).**

MANUAL DE GOODYEAR

TABLE 3-V (Continued)		Density (lbs./cu. ft.)	Recommended Maximum Allowed Incline (Degrees)*	Material Abrasive			Inherent Oil		Miscellaneous Characteristics Code	Typical Compound Recommendation
				Moderately Abrasive	Abrasive	Sharp Abrasive	Heavy	Moderate		
Dolomite (Crushed)		96-110	22		✓				Style B	
Drawing Compounds									Chemivic	
Drilling Mud		125		✓					Style B	
Earth (Excavated Dry)		70-80	20		✓				Style B	
(Excavated Wet)		104-112	23		✓				Style B	
Ebonite (Crushed)		65-70		✓					Style B	
Feldspar (Minus 1/2")		65-75	18		✓				Style B	
(1 1/2" to 3")		90-110	17		✓				Style B	
Ferrous Sulphate		60-75			✓				Style B	
Fish Meal		35-40	20	✓			✓		Chemivic	
Flaxseed		45	12	✓			✓	C	Chemivic	
Flaxseed Meal		25	15	✓			✓		Chemivic	
Flint (Silice)		86							Stacker	
Flour (Wheat)		35-40	20	✓				C	Xtra-Gard	
Flue Dust		110-125				✓		B	Stacker	
Fluorspar (Minus 1/2")		85-105	20		✓				Style B	
(1 1/2" to 3")		110-120	27		✓				Style B	
Fly Ash (Dry) (See Flue Dust)									Style B	
Foundry Refuse (Sand, etc.)		70-100	20			✓		F	Style B, 6740A or STF	
Fuller's Earth (Dry)		30-35	15		✓				Style B	
(Oily)		60-65	20		✓		✓		Chemivic	
(Burnt)		35-45	15		✓				Style B	
Gelatine (Granulated)		32		✓					SCOR	
Glass (Batch)		80-120	20-22			✓		F	Stacker	
Glue (Pearl)		40	11	✓					Chemivic	
Gluten Meal		40	15	✓					SCOR	
Grains (Distillery, Dry)		30	15	✓					Chemivic	
(Field)			10		✓		✓	C	or Xtra-Gard	
Graphite (Flake)		40	5	✓					Style B	
Granite (Minus 3")		85-90	18			✓			Stacker	
(Broken)		96	20			✓			Stacker	
Grass Seed		10-12		✓				CE	Xtra-Gard	
Gravel (Washed and Screened)		85	15		✓				Style B	
Gypsum (Dust)		93	23		✓			E	Style B	
(Minus 3")		80-100	15		✓				Style B	

*When using Goodyear Xtra-Grip belting, add 5 degrees to these figures.

**Tabla 15.-Recomendaciones del tipo de Cubierta según el Material
(Continuación).**

MANUAL DE GOODYEAR

Material	Density (lbs./cu. ft.)	Recommended Maximum Allowed Incline (Degrees)*	Material Abrasionness			Inherent Oil		Miscellaneous Characteristics Code	Typical Compound Recommendation
			Moderately Abrasive	Abrasive	Sharp Abrasive	Heavy	Moderate		
Guano (Dry)	70	15		✓				Style B	
Hydrochloric Acid								Super Thermo-Flo	
Hops (Spent, Dry) (Spent, Wet)	35 50-55		✓ ✓				B	Xtra-Gard	
Ice Crushed	35-45	5		✓				Style B	
Iron Ore (Crushed) (Pellets)	130-180 116-130	20-22 13-15		✓	✓			Stacker	
Iron Oxide	25	25	✓					Style B	
Iron Sulfate	80			✓				Style B	
Kaolin (Clay)	63	19		✓				Style B	
Kerosene								Chemivic	
Lamp Black (See Carbon Black)								Style B	
Lead Arsenic	72		✓				D	Style B	
Lead Ores	200-270	15		✓			D B	Stacker	
Lead Oxide	60-100	20	✓					Style B	
Lignite	45-50	20	✓					Style B	
Lime (Wet or Mortar) (Hydrated) (Quick Dry)	95 20-45 50-60	21	✓ ✓ ✓				E	Style B	
Limestone (Broken) (1½" to 2") (2" to 3")	95-100 85-90 90-95	18 22 20		✓ ✓ ✓				Style B	
Litharge (Pulverized Lead Oxide)	200-250	15		✓				Style B	
Lithopone	45-50							Style B	
Lubricating Oils						✓		Chemivic	
Magnesium Chloride	33	25	✓					Style B	
Magnesium Oxide	120							Style B	
Magnesium Sulfate	70	15	✓					Style B	
Machine Tool Turnings (Cutting Oil)						✓		Chemivic	
Manganese Sulfate	70	15			✓			Stacker	
Maize	40-45	10		✓			C	Xtra-Gard	
Marble (Broken)	95-105							Stacker	
Meat (Ground)	50-55		✓				✓	Permalon	

*When using Goodyear Xtra Grip belting, add 5 degrees to these figures.

**Tabla 16.-Recomendaciones del tipo de Cubierta según el Material
(Continuación).**

MANUAL DE GOODYEAR

TABLE 3-V (Continued)		Density (lbs./cu. ft.)	Recommended Maximum Allowed Inclination (Degrees)	Material Abrabiveness			Inherent GU		Miscellaneous Characteristics Code	Typical Compound Recommendation
				Moderately Abrasive	Abrasive	Sharp Abrasive	Heavy	Moderate		
Mica (Ground) (Pulverized) (Flakes)	13-15	23		✓					Style B	
	51	15		✓				F		
	32	5		✓				F		
Mineral Oil							✓		Chemivic	
Molybdenite (Ore) (Crushed)	100	20		✓					Stacker	
	107	25	✓							
Mortar (Wet)	150	20-22		✓				B	Style B	
Muriate of Potash	77					✓			Style B	
Naphthalene Flakes	45								Chemivic	
Nickel Ore	100	22				✓		B	Stacker	
Oatmeal	45		✓						Permalon	
Oats	26	10	✓					C	Xtra-Gard	
Oil Shale	85	18					✓		Style B	
Oxalic Acid Crystals	60		✓					A	Style B	
Oyster Shells	75			✓					Style B	
Paper Pulp	40-60		✓					✓	Style G or SCOR	
Peanuts (Unshelled) (Shelled)	15-20	8	✓						Chemivic	
	35-45	8	✓				✓			
Peas (Dried)	45-50		✓					C	Permalon or Xtra-Gard	
Phosphate (Fertilizer) (Rock) (Pebbles) (With Oils Present)	60	13	✓					A	Super Thermo-Flo	
	75-85	12-15		✓						
	100	25		✓			✓			
Plaster of Paris (See Gypsum)									Style B	
Polyethylene Resin Pellets	30-35		✓						Style B	
Polash Ore	75-85	12-15	✓						Style B	
Pumice	40	25				✓			Stacker	
Pyrites (2" to 3") (Pellets)	135-145	15		✓				B	Stacker	
	116-130	13-15			✓			B		
Quartz (Minus 1/2") (1/2" to 3")	80-90	15				✓		F	Stacker	
	95-100	15				✓		F		
Resin	69								Chemivic	
Rice (Hulled or Polished) (Rough)	45-48	8	✓						Xtra-Gard	
	36		✓							
Rock (Crushed) (Soft)	75-105	18		✓					Style B	
	100-110	22		✓						

*When using Goodyear Xtra Grip belting, add 5 degrees to these figures.

**Tabla 17.-Recomendaciones del tipo de Cubierta según el Material
(Continuación).**

MANUAL DE GOODYEAR

TABLE 3-V (Continued)		Density (lbs./cu. ft.)	Recommended Maximum Allowed Inclines (Degrees)	Material Abrashness			Inherent Oil		Miscellaneous Characteristics Code	Typical Compound Recommendation
Material				Moderately Abrasive	Abrasive	Sharp Abrasive	Heavy	Moderate		
Rosin (1/2" x 3/16 Pellets)	30-35		✓						Chemivic	
Rubber (Pelletized) (Reclaim)	50-55 25-30	22 18	✓ ✓						Style B or Hot Stock & Water	
Rye	42-46	8	✓					C	Xtra-Gard	
Salt (Rock) (Granulated)	45-51 70-80	20 20		✓ ✓				B B	Stacker or Style B	
Saltwater	80		✓					C	Style B	
Salts (Epsom)	40-50	15	✓						Style B	
Sand (Damp)	115-125	20			✓				Style B	
(Dry)	90-105	15			✓				(Cold)	
(Foundry, Prepared)	80-90	24			✓					
(Foundry, Shakeout)	90-160	22			✓					
(Silica)	90-100	10-15			✓				6740A or (Hot)	
(Stone)	85-90	20			✓				STF	
Sawdust	13	22	✓						Style B	
Shale (Broken)	80-95	18		✓					Stacker	
Shellac (Powdered)	31		✓					E	Style B	
Silica Gel	45				✓				Stacker	
Sinter	100-135	15			✓				6740A or STF	
Slag (Blast Furnace)	80-90	10			✓				STF	
(Dry)	60-65	13-16			✓				Stacker	
(Wet)	90-100	20-22			✓					
Slate (Minus 1/2")	80-90	15		✓					Stacker	
(Minus 3")	80-90	18		✓						
Soap (Cake)	45-50	18	✓						Style B	
(Flake)	5-15	10	✓							
Soapstone	150	17	✓						Style B	
Soda Ash (Tronal)	25-57	17		✓					Style B	
Sodium Bicarbonate	41	23	✓					E	Style B	
Sodium Nitrate	70-80	11	✓						Style B	
Sodium Hydroxide									Super Thermo-Flo	
Sodium Sulfate	85	15		✓					Style B	
Soybeans (Cracked)	30-40	15-18		✓			✓	C	Chemivic	
(Whole)	45-50	12-16		✓			✓	C	or	
(Meal)	40	16-20	✓				✓	C	Xtra-Gard	
Starch	25-50	12							Style B	
Sugar (Granulated)	50-55	15	✓						Formalun	
(Powdered)										
(Raw)	55-65	23		✓						
Sugar Beet Pulp	55-65								SCOR	

*When using Goodyear Xtra Grip belting, add 5 degrees to these figures.

**Tabla 18.-Recomendaciones del tipo de Cubierta según el Material
(Continuación).**

MANUAL DE GOODYEAR

TABLE 3-V (Continued)	Material	Density (lbs./cu. ft.)	Recommended Maximum Allowed Incline (Degrees)	Material Abrasive			Inherent Oil		Miscellaneous Characteristics Code	Typical Compound Recommendation
				Moderately Abrasive	Abrasive	Sharp Abrasive	Heavy	Moderate		
	Sulfur (Crushed)	70	20	✓						
	(Lumpy)	75-85	18	✓						
	(Powdered)	50-55	21	✓					Super Thermo-Flo	
	Sulfuric Acid								Super Thermo-Flo	
	Taconite Pellets	116-130	13-15			✓			Stacker	
	Titanium (Ore)	140-160	20			✓			Stacker	
	(Sponge)	60-70	25			✓				
	Tobacco	15-20		✓					Permalon	
	Traprock (Minus 1/2")	90-100	20			✓			Style B	
	(Minus 3")	100-110	18			✓				
	Uranium Ore	168				✓			Stacker	
	Vermiculite (Crushed)	70-80	25		✓				Style B	
	(Ore)	70-80	20		✓					
	Vetli	46			✓			C	Xtra-Gard	
	Wheat	45-48	12	✓				C	Xtra-Gard	
	White Lead	74		✓					Style B	
	Wood Chips (Soft)	25-40	27	✓				✓	Style G	
	(Hard)	35-75	27	✓				✓	or SCOR	
	Zinc Ore (Crushed)	160	22		✓				Style B	

*When using Goodyear Xtra Grip belting, add 5 degrees to these figures.

**Tabla 19.-Recomendaciones del tipo de Cubierta según el Material
(Continuación).**

TABLE 3-W Recommended Top Cover Gauge in Inches				
MODERATELY ABRASIVE MATERIALS	ABRASIVE MATERIALS		SHARP-ABRASIVE MATERIALS	
Grain Wood Chips Lime Fertilizer	Phosphate Rock Overburden Sinter Limestone Sand & Gravel Coal		Granite Quartz Ores Trap Rock Taconite Ore Copper Ore	
ALL SIZES	TO 3"	OVER 3"	TO 3"	OVER 3"
1/32 - 1/8	1/8 - 3/16	3/16 - 1/4	3/16 - 1/4	1/4 - 1/2

**Tabla 20.-Recomendaciones del Espesor de la Cubierta que está en Contacto
con el Material.**

MANUAL DE GOODYEAR

TABLE 3-X Standard Conveyor Belt Cover Gauges			
$1/32 \times \text{FS}$	$1/8 \times 1/32$	$3/16 \times 1/16$	$1/8 \times 3/32$
$1/32 \times 1/32$	$1/8 \times 1/16$	$1/4 \times 1/16$	$1/2 \times 1/8$

Tabla 21.-Valores Estandar de los Espesores de las Cubiertas (Contacto con el Material y Contacto con la Polea).

COVER COMPOUND WEIGHTS

TABLE 3-Y Approximate Cover Compound Weights Lb. per inch width, per foot length for 1/32" gauge			
Stacker:	.0154	Super Thermo-Flo:	.0150
Style B:	.0157	Style 6740-A:	.0154
MSHA-SBR:	.0172	Style B Hot Material:	.0157
ORS Chemvic:	.0164	Thermo-Chem:	.0161
Style G:	.0174	Xtra Gard:	.0174
SCOR:	.0164		

Tabla 22.-Pesos del Material de las Cubiertas por pie de longitud y para un espesor de 1/32".

MANUAL DE REXNORD

**TABLE-5
RECOMMENDED AVERAGE
SPACING OF IDLERS IN FEET**

Belt Width		Carrying Idlers						Return Idlers
		Weight of Material Conveyed Pounds Per Cubic Foot						
(mm)	(In.)	30	50	75	100	150	200	
457	18	5½	5	5	5	4½	4½	10
508	20	5½	5	4½	4½	4	4	10
609	24	5	4½	4½	4	4	4	10
762	30	5	4½	4½	4	4	4	10
914	36	5	4½	4	4	3½	3½	10
1067	42	4½	4½	4	3½	3	3	10
1219	48	4½	4	4	3½	3	3	10
1372	54	4½	4	3½	3½	3	3	10
1524	60	4	4	3½	3	3	3	10
1829	72	4	3½	3½	3	2½	2½	8
2137	84	3½	3½	3	2½	2½	2	8
2438	96	3½	3½	3	2½	2	2	8

Tabla 23.-Recomendaciones del Espaciamento Promedio de los Rodillos.

**TABLE-6
ESTIMATED AVERAGE BELT WEIGHTS (LB./FT.)
MULTIPLE PLY AND REDUCED PLY BELTS**

Width		Material Carried Lb./Cu. Ft.		
(mm)	(In.)	30-74	75-129	130-200
457	18	3.5	4	4.5
508	20	4	4.5	5
609	24	4.5	5.5	6
762	30	6	7	8
914	36	9	10	12
1067	42	11	12	14
1219	48	14	15	17
1372	54	16	17	19
1524	60	18	20	22
1829	72	21	24	26
2137	84	25	30	33
2438	96	30	35	38

NOTE: 1. Steel Cable Belts --- Increase above values by 50%.

2. Actual belt weights vary widely with different constructions, manufacturers, cover gauges, etc. Use the above values for estimating only and obtain actual values from the belt manufacturer whenever possible.

Tabla 24.-Estimación del Peso de la Banda por pie.

MANUAL DE REXNORD

**TABLE-7
BELT SPEED FACTOR (F_{sp})**

Belt Speed		Roller Diameter			
M/Min	F.P.M.	4" (101mm)	5" (127mm)	6" (152mm)	7" (179mm)
30	100	.80	.80	.80	.80
61	200	.83	.80	.80	.80
91	300	.90	.85	.83	.81
123	400	.95	.91	.88	.85
152	500	.99	.95	.92	.88
182	600	1.03	.98	.95	.92
213	700	1.05	1.01	.98	.95
243	800	—	1.04	1.00	.97
274	900	—	1.06	1.03	1.00
304	1000	—	—	1.05	1.02

NOTE: Roll shell life and bearing life increases as roll diameter is increased for a given speed.

Tabla 25.-Valores del Factor de Velocidad de la Banda (F_{sp}).

**TABLE-8
LUMP ADJUSTMENT FACTOR (FL) †**

Maximum Lump Size		Material Weight In Pounds Per Cubic Foot						
(mm)	(in.)	50	75	100	125	150	175	200
101	4	1.00	1.00	1.00	1.00	1.10	1.10	1.10
152	6	1.00	1.00	1.00	1.10	1.10	1.10	1.10
203	8	1.00	1.00	1.10	1.10	1.10	1.20	1.20
254	10	1.00	1.10	1.10	1.10	1.20	1.20	1.20
305	12	1.00	1.10	1.10	1.20	1.20	1.20	1.30
356	14	1.10	1.10	1.10	1.20	1.20	1.30	1.30
406	16	1.10	1.10	1.20	1.20	1.30	1.30	1.40
457	18	1.10	1.10	1.20	1.20	1.30	1.30	1.40

† These factors are for average conditions. If lump percent, speed, and/or sag are high consult Rexnord.

Tabla 26.-Valores del Factor del Tamaño de Piedra (FL).

MANUAL DE REXNORD

**TABLE-7
BELT SPEED FACTOR (F_{sp})**

Belt Speed		Roller Diameter			
M/Min.	F.P.M.	4" (101mm)	5" (127mm)	6" (152mm)	7" (179mm)
30	100	.80	.80	.80	.80
61	200	.83	.80	.80	.80
91	300	.90	.85	.83	.81
123	400	.95	.91	.88	.85
152	500	.99	.95	.92	.88
182	600	1.03	.98	.95	.92
213	700	1.05	1.01	.98	.95
243	800	—	1.04	1.00	.97
274	900	—	1.06	1.03	1.00
304	1000	—	—	1.05	1.02

NOTE: Roll shell life and bearing life increases as roll diameter is increased for a given speed.

Tabla 25.-Valores del Factor de Velocidad de la Banda (F_{sp}).

**TABLE-8
LUMP ADJUSTMENT FACTOR (FL) †**

Maximum Lump Size		Material Weight In Pounds Per Cubic Foot						
(mm)	(in.)	50	75	100	125	150	175	200
101	4	1.00	1.00	1.00	1.00	1.10	1.10	1.10
152	6	1.00	1.00	1.00	1.10	1.10	1.10	1.10
203	8	1.00	1.00	1.10	1.10	1.10	1.20	1.20
254	10	1.00	1.10	1.10	1.10	1.20	1.20	1.20
305	12	1.00	1.10	1.10	1.20	1.20	1.20	1.30
356	14	1.10	1.10	1.10	1.20	1.20	1.30	1.30
406	16	1.10	1.10	1.20	1.20	1.30	1.30	1.40
457	18	1.10	1.10	1.20	1.20	1.30	1.30	1.40

† These factors are for average conditions. If lump percent, speed, and/or sag are high consult Rexnord.

Tabla 26.-Valores del Factor del Tamaño de Piedra (FL).

MANUAL DE REXNORD

**TABLE-9
SERVICE FACTOR (Fse)**

Type of Service	Factor	Type of Service	Factor	Type of Service	Factor
8-hours per day	0.9	One shift operation	1.0	Two shift or over 16 hours per day	1.1
Temporary installations		Permanent installations		Critical conveyors	

Tabla 27.-Valores del Factor de Servicio (Fse).

**TABLE-10
ENVIRONMENTAL FACTOR (Fe)**

Relatively Clean Regular Maintenance	Mildly Abrasive or Corrosive	Very Abrasive or Corrosive
0.9	1.0	1.1

Tabla 28.-Valores del Factor del Tipo de Ambiente de Trabajo (Fe).

**TABLE-11
IDLER LOAD RATINGS IN POUNDS**

Belt Width		Trough Angle			Return
		20°	35°	45°	
(mm)	(In)	SERIES B †			
457	18	410	410	410	220
508	20	410	410	410	210
609	24	410	410	410	190
762	30	410	410	410	165
914	36	410	410	396	155
1067	42	390	363	351	140
1219	48	380	353	342	130
SERIES C					
457	18	900	900	900	475
508	20	900	900	900	400
609	24	900	900	900	325
762	30	900	900	900	250
914	36	900	837	810	200
1067	42	850	797	765	150
1219	48	800	744	720	125
1372	54	750	698	675	375*
1524	60	700	650	630	300*

Tabla 29.-Rangos de Carga de los Rodillos en Libras.

MANUAL DE REXNORD

**TABLE-11 (continued)
IDLER LOAD RATINGS IN POUNDS**

Belt Width		Trough Angle			Return
		20°	35°	45°	
(mm)	(In.)	SERIES D			
609	24	1200	1200	1200	600
762	30	1200	1200	1200	600
914	36	1200	1200	1200	600
1087	42	1200	1200	1200	500
1219	48	1200	1200	1200	425
1372	54	1200	1116	1080	375
1524	60	1150	1070	1035	300
1829	72	1050	977	945	250
SERIES E					
914	36	1800	1800	1800	1000
1067	42	1800	1800	1800	1000
1219	48	1800	1800	1800	1000
1372	54	1800	1800	1800	920
1524	60	1800	1800	1800	850
1829	72	1800	1800	1800	700
2137	84	1800	1674	1620	550
2438	96	1750	1628	1575	400

† Recommended maximum belt speed:

4" dia. roll — 500 F.P.M.

5" dia. roll — 600 F.P.M.

Tabla 30.- Rangos de Carga de los Rodillos en Libras.

MANUAL DE DODGE ENGINEERING

Table 1—Class Number of Application (See Selection Information, Page G5-8)

Application	Type of Load	Class No.		Application	Type of Load	Class No.		Application	Type of Load	Class No.	
		10 Hour Day	Over 10 Hrs a Day			10 Hour Day	Over 10 Hrs a Day			10 Hour Day	Over 10 Hrs a Day
ACTUATORS				CRANES & HOISTS				PAPER MILLS			
Pure Liquids	Uni	I	II	Bridge Drive	MS	•	•	Agitators (Miscellaneous)	MS	II	II
Semi-Liquids	MS	II	II	Trailer Drive	MS	•	•	Bleacher	Uni	I	II
Variable Density	MS	II	II	CUTTER HEAD DRIVES	•	•	•	Canisters	MS	•	II
BREWING & DIS.				DRYERS & COOLERS	MS	•	•	Cylinders	MS	•	II
TILING				ROTARY	MS	•	•	Tell Stretcher	MS	•	II
Battling Machinery	Uni	I	II	ELEVATORS				Winders	Uni	I	II
Brew Kettles, Continuous Duty	Uni	•	•	Bucket, Uniform Load	Uni	I	II	PEBBLE MILLS	MS	II	II
Cooking, Continuous Duty	Uni	•	•	Bucket, Heavy Load	MS	II	III	PEMPS			
Wash Tubs, Continuous Duty	Uni	•	•	Freight	MS	II	II	Proportioning	•	•	•
Seals Moppy, Frequent Starts	MS	II	II	FOOD INDUSTRY				Reciprocating	•	•	•
CAN FILLING MACHINES	Uni	I	II	Beef Slicer	MS	II	II	Open Discharge	Uni	I	II
CAN DUMPERS	MS	II	II	Cereal Cooker	Uni	I	II	Double-Acting	•	•	•
CAN PULVERS	•	•	•	Dough Mixer	MS	•	•	Multi-Cylinder	MS	II	II
CLASSIFIERS	Uni	I	II	Meal Grinders	MS	•	•	Single Cylinder	•	•	•
CLASSIFIERS	MS	II	II	LAUNDRY WASHERS	MS	•	•	Rotary, Gear type	Uni	I	II
CLAYWORKING MACHINERY				Reversing	•	•	•	Constant Density	MS	II	II
Block Press	MS	II	III	LAUNDRY TUMBLERS	MS	•	•	Variable Density	MS	II	II
Brigette Machine	MS	II	III	LINE SHAFTS				RUBBER INDUSTRY			
Turblers & Mixers	MS	II	III	Uniform Load	Uni	I	II	Tire Building			
CURVEYORS, UNIFORM LOAD				Heavy Load	MS	II	II	Machones	MS	II	II
ORFED				MACHINE TOOLS				Tire & Tube Press	Uni	I	I
Apron	Uni	I	II	Auxiliary Drives	Uni	I	II	Openers	Uni	I	I
Assembly	Uni	I	II	Main Drive, Uniform Load	MS	II	II	SECRETING			
Belt	Uni	II	II	Main Drive, Heavy Load	MS	II	III	Air Washing	Uni	I	II
Flight	Uni	II	II	METAL MILLS				Rotary, Stone or Gravel	MS	II	II
Over	Uni	I	II	Table Conveyors				Traveling Water Intake	Uni	I	II
Live Roll (Package)	Uni	I	II	Non Reversing	MS	II	II	Shaber	MS	II	III
Screw	Uni	I	II	Reversing	•	•	•	SKIP HOISTS	MS	II	II
CONVEYORS, HEAVY DUTY NON-UNIFORM FEB				Wire Drawing & Flattening Machine	MS	II	III	STORERS	Uni	I	II
Apron	MS	II	III	MIXERS				TEXTILE INDUSTRY			
Assembly	MS	II	III	Concrete Mixers	MS	II	III	Batchers	MS	II	II
Belt	MS	II	III	Continuous	MS	II	III	Canisters	MS	II	II
Bucket or Pair	MS	II	III	Concrete Mixers	MS	II	III	Card Machines	MS	II	III
Flight	MS	II	III	Intermittent	MS	II	III	Dry Cases	MS	II	II
Live Roll	•	•	•	Constant Density	Uni	I	II	Dyeing Machinery	MS	II	II
Over	MS	II	III	Variable Density	MS	II	II	Frames	•	•	•
Reciprocating	MS	II	III	Liquid	Uni	I	II	Mangles	MS	II	II
Screw	MS	II	III	Semi-Liquid	MS	II	II	Nappers	MS	II	II
								Scissors	MS	II	II
								Sprayers	MS	II	III
								Lintel Frames	MS	II	II
								TUMBLING BARRELS	MS	II	III
								WINDLASS	MS	II	III

• Uni.—Uniform; MS—Moderate Shock; MS—Heavy Shock
 Note: It is recommended that class numbers for special applications be agreed upon by user and factory when variations of the table may be required. Special conditions can be any special type of prime mover, starting or stopping conditions, system conditions, ambient conditions, lubrication, overloads, overspeeds, brake equipped applications, high inertia and reversing loads.

Tabla 31.-Número de Clase del Reductor según la Aplicación.

Reducer No.	DOUBLE REDUCTION						SINGLE REDUCTION							
	Input			Driven			Reducer Size	Input			Driven			
	Nominal Ratio			Nominal Ratio				Nominal Ratio						
	15	25	35	15	25	35	15	25	35	15	25	35		
TX71	1800	2140	2170	200	140	85	TX78	1800	1847	120	75	TX7106	2240	400
TX72	1850	1874	1884	220	140	85	TX79	1814	1828	120	75	TX7206	2110	400
TX73	1780	2040	2140	200	140	85	TX710	1819	1823	120	75	TX7306	2240	400
TX74	1800	2118	2072	200	140	85	TX712	1794	1848	120	75	TX7506	2267	400
TX75	1791	1925	2044	200	125	80	TX713	1855	1855	75	75	TX7606	2267	400
TX76	1842	1918	2010	200	125	80	TX714	1865	1865	75	75	TX7706	2143	400
TX77	1822	1927	1944	200	125	75	TX715	1746	1746	57	57	TX7806	2200	400
												TX7906	2154	400

Tabla 32.-Relaciones de Velocidad Nominales para los diferentes Reductores.

MANUAL DE DODGE ENGINEERING

Table 4—Class II Applications—Selection of Reducer Size

Output RPM	Size No.	Output RPM	Size No.	Output RPM	Size No.	Output RPM	Size No.	Output RPM	Size No.	Output RPM	Size No.
1/4 HP MOTOR		1/4 HP MOTOR (Cont.)		2 HP MOTOR (Cont.)		1/2 HP MOTOR (Cont.)		1 1/2 HP MOTOR (Cont.)		30 HP MOTOR	
5-70	TXT125 TXT115	201-400	TXT105	201-400	TXT106	39-58	TXT425 TXT415	118-140	TXT409+ TXT415 TXT405	5-7	TDT142
71-85	TXT115 TXT125	1 HP MOTOR		3 HP MOTOR		59-70	TXT325 TXT315	141-150	TXT409+ TXT405	8	TDT132
86-115	TXT115 TXT109	5-7	TXT425	4-5	TXT725	71-85	TXT315 TXT325	151-200	TXT308+ TXT405	9-12	TXT122
116-140	TXT105 TXT109 TXT115	8-11	TXT325	6-8	TXT825	86-110	TXT315 TXT308	201-257	TXT405	13-18	TXT102
141-200	TXT105 TXT109	12-22	TXT225	9-14	TXT325	11-115	TXT215 TXT309	268-400	TXT305	20-28	TXT926 TXT915
201-400	TXT105	23-70	TXT125 TXT115	15-22	TXT425 TXT415	16-140	TXT209 TXT215 TXT306	20 HP MOTOR		29-40	TXT825 TXT815
3/4 HP MOTOR		71-85	TXT115 TXT125	23-38	TXT325 TXT315	141-161	TXT209 TXT305	5	TDT1325	41-60	TXT725 TXT715
4-5	TXT225	86-115	TXT115 TXT109	39-70	TXT225 TXT215	182-200	TXT205 TXT309	6-8	TXT1225	61-76	TXT626 TXT615
7-70	TXT125 TXT115	116-140	TXT105 TXT109 TXT115	71-78	TXT215 TXT225	201-400	TXT205	8-12	TXT1024	77-89	TXT615 TXT609
71-85	TXT115 TXT125	141-200	TXT105 TXT109	78-85	TXT115 TXT125	1 1/2 HP MOTOR		13-17	TXT926	90-125	TXT615 TXT609 TXT605
86-115	TXT115 TXT109	201-400	TXT105	86-115	TXT115 TXT109	3-4	TXT1225	27-38	TXT725 TXT715	126-200	TXT509 TXT605
116-140	TXT105 TXT109 TXT115	1 HP MOTOR		116-140	TXT105 TXT109 TXT115	5	TXT1024	39-68	TXT825 TXT815	201-400	TXT626 TXT615
141-200	TXT105 TXT109	5-8	TXT825	141-200	TXT105 TXT109	6-7	TXT825	81-89	TXT815	40 HP MOTOR	
201-400	TXT105	7-11	TXT425	201-400	TXT105	8-12	TXT825	90-117	TXT515 TXT509+	4-6	TDT153
1/2 HP MOTOR		12-18	TXT325	201-400	TXT105	13-18	TXT725	118-125	TXT409+ TXT415 TXT505	7-8	TDT142
4-5	TXT325	19-34	TXT225 TXT215	4-5	TXT825	19-29	TXT825 TXT815	126-200	TXT409+ TXT505	10-11	TDT132
6-8	TXT225	35-70	TXT125 TXT115	7-8	TXT725	30-52	TXT525 TXT515	201-400	TXT405+	12-17	TXT122
10-70	TXT125 TXT115	71-85	TXT115 TXT109	9-13	TXT825	53-70	TXT428 TXT415	25 HP MOTOR	27-38	TXT926 TXT915	
71-85	TXT115 TXT125	86-115	TXT115 TXT109	14-25	TXT925	71-85	TXT415 TXT425	5-8	TDT1425	39-55	TXT825 TXT815
86-115	TXT115 TXT109	116-140	TXT105 TXT109 TXT115	26-36	TXT425 TXT415	86-130	TXT315 TXT309	7-10	TXT1225	56-88	TXT725 TXT715
116-140	TXT105 TXT109 TXT115	141-200	TXT105 TXT109	39-70	TXT325 TXT315	131-140	TXT315 TXT309 TXT305	11-15	TXT1024	89-90	TXT615 TXT609
141-200	TXT105 TXT109	201-400	TXT105	71-85	TXT215 TXT225	141-200	TXT309 TXT305	16-23	TXT926	91-114	TXT615 TXT609
201-400	TXT105	2 HP MOTOR		86-99	TXT215 TXT209	201-354	TXT305	24-33	TXT825 TXT815	115-120	TXT815 TXT509
3/4 HP MOTOR		4-5	TXT825	90-136	TXT205 TXT209 TXT215	355-400	TXT205	34-49	TXT725 TXT715	121-200	TXT509 TXT605
6-8	TXT325	7-11	TXT425	137-140	TXT115 TXT208 TXT309	1 1/2 HP MOTOR		50-80	TXT615 TXT625	201-232	TXT605
9-16	TXT225	10-15	TXT425	141-181	TXT109 TXT205	4-6	TXT1225	81-94	TXT815 TXT809	233-400	TXT609
17-70	TXT125 TXT115	16-24	TXT325 TXT315	182-200	TXT105 TXT109	7-9	TXT1024	95-125	TXT509+ TXT515+ TXT605		
71-85	TXT115 TXT125	25-47	TXT225 TXT215	201-400	TXT105	10-12	TXT926	126-174	TXT509+ TXT605		
86-115	TXT115 TXT109	48-70	TXT125 TXT115	71-85	TXT115 TXT125	13-19	TXT825	28-47	TXT625 TXT815		
116-140	TXT105 TXT109 TXT115	71-85	TXT115 TXT125	86-115	TXT115 TXT109	20-27	TXT725	48-51	TXT515 TXT525		
141-200	TXT105 TXT109	86-115	TXT115 TXT109	7 1/2 HP MOTOR		28-47	TXT625 TXT815	82-117	TXT415 TXT409+		
201-400	TXT105	116-140	TXT105 TXT109 TXT115	5	TXT926						
1/2 HP MOTOR		141-200	TXT105 TXT109	6-9	TXT825						
4-5	TXT425	10-13	TXT725	10-13	TXT725						
6-8	TXT325	14-21	TXT625	22-36	TXT625 TXT515						

+ Fan Cooling required—See page G5-44.

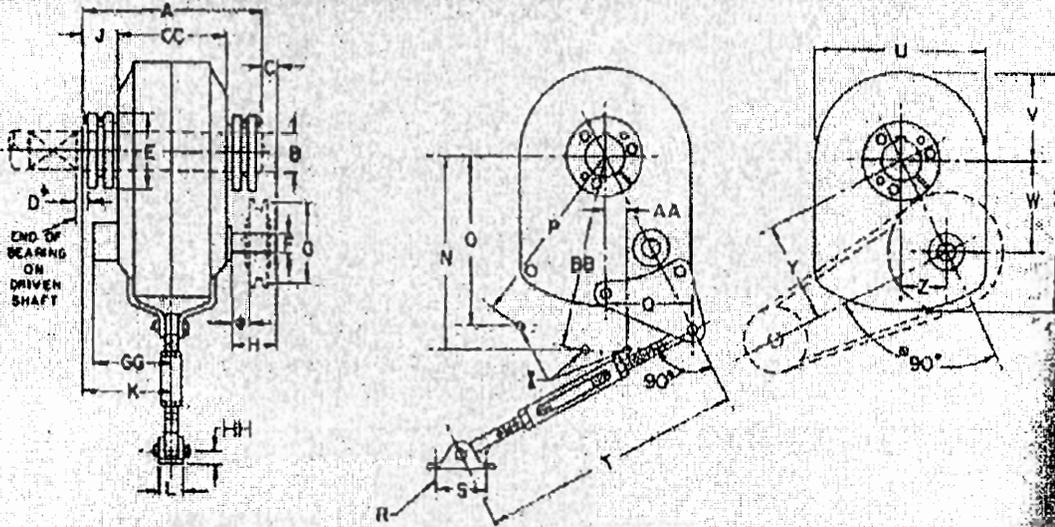
jar required—See page G5-40.

Note: Below 10 RPM raise oil level to highest oil level plug (P). See page G5-44.

Tabla 33.-Tabla para la Selección del Tamaño del Reductor para Aplicación Clase II.

MANUAL DE DODGE ENGINEERING

Sizes TXT1 thru TXT10 Double Reduction Taper Bushed Torque-Arm Speed Reducers



♦ RECOMMENDED MINIMUM DISTANCE TO LOOSEN BUSHING USING BUSHING SCREWS AS JACK SCREWS.

⊗ KEEP AS CLOSE AS POSSIBLE.

REDUCER WILL OPERATE SATISFACTORILY AT 30° OR 150° FROM NORMAL POSITION SHOWN IN RIGHT HAND VIEW BY RELOCATING BREATHER AND DRAIN PLUGS.

† THE IDEAL POSITION FOR THE TORQUE ARM IS AT RIGHT ANGLES TO A LINE BETWEEN THE POINT OF ATTACHMENT OF THE TORQUE ARM TO THE REDUCER AND THE OUTPUT SHAFT. THIS MAY VARY UP TO 30° EITHER WAY. CAUTION: EXCEEDING THE ±30° VARIANCE OF THE TORQUE ARM COULD RESULT IN EXCESSIVE REACTION LOAD AND RESULT IN DAMAGE TO THE EQUIPMENT.

‡ OPTIONAL LOCATIONS FOR ATTACHING TORQUE ARM.

⊕ THE V-BELT DRIVE MAY BE LOCATED IN ANY CONVENIENT POSITION. IF THE TORQUE ARM IS TO BE USED TO TIGHTEN THE BELTS, THE DRIVE SHOULD BE AT ABOUT 90° TO A LINE BETWEEN THE INPUT AND OUTPUT SHAFTS.

Sizes TXT1 thru TXT10 Double Reduction Taper Bushed Torque-Arm Speed Reducers

Reducer Size						Gear Ratio			Part Number		
Dodge No.			AGMA Code			Series			Series		
9	15	25	9	15	25	9	15	25	9	15	25
TXT100	TXT115	TXT125	107D09	107D15	107D25	9.44	15.35	25.64	241092	241095	241098
TXT200	TXT215	TXT225	115D09	115D15	115D25	9.25	14.10	23.46	242079	242082	242085
TXT300	TXT315	TXT325	203D09	203D15	203D25	8.91	14.88	24.71	243500	243501	243502
TXT400	TXT415	TXT425	207D09	207D15	207D25	8.87	15.13	24.38	244525	244526	244527
TXT500	TXT515	TXT525	215D09	215D15	215D25	8.95	15.40	25.66	245550	245551	245552
TXT600	TXT615	TXT625	307D09	307D15	307D25	9.20	15.30	25.13	246149	246150	246151
TXT700	TXT715	TXT725	315D09	315D15	315D25	9.51	15.20	24.58	247159	247160	247161
—	TXT815	TXT825	—	407D15	407D25	—	15.08	24.82	—	248279	248280
—	TXT915	TXT925	—	415D15	415D25	—	15.12	25.06	—	249299	249300
—	TXT1015	TXT1024	—	507D15	507D24	—	15.16	24.30	—	272600	272601

Tabla 34.-Diagrama Esquemático con las Dimensiones, Equivalencias con el Código AGMA y Relaciones de los Engranajes de los Reductores Dodge tipo Eje Montado.

MANUAL DE DODGE ENGINEERING

Sizes TXT1 thru TXT10 Double Reduction Taper Bushed Torque-Arm Speed Reducers

Sizes TXT1 thru TXT10
Double Reduction Taper Bushed Torque-Arm Speed Reducer*

Dodge No.			Wt.	A	B Max. Bore φ	C	D	E	F and Keyseat			G.	
Series												Nominal Ratio	
9	15	25									9	15, 25	
TXT109	TXT115	TXT125	39	7 1/4	1 1/4	2	1 1/4	3 1/4	3/4	1/4 x 3/4 x 2 1/4	4.0	3.0	
TXT209	TXT215	TXT225	47	7 3/4	1 1/2	2 1/4	1 1/4	4 1/4	1 1/4	1/4 x 1/4 x 2 1/4	5.0	3.0	
TXT309	TXT315	TXT325	80	8 1/4	2 3/4	2 3/4	1 1/4	4 1/4	1 1/4	1/4 x 1/4 x 2 1/4	5.0	4.0	
TXT409	TXT415	TXT425	98	10	2 3/4	3 1/4	1 1/4	4 3/4	1 1/4	1/4 x 3/4 x 4 1/4	6.5	4.8	
TXT509	TXT515	TXT525	151	10 1/2	2 1/4	3 3/4	1 1/4	5 1/4	1 1/4	1/4 x 1/4 x 4 1/4	7.0	5.4	
TXT609	TXT615	TXT625	215	11 1/2	2 1/4	3 1/4	1 1/4	6 1/4	2 1/4	1/4 x 1/4 x 4 1/4	7.0	6.2	
TXT709	TXT715	TXT725	380	12 1/4	3 1/4	3 1/4	2 1/4	7 1/4	2 1/4	1/4 x 3/4 x 4 1/4	7.0	6.2	
—	TXT815	TXT825	600	14 1/4	4 1/4	4 1/4	2 1/4	7 3/4	2 1/4	1/4 x 3/4 x 5 1/4	—	6.2	
—	TXT915	TXT925	650	14 3/4	4 1/4	4 1/4	2 1/4	8 1/4	2 1/4	1/4 x 3/4 x 7 3/4	—	8.0	
—	TXT1015	TXT1024	660	15 1/4	2 3/4	6 3/4	2 1/4	10 1/4	2 1/4	1/4 x 3/4 x 7 3/4	—	8.5	

Dodge No.			H	J	K	L	N	O	P Rad.	Q	R Bolt	S	T	
Series													Min.	Max.
9	15	25												
TXT109	TXT115	TXT125	3 1/4	1 3/4	3 1/4	1 1/4	—	7 1/4	0	3 1/4	1/4	2 1/4	23 1/4	29 1/4
TXT209	TXT215	TXT225	3 3/4	1 3/4	3 1/4	1 1/4	8 1/4	7 1/4	0	4 1/4	1/4	3	26 1/4	32 1/4
TXT309	TXT315	TXT325	3 3/4	1 3/4	4 1/4	1 1/4	10 1/4	8 1/4	10 1/4	4 1/4	1/4	3	28 1/4	32 1/4
TXT409	TXT415	TXT425	4 3/4	1 3/4	4 1/4	1 1/4	11 1/4	10 1/4	11 1/4	5 1/4	1/4	4	28 1/4	35 1/4
TXT509	TXT515	TXT525	5 3/4	1 3/4	5 1/4	1 1/4	12 1/4	12 1/4	13 1/4	6 1/4	1/4	4	28 1/4	35 1/4
TXT609	TXT615	TXT625	5 3/4	1 3/4	5 3/4	2 1/4	13 1/4	13 1/4	15 1/4	7 1/4	1/4	4 1/4	29 1/4	35 1/4
TXT709	TXT715	TXT725	6 1/4	2 1/4	6 1/4	2 1/4	16 1/4	15 1/4	18 1/4	8 1/4	1/4	4 1/4	29 1/4	35 1/4
—	TXT815	TXT825	6 1/4	2 1/4	7	4	21 1/4	19 1/4	21	7 1/4	1/4	7	30	36
—	TXT915	TXT925	6 1/4	2 1/4	7 1/4	4	23 1/4	20 1/4	22 1/4	8 1/4	1/4	7	30	36
—	TXT1015	TXT1024	6 1/4	2 1/4	7 3/4	4	25 1/4	23 1/4	25 1/4	8 1/4	1/4	7	30	36

Dodge No.			U	V	W	X	Y	Z	AA	BB Rad.	CC	GG	HH
Series													
9	15	25											
TXT109	TXT115	TXT125	7 1/4	3 1/4	3 1/4	9 1/4	3 1/4	12 1/4	—	—	4 1/4	2 1/4	1 1/4
TXT209	TXT215	TXT225	8 1/4	4 1/4	3 1/4	11 1/4	4 1/4	2 1/4	1 1/4	0	4 3/4	2 1/4	1 1/4
TXT309	TXT315	TXT325	8 1/4	4 1/4	4 1/4	12 1/4	4 1/4	2 1/4	1 1/4	10 1/4	6 1/4	3 1/4	1 1/4
TXT409	TXT415	TXT425	10 1/4	5 1/4	4 3/4	15 1/4	5 1/4	2 1/4	1 1/4	11 1/4	6 1/4	3 1/4	1 1/4
TXT509	TXT515	TXT525	13 1/4	6 1/4	5 1/4	18 1/4	6 1/4	3 1/4	1	14 1/4	7 1/4	4 1/4	1 1/4
TXT609	TXT615	TXT625	15 1/4	7 1/4	6 1/4	21 1/4	7 1/4	4 1/4	1 1/4	15 1/4	7 1/4	4 1/4	2
TXT709	TXT715	TXT725	18 1/4	8 1/4	6 1/4	25 1/4	8 1/4	5 1/4	1 1/4	18 1/4	8 1/4	4 1/4	2
—	TXT815	TXT825	20 1/4	10 1/4	8 1/4	28 1/4	11 1/4	6 1/4	0	21 1/4	8 1/4	5 1/4	3 1/4
—	TXT915	TXT925	22 1/4	11 1/4	10 1/4	31 1/4	12 1/4	6 1/4	0	23 1/4	8 1/4	5 1/4	3 1/4
—	TXT1015	TXT1024	25 1/4	12 1/4	12 1/4	35	14 1/4	8 1/4	0	25 1/4	10 1/4	6 1/4	3 1/4

* Note: All reducers on this page require bushings. When ordering bushings separately, see page G5-23.
 † Note: Maximum RPM of shaft on page G5-2.
 ‡ See page G5-23 for bore and keyseat information.
 § Pitch diameter of driven sheave should not be less than G to prevent bracketing reducer bearings.

Tabla 35.- Dimensiones de los Reductores Dodge Tipo Eje Montado
(Continuación).

MANUAL DE MARTIN ENGINEERING

WRENCH TORQUE VALUES FOR TIGHTENING BUSHINGS

Bushing	Wrench Torque (In. - Lbs.)	Wrench Length (Inches)	Wrench Pull (Pounds)	Torque Capacity (In. - Lbs.)
JA	80	4	15	1000
SH	108	4	27	3500
SDS	108	4	27	5000
SD	108	4	27	5000
SK	180	8	30	7000
SF	360	6	60	11,000
E	720	12	60	20,000
F	900	12	75	30,000
J	1620	12	113	45,000
M	2700	15	120	85,000
N	3600	15	150	150,000
P	5400	18	183	250,000
W	7200	24	167	375,000
S	9000	30	167	625,000

Tabla 36.-Capacidades de Torque de los diferentes Bujes Estándares de Martin Engineering.

Millimeter Bore

Bushing	Bore MM	Key** WXT	Bushing	Bore MM	Key** WXT
	24,26	8x7		35,38	10x8
	28,30			40,42	12x8
	32,35	10x8		48,50	14x9
	24,26			55	16x10
	28,30	8x7		60,65	18x11
	32,35	10x8		70,75	20x12
	38			80,85	22x14
	40,42	12x8		90	25x14
	24,26	8x7		50	14x9
	28,30				
	32,35	10x8			
	38				
	40,42	12x8			
	48,50	14x9			
	55	16x10			
	28,30	8x7			
	32,35	10x8			
	38				
	40,42	12x8			
	48,50	14x9			
	55	16x10			
	60	18x11			

Note:
 D3837 - 1 mm
 Ex. - 24 mm = 0.94488"

To Order:
 SH-24 mm

** Important - The metric system does not refer to keyseat or keyway dimensions, as does the English system; instead dimensions are given for the key itself which is rectangular in shape not square as in the English system.

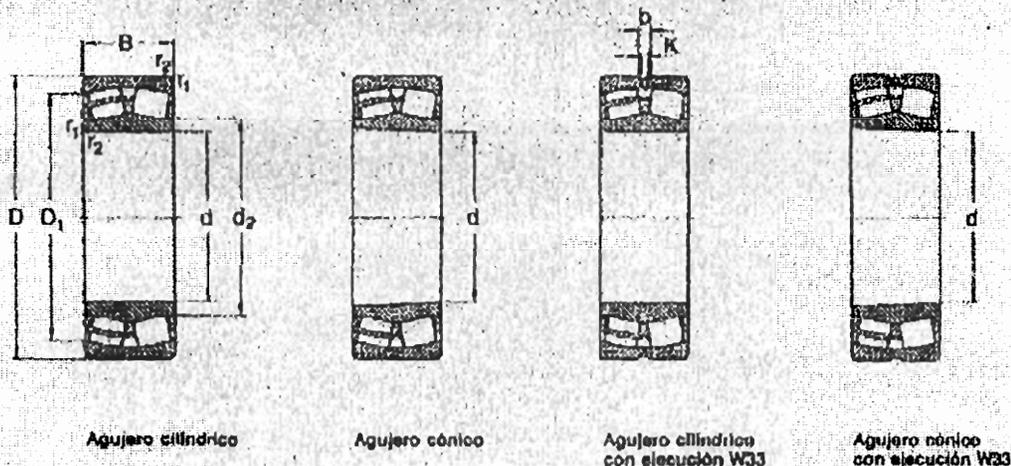
Tabla 37.-Bujes Estándares Milimétricos que Posee Martin Engineering.

MANUAL DE SKF

Clase de máquina	L _{10h} (horas de vida)
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos técnicos para el hogar	500 a 1.000
Máquinas de uso intermitente o por cortos períodos. Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas para la construcción	1.500 a 2.000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento durante cortos períodos o intermitentemente. Ascensores, grúas para mercancías embaladas o cabestrillos de tambores, embudoñas, etc.	18.000 a 12.000
Máquinas para 8 horas de trabajo no totalmente utilizadas. Transmisiones por engranaje para uso general, motores eléctricos para uso industrial, mactadoras giratorias	10.000 a 25.000
Máquinas para 16 horas de trabajo diario totalmente utilizadas. Máquinas-herramienta, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales, correa, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprimir, centrifugas y separadoras	20.000 a 30.000
Máquinas para trabajo continuo 24 horas al día. Cajas de engranajes para minas o en máquinas eléctricas de tamaño medio, compresores, torres de extracción para minas, bombas, máquinas textiles	30.000 a 50.000
Maquinaria para abas y almidón, equipos giratorios, máquinas de abas, máquinas propulsoras para transatlánticos	50.000 a 100.000
Máquina para la producción de papel y pasta de papel, máquinas eléctricas de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos	1.000.000

Tabla 38.- Valores de Duración L_{10h} para diferentes Clases de Máquinas.

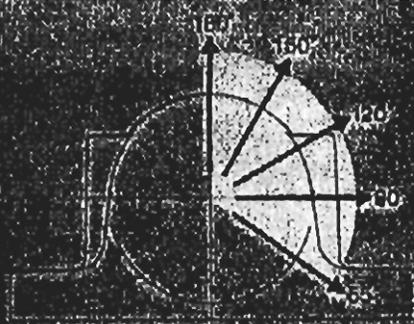
MANUAL DE SKF



Dimensiones principales			Capacidad de carga dinám. C	Capacidad de carga estát. C ₀	Límite de velocidad Lubricación con		Masa kg	Designaciones Rodamientos con agujero	
d	D	B			grasa	aceite		cilíndrico	cónico
mm			N		r/min				
20	52	15	30 500	18 000	6 500	11 000	0.16	21304 CC	-
25	52	18	38 700	21 600	8 500	11 000	0.18	22205 CC	-
	62	17	41 400	24 000	6 700	8 500	0.25	21305 CC	-
30	62	20	48 900	30 000	7 500	9 500	0.28	22206 CC	-
	72	19	66 200	36 800	6 000	7 500	0.38	21306 CC	-
35	72	23	63 300	40 500	6 300	8 000	0.43	22207 CC	22207 CCK
	80	21	66 600	41 500	5 300	6 700	0.61	21307 CC	-
40	80	23	73 000	47 500	6 000	7 500	0.52	22208 CC	22208 CCK
	90	23	82 800	55 000	4 500	5 600	0.71	21308 CC	21308 CCK
	90	33	113 000	73 500	4 500	5 600	1.00	22308 CC	22308 CCK
45	85	23	77 100	51 000	5 300	6 700	0.58	22209 CC	22209 CCK
	100	25	101 000	65 500	4 300	5 300	0.85	21309 CC	21309 CCK
	100	38	138 000	95 000	3 600	4 600	1.35	22309 CC	22309 CCK
50	90	23	78 900	64 000	6 000	6 300	0.60	22210 CC	22210 CCK
	110	27	120 000	81 600	3 800	4 800	1.20	21310 CC	21310 CCK
	110	40	178 000	128 000	3 400	4 300	1.85	22310 CC	22310 CCK
55	100	25	98 500	67 000	4 500	5 600	0.82	22211 CC	22211 CCK
	120	29	138 000	93 000	3 400	4 300	1.60	21311 CC	21311 CCK
	120	43	199 000	137 000	3 200	4 000	2.35	22311 CC	22311 CCK
60	110	28	122 000	83 000	4 000	5 000	1.10	22212 CC	22212 CCK
	130	31	181 000	114 000	3 000	3 800	1.95	21312 CC	21312 CCK
	130	46	235 000	168 000	3 000	3 800	2.95	22312 CC	22312 CCK
65	120	31	144 000	100 000	3 600	4 600	1.45	22213 CC	22213 CCK
	140	33	184 000	134 000	2 600	3 600	2.45	21313 CC	21313 CCK
	140	48	250 000	180 000	2 600	3 400	3.65	22313 CC	22313 CCK
70	128	31	148 000	104 000	3 600	4 600	1.55	22214 CC	22214 CCK
	150	35	207 000	150 000	2 600	3 400	3.00	21314 CC	21314 CCK
	150	51	311 000	228 000	2 400	3 200	4.30	22314 CC/W33	22314 CCK/W33
75	130	33	154 000	110 000	3 400	4 300	1.65	22215 CC	22215 CCK
	160	37	235 000	170 000	2 400	3 200	3.55	21315 CC	21315 CCK
	160	58	351 000	266 000	2 200	3 000	5.25	22315 CC/W33	22315 CCK/W33

Tabla 39.-Esquema de los Rodamientos a usar así como de las Capacidades de Carga.

MANUAL DE SKF

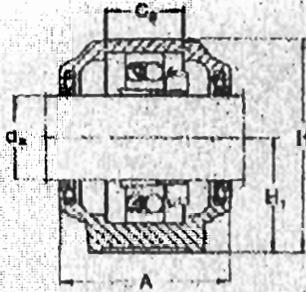


Resistencia de los rodamientos SKF BNA y BNA D

Soporte Designación	Carga Capacidad nominal para las aplicaciones direccionales de la carga					Formulas de unión de la gradación (ISO 202)	Máxima carga dinámica de funcionamiento para las aplicaciones direccionales de la carga		
	90	90	120	150	180		120	150	180
BNA 505	150	90	60	50	85	M10 20	50	50	25
BNA 506 205	170	95	65	55	90	M10 20	50	50	25
BNA 507 305	190	100	70	60	95	M10 20	50	50	25
BNA 508 407	210	110	80	70	100	M10 20	50	50	25
BNA 509	190	100	70	60	95	M10 20	50	50	25
BNA 510 450	220	115	85	75	105	M10 20	50	50	25
BNA 511 505	230	120	90	80	110	M12 25	60	60	30
BNA 512 510	250	130	100	90	120	M12 25	60	60	30
BNA 513 511	280	140	110	100	130	M12 25	60	60	30
BNA 514 512	340	170	135	125	170	M12 25	60	60	30
BNA 516 513	380	210	160	145	190	M12 25	60	60	30
BNA 517	400	230	180	160	200	M12 25	60	60	30
BNA 518 515	480	280	210	180	250	M16 30	80	80	40
BNA 519 516	490	290	220	180	250	M16 30	80	80	40
BNA 520 517	620	310	240	210	280	M20 35	100	100	50
BNA 522 519	630	310	240	210	280	M20 35	100	100	50
BNA 524 420	720	430	320	290	330	M20 35	100	100	50
BNA 525	820	450	370	330	410	M24 40	130	130	60
BNA 528	850	470	430	360	450	M24 40	130	130	60
BNA 530	1100	600	490	440	650	M24 40	130	130	60
BNA 532	1300	750	590	520	800	M24 40	130	130	60
SSNAD 511 505	350	200	155	135	170	M12 25	60	60	30
SSNAD 512 510	400	230	180	160	200	M12 25	60	60	30
SSNAD 513 511	450	270	200	175	220	M12 25	60	60	30
SSNAD 514 512	500	310	225	200	250	M12 25	60	60	30
SSNAD 516 513	600	370	270	240	300	M12 25	60	60	30
SSNAD 517	700	410	300	270	340	M12 25	60	60	30
SSNAD 518 515	800	460	330	300	400	M16 30	80	80	40
SSNAD 519 516	820	460	330	300	400	M16 30	80	80	40
SSNAD 520 517	940	500	370	330	470	M20 35	100	100	50
SSNAD 522 519	1100	600	430	390	540	M20 35	100	100	50
SSNAD 524 420	1300	700	500	460	610	M20 35	100	100	50
SSNAD 525	1500	800	590	540	700	M24 40	130	130	60
SSNAD 528	1700	900	670	610	800	M24 40	130	130	60
SSNAD 530	2000	1200	800	700	980	M24 40	130	130	60
SSNAD 532	2350	1400	990	880	1100	M24 40	130	130	60

Tabla 40.-Capacidades de Carga de las Cajas según la inclinación de la Carga.

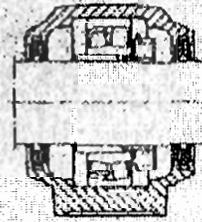
MANUAL DE SKF



Ejecución TA
con 2 anillos en Y
+ arandelas de chapa



Ejecución TC
con 2 obturaciones
de fieltro

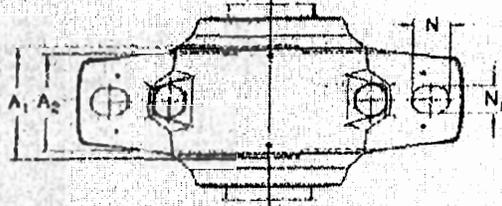
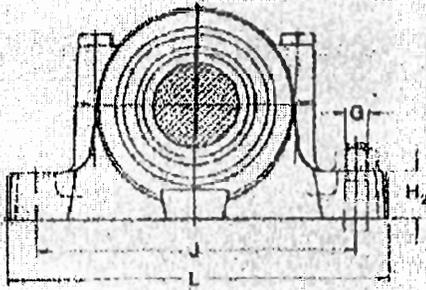


Ejecución TG
con 2 obturaciones
de doble labio

Eje diám.	Soporte de pie Dimensiones												Masa	Designaciones Ejecución		
	A	A ₁	A ₂	C ₀	H	H ₁	H ₂	J	L	N	N ₁	G		TA	TC	TG
mm	mm												kg	-		
20	87	48	42	25	71	40	19	130	165	20	13	10	1,35	SNA 606 TA	SNA 606 TC	SNA 606 TG
	77	52	45	32	87	50	22	150	185	22	13	10	1,90	SNA 605 TA	SNA 605 TC	SNA 605 TG
25	77	52	45	32	87	60	22	150	185	22	13	10	1,90	SNA 506 TA	SNA 506 TC	SNA 506 TG
	82	52	45	34	92	60	22	150	185	20	13	10	2,00	SNA 606 TA	SNA 606 TC	SNA 606 TG
30	82	52	45	34	92	80	22	160	195	20	13	10	2,00	SNA 607 TA	SNA 607 TC	SNA 607 TG
	85	80	50	39	106	60	25	170	205	20	15	12	2,65	SNA 607 TA	SNA 607 TC	SNA 607 TG
35	85	60	50	39	106	60	25	170	205	20	15	12	2,65	SNA 608 TA	SNA 608 TC	SNA 608 TG
	90	60	50	41	112	60	25	170	205	20	15	12	2,90	SNA 608 TA	SNA 608 TC	SNA 608 TG
40	85	80	50	30	109	60	25	170	205	20	15	12	2,70	SNA 609 TA	SNA 609 TC	SNA 609 TG
	95	70	58	44	127	70	28	210	255	23	18	16	4,35	SNA 609 TA	SNA 609 TC	SNA 609 TG

Tabla 41.- Esquema de la Dimensiones de las Cajas.

MANUAL DE SKF

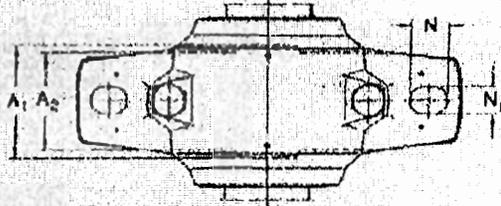
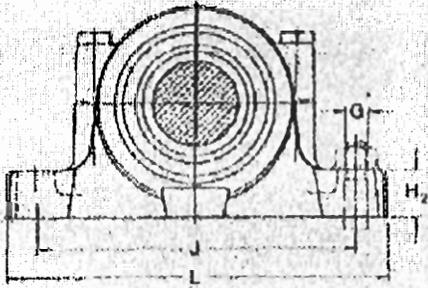


Eje diám. d _e	Componentes adecuados Rodamiento	Manguito de fijación	Anillo guía No. Designación	Grasa (cantidad inicial)	Designaciones Soportes sin obtu- raciones	2 anillos en V + arandelas de chapa	2 obtura- ciones de tintero	2 obtura- ciones de doble labio
mm				kg				
20	1205 K	H 205	2 FRB 5/52 P	0,028	SNA 505	TSNA 505 A	TSNA 505 C	TSNA 505 G
	2205 K	H 305	1 FRB 7/52 P					
25	1305 K	H 305	2 FRB 7,5/62 P	0,040	SNA 506-605	TSNA 605 A	TSNA 605 C	TSNA 605 G
	2206 K	H 306	2 FRB 8/62 P	0,040	SNA 506-605	TSNA 606 A	TSNA 606 C	TSNA 606 G
30	1306 K	H 306	2 FRB 7,5/72 P	0,050	SNA 507-606	TSNA 606 A	TSNA 606 C	TSNA 606 G
	2206 K	H 2306	1 FRB 7/72 P					
35	1307 K	H 307	2 FRB 8,5/72 P	0,050	SNA 507-606	TSNA 607 A	TSNA 607 C	TSNA 607 G
	2207 K	H 307	2 FRB 8,5/72 P					
	22207 CCK	H 307	2 FRB 8,5/72 P					
40	1307 K	H 307	2 FRB 9/80 P	0,065	SNA 508-607	TSNA 607 A	TSNA 607 C	TSNA 607 G
	2307 K	H 2307	1 FRB 9/80 P					
55	1206 K	H 306	2 FRB 10,5/80 P	0,065	SNA 508-607	TSNA 508 A	TSNA 508 C	TSNA 508 G
	2206 K	H 306	2 FRB 8/80 P					
	22206 CCK	H 306	2 FRB 8/80 P					
60	1308 K	H 308	2 FRB 8/90 P	0,10	SNA 510-608	TSNA 608 A	TSNA 608 C	TSNA 608 G
	2308 K	H 2308	1 FRB 8/90 P					
	21308 CCK	H 308	2 FRB 8/90 P					
	22308 CCK	H 2308	1 FRB 8/90 P					
80	1209 K	H 209	2 FRB 6,5/85 P	0,080	SNA 509	TSNA 509 A	TSNA 509 C	TSNA 509 G
	2209 K	H 309	1 FRB 7/85 P					
	22209 CCK	H 309	1 FRB 7/85 P					
100	1309 K	H 309	2 FRB 9,5/100 P	0,13	SNA 511-609	TSNA 609 A	TSNA 609 C	TSNA 609 G
	2309 K	H 2309	1 FRB 8/100 P					
	21309 CCK	H 309	2 FRB 9,5/100 P					
	22309 CCK	H 2309	1 FRB 8/100 P					

Se pueden suministrar tapas laterales para todos los tamaños de soportes. Estas tapas laterales se designan ASNA seguido de las cifras que indican la designación del soporte (sin obturaciones) para el cual se precisan dichas tapas, por ejemplo ASNA 508-605.

Tabla 42.-Esquema de las Dimensiones de las Cajas (Continuación).

MANUAL DE SKF



Elc. diám. d _a	Componentes adecuados Rodamiento	Manguito de flexión	Anillo guía No. Designación	Grasa (cantidad inicial)	Designaciones Soporte sin obtu- raciones	2 anillos en V + arandelas de chapa	2 obtura- ciones de filtro	2 obtura- ciones de doble labio
mm				kg				
20	1206 K	H 205	2 FRB 5/32 P	0,028	SNA 505	TSNA 505 A	TSNA 505 C	TSNA 505 G
	2206 K	H 305	1 FRB 7/52 P					
25	1305 K	H 305	2 FRB 7,5/62 P	0,040	SNA 506-605	TSNA 605 A	TSNA 605 C	TSNA 605 G
	1206 K	H 206	2 FRB 8/62 P	0,040	SNA 506-605	TSNA 506 A	TSNA 606 C	TSNA 506 G
30	1306 K	H 306	2 FRB 7,5/72 P	0,050	SNA 507-606	TSNA 606 A	TSNA 606 C	TSNA 606 G
	2306 K	H 2306	1 FRB 7/72 P					
35	1307 K	H 307	2 FRB 8,5/72 P	0,050	SNA 507-606	TSNA 507 A	TSNA 507 C	TSNA 507 G
	2307 K	H 2307	1 FRB 8/80 P	0,065	SNA 508-607	TSNA 607 A	TSNA 607 C	TSNA 607 G
40	1206 K	H 206	2 FRB 10,5/80 P	0,065	SNA 508-607	TSNA 508 A	TSNA 508 C	TSNA 508 G
	2206 K	H 306	2 FRB 8/80 P					
50	1308 K	H 308	2 FRB 8/90 P	0,10	SNA 510-608	TSNA 608 A	TSNA 608 C	TSNA 608 G
	2308 K	H 2308	1 FRB 8/90 P					
60	1209 K	H 209	2 FRB 6,5/85 P	0,080	SNA 509	TSNA 509 A	TSNA 509 C	TSNA 509 G
	2209 K	H 309	1 FRB 7/85 P					
70	1309 K	H 309	2 FRB 9,5/100 P	0,13	SNA 511-609	TSNA 609 A	TSNA 609 C	TSNA 609 G
	2309 K	H 2309	1 FRB 8/100 P					

Se pueden suministrar tapas laterales para todos los tamaños de soportes. Estas tapas laterales se designan ASNA seguido de las cifras que indican la designación del soporte (sin obturaciones) para el cual se precisan dichas tapas, por ejemplo ASNA 506-605.

Tabla 42.-Esquema de las Dimensiones de las Cajeras (Continuación).

MANUAL DE DODGE ENGINEERING

TABLE 11 — CLASSICAL CROSS SECTION SELECTION CHART

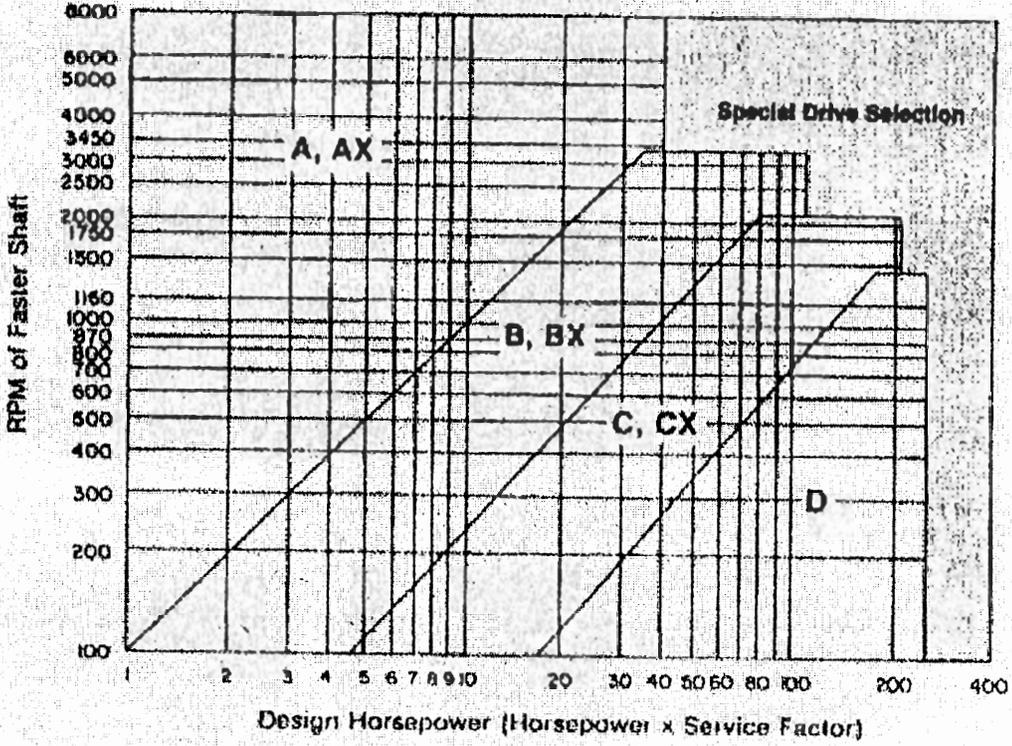


Tabla 43.-Tabla de Selección para el Tipo de Banda.

MANUAL DE DODGE ENGINEERING

Table 12—Typical Service Factors

Driven Machine Types	Driver Types					
	AC Motors: Normal Torque, Squirrel Cage, Synchronous, Split Phase DC Motors: Shunt Wound Engines: Multiple Cylinder Internal Combustion			AC Motors: High Torque, High Slip, Repulsion-Induction, Single Phase, Series Wound, Slip Ring DC Motors: Series Wound, Compound Wound Engines: Single Cylinder Internal Combustion Line Shafts, Clutches		
	Intermittent Service	Normal Service	Continuous Service	Intermittent Service	Normal Service	Continuous Service
The types listed below are representative only. Select the group whose characteristics most closely resemble those of the machine being considered.						
If all items are used, add the following to the service factor:						
Series Slack (on inside the belts) or on back side (outside the belts)	None					
Slack on light side (inside the belts)	0.1					
Slack on light side (outside the belts)	0.1					
Slack on light side (outside the belts)	0.2					
Applications for Liquids, Berets and Extruders, Centrifugal Pumps and Compressors (up to 10 HP), Light Duty Conveyors, Belt Conveyors for Sand, Grain, etc., Wash Mixers, Field Over 10 HP, Generators, Line Shafts, Laundry Machinery, Machine Tools, Punches, Presses, Shears, Printing Machinery, Positive Displacement Rotary Pumps, Reversing and Vibrating Screens	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Rock Machinery, Bucket Elevators, Crushers, Piston Compressors, Conveyors (Drag-Pan-Screw), Hammer Mills, Paper Mill Beaters, Piston Pumps, Positive Displacement Blowers, Pulverizers, Saw Mill and Woodworking Machinery, Textile Machinery	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Crushers (Rotary, Jaw-Roll), Mills (Ball-Rod-Tube), Hoists, Rubber Calenders, Extruder Mills	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Duplex Piston Slush Pump, Triplex Piston Slush Pump	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Chokable Equipment, Fire Hazard Conditions	1.0	1.0	2.0	1.0	1.0	2.0
	1.0	1.0	1.4	1.0	1.0	1.4
	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

* Apply indicated service factor to continuous service engine rating. Deduct 0.2 (with a minimum service factor of 1.0) when applying to maximum engine rating.

▲ In conditions presenting a fire hazard, it is recommended that drives be designed using a service factor of 2.0 on the HP rating of the motor.

Tabla 44.-Tabla de los Factores de Servicio para los Tipos de Banda.

Table 13—Min. Recommended Classical Groove Sheave Diameters for Drives Using Electric Motors

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

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

Tabla 45.-Diámetros Mínimos de las Poleas Recomendados a usar con Motores Eléctricos.

MANUAL DE DODGE ENGINEERING

Classical A		Sealed-Life		Classical AX		Dyna-Cog		STOCK DRIVE SELECTIONS								
Speed Ratio	Stock Sheaves (1-6 Grooves)		1500 RPM Driver			1750 RPM Driver			1150 RPM Driver			Belt Number & Approx. Center Distances (Cont. next page)				
	Pitch Diam.		Driven RPM	HP per Belt		Driven RPM	HP per Belt		Driven RPM	HP per Belt						
	Driver	Driven		A	AX		A	AX		A	AX					
											A26 AX26	A31 AX31	A33 AX33	A35 AX35	A38 AX38	
1.24	3.4	4.2	2813	4.10	5.02	1417	2.72	3.32	939	2.01	2.27	7.7	10.7	11.7	12.2	13.7
	4.2	5.2	2827	5.39	7.42	1419	4.14	4.58	937	3.02	3.29	6.3	8.8	9.8	10.8	12.3
1.25	3.2	4.0	2800	3.50	4.39	1400	2.38	2.76	928	1.76	2.02	8.0	10.5	11.5	12.5	14.0
	4.0	5.0	2800	5.86	6.85	1400	3.80	4.21	928	2.78	3.04	6.6	9.1	10.1	11.1	12.6
	4.8	6.0	2800	7.95	9.10	1400	5.18	5.61	928	3.76	4.03	5.6	7.6	8.7	9.7	11.2
	5.6	7.0	2800	9.37	11.12	1400	6.50	6.97	928	4.72	5.08	4.6	6.2	7.2	8.2	9.7
1.26	3.0	4.8	2771	3.30	6.27	1385	2.46	2.86	918	2.57	2.79	6.9	9.4	10.4	11.4	12.9
1.27	3.0	3.8	2753	2.90	3.77	1382	2.00	2.40	916	1.51	1.77	8.3	10.8	11.8	12.8	14.3
1.28	3.6	4.6	2739	4.74	5.68	1370	3.10	3.51	908	2.29	2.55	7.2	9.7	10.7	11.7	13.2
	5.0	6.4	2734	8.47	9.66	1367	5.53	5.97	906	4.02	4.29	6.2	8.2	9.2	10.7	
	6.4	8.2	2732	11.30	12.92	1366	7.29	8.28	905	5.67	5.96	5.2	7.2	8.2	10.7	
1.29	7.0	9.0	2722	12.21	14.08	1361	8.70	9.23	902	6.96	6.66	4.2	6.2	7.2	10.7	
1.30	4.0	5.2	2692	3.91	6.90	1346	3.82	4.74	892	2.80	3.05	6.4	8.9	9.9	10.9	12.4
	4.6	6.0	2683	7.51	8.61	1342	4.87	5.79	889	3.54	3.80	5.4	7.8	8.8	9.8	11.3
1.31	3.2	4.2	2667	3.57	4.45	1332	4.39	2.19	884	1.78	2.04	7.8	10.3	11.3	12.3	13.8
1.32	3.8	5.0	2660	5.37	6.32	1330	3.48	3.89	882	2.55	2.81	6.7	9.2	10.2	11.2	12.7
1.33	3.0	4.0	2625	2.96	3.82	1315	2.03	2.43	870	1.53	1.79	8.1	10.6	11.6	12.6	14.2
	3.6	4.8	2625	4.79	5.72	1312	3.13	3.53	870	2.30	2.56	7.0	9.5	10.5	11.5	13.0
	4.2	5.6	2625	6.49	7.51	1312	4.19	4.60	870	3.05	3.32	6.4	8.4	9.4	10.4	11.9
	4.8	6.4	2625	8.04	9.17	1312	5.22	5.65	870	3.79	4.06	5.4	7.3	8.3	9.3	10.8
1.35	3.4	4.6	2587	4.21	5.12	1293	2.77	3.17	857	2.05	2.31	7.3	9.9	10.9	11.9	13.4
	5.2	7.0	2500	9.00	10.23	1300	5.90	6.34	862	4.28	4.55	6.4	8.4	9.4	10.4	11.9
1.37	3.8	5.2	2558	5.40	6.36	1279	3.56	3.91	848	2.56	2.82	6.5	9.1	10.1	11.1	12.6
	6.0	8.2	2561	10.67	12.14	1280	7.20	7.67	845	5.23	5.51	5.4	7.4	8.4	9.4	10.9
1.38	3.8	5.0	2520	4.84	5.76	1260	3.15	3.55	835	2.32	2.57	6.9	9.4	10.4	11.4	12.9
	4.6	6.4	2516	7.58	8.63	1258	4.80	5.33	834	3.68	3.83	5.4	7.4	8.4	9.4	10.9
A-B LENGTH CORRECTION FACTOR												7.2	7.8	8.0	8.7	9.3
1.40	3.0	4.2	2500	3.07	3.87	1250	2.06	2.43	829	1.55	1.80	8.0	10.5	11.5	12.5	14.0
	4.0	5.6	2500	5.99	6.97	1250	3.86	4.27	829	2.82	3.08	6.8	9.6	10.6	12.1	
	5.0	7.0	2500	8.57	9.75	1250	5.58	6.02	829	4.05	4.32	5.7	7.7	8.7	10.2	
1.41	3.4	4.4	2479	4.25	5.15	1240	2.79	3.19	822	2.07	2.32	7.2	9.7	10.7	11.7	13.2
	6.4	9.0	2489	11.41	13.02	1244	7.84	8.33	825	5.71	5.99	4.2	6.2	7.2	10.7	
1.43	4.2	6.0	2450	6.56	7.57	1225	4.22	4.64	812	3.08	3.34	6.1	8.1	9.1	10.1	11.6
1.44	3.2	4.6	2435	3.66	4.64	1217	2.44	2.83	807	1.81	2.07	7.3	10.0	11.0	12.0	13.5
	3.6	5.2	2423	4.87	5.79	1212	3.16	3.56	803	2.39	2.58	6.7	9.2	10.2	11.2	12.7
1.48	4.8	7.0	2400	8.12	9.25	1200	5.26	5.69	795	3.82	4.08	5.4	7.4	8.4	9.4	10.9
	5.6	8.2	2390	9.83	11.27	1195	6.58	7.04	792	4.78	5.05	4.4	6.4	7.4	8.4	9.9
1.47	3.4	5.0	2380	4.28	5.18	1190	2.81	3.21	789	2.08	2.33	7.0	9.5	10.5	11.5	13.0
	3.8	5.6	2375	5.46	6.41	1187	3.57	3.93	787	2.58	2.84	6.2	8.7	9.7	10.7	12.2
1.50	3.2	4.8	2333	3.60	4.56	1167	2.45	2.84	773	1.82	2.08	7.3	9.8	10.8	11.8	13.4
	4.0	6.0	2333	6.04	7.02	1167	3.89	4.30	773	2.84	3.10	6.2	8.2	9.2	10.3	11.8
	6.0	9.0	2333	10.74	12.20	1167	7.23	7.71	773	5.26	5.53	5.2	7.2	8.2	10.7	
1.51	7.4	10.8	2311	12.35	14.21	1155	8.77	9.30	766	6.41	6.70	4.2	6.2	7.2	10.7	
1.52	4.2	6.0	2297	6.40	7.81	1148	4.24	4.65	761	3.09	3.35	6.4	8.4	9.4	10.4	11.9
	4.4	7.0	2308	7.55	8.23	1150	4.93	5.35	762	3.58	3.85	5.4	7.4	8.4	9.4	10.9
1.53	3.8	4.8	2283	3.37	3.93	1141	2.09	2.48	757	1.57	1.82	7.6	10.2	11.2	12.2	13.7
	3.4	5.4	2288	4.11	5.20	1144	2.82	3.22	758	2.08	2.34	6.8	9.4	10.4	11.4	12.9
1.56	3.7	5.0	2240	3.71	4.58	1120	2.46	2.85	742	1.83	2.08	7.2	9.7	10.7	11.7	13.2
	3.6	5.6	2250	4.32	5.83	1125	3.19	3.58	746	2.34	2.60	6.3	8.3	9.3	10.3	11.8
1.58	3.8	6.0	2217	5.50	6.45	1108	3.55	3.95	735	2.60	2.85	5.9	8.4	9.4	10.4	11.9
	5.2	8.2	2220	9.11	10.33	1110	5.95	6.39	736	4.32	4.59	4.2	6.2	7.2	10.7	
1.60	1.0	4.8	2188	1.09	3.95	1094	2.10	2.49	725	1.58	1.83	7.5	10.0	11.0	12.0	13.5
	1.0	6.4	2188	5.07	7.05	1094	3.91	4.31	725	2.85	3.11	7.9	9.9	10.9	11.9	
1.61	1.6	9.0	2128	1.99	11.32	1089	6.61	7.07	722	4.80	5.02	6.4	8.4	9.4	10.4	11.9
1.62	3.2	5.2	2154	3.72	4.60	1077	2.47	2.86	714	1.84	2.09	7.0	9.5	10.5	11.5	13.0
1.64	5.0	8.2	2134	8.66	9.83	1067	5.63	6.06	707	4.08	4.35	5.4	7.4	8.4	9.4	10.9
A-B LENGTH CORRECTION FACTOR												7.2	7.7	7.9	8.6	9.2

CONT. ON PAGE D4-48.

* Provisions should be made for belt installation and take-up. Refer to page D4-81, Table 19. Interpolate C.D. for belts not listed.

Tabla 46.-Tabla de Selección de las Bandas Tipo A.

MANUAL DE DODGE ENGINEERING

STOCK DRIVE SELECTIONS

Classical
A

Sealed-Life

Classical
AX

Dyna-Cog

Belt Number and Approx. Center Distance
(See footnotes, opposite page)

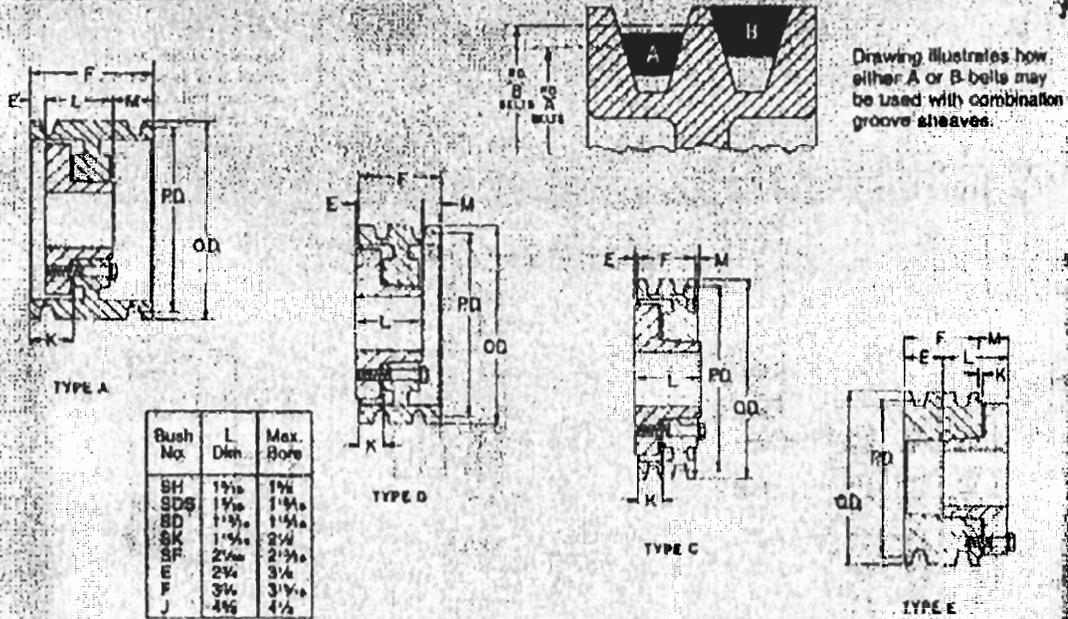
Speed Ratio	A42 AX42	A48 AX48	A48 AX48	A51 AX51	A51 AX51	A55 AX55	A60 AX60	A64 AX64	A66 AX66	A68 AX68	A71 AX71	A75 AX75	A78 AX78	A80 AX80	A85 AX85	A90 AX90	A96 AX96	A105 AX105	A112 AX112	A120 AX120	A128 AX128
1.24	15.7	17.7	18.7	20.7	21.7	22.2	24.7	26.7	27.7	28.7	30.2	32.2	33.7	34.7	37.2	39.7	42.7	47.2	50.7	54.7	58.7
1.28	14.3	16.3	17.3	18.8	19.8	20.8	23.3	25.3	26.3	27.3	28.8	30.8	32.3	33.3	35.8	38.3	41.3	45.8	49.3	53.3	57.3
1.32	16.0	18.0	19.0	20.5	21.5	22.5	25.0	27.0	28.0	29.0	30.5	32.5	34.0	35.0	37.5	40.0	43.0	47.5	51.0	55.0	59.0
1.36	14.6	16.6	17.6	19.1	20.1	21.1	23.6	25.6	26.6	27.6	29.1	31.1	32.6	33.6	36.1	38.6	41.6	46.1	49.6	53.6	57.6
1.40	13.2	15.2	16.2	17.7	18.7	19.7	22.2	24.2	25.2	26.2	27.7	29.7	31.2	32.2	34.7	37.2	40.2	44.7	48.2	52.2	56.2
1.44	11.7	13.7	14.7	16.2	17.2	18.2	20.7	22.7	23.7	24.7	26.2	28.2	29.7	30.7	33.2	35.7	38.7	43.2	46.7	50.7	54.7
1.48	14.9	16.9	17.9	19.4	20.4	21.4	23.9	25.9	26.9	27.9	29.4	31.4	32.9	33.9	36.4	38.9	41.9	46.4	49.9	53.9	57.9
1.52	16.3	18.3	19.3	20.8	21.8	22.8	25.3	27.3	28.3	29.3	30.8	32.8	34.3	35.3	37.8	40.3	43.3	47.8	51.3	55.3	59.3
1.56	15.2	17.2	18.2	19.7	20.7	21.7	24.2	26.2	27.2	28.2	29.7	31.7	33.2	34.2	36.7	39.2	42.2	46.7	50.2	54.2	58.2
1.60	12.7	14.7	15.7	17.2	18.2	19.2	21.7	23.7	24.7	25.7	27.2	29.2	30.7	31.7	34.2	36.7	39.7	44.2	47.7	51.7	55.7
1.64	10.1	12.1	13.2	14.7	15.7	16.7	19.2	21.2	22.2	23.2	24.7	26.7	28.2	29.2	31.7	34.2	37.2	41.7	45.2	49.2	53.2
1.68	9.0	11.1	12.0	13.6	14.6	15.6	18.1	20.1	21.1	22.1	23.6	25.6	27.1	28.1	30.6	33.1	36.1	40.6	44.1	48.1	52.1
1.72	14.4	16.4	17.4	18.9	19.9	20.9	23.4	25.4	26.4	27.4	28.9	30.9	32.4	33.4	35.9	38.4	41.4	45.9	49.4	53.4	57.4
1.76	13.3	15.3	16.3	17.8	18.8	19.8	22.3	24.3	25.3	26.3	27.8	29.8	31.3	32.3	34.8	37.3	40.3	44.8	48.3	52.3	56.3
1.80	15.8	17.8	18.8	20.3	21.3	22.3	24.8	26.8	27.8	28.8	30.3	32.3	33.8	34.8	37.3	39.8	42.8	47.3	50.8	54.8	58.8
1.84	14.7	16.7	17.7	19.2	20.2	21.2	23.7	25.7	26.7	27.7	29.2	31.2	32.7	33.7	36.2	38.7	41.7	46.2	49.7	53.7	57.7
1.88	16.2	18.2	19.2	20.7	21.7	22.7	25.2	27.2	28.2	29.2	30.7	32.7	34.2	35.2	37.7	40.2	43.2	47.7	51.2	55.2	59.2
1.92	15.0	17.0	18.0	19.5	20.5	21.5	24.0	26.0	27.0	28.0	29.5	31.5	33.0	34.0	36.5	39.0	42.0	46.5	50.0	54.0	58.0
1.96	13.9	15.9	16.9	18.4	19.4	20.4	22.9	24.9	25.9	26.9	28.4	30.4	31.9	32.9	35.4	37.9	40.9	45.4	48.9	52.9	56.9
2.00	12.8	14.8	15.8	17.3	18.3	19.3	21.8	23.8	24.8	25.8	27.3	29.3	30.8	31.8	34.3	36.8	39.8	44.3	47.8	51.8	55.8
2.04	15.4	17.4	18.4	19.9	20.9	21.9	24.4	26.4	27.4	28.4	29.9	31.9	33.4	34.4	36.9	39.4	42.4	46.9	50.4	54.4	58.4
2.08	12.0	14.1	15.0	16.6	17.6	18.6	21.1	23.1	24.1	25.1	26.6	28.6	30.1	31.1	33.6	36.1	39.1	43.6	47.1	51.1	55.1
2.12	14.6	16.6	17.6	19.1	20.1	21.1	23.6	25.6	26.6	27.6	29.1	31.1	32.6	33.6	36.1	38.6	41.6	46.1	49.6	53.6	57.6
2.16	10.4	12.5	13.5	15.0	16.0	17.0	19.5	21.5	22.5	23.5	25.0	27.0	28.5	29.5	32.0	34.5	37.5	42.0	45.5	49.5	53.5
2.20	14.9	16.9	17.9	19.4	20.4	21.4	23.9	25.9	26.9	27.9	29.4	31.4	32.9	33.9	36.4	38.9	41.9	46.4	49.9	53.9	57.9
2.24	13.0	15.0	16.0	17.5	18.5	19.5	22.0	24.0	25.0	26.0	27.5	29.5	31.0	32.0	34.5	37.0	40.0	44.5	48.0	52.0	56.0
2.28	86	89	90	91	92	94	96	97	98	99	1.00	1.02	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.11	1.13	1.16	1.17
2.32	16.0	18.0	19.0	20.5	21.5	22.5	25.0	27.0	28.0	29.0	30.5	32.5	34.0	35.0	37.5	40.0	43.0	47.5	51.0	55.0	59.0
2.36	14.1	16.1	17.1	18.6	19.6	20.6	23.1	25.1	26.1	27.1	28.6	30.6	32.1	33.1	35.6	38.1	41.1	45.6	49.1	53.1	57.1
2.40	12.2	14.2	15.2	16.7	17.7	18.7	21.2	23.2	24.2	25.2	26.7	28.7	30.2	31.2	33.7	36.2	39.2	43.7	47.2	51.2	55.2
2.44	15.2	17.2	18.2	19.7	20.7	21.7	24.2	26.2	27.2	28.2	29.7	31.7	33.2	34.2	36.7	39.2	42.2	46.7	50.2	54.2	58.2
2.48	9.5	11.5	12.5	14.0	15.0	16.0	18.5	20.5	21.5	22.5	24.0	26.0	27.5	28.5	31.0	33.5	36.5	41.0	44.5	48.5	52.5
2.52	13.6	15.6	16.6	18.1	19.1	20.1	22.6	24.6	25.6	26.6	28.1	30.1	31.6	32.6	35.1	37.6	40.6	45.1	48.6	52.6	56.6
2.56	15.5	17.5	18.5	20.0	21.0	22.0	24.5	26.5	27.5	28.5	30.0	32.0	33.5	34.5	37.0	39.5	42.5	47.0	50.5	54.5	58.5
2.60	14.7	16.7	17.7	19.2	20.2	21.2	23.7	25.7	26.7	27.7	29.2	31.2	32.7	33.7	36.2	38.7	41.7	46.2	49.7	53.7	57.7
2.64	12.3	14.3	15.3	16.8	17.8	18.8	21.3	23.3	24.3	25.3	26.8	28.8	30.3	31.3	33.8	36.3	39.3	43.8	47.3	51.3	55.3
2.68	30.7	32.8	33.8	35.3	36.3	37.3	39.8	41.8	42.8	43.8	45.3	47.3	48.8	49.8	52.3	54.3	57.3	61.8	65.3	69.3	73.3
2.72	15.0	17.0	18.0	19.5	20.5	21.5	24.0	26.0	27.0	28.0	29.5	31.5	33.0	34.0	36.5	39.0	42.0	46.5	50.0	54.0	58.0
2.76	14.3	16.3	17.3	18.8	19.8	20.8	23.3	25.3	26.3	27.3	28.8	30.8	32.3	33.3	35.8	38.3	41.3	45.8	49.3	53.3	57.3
2.80	15.4	17.4	18.4	19.9	20.9	21.9	24.4	26.4	27.4	28.4	29.9	31.9	33.4	34.4	36.9	39.4	42.4	46.9	50.4	54.4	58.4
2.84	13.8	15.8	16.8	18.3	19.3	20.3	22.8	24.8	25.8	26.8	28.3	30.3	31.8	32.8	35.3	37.8	40.8	45.3	48.8	52.8	56.8
2.88	14.4	16.4	17.4	18.9	19.9	20.9	23.4	25.4	26.4	27.4	28.9	30.9	32.4	33.4	35.9	38.4	41.4	45.9	49.4	53.4	57.4
2.92	14.4	16.4	17.4	18.9	19.9	20.9	23.4	25.4	26.4	27.4	28.9	30.9	32.4	33.4	35.9	38.4	41.4	45.9	49.4	53.4	57.4
2.96	14.4	16.4	17.4	18.9	19.9	20.9	23.4	25.4	26.4	27.4	28.9	30.9	32.4	33.4	35.9	38.4	41.4	45.9	49.4	53.4	57.4
3.00	15.0	17.0	18.0	19.5	20.5	21.5	24.0	26.0	27.0	28.0	29.5	31.5	33.0	34.0	36.5	39.0	42.0	46.5	50.0	54.0	58.0
3.04	11.2	13.2	14.2	15.7	16.7	17.7	20.2	22.2	23.2	24.2	25.7	27.7	29.2	30.2	32.7	35.2	38.2	42.7	46.2	50.2	54.2
3.08	86	89	91	92	93	94	96	97	98	99	1.00	1.02	1.03	1.04	1.05	1.07	1.09	1.11	1.13	1.16	1.17

Tabla 47.-Tabla de Selección de las Bandas Tipo A (Continuación).

MANUAL DE DODGE ENGINEERING

QD SHEAVES

A/B CLASSICAL GROOVE COMBINATION



Shw. Cl. / A	3-GROOVE, F = 2W								4-GROOVE, F = 3W							
	Part No.	Description Size - Bushings	Shw. Wt. (Lbs.)	Type	E	K	M	Part No.	Description Size - Bushings	Shw. Wt. (Lbs.)	Type	E	K	M		
3.75	455609	3A3.0B3.4-BH	3.4	E-1	2 1/8"	3/4"	3/4"	455642	4A3.0B3.4-SD	4.2	E-1	2 1/8"	3/4"	3/4"		
2.95	455610	3A3.2B3.6-BH	5.8	E-1	1 1/2"	3/4"	3/4"	455643	4A3.2B3.6-SD	4.9	E-1	2 1/8"	3/4"	3/4"		
4.15	455611	3A3.4B3.8-BH	4.5	E-1	1 1/2"	3/4"	3/4"	455644	4A3.4B3.8-SD	5.4	E-1	2 1/8"	3/4"	3/4"		
4.35	455612	3A3.6B4.0-BH	5.9	A-1	1 1/2"	3/4"	3/4"	455645	4A3.6B4.0-SD	5.2	E-1	2 1/8"	3/4"	3/4"		
4.25	455613	3A3.8B4.2-BH	4.2	A-1	1 1/2"	3/4"	3/4"	455646	4A3.8B4.2-SD	5.9	E-1	2 1/8"	3/4"	3/4"		
4.95	455614	3A4.0B4.4-BH	4.7	A-1	1 1/2"	3/4"	3/4"	455647	4A4.0B4.4-SD	5.6	E-1	2 1/8"	3/4"	3/4"		
4.95	455615	3A4.2B4.6-SD	5.4	A-1				455648	4A4.2B4.6-SD	6.7						
5.15	455616	3A4.4B4.8-SD	6.1	A-1				455649	4A4.4B4.8-SD	7.3						
5.35	455617	3A4.6B5.0-SD	6.9	A-1				455650	4A4.6B5.0-SD	7.9						
5.55	455618	3A4.8B5.2-SD	7.3	A-1				455651	4A4.8B5.2-SD	8.9						
6.75	455619	3A5.0B5.4-SD	7.8	A-1				455652	4A5.0B5.4-SD	9.1	A-1	2 1/8"	3/4"	3/4"		
6.95	455620	3A5.2B5.6-SD	8.4	A-1				455653	4A5.2B5.6-SD	10.0	A-1	2 1/8"	3/4"	3/4"		
6.15	455621	3A5.4B5.8-SD	8.1	A-1				455654	4A5.4B5.8-SD	10.7						
6.35	455622	3A5.6B6.0-SD	9.0	A-1				455655	4A5.6B6.0-SD	11.5						
8.55	455623	3A5.8B6.2-SD	10.8	A-1				455656	4A5.8B6.2-SD	12.2						
6.75	455624	3A6.0B6.4-SD	11.3	A-1				455657	4A6.0B6.4-SD	12.9						
6.95	455625	3A6.2B6.6-SD	12.1	A-1				455658	4A6.2B6.6-SD	13.6						
7.15	455626	3A6.4B6.8-SD	11.8	A-1				455659	4A6.4B6.8-SD	10.9						
7.35	455627	3A6.6B7.0-SK	13.9	D-1	3 1/2"	3/4"	3/4"	455660	4A6.6B7.0-SK	14.8	A-1	2 1/8"	3/4"	3/4"		
7.75	455628	3A7.0B7.4-SK	14.2	D-1	3 1/2"	3/4"	3/4"	455661	4A7.0B7.4-SK	16.0	A-1	2 1/8"	3/4"	3/4"		
8.35	455629	3A7.4B7.8-SK	13.5	D-1	3 1/2"	3/4"	3/4"	455662	4A7.4B7.8-SK	15.2	A-1	2 1/8"	3/4"	3/4"		
8.55	455630	3A7.8B8.2-SK	14.7	D-1	3 1/2"	3/4"	3/4"	455663	4A7.8B8.2-SK	15.6	A-1	2 1/8"	3/4"	3/4"		
8.75	455631	3A8.0B8.4-SK	17.0	D-2				455664	4A8.0B8.4-SK	17.4	A-2	2 1/8"	3/4"	3/4"		
11.05	455632	3A10.0B11.0-BH	17.8	D-2				455665	4A10.0B11.0-SK	20.8	A-3	2 1/8"	3/4"	3/4"		
12.35	455633	3A12.0B12.4-SK	20.3	D-3				455666	4A12.0B12.4-SK	23.7	A-3	2 1/8"	3/4"	3/4"		
13.55	455634	3A13.2B13.6-SK	24.1	D-3				455667	4A13.2B13.6-SK	26.9	A-3	2 1/8"	3/4"	3/4"		
15.75	455635	3A15.0B16.4-SK	24.8	D-3				455668	4A15.0B16.4-SK	32.4	A-3	2 1/8"	3/4"	3/4"		
16.55	455636	3A15.8B17.2-SK	27.0	D-3				455669	4A15.8B17.2-SK	34.0	A-3	2 1/8"	3/4"	3/4"		
16.75	455637	3A15.8B17.4-SK	33.9	D-3				455670	4A15.8B17.4-SK	37.7	A-3	2 1/8"	3/4"	3/4"		
20.05	455638	3A19.0B20.0-SF	39.8	D-3				455671	4A19.0B20.0-SF	51	A-3	2 1/8"	3/4"	3/4"		
23.95	455639	3A24.0B25.0-SF	68	D-3				455672	4A24.0B25.0-SF	75	D-3	2 1/8"	3/4"	3/4"		
23.35	455640	3A22.0B23.0-SF	75	D-3				455673	4A22.0B23.0-SF	85	D-3	2 1/8"	3/4"	3/4"		
32.05	455641	3A37.0B38.0-E	115	D-3				455674	4A37.0B38.0-E	130	D-3	2 1/8"	3/4"	3/4"		

▲ Outside Diameter = A-groove P.D. + .75" or B-groove P.D. + .30"
 † Depth 1 = Block Type, 2 = Web, 3 = Arm—See page D2-7
 ‡ Consult pages D1-17 and 18 for block bore and part number

Tabla 48.-Tabla de Selección de las Poleas Tipo A.

MANUAL DE DODGE ENGINEERING

QD Bushings

Ratings and Selection—QD bushings were designed to transmit the rated torque listed in table below only when cap screws are tightened as indicated. The values for wrench torque are those applied to the mounting bolts of each bushing. However, it is important not to exceed these values.

The following torque-hp formula may be used to select the proper bushing:

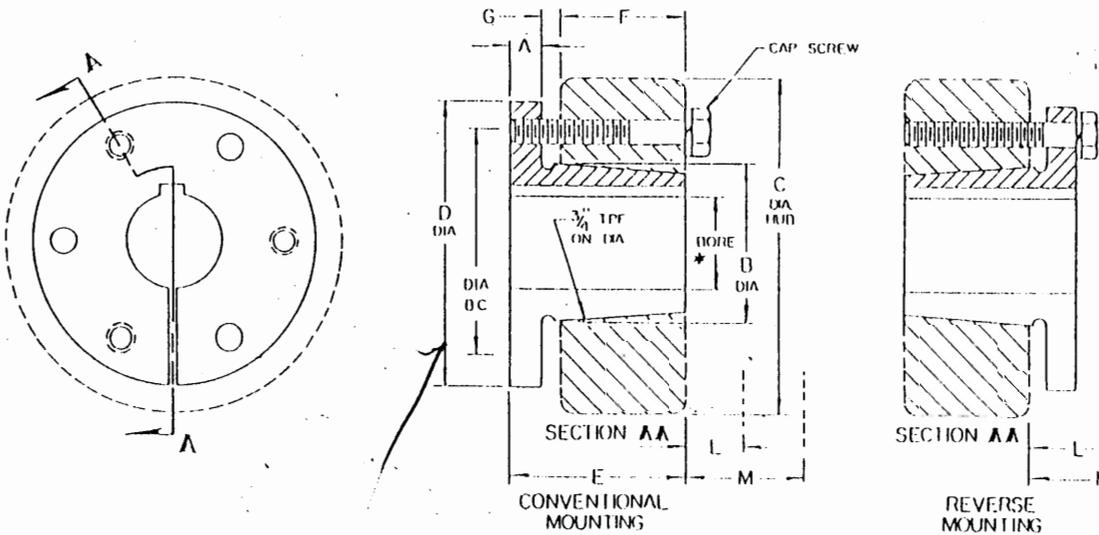
$$T = \frac{63025 \times \text{DHP}}{\text{RPM}}$$

Where: T = Torque in Inch-Pounds (In. Lbs.)
 DHP = Design hp (Based on Service) RPM = Shaft Revolutions per Minute.

Table 2—Bore Range for QD Bushings

Bush. Sym.	Min. Bore	Max. Bore With:			Bush. Sym.	Min. Bore	Max. Bore With:		
		Full Key-way	Shallow Key-way	No Key-way			Full Key-way	Shallow Key-way	No Key-way
JA	1/2	1	1 1/16	1 1/4	F	1	3 1/4	3 5/8	4
SH	1/2	1 1/8	1 1/4	1 11/16	J	1 1/2	3 7/8	4 1/2	4 1/2
SDS	1/2	1 11/16	1 5/8	2	M	2	4 1/4	5 1/2	5 1/2
SD	1/2	1 11/16	1 5/8	2	N	2 1/16	5	5 5/8	7
SK	1/2	2 1/8	2 1/2	2 5/8	P	2 5/16	5 5/8	7	7
SF	1/2	2 1/16	2 13/16	2 5/8	W	4	7 1/2	8 1/2	10
E	1/4	2 1/8	3 1/2	...	S	5 1/2	9	10	...

▲ Available only in no keyseat style for rebore. See table on page DI-16.



QD Bushing Ratings and Dimensions

Bush. Sym.	Ratings		Dimensions																		
	Torque Cap. (In. Lbs.)	Wrench Torque For Norm. Appl. (In. Lbs.)	A	B† Dia.	C Dia. Hub		D Dia.	E	F	G	Conventional Mounting				Reverse Mounting				Dia. U.C.	No.	Cap Screw Size
					Class 30 Gray Iron	Steel					L To Tighten Bush.	M To Loosen Bush.	L To Tighten Bush.	M To Loosen Bush.							
JA	1,000	54	3/16	1 1/8	3 1/16	2 1/4	2	1	1/16	1/8	1 1/32	2 11/32	1 1/8	3 1/4	1 1/8	3 1/4	1 9/16	3 1/16	1 11/32	3	10-24x1 1/2
SH	3,500	108	1/16	1 1/8	4 1/4	3	2 5/8	1 5/16	3/4	1/8	1 1/32	2 11/32	1 1/8	3 3/8	1 9/16	3 3/8	2 1/8	4 1/16	2 1/4	3	1/2x1 1/2
SDS	5,000	108	1/16	2 1/8	4 1/4	3 1/2	3 1/16	1 1/8	3/4	1/8	1 1/32	2 11/32	1 1/8	3 3/8	1 9/16	3 3/8	2 1/8	4 1/16	2 11/16	3	1/2x1 1/2
SD	5,000	108	1/16	2 1/8	3 1/8	3 1/2	3 1/16	1 1/8	1 1/4	1/8	1 1/32	2 11/32	2 1/8	4 1/4	2 1/16	4 1/8	2 5/8	4 11/16	2 11/16	3	1/2x1 1/2
SK	7,000	180	1/16	2 11/16	4 1/4	4 1/2	3 3/8	1 1/8	1 1/4	1/8	1 1/32	2 11/32	2 1/4	4 1/4	2 5/16	4 5/16	2 5/8	5	3 1/8	3	1/2x1 1/2
SF	11,000	360	3/16	3 1/8	6 1/4	5 1/2	4 3/8	2 1/8	1 1/4	1/32	1 1/32	2 11/32	2 1/4	4 1/4	2 1/16	4 7/16	3 3/16	5 1/16	3 3/8	3	1/2x1 1/2
E	20,000	720	1/4	3 3/16	7 1/2	6 1/2	6	2 1/4	1 1/4	1/4	1 1/4	3 1/4	3 1/4	5 1/16	3 3/16	5 1/8	4 1/16	6 3/8	5	3	1/2x1 1/2
F	30,000	900	1	4 1/16	7 1/4	7 1/4	6 3/4	3 1/4	2 1/2	1/32	1 1/32	3 1/32	4 1/4	5 1/16	4 3/16	6	5 1/2	7 1/16	5 3/8	3	1/2x1 1/2
J	45,000	1620	1 1/4	5 3/8	9	8	7 1/4	4 1/4	3 1/8	1/8	1 1/32	3 1/32	4 1/16	6 1/4	3 15/16	5 1/4	5 1/2	7 1/16	6 1/4	3	1/2x1 1/2
M	85,000	2700	1 1/4	6 1/2	11 1/8	10	9	6 1/4	5 1/8	1/32	2 1/32	4 1/32	7 1/16	9 1/16	7 1/4	4	1/2x1 1/2
N	150,000	3600	1 1/2	7	12	...	10	8 1/4	6 1/4	1/16	2 1/32	...	9 1/4	8 1/2	4	1/2x1 1/2
P	250,000	5400	1 3/4	8 1/4	14	...	11 1/4	9 3/4	7 1/4	3/8	3 1/4	...	10 3/4	10	4	1 1/2x1 1/2
W	375,000	7200	2	10 7/16	17	...	15	11 3/4	9	1/2	3 1/4	...	13 3/8	12 1/4	4	1 1/2x1 1/2
S	625,000	9000	2 1/4	12 1/4	19	...	17 1/4	15 1/4	12	3/4	3 3/4	...	16 1/2	15	5	1 1/2x1 1/2

Note — For dimensions required to machine product hub, consult factory.
 * Range of stock bores shown in Table 2, above.
 † Can be installed in either conventional or reverse position per drawings above.
 ‡ Nominal diameter at large end of taper.
 § Refers to type of wrench used.
 ¶ Can only be installed in conventional position per drawing above.

Tabla 49.-Tabla de los Diferentes Bujes para las Poleas del Sistema de Transmisión.

MANUAL DE SOINMETAL



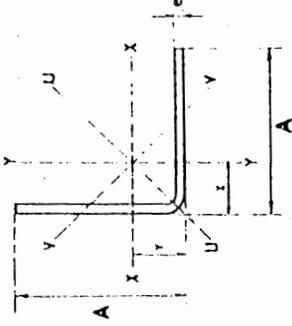
ANGULOS 'L'

ESPECIFICACIONES Y/O FACILIDADES

Calidad del acero
Otras calidades
Largo normal
Otros largos (hasta 7.50 mts.),
para espesores de 2 a 10 mm.
Secciones especiales
Acabado

A/3724/ES
Previa consulta
6.00 mts.

Previa consulta
Previa consulta
Natural

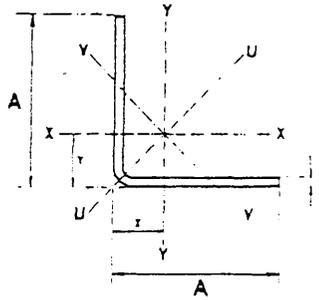


DIMENSIONES			PESOS		SECCION	PROPIEDADES						
A	A	e	6 metros	1 metro		cm ²	t	W	EJE X-X	EJE Y-Y	EJE U-U	EJE V-V
mm	mm	mm	Kg	Kg		cm4	cm3	cm ⁴				
25	25	2	4.38	0.73	0.93	0.57	1.03	3.93	0.72	0.99	0.47	0.44
25	30	3	6.35	1.06	1.35	0.79	0.44	5.78	0.76	0.98	0.44	0.58
30	30	3	8.32	1.49	1.13	1.00	0.46	8.94	0.84	1.20	0.55	0.55
30	30	3	7.90	1.30	1.55	1.41	0.57	6.88	0.89	1.17	0.52	0.52
30	30	4	10.08	1.78	2.14	1.50	0.68	9.94	0.92	1.51	0.78	0.78
40	40	2	7.20	1.20	1.53	2.44	0.84	6.88	1.09	1.59	0.78	0.78
40	40	3	10.82	1.90	2.25	3.50	1.22	10.82	1.14	1.58	0.73	0.73
40	40	4	13.86	2.31	2.94	4.46	1.38	12.37	1.19	1.58	0.73	0.73
40	40	5	18.97	3.33	3.59	5.31	1.91	16.26	1.23	1.56	0.66	0.66
50	50	2	19.12	3.42	1.93	4.86	1.39	17.84	1.34	2.01	0.96	0.96
50	50	3	23.44	4.25	2.85	7.03	1.95	23.44	1.39	2.00	0.96	0.96
50	50	4	27.84	5.04	3.74	9.04	2.53	27.84	1.43	1.98	0.94	0.94
50	50	5	31.68	5.64	4.59	10.88	3.09	31.68	1.48	1.97	0.93	0.93
50	50	6	35.92	6.32	5.40	12.57	3.52	35.92	1.53	1.96	0.90	0.90
60	60	3	16.26	2.71	3.45	12.37	2.84	16.26	1.54	2.41	1.16	1.16
60	60	4	21.36	3.56	4.54	16.00	3.71	21.36	1.58	2.39	1.15	1.15
60	60	5	26.24	4.59	5.59	19.40	4.54	26.24	1.66	2.38	1.13	1.13
60	60	6	31.68	5.64	6.50	22.56	5.35	31.68	1.78	2.37	1.11	1.11
60	60	7	37.04	6.84	8.55	28.21	6.35	37.04	1.88	2.34	1.05	1.05
75	75	3	19.56	3.26	4.35	24.60	4.48	19.56	2.01	3.02	1.46	1.46
75	75	4	27.06	4.51	5.74	32.02	5.98	27.06	2.06	3.00	1.45	1.45
75	75	5	33.42	5.57	7.09	39.08	7.25	33.42	2.11	2.98	1.43	1.43
75	75	6	40.32	6.73	8.40	45.76	8.37	40.32	2.18	2.97	1.40	1.40
75	75	7	47.28	7.98	10.95	58.03	11.06	47.28	2.25	2.95	1.37	1.37
75	75	8	54.32	9.32	13.26	68.39	13.28	54.32	2.35	2.92	1.32	1.32
80	80	4	29.92	4.82	5.14	39.10	5.72	29.92	2.27	3.21	1.56	1.56
80	80	5	35.76	5.96	7.59	47.79	8.28	35.76	2.51	3.18	1.51	1.51
80	80	6	43.20	7.20	9.00	56.05	9.80	43.20	2.49	3.18	1.48	1.48
80	80	7	50.40	8.40	11.75	71.32	12.87	50.40	2.37	3.16	1.48	1.48
80	80	8	58.40	9.40	14.36	84.97	15.36	58.40	2.47	3.13	1.43	1.43
80	80	10	68.94	11.39	16.83	97.05	17.37	68.94	2.43	3.10	1.38	1.38
80	80	12	81.78	13.63				81.78	2.57			

Tabla 50.-Tabla de los Angulos Doblados en Frio.



ANGULOS "L"



ESPECIFICACIONES Y/O FACILIDADES

Calidad del acero
Otras calidades
Largo normal
Otros largos (hasta 7.50 mts.),
para espesores de 2 a 10 mm.
Secciones especiales
Acabado

A/37/24/ES
Previa consulta
6,00 mts.

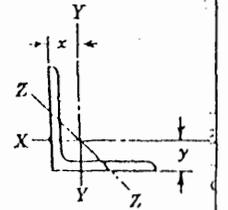
Previa consulta
Previa consulta
Natural

Tabla 51.-Tabla de los Angulos Doblados en Frio (Continuación).

DIMENSIONES			PESOS		SECCION	PROPIEDADES					
A	A	e	6 metros	1 metro		EJE X-X		EJE Y-Y		EJE U-U	EJE V-V
						I	W	I	x=y	I	I
mm	mm	mm	Kg	Kg	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm	cm
100	100	5	45,18	7,53	9,59	95,50	13,10	3,16	2,73	4,01	1,95
100	100	6	54,72	9,12	11,40	112,50	15,58	3,14	2,78	4,00	1,92
100	100	8	71,76	11,96	14,95	144,63	20,29	3,11	2,87	3,97	1,89
100	100	10	88,14	14,69	18,36	173,95	24,73	3,08	2,97	3,94	1,83
100	100	12	105,12	17,52	21,63	201,12	28,98	3,05	3,06	3,92	1,80
100	100	14	120,42	20,07	24,78	225,60	32,98	3,02	3,16	3,89	1,75
125	125	5	56,94	9,49	12,10	190,00	20,80	3,96	3,35	5,03	2,46
125	125	6	69,12	11,52	14,40	224,55	24,67	3,95	3,40	5,02	2,44
125	125	8	90,96	15,16	18,95	290,90	32,29	3,92	3,49	4,99	2,41
125	125	10	112,14	18,69	23,36	353,10	39,53	3,89	3,59	4,96	2,35
125	125	12	134,28	22,38	27,63	411,29	46,63	3,86	3,68	4,94	2,32
125	125	14	154,44	25,74	31,78	465,43	53,38	3,83	3,78	4,91	2,27
150	150	6	83,52	13,92	17,40	393,59	35,88	4,75	4,03	6,04	2,94
150	150	8	110,16	18,36	23,95	512,45	47,10	4,72	4,12	6,01	2,90
150	150	10	136,14	22,69	28,36	625,31	57,95	4,69	4,21	5,98	2,87
150	150	12	163,44	27,24	33,60	732,00	68,50	4,67	4,31	5,96	2,84
150	150	14	183,60	30,60	37,76	833,33	78,62	4,64	4,40	5,93	2,79
175	175	6	99,18	16,53	20,41	631,44	49,14	5,56	4,65	7,06	3,45
175	175	8	131,22	21,87	26,90	825,00	64,70	5,53	4,74	7,03	3,43
175	175	10	160,20	26,70	33,40	1.010,00	79,80	5,50	4,84	7,01	3,39
175	175	12	192,54	32,09	39,60	1.190,00	94,50	5,47	4,93	6,98	3,35
175	175	14	222,24	37,04	45,80	1.360,00	109,00	5,44	5,03	6,95	3,31
200	200	6	112,32	18,72	23,40	949,53	64,50	6,37	5,28	8,08	3,95
200	200	8	148,66	24,76	30,95	1.243,96	85,02	6,34	5,37	8,05	3,92
200	200	10	184,14	30,69	38,35	1.527,52	105,05	6,31	5,46	8,02	3,89
200	200	12	221,64	36,94	45,60	1.800,00	125,00	6,28	5,55	8,00	3,86
200	200	14	256,28	42,71	52,30	2.060,00	144,00	6,25	5,65	7,97	3,82
250	250	6	141,12	23,52	29,40	1.874,06	101,46	7,98	6,53	10,12	4,97
250	250	8	186,96	31,16	38,95	2.464,09	134,06	7,95	6,62	10,09	4,94
250	250	10	232,14	38,69	48,36	3.037,01	166,04	7,92	6,71	10,06	4,91
250	250	12	280,08	46,68	57,63	3.593,42	197,44	7,90	6,80	10,04	4,88
250	250	14	324,54	54,09	66,78	4.132,57	229,32	7,87	6,90	10,01	4,82

TABLAS DE APENDICE DE ESTATICA BEER Y JOHNSTON

TABLA B-5. Propiedades de angulares de lados iguales, americanos
(Lista abreviada)



Tamaño	Espesor	Peso	Sección	EJE X-X Y EJE Y-Y			x o y	EJE Z-Z
				I	I/c	k		
in	in	lb/ft	in ²	in ⁴	in ³	in	in	
8 × 8	1 1/8	56,9	16,73	98,0	17,5	2,42	2,41	1,56
	1	51,0	15,00	89,0	15,8	2,44	2,37	1,56
	7/8	45,0	13,23	79,6	14,0	2,45	2,32	1,57
	3/4	38,9	11,44	69,7	12,2	2,47	2,28	1,57
	5/8	32,7	9,61	59,4	10,3	2,49	2,23	1,58
	1/2	29,6	8,68	54,1	9,3	2,50	2,21	1,58
	3/8	26,4	7,75	48,6	8,4	2,50	2,19	1,59
6 × 6	1	37,4	11,00	35,5	8,6	1,80	1,86	1,17
	3/4	33,1	9,73	31,9	7,6	1,81	1,82	1,17
	5/8	28,7	8,44	28,2	6,7	1,83	1,78	1,17
	3/8	24,2	7,11	24,2	5,7	1,84	1,73	1,18
	1/2	19,6	5,75	19,9	4,6	1,86	1,68	1,18
	3/8	17,2	5,06	17,7	4,1	1,87	1,66	1,19
	1/4	14,9	4,36	15,4	3,5	1,88	1,64	1,19
5 × 5	3/8	27,2	7,98	17,8	5,2	1,49	1,57	0,97
	1/2	23,6	6,94	15,7	4,5	1,51	1,52	0,97
	5/8	20,0	5,86	13,6	3,9	1,52	1,48	0,98
	3/4	16,2	4,75	11,3	3,2	1,54	1,43	0,98
	1/2	14,3	4,18	10,0	2,8	1,55	1,41	0,98
	3/8	12,3	3,61	8,7	2,4	1,56	1,39	0,99
	1/4	10,3	3,03	7,4	2,0	1,57	1,37	0,99
4 × 4	3/8	18,5	5,44	7,7	2,8	1,19	1,27	0,78
	1/2	15,7	4,61	6,7	2,4	1,20	1,23	0,78
	5/8	12,8	3,75	5,6	2,0	1,22	1,18	0,78
	3/4	9,8	2,86	4,4	1,5	1,23	1,14	0,79
	1/2	8,2	2,40	3,7	1,3	1,24	1,12	0,79
	3/8	6,6	1,94	3,0	1,1	1,25	1,09	0,80
	3 1/2 × 3 1/2	1/2	11,1	3,25	3,6	1,5	1,06	1,06
3/8		8,5	2,48	2,9	1,2	1,07	1,01	0,69
1/2		7,2	2,09	2,5	0,98	1,08	0,99	0,69
3/8		5,8	1,69	2,0	0,79	1,09	0,97	0,69
3 × 3	1/2	9,4	2,75	2,2	1,1	0,90	0,93	0,58
	3/8	7,2	2,11	1,8	0,83	0,91	0,89	0,58
	1/2	6,1	1,78	1,5	0,71	0,92	0,87	0,59
	3/8	4,9	1,44	1,2	0,58	0,93	0,84	0,59
	1/4	3,71	1,09	0,96	0,44	0,94	0,82	0,59
2 1/2 × 2 1/2	1/2	7,7	2,25	1,2	0,72	0,74	0,81	0,49
	3/8	5,9	1,73	0,98	0,57	0,75	0,76	0,49
	1/2	4,1	1,19	0,70	0,39	0,77	0,72	0,49
	1/4	3,07	0,90	0,55	0,30	0,78	0,69	0,49

Tabla 52.-Tabla de los Angulos Rolados en Caliente Importados.

Tabla B-5. (Continuación)

Tamaño	Espesor	Peso	Sección	EJE X-X Y EJE Y-Y			EJE Z	
				I_x	I_y	k	x o y	k
in	in	lb/ft	in ²	in ⁴	in ⁴	in	in	in
2 × 2	$\frac{3}{16}$	4,7	1,36	0,48	0,35	0,59	0,64	0,39
	$\frac{1}{4}$	3,19	0,94	0,35	0,25	0,61	0,59	0,39
	$\frac{3}{8}$	2,44	0,71	0,27	0,19	0,62	0,57	0,39
	$\frac{1}{2}$	1,65	0,48	0,19	0,13	0,63	0,55	0,40
$1\frac{1}{8} \times 1\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	2,77	0,81	0,23	0,19	0,53	0,53	0,34
	$\frac{3}{8}$	2,12	0,62	0,18	0,14	0,54	0,51	0,34
	$\frac{1}{2}$	1,44	0,42	0,13	0,10	0,55	0,48	0,35
$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	2,34	0,69	0,14	0,13	0,45	0,47	0,29
	$\frac{3}{8}$	1,80	0,53	0,11	0,10	0,46	0,44	0,29
	$\frac{1}{2}$	1,23	0,36	0,08	0,07	0,47	0,42	0,30
$1\frac{3}{4} \times 1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1,92	0,56	0,08	0,09	0,37	0,40	0,24
	$\frac{3}{8}$	1,48	0,43	0,06	0,07	0,38	0,38	0,24
	$\frac{1}{2}$	1,01	0,30	0,04	0,05	0,38	0,36	0,25
1 × 1	$\frac{1}{4}$	1,49	0,44	0,04	0,06	0,29	0,34	0,20
	$\frac{3}{8}$	1,16	0,34	0,03	0,04	0,30	0,32	0,19
	$\frac{1}{2}$	0,80	0,23	0,02	0,03	0,30	0,30	0,20

Tabla 53.-Tabla de los Angulos Rolados en Caliente Importados
(Continuación).

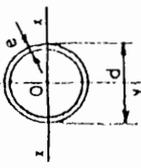
TABLAS DE PRONTUARIO DE MAQUINAS Y HERRAMIENTAS

Productos de acero laminados		ANGULARES DE ALAS IGUALES															TABLA 9 . 6									
Perfil	A	P	DIMENSIONES						POSICIONES			AGUJEROS			TERMINOS DE SECCION						Suministro					
			D	E	F	U	V	C	V1	V2	V3	W1	W2	W3	a	Ix	Iyc	Iyc	Iy	Wx		Wyc	Wyc	Wy	It	Itc
L	cm ²	kg/m	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
40	4	3.08	2.42	40	4	6	3	156	11.2	15.8	14.0	28.3	22	-	18	11	4.47	1.35	1.21	1.86	1.17	0.78	7.09	1.52	P	
	5	3.79	2.97	40	5	6	3	155	11.8	16.4	14.2	28.3	22	-	18	11	5.43	1.91	1.20	2.26	1.37	0.77	8.60	1.51	C	
	8	4.48	3.52	40	6	6	3	155	12.0	17.0	14.3	28.3	22	-	18	11	6.31	2.26	1.19	2.65	1.56	0.77	9.98	1.49	C	

Nota. - La disposición de agujeros (gramiles y diámetros) adoptada en los angulares de alas iguales, también se adoptará para los de alas desiguales (Tabla 10.6), aplicados al mismo ancho de alas.

Tabla 54.-Tabla de los Angulos Rolados en Caliente Importados.

TABLAS DE PRONTUARIO DE MAQUINAS Y HERRAMIENTAS



Perfil	A	Dimensiones				Términos de sección				Perfil	A	Dimensiones				Términos de sección						
		P	d	e	u	S _x	I _x	I _T	W _x			i _x	P	d	e	u	S _x	I _x	I _T	W _x	i _x	
mm	cm ²	kg/m	mm	mm	mm	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm	mm	cm ²	kg/m	mm	mm	mm	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm	
40	2	2.39	1.88	2	1.25	1.44	1.55	1.11	2.16	1.35	2	4.90	3.85	30	2	2.51	5.05	17.4	17.3	3.11	2.74	C
	3	3.99	2.74	40	3	1.26	2.05	1.20	3.00	1.31	P	7.26	5.70	30	3	2.51	8.90	10.8	53.9	13.5	12.72	C
	4	4.52	3.55	40	4	1.26	2.60	1.48	7.52	1.28	C	9.55	7.50	30	4	2.51	11.6	13.8	89.1	17.3	12.59	C
	3	2.70	2.27	45	3	1.41	1.85	1.25	1.62	1.28	P	8.19	6.43	30	3	2.83	11.4	15.5	77.6	17.3	13.07	P
	3	3.96	3.11	45	3	1.41	2.55	1.25	3.77	1.30	P	10.8	8.48	30	4	2.83	14.8	20.0	100	22.3	13.04	P
	4	5.15	4.04	45	4	1.41	3.37	1.21	8.70	1.35	C	13.4	10.5	30	5	2.83	18.1	24.2	121	26.9	13.01	P
	2	3.02	2.37	50	2	1.57	2.30	1.17	4.87	1.58	P	9.14	7.17	100	3	3.14	14.1	21.5	108	22.5	13.43	P
	3	4.43	3.47	50	3	1.57	3.21	1.24	5.12	1.56	P	12.1	9.47	100	4	3.14	18.4	27.8	139	27.8	13.39	P
	4	5.78	4.53	50	4	1.57	4.23	1.30	15.4	1.53	P	14.9	11.7	100	5	3.14	22.5	33.8	159	33.8	13.36	P
	2	3.33	2.51	55	2	1.73	2.81	1.22	11.7	1.87	C	17.7	13.9	100	3	3.14	26.5	39.3	196	29.3	13.31	C
	3	4.90	3.85	55	3	1.73	4.06	1.33	16.8	1.84	C	19.2	11.9	125	4	3.93	29.3	55.7	279	44.6	14.28	C
	4	6.41	5.03	55	4	1.73	5.21	1.42	21.0	2.01	C	18.8	14.8	125	5	3.93	36.0	68.0	340	54.4	14.24	C
	2	3.64	2.86	60	2	1.88	3.36	1.30	6.1	1.51	P	22.4	17.6	125	5	3.93	42.3	79.6	398	63.7	14.21	C
	3	5.17	4.21	60	3	1.88	4.57	1.43	7.1	2.01	P	27.2	18.5	155	5	4.87	56.2	133.0	563	85.5	15.30	C
	4	7.04	5.52	60	4	1.88	6.27	1.55	12.7	2.02	P	28.1	22.1	155	6	4.87	66.8	155.0	781	101	15.27	C
	3	3.96	3.11	65	3	2.04	3.97	1.39	4.1	1.7	C	36.9	29.0	155	8	4.87	86.5	200.0	1000	129	15.21	C
	4	5.84	4.58	65	4	2.04	5.78	1.56	28.3	1.85	C	26.7	21.0	175	5	5.50	72.3	133.0	966	110	16.01	C
	4	7.67	6.02	65	4	2.04	7.46	1.71	35.8	2.16	C	31.9	25.0	175	5	5.50	85.7	228.0	1140	130	15.98	C
	2	4.27	3.51	70	2	2.20	4.62	1.49	4.1	2.41	P	42.0	33.3	175	5	5.50	112	294.0	1470	168	15.92	C
	3	6.11	4.95	70	3	2.20	6.73	1.71	35.5	2.1	P	30.5	24.0	200	5	6.28	95.1	292.0	1460	146	16.91	C
	4	8.29	6.51	70	4	2.20	8.72	1.90	61.4	2.24	C	36.6	28.7	200	6	6.28	113	344.0	1720	172	16.86	C
	2	4.58	3.60	75	2	2.36	5.33	1.61	30.5	1.15	P	48.3	37.9	200	8	6.28	148	446.0	2230	223	16.79	C
	3	6.78	5.12	75	3	2.36	7.78	1.86	44.0	1.17	P	48.3	37.9	200	8	6.28	148	446.0	2230	223	16.79	C
	4	8.92	7.00	75	4	2.36	10.1	1.13	56.3	1.5	P	48.3	37.9	200	8	6.28	148	446.0	2230	223	16.79	C

Tabla 55.-Tabla de los Tubos Rolados en Caliente Importados.

TABLAS DE PRONTUARIO DE MAQUINAS Y HERRAMIENTAS

Productos de acero laminados		PERFILES U PN															TABLA 8 . 6					
Perfil	A	P	DIMENSIONES										Agujeros		TERMINOS DE SECCION							Suministro
			h	b	e	e ₁ =r ₁	r ₁	r ₂	u	c	m	w	a	S _x	I _y	I _x	I _y	W _x	I _y	W _y	I _y	
PN	cm ²	kg/m	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³
8	11.0	8.84	80	45	6	8	4	48	312	14.5	26.7	25	13	15.9	2.24	106	28.5	3.10	19.4	6.36	1.33	C
10	13.5	10.6	100	50	8	8.5	4.5	64	372	15.5	29.3	30	13	24.5	2.96	206	41.2	3.91	29.3	8.49	1.47	P
12	17.0	13.4	120	55	7	9	4.5	82	434	18.0	30.3	30	17	36.3	4.20	384	60.7	4.82	43.2	11.1	1.59	P
14	20.4	16.0	140	60	7	10	5	98	489	17.5	33.7	35	17	51.4	6.02	605	86.4	5.45	87.7	14.8	1.75	P
16	24.0	18.8	160	65	7.5	10.5	5.5	115	546	18.4	35.6	35	21	68.8	7.81	925	116	6.21	85.3	18.3	1.89	P
18	28.0	22.0	180	70	8	11	5.5	133	611	19.2	37.5	40	21	89.6	9.98	1350	150	6.95	114	22.4	2.02	P
20	32.2	25.3	200	75	8.5	11.5	6	151	661	20.1	39.4	40	23	114	12.6	1910	191	7.70	148	27.0	2.14	P
22	37.4	29.4	220	80	9	12.5	6.5	167	718	21.4	42.0	45	23	148	17.0	2690	245	8.48	197	33.6	2.20	P
24	42.3	33.2	240	85	9.5	13	6.5	184	775	22.3	43.9	45	25	179	20.8	3600	300	9.22	248	39.8	2.42	P
26	48.3	37.9	260	90	10	14	7	200	834	23.8	46.6	50	25	221	23.7	4820	371	9.99	317	47.7	2.56	P
28	53.3	41.8	280	95	10	15	7.5	216	890	25.3	50.2	50	25	266	33.2	6280	448	10.9	399	57.2	2.74	P
30	58.8	46.2	300	100	10	16	8	232	950	27.0	54.1	55	25	318	40.6	8030	525	11.7	495	67.8	2.90	P
32	75.8	58.5	320	100	14	17.5	8.75	246	982	28.0	48.2	55	25	413		10870	679	12.1	587	80.6	2.81	C
35	77.2	60.8	350	100	14	18	8	282	1047	24.0	44.5	58	25	459		12840	734	12.9	570	75.0	2.72	C
39	80.4	63.1	380	102	13.5	18	8	313	1110	23.8	45.8	60	25	507		15760	829	14.0	615	78.7	2.77	C
40	91.5	71.8	400	110	14	18	9	324	1182	26.5	51.1	60	25	618		20350	1020	14.9	846	102	3.04	C

Tabla 56.-Tabla de los Canales Rolados en Caliente Importados.



BIBLIOGRAFÍA

1. **A.I.S.C.** : "American Institute of Steel Construction". U.S.A. 1.971.
2. **Bowles Joseph**: "Diseño de Acero Estructural". México, Ed. Limusa, 1.984.
3. **Dodge Engineering** : "Catalogo de Equipos de Transmisión", 1.990.
4. **Goodyear** : "Conveyor and Elevator Belt" Manual de Selección, 1980.
5. **Grekow-Isnard-Mrozowicz** : "Formulario del Ingeniero", De. Urmo, 1.976.
6. **Martin Engineering** : "Catalogo de equipos de Transmisión y Transporte", 1.991.
7. **Marks** : "Manual del Ingeniero Mecánico", 1.986.
8. **Popov Egor** : "Introducción a la Mecánica de los Sólidos". New Jersey, Ed. Limusa, 1.976.
9. **RexNord** : "Power Transmisión and Conveying Components" Catálogo de equipos de transmisión y accesorios para sistemas de transporte, 1.992.
10. **Shigley Joseph** : "Diseño en Ingeniería Mecánica". México, Ed. McGraw-Hill, 1.991.
11. **SKF** : "Catalogo General", 1.993.