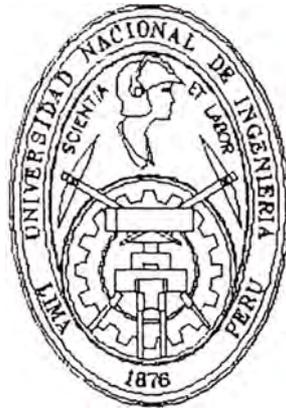


**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA**

**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**"PLANTA DE SEPARACION MAGNETICA EN SECO PARA LA  
EMPRESA MINERA DEL HIERRO DEL PERU, HIERROPERU**

**INFORME DE INGENIERIA**

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE**

**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

**JOSE LUIS BRAVO CORDOVA**

**PROMOCION 85.I**

**LIMA – PERU**

**2001**

## INDICE

	Pag.
<b>Prologo</b>	<b>1</b>
<b>Capítulo 1 .- Introducción</b>	<b>3</b>
1.1. Antecedentes	5
1.2. Objetivos	6
1.3. Beneficios del Proyecto	6
<b>Capítulo 2.- Ingeniería del Proyecto</b>	<b>9</b>
2.1. Estudio del Mercado, Tamaño y localización	9
2.1.1. Reservas y Requerimientos de Mineral	9
2.1.2. Capacidad de la Planta	10
2.1.3 Ubicación de la Planta	12
2.2. Estudios Previos	15
2.2.1. Prueba de Laboratorio	16
2.2.2. Selección del Proceso	18
2.3. Descripción del Proceso	18
2.4. Condiciones de Diseño	19
2.5. Especificaciones y Estándares	21
2.5.1. Equipo Mecánico	21
2.5.2. Equipo Eléctrico	24

<b>Capítulo 3</b>	<b>27</b>
3.1. Diseño de la Faja FDC-1	28
3.1.1. Disposición General	28
3.1.2. Area de Carga de Faja	28
3.1.3. Velocidad y Ancho de Faja	29
3.1.4 Selección de Polines	30
3.1.5. Cálculo de Tensiones	32
3.1.6. Cálculo del Tensor	36
3.1.7. Arco de Contacto de Polea Motriz	37
3.1.8. Cálculo de Potencias	37
3.1.9. Selección del Motor	38
3.1.10. Selección de la Faja	39
3.1.11. Diámetro de Poleas	40
3.1.12. Efecto de Aceleración	41
3.1.13. Trayectoria de Descarga	46
3.1.14. Selección del Reductor	49
3.1.15 Transmisión por Fajas en “V”	50
3.1.16 Selección de Acoplamiento	52
3.1.17. Ejes y Soportes de Poleas	53
3.1.18. Requerimiento de Back-stop	59
3.2. Diseño de Fajas FDC-2 FDC-3	60
3.2.1. Disposición General	60
3.2.2. Velocidad de Faja	61
3.2.3. Cálculo de Potencia	61

3.2.4. Selección del Motor	64
3.2.5. Selección del Reductor	64
3.2.6. Transmisión por Cadenas	65
3.2.7. Cálculo de Tensiones	68
3.2.8. Selección de la Faja	68
3.2.9. Trayectoria de descarga del estéril	69
3.2.10 Ejes y Soportes de Polea de Cola	72
3.2.11. Selección de Acoplamiento	74
<b>Capítulo 4.- Diseño de Estructuras</b>	<b>75</b>
4.1. Estructura de Faja FDC – 4	75
4.1.1. Descripción y Bases de Cálculo	75
4.1.2. Cálculo de Paralela	77
4.1.3. Cálculo de Cubierta	80
4.1.4. Diseño de Estructura Principal	81
4.2. Estructura del Edificio Central	91
4.2.1. Descripción y Bases del Cálculo	91
4.2.2. Diseño de Pórtico Polea de Cola FAC-2 y FAC-3	92
4.2.3. Selección de Viga Soporte Entre Poleas	97
4.2.4. Selección de Viga Soporte de Motor	99
4.2.5. Selección de Viga Soporte de Reductor	101
4.2.6. Selección de Viga “A”	102
4.2.7. Selección de Viga “B”	105
4.2.8. Selección de Viga “C”	106

4.2.9. Selección de viga “D”	107
4.2.10. Selección de viga “E”	109
4.2.11. Selección de la viga “F”	109
4.2.12. Selección de viga “G”	110
4.2.13. Selección de viga “H”	111
4.2.14. Selección de viga “T”	112
4.2.15. Selección de columnas y arriostres	114
<b>Capítulo 5 .- Diseño de Accionamiento de Compuertas para Tolvas</b>	<b>120</b>
5.1. Tolva para Evacuación de Estéril	120
5.2. Tolva para Separación Magnética	124
5.3. Adaptación de Pistones Existentes	126
5.4. Bomba Hidráulica y Motor de Accionamiento	127
5.5. Diseño de Transmisión	130
5.6. Tiempo de Accionamiento de Compuertas	132
<b>Capítulo 6.- Inversión Financiera</b>	<b>134</b>
6.1. Inversión	134
6.1.1. Estudios Previos	134
6.1.2. Obras Civiles	135
6.1.3. Estructuras de Acero	135
6.1.4. Equipos Mecánicos	136
6.1.5. Equipos Eléctricos	137
6.1.6. Acabados	138

6.1.7. Ingeniería	138
6.1.8. Repuestos	138
6.2. Financiamiento	139
<b>Capítulo 7.- Evaluación Económica</b>	<b>140</b>
7.1. Objetivo	140
7.2. Metodología	140
7.3. Información General	141
7.4. Información Básica	141
7.5. Determinación de Costos Unitarios de Operación	142
7.6. Costos de Operación del proceso de Separación Magnética	142
7.6.1. Costo de Energía	142
7.6.2. Otros Costos de Operación	144
7.7. Costo Anual de Operación Alternativa “A”	144
7.8. Costo Anual de Operación Alternativa “B”	145
7.9. Conclusiones	145
7.9.1. Ahorro por Diferencias de Costos entre Alternativas	145
7.9.2. Ahorro después de impuestos	145
7.9.3. Ahorro por Depreciación	146
7.9.4. Ahorro Total	146
7.9.5. Evaluación Económica	146
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>147</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>149</b>
<b>ANEXO</b>	

## PROLOGO

El presente trabajo muestra el estudio del proyecto de la Planta de Separación Magnética en Seco, “Dry Cobbing”, para su ejecución y puesta en marcha en el Area Mina de la Empresa Minera del Hierro del Perú. Consta de diez capítulos, cada uno tan importante como el siguiente en la definición y el detalle del proyecto.

En los dos primeros capítulos se dan las bases sobre las cuales se concibe la necesidad y factibilidad de la realización de dicho proyecto, mostrando los antecedentes y objetivos, así como los estudios previos efectuados, la definición de la capacidad y ubicación de la planta considerando las reservas y requerimientos de mineral; y la descripción del proceso determinando las condiciones y especificaciones para el diseño de los equipos mecánicos y eléctricos.

El diseño de todas las instalaciones que se tienen que implementar para la puesta en marcha del proyecto, está dado en los siguientes tres capítulos. El diseño de las fajas transportadoras con todo el equipamiento que lo constituye, el cálculo estructural de las galerías y edificio central, así como el diseño del accionamiento de compuertas para las tolvas mediante el uso de equipos y materiales existentes, conforman el cuerpo principal de la presente obra.

Finalmente, los tres últimos capítulos están constituidos por el metrado de todas las instalaciones de la planta, los montos de inversión requeridos para la implementación del proyecto, el financiamiento y la evaluación económica que va a determinar la rentabilidad del proyecto.

Deseo agradecer al Departamento de Ingeniería San Nicolás de Hierro Perú y a todo el personal que lo conforma por su apoyo y colaboración en el desarrollo de este trabajo.

Agradezco a todas aquellas personas que de alguna manera contribuyeron en la preparación de ésta obra.

# CAPITULO 1

## INTRODUCCION

Las continuas y cada vez más grandes exigencias de disminuir los costos de producción que se tienen en la Empresa Minera del Hierro del Perú, Hierro-Perú, han ido creando la necesidad de ejecutar proyectos que tiendan a lograr un mayor ahorro que mejore la situación productiva y económica de la empresa.

El proyecto consiste en incorporar al proceso productivo una Planta de Separación con un sistema de poleas magnéticas que permitirá elevar el contenido de fierro del mineral transportado a San Nicolás, reduciendo los costos de operación de minado, asimilando al proceso productivo el mineral primario almacenado en las canchas de baja ley y permitiendo un ahorro en el proceso metalúrgico al beneficiar mineral con menor contenido de estéril.

El método de trabajo seguido en el estudio del proyecto está enmarcado dentro de los lineamientos dados a los proyectos de inversión, dando especial importancia a la Ingeniería del detalle con el diseño estructural y mecánico de todo el sistema; por lo que los alcances y limitaciones del trabajo realizado son básicamente los siguientes:

1. Se presentan los estudios previos realizados que muestran la factibilidad del proyecto, así como la evaluación económica con los resultados de los beneficios económicos a obtenerse con la puesta en marcha de la planta proyectada.
2. Se efectúa el diseño de las fajas transportadoras siguiendo el método del CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association), excepto para las fajas de separación magnética en que, por la naturaleza de su operación se usará un método más rápido. El cálculo de las estructuras se basa en las fórmulas y recomendaciones del AISC (American Institute for Steel Construction). Se muestra también el diseño del sistema de accionamiento de las compuertas para las tolvas de estéril y de separación. En todos estos cálculos se tiene en cuenta el uso de materiales y equipos existentes cuya adaptación a las exigencias requeridas en el diseño es parte importante del presente trabajo.
3. Se presentan los metrados de todas las instalaciones y la inversión necesaria para la implementación del proyecto. Los montos de inversión son estimados mediante índices de precios dados por CREPCO (Consejo de Reajuste de los Precios de la Construcción), consultas en el mercado y catálogos de fabricantes. Los montos referidos a la parte civil se basan en las especificaciones y cálculos de un diseño asumido por cuanto está fuera del alcance de este trabajo.
4. Se pretende mostrar un diseño que teniendo un buen coeficiente de seguridad, sea sencillo y rápido de calcular, por lo que se incide constantemente al uso de tablas,

diagramas y catálogos para una rápida elección del material y/o equipo a emplear.

5. Finalmente se darán las conclusiones, junto con la bibliografía utilizada. Los planos generales, esquemas y tablas correspondientes al proyecto, se adjuntan en el apéndice con la información complementaria.

### **1.1. ANTECEDENTES**

El mineral primario extraído de la mina tiene un contenido apreciable de material estéril, 15% a 20% en peso, gran parte del cual es liberado por el chancado primario y secundario efectuado en la mina. Este material es enviado a la planta de beneficio y procesado íntegramente.

Con la finalidad de reducir los costos de operación, se plantea la necesidad de eliminar gran parte de este material estéril en la mina, por medio de una separación magnética en seco, proceso probadamente eficiente. ( Ver fig.1.1.) Esta planta de separación a instalarse en la mina permitirá beneficiar también, el mineral primario de baja ley con 30% a 50% de Fierro, existente en las ocho canchas de almacenamiento.

Estudios de investigación efectuados en varias ocasiones han permitido definir el proceso como técnicamente factible. La ejecución del proyecto estaría a cargo de Hierro-Perú con recursos propios, disponiendo de sus equipos y mano de obra calificada.

## **1.2. OBJETIVOS**

En base a los criterios mostrados se tienen los siguientes objetivos:

1. Disminuir costos de explotación en la mina al recuperar mineral primario (PO) de las canchas de baja ley.
2. Disminuir costos de operación en la planta de tratamiento al beneficiar mineral primario con mayor contenido de Fierro.

## **1.3. BENEFICIOS DEL PROYECTO**

Para el tratamiento de mineral primario con una ley de 55% promedio de Fierro, según los resultados obtenidos en las pruebas piloto realizadas en el Laboratorio de Desarrollo de Procesos y que se muestran en el cuadro N° 1.1., se espera:

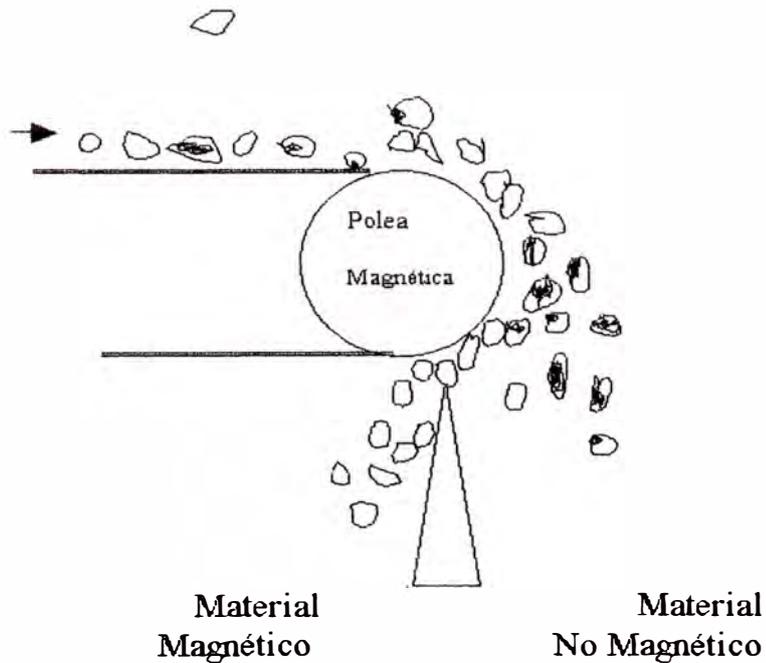
1. Eliminar un promedio de 8,3% en peso de material estéril con pérdidas aceptables de unidades de Fierro (2% promedio).
2. Manteniendo la capacidad de transporte de la faja (Down Hill Conveyor) en 2000 TLS/hora, se podrá incrementar aproximadamente en 4% el transporte de unidades de Fierro magnético por tonelada de mineral transferido a la planta.
3. En el proceso de beneficio habrá un incremento en la recuperación en peso de aproximadamente 5%, mientras que en la recuperación metalúrgica el incremento será de alrededor 3% tomando en consideración un concentrado con la misma ley.

Los aspectos antes descritos se reflejan en un menor costo de operación en el proceso de beneficio, básicamente menor energía y medios de molienda.

Adicionalmente beneficiaría la recuperación de cobre de los relaves, por tener menor cantidad de estéril a remolerse.

Para el tratamiento del mineral primario de baja ley, la ventaja económica radicaría básicamente en las operaciones de minado.

**Figura N° 1.1.- Principio de Operación de la Polea Magnética**



**Cuadro N° 1.1 .- Resultado de Pruebas Piloto desarrolladas por el Laboratorio de Procesos con mineral primario extraído de la Mina y mineral Primario de baja ley.**

	<u>MINERAL</u>	<u>CONCENTRADO</u>		<u>COLAS</u>		
	% Fe.	% Peso	% Fe.	% Peso	% Fe.	-U. Fe.
	47,8	84,6	55,0	15,4	8,3	2,7
	52,9	88,5	58,0	11,5	12,6	2,9
	55,0	92,1	57,8	7,9	22,0	3,2
	55,3	92,1	59,1	7,9	11,3	1,6
	59,3	95,5	61,5	4,5	8,4	0,9
	60,2	97,5	61,3	2,5	15,9	0,7
Prom.	55,1	91,7	58,8	8,3	13,1	2,0

## **CAPITULO 2**

### **INEGENIERIA DEL PROYECTO**

#### **2.1. ESTUDIO DEL MERCADO, TAMAÑO Y LOCALIZACION**

Siendo un proyecto de inversión a realizarse en una empresa en donde la solicitud de sus productos se encuentra ya establecida, el estudio de mercado se reduce al estudio de las reservas y requerimientos de mineral primario para el proyecto.

##### **2.1.1 Reservas y Requerimientos de Mineral**

Actualmente se encuentran en explotación las minas 1, 4, 5 y 14, siendo las reservas minables de mineral primario estimadas en 116.468.000 TLS, tal como se muestra en el cuadro N° 2.1.

En el cuadro N° 2.2, se muestra las reservas de mineral primario de baja ley almacenadas, y que según cubicación realizada por la mina, asciende a 11.776.000 TLS con 30% a 50% de Fierro.

Asimismo, los requerimientos de mineral primario para el período 1.989-1.993 se dan en el cuadro 2.3; estos valores se han determinado teniendo en cuenta los compromisos de venta de los productos de fierro.

### 2.1.2. Capacidad de la Planta

La capacidad operativa del proceso de separación magnética es función de las necesidades de PO de la planta de beneficio de San Nicolás y de la capacidad real de la Planta Chancado 2.

**Cuadro N° 2.1.- Reservas de Mineral Primario**

MINA	1	4	5	14	TOTAL
Miles TLS	2.697	43.779	37.144	32.848	116.468

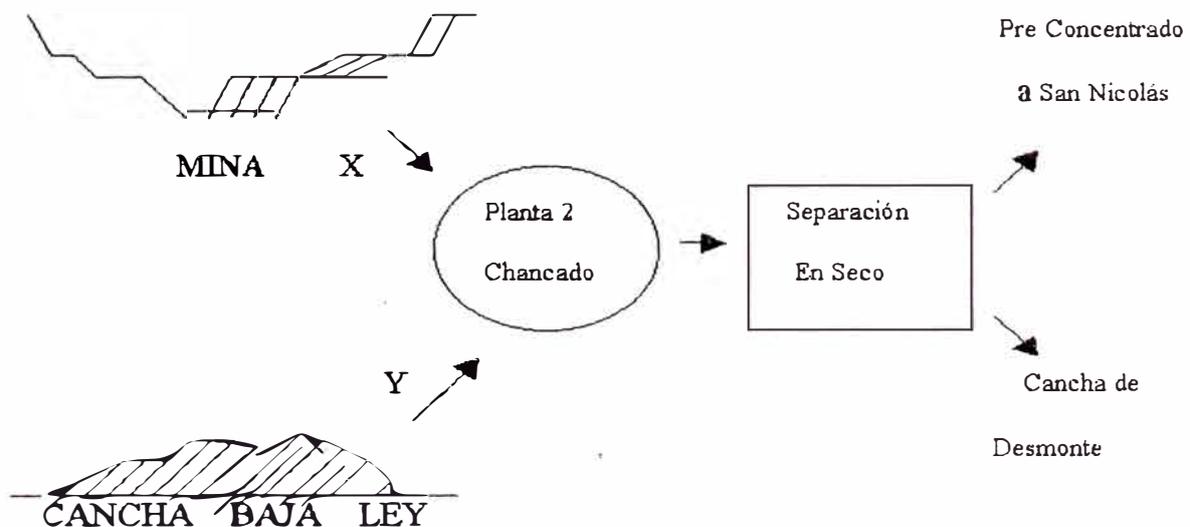
**Cuadro N° 2.2.- Reserva de Mineral de Baja Ley**

N° CANCHA	TLS	Ubicación de Cancha
227	917.800	Al norte de oficinas
228	574.300	Al norte de mina 8
229	5'900,000	Al sur de mina 8
242	1 083.740	Al sur este de mina 4
243	1 858.914	Al sur de Planta 2
244	529.100	Al sur de mina 5
247	819.520	Al sur oeste de mina 4
251	93.206	Al norte de Planta 2
<b>Total</b>	<b>11 776.580</b>	

**Cuadro 2.3.- Requerimientos de Mineral 1.989-1.993**

MINERAL	1.989	1.990	1.991	1.992	1.993	Total
Transicional	1.245	1.255	1.265	1.396	1.418	6.579
Primario	7.280	7.504	7.937	8.667	9.277	40.665
Cuarcita	68	72	83	87	85	395
<b>Total Miles TLS</b>	<b>8.593</b>	<b>8.831</b>	<b>9.285</b>	<b>10.150</b>	<b>10.780</b>	<b>47.639</b>

En el esquema que se muestra a continuación se representa el proceso de minado para el proyecto.



Para el dimensionamiento de la planta, consideramos los siguientes datos:

- El proceso de chancado se realiza en la planta N° 2 de la mina, siendo su capacidad de 8 700.000 TLS anuales.
- El mineral primario (PO) requerido por San Nicolás en el primer año de operación de la planta es 7 280.000 TLS.
- El índice de recuperación en peso de PO de la mina es 0.95.

El índice de recuperación en peso de PO de baja ley es 0,51.

Luego, si:  $X = \text{PO extraído de la mina}$

$Y = \text{PO extraído de las canchas de baja ley}$

Entonces se debe cumplir:

$$X + Y = 8\,700.000$$

$$0,95X + 0,51Y = 7\,280.000$$

Donde resolviendo:  $X = 6\,460.000 \text{ TLS anuales}$

$Y = 2\,240.000 \text{ TLS anuales}$

Tenemos entonces una capacidad óptima de chancado de 2 240.000 TLS anuales de PO de baja ley, y de 6 460.000 TLS anuales de PO de la mina.

La capacidad de la planta de Separación Magnética en Seco será entonces de 8700.000 TLS anuales.

### **2.1.3. Ubicación de la Planta**

Para determinar la ubicación de la planta de separación se consideran tres posibles alternativas, las mismas que se muestran en el gráfico N° 2.1.

Alternativa 1: área adyacente a la planta de chancado N° 2.

Alternativa 2: área adyacente a la intersección de las fajas 1A y 1C

( En proyecto).

Alternativa 3: área adyacente al “Top Conveyor”.

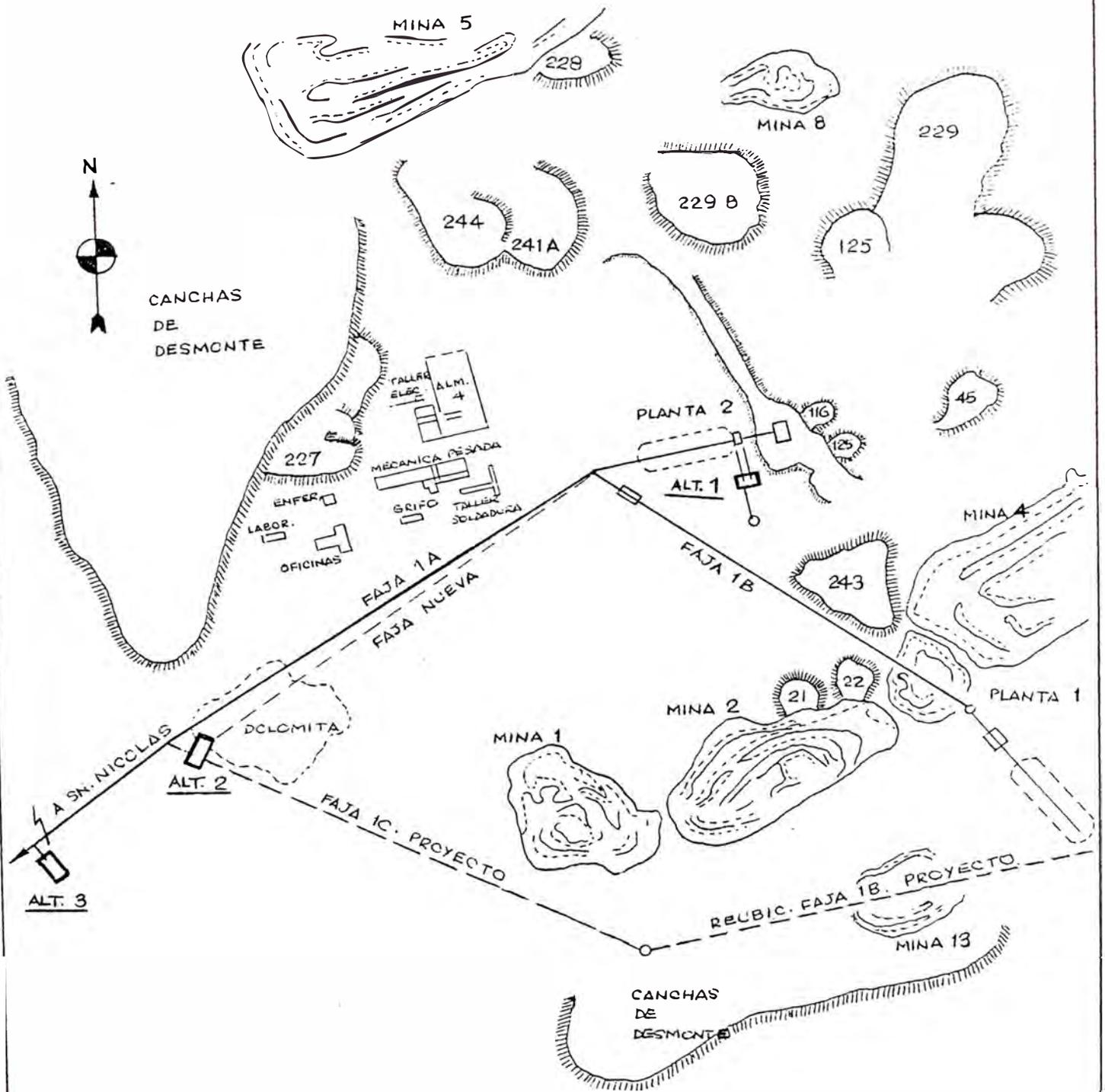
Se han considerado factores para la calificación de estas alternativas a los que se les asignó un puntaje de acuerdo a la importancia con relación al objetivo del proyecto.

El cuadro N° 2.4, muestra los resultados de la calificación efectuada, definiéndose la alternativa 1 como la de mayor opción. Además de los factores mostrados, es muy importante mencionar el menor costo de inversión de la alternativa elegida frente a las demás; puesto que la alternativa 2 requeriría adicionalmente la instalación de una faja de 1,3 Km de longitud para enviar el mineral tratado del stock de la planta N° 2 a la Planta de Separación Magnética; y la alternativa 3 una faja adicional aún de mayor longitud que la anterior, o en su defecto una instalación nueva apropiada a los requerimientos en el “Top Conveyor”.

La Planta de Separación quedará ubicada entonces en el área adyacente a la Planta de Chancado N° 2.

Figura N°2.1.

Alternativas Para la Ubicación de la Planta



**Cuadro N° 2.4.- Calificación de Alternativas de Ubicación**

FACTORES	Puntaje	Puntuación de Alternativas		
		1a	2a	3ª
1. Disponibilidad de Area	1-3	3	3	3
2. Utilización de Canchas de Baja Ley	1-5	4	5	5
3. Utilización de Mineral Primario de Planta N° 1	1-3	1	3	3
4. Distancia a Canchas de Desmote	1-5	1	5	5
5. Disponibilidad de Facilidades	1-3	3	1	3
6. Utilización capacidad de Faja 1-A	1-10	10	6	1
7. Adaptabilidad de la Planta de Separación a las instalaciones Existentes.	1-5	5	2	1
8. Contaminación ambiental	1-3	2	1	3
9. Supervisión	1-3	3	2	1
10. Cercanía a Minas o Depósito	1-3	3	2	3
11. Efecto sobre la capacidad de stock de plantas	1-3	3	1	1
<b>TOTALES</b>		<b>38</b>	<b>31</b>	<b>29</b>

## 2.2. ESTUDIOS PREVIOS

Habiéndose determinado la capacidad y ubicación de la planta, seleccionaremos el proceso a seguir, así como las condiciones que regirán el diseño propiamente dicho de la planta proyectada.

### **2.2.1. Pruebas de Laboratorio**

Se han efectuado pruebas con mineral de baja ley de la Cancha N° 243 y mineral primario tipo molienda gruesa y molienda fina normal, los que han sido procesados después del chancado a 4", "tal como es" y separando en tres fracciones (+2", -2"+3/4" y -3/4") y dos fracciones (+3/4" y -3/4") tal como se indica en los diagramas de flujo 1 y 2.

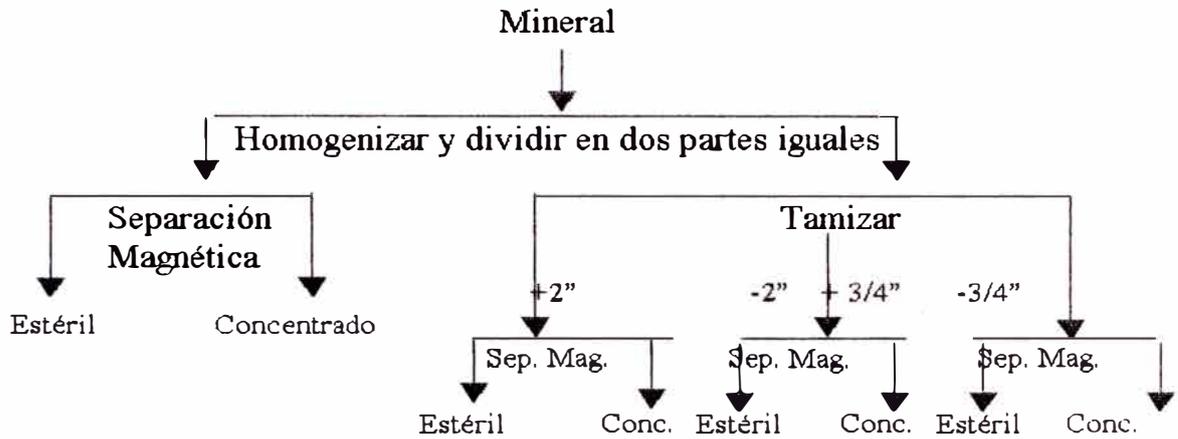
En términos generales se puede establecer para el mineral de baja ley procesado "tal como es" una recuperación en peso que varía entre 50% y 80% y la recuperación en unidades de hierro varía de 70% a 92% dependiendo directamente del contenido de hierro magnético en la cabeza.

Mientras que para el proceso por fracciones para las mismas muestras, la recuperación acumulada en peso varía de 61% a 75% y la recuperación de unidades de hierro varía entre 79% y 92% en el concentrado acumulado.

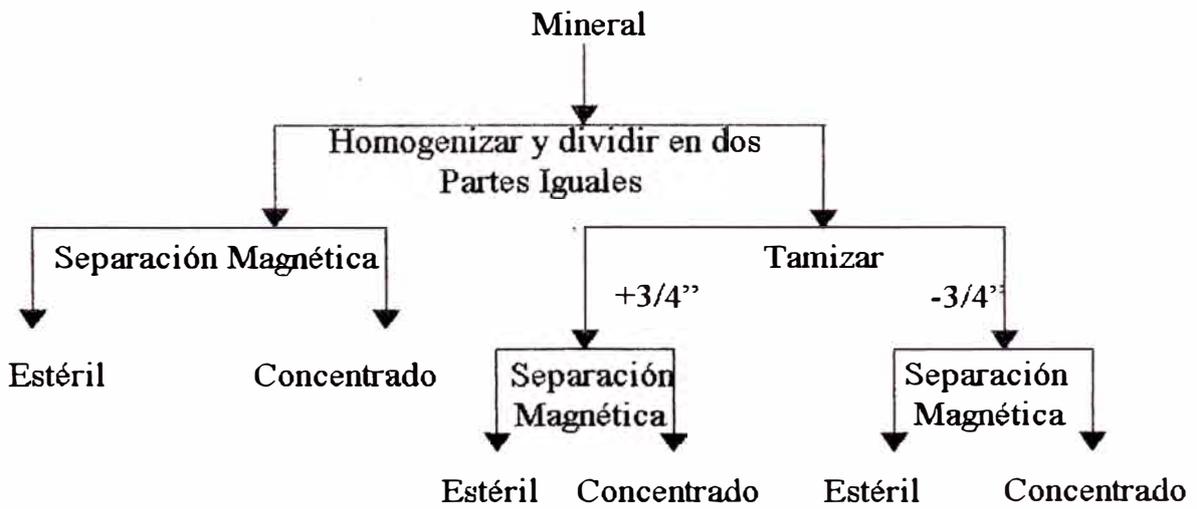
Para el caso del procesamiento del mineral primario, las recuperaciones fluctúan entre 90% a 98% en peso, y de 95% a 99% en unidades de fierro.

Finalmente, la diferencia de procesar el mineral "tal como es" y por fracciones es mínima para este caso, ver Cuadro N° 2.5.

**Diagrama de Flujo N° 1**



**Diagrama de Flujo N° 2**



**Cuadro 2.5.- Resultado de Pruebas de Laboratorio**

<b>RECUPERACIONES</b>	<b>Mineral Primario</b>		<b>Mineral de Baja LEY</b>	
	<b>4''</b>	<b>Fracciones</b>	<b>4''</b>	<b>Fracciones</b>
En peso	90%	98%	50%-80%	61%-75%
En Unidades de fierro	95%	99%	70%-92%	79%-92%

### **2.2.2. Selección del Proceso**

En base a los resultados obtenidos se puede observar que no es necesaria la separación en fracciones previa al proceso de separación magnética en seco por las siguientes razones:

- El mineral primario extraído directamente de las minas constituye un producto con alto contenido de fierro, mayor que 50%, cuya distribución por fracciones es más uniforme que en el caso de baja ley.
- La separación por fracciones demanda mayor equipo e infraestructura, lo que encarece el proyecto.

En conclusión, la separación magnética en seco se realizará con el mineral chancado a -4''.

## **2.3. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO**

Siendo la ubicación de la planta el área adyacente a la planta de chancado N° 2, y determinada la capacidad en 2.000 TLS/hora, tendremos el siguiente proceso de separación magnética:

El material chancado a 4" será derivado a través de una faja hacia la planta de separación donde será depositado en dos tolvas con su respectiva compuerta de descarga.

De cada compuerta se descargará el mineral hacia una faja plana que alimenta a una polea magnética.

El producto concentrado de cada polea es derivado hacia una faja colectora la que a su vez transfiere el concentrado hacia el stock de la planta N° 2.

El material estéril de cada polea se dirige hacia una faja colectora que a su vez lo transfiere a una tolva, de donde se cargará a los camiones para finalmente ser depositados en las canchas de desmonte.

Los diagramas de flujo y de planta, muestra en las figuras Nros. 2.2 y 2.3 el proceso descrito.

## **2.4 CONDICIONES DE DISEÑO**

Para realizar el diseño del proyecto se han de cumplir las siguientes condiciones:

### **a. Material a transportarse:**

Crudo: Peso específico = 165 lbs/pie<sup>3</sup>

Angulo de reposo = 35°

Humedad = 1,2%

Medianamente abrasivo

Tamaño = -4''

Estéril: Peso específico = 150 lbs/pie<sup>3</sup>

Angulo de reposo = 35°

Humedad = 1,2 %

Tamaño = -4''

**b. Capacidades:**

Fajas para crudo y mineral de hierro: 2.000 TLPH

Faja para estéril: 1.200 TLPH

Fajas para separación magnética: 1.000 TLPH

**c. Operabilidad:**

El régimen para el diseño y la selección de los equipos y materiales será de 16 horas de operación.

**d. Estandarización:**

Se deberá considerar el uso de equipos y materiales estándar en el sistema a fin de minimizar el inventario de repuestos y facilitar la intercambiabilidad.

Ver acápite 2.5.

**e. Clima:**

El sistema operará en un clima de lluvias poco frecuentes.

Velocidad del viento: máximo 38 nudos (70 km/h).

Vientos predominantes del sur.

Temperatura ambiente: 14,5 °C durante todo el año.

Humedad relativa: 61% a 90%.

**f. Tensiones de operación:**

Para motores y otros equipos eléctricos: 440 v.

Para alumbrado y tomacorrientes: 220/110 v.

## **2.5. ESPECIFICACIONES Y ESTÁNDARES**

El diseño, materiales y equipos del sistema deberán estar de acuerdo a las especificaciones de los estándares internacionales conocidos, así como a las normas de los organismos nacionales respectivos. A continuación se dan las especificaciones requeridas para los equipos mecánicos y eléctricos, los cuales además de cumplir las exigencias serán similares a los existentes en las plantas de Hierro-Perú.

### **2.5.1. Equipo Mecánico**

Las normas de diseño a seguir serán las dadas por:

Reglamento Nacional de Construcciones.

ITINTEC.

AISI: American Iron and Steel Institute.

ASTM: American Society for Testing Material.

ASA: American Standard Association.

SAE: Society of Automotive Engineers.

DIN: Deutsches Institut für Normung.

**Polines:** serán para trabajo pesado, la inclinación para los rodillos extremos será de 35° en los polines de carga, excepto para la separación magnética y para el bastidor más cercano a la polea motriz donde será de

20°. Para el retorno se usarán polines planos. Serán suministrados con lubricación de fábrica.

**Poleas:** todas tendrán similar construcción y serán hechas de plancha de acero soldadas, tipo tambor, con bordes terminales sólidos y con diafragmas internos de refuerzo. Las poleas motrices deberán llevar un revestimiento de jebe de ½” de espesor con ranuras tipo “Herrigbone” (espina de pez), si así lo requiere el diseño. Las demás poleas llevarán revestimiento de jebe liso de ½” de espesor.

**Ejes:** deberán ser de acero de acuerdo a la norma SAE 1045 equivalente.

**Chumaceras:** los soportes para los ejes de las poleas deberán estar provistos con rodamientos de doble hilera de rodillos los cuales son autoalineables y permiten pequeños desplazamientos angulares del eje en relación al alojamiento. Deberán ser clasificados para una vida útil de 40.000 horas como mínimo, y además ser provistos con sellos de obturación.

**Acoplamientos:** serán del tipo de flejes de acero flexible capaces de absorber pequeños desalineamientos de los ejes motrices. Tendrán un factor de servicio de 1,5 como mínimo basado en la potencia de placa del motor.

**Reductores de velocidad:** serán de ejes paralelos para acoplamiento directo al eje del motor y deberán estar provistos de freno de contra marcha si así lo requiere el diseño.

**Tensores:** los tensores de fajas transportadoras serán automáticos del tipo de gravedad, incluyendo los alimentadores de faja. El tensor deberá cumplir los siguientes objetivos: mantener la tensión correcta en la polea motriz a fin de evitar que la cinta patine, asegurar que la tensión de la cinta sea la correcta en los puntos de carga y en otros lugares del transportador a fin de evitar la pérdida del contorno acanalado entre los polines; tener una reserva de cinta a fin de efectuar empalmes de reemplazo.

**Fajas Transportadoras:** deberán ser seleccionadas para servicio pesado, de buena resistencia a la abrasión y de larga vida. Las uniones de la faja deberán ser vulcanizadas.

**Estructura de Acero:** los perfiles de acero estructural deberán satisfacer los requerimientos de la norma ASTM A-36 al igual que las planchas de acero. Para la unión de las estructuras de acero se usarán pernos de alta resistencia conforme a los requerimientos de las normas ASTM A-325. Los pernos para uniones diversas estarán de acuerdo a los requerimientos de la norma ASTM A-307 grado B. Los electrodos serán de acuerdo a las normas de la AWS.

**Compuertas:** las compuertas deslizantes para las tolvas de separación magnética y estéril serán accionadas por pistones mediante un sistema hidráulico.

**Limpiafajas:** serán del tipo de contrapeso con lámina de jebe y del tipo raspador para servicio pesado.

### **2.5.2. Equipo Eléctrico**

Las normas y códigos aplicables para la selección y diseño de los componentes del sistema eléctrico serán las dadas por:

Reglamento Nacional de Construcciones.

Código Eléctrico del Perú.

ITINTEC.

IEC: International Electrotechnical Commission.

NEC: National Electric Code, USA.

NEMA: National Electrical Manufacturers Association.

IEEE: Institute of Electrical and Electronic Engineers.

IES: Illuminating Engineering Society.

Figura N°2.2  
 Diagrama de Flujo  
 Separación Magnética en Seco

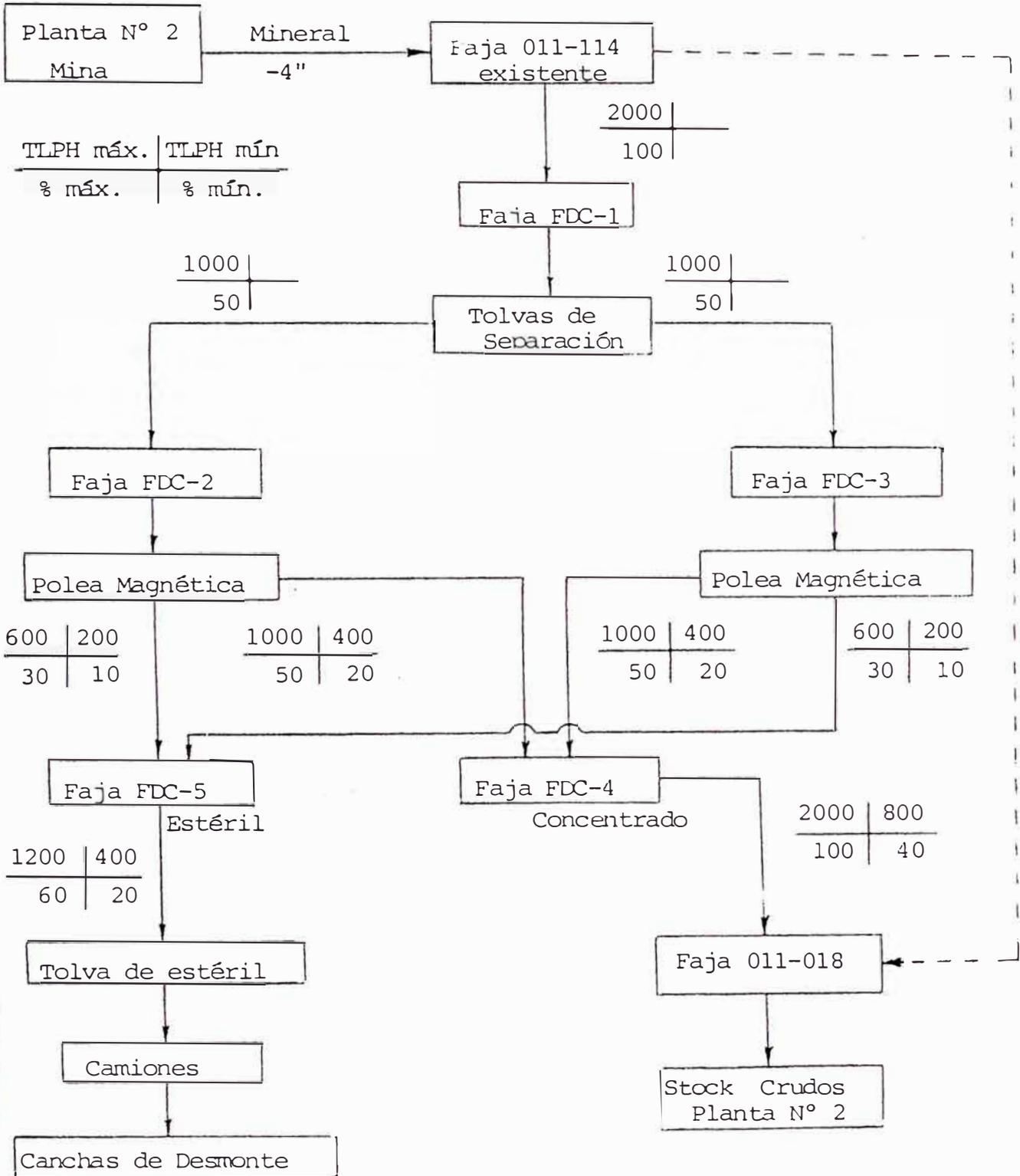
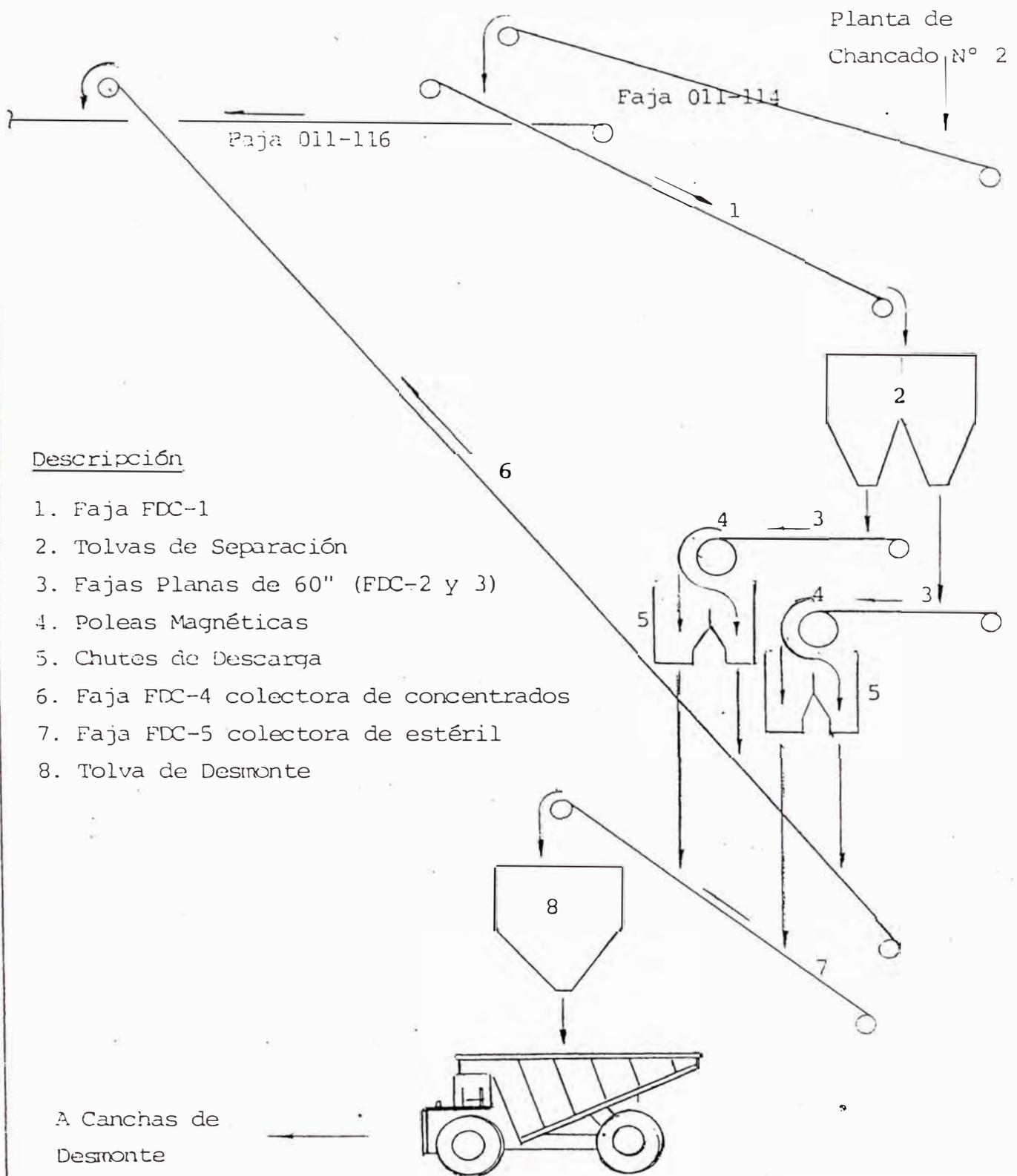


Figura N°2.3  
Diagrama de Planta  
Separación Magnética en Seco



Descripción

1. Faja FDC-1
2. Tolvas de Separación
3. Fajas Planas de 60" (FDC-2 y 3)
4. Poleas Magnéticas
5. Chutes de Descarga
6. Faja FDC-4 colectora de concentrados
7. Faja FDC-5 colectora de estéril
8. Tolva de Desmante

A Canchas de  
 Desmante

## **CAPÍTULO 3**

### **DISEÑO DE FAJAS TRANSPORTADORAS**

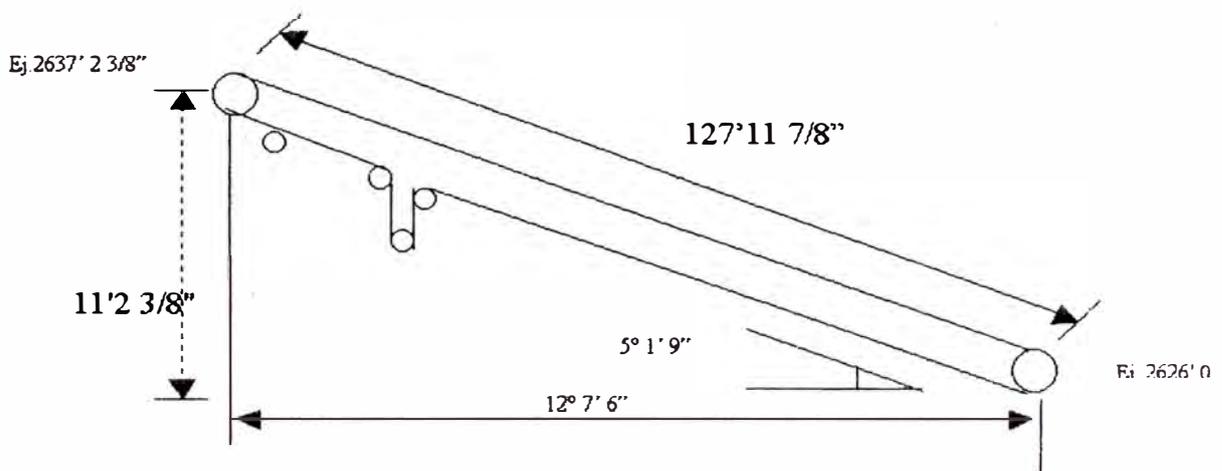
El sistema consta de 5 fajas transportadoras cuya disposición se muestra en el plano EM-500. La faja FDC-1 recibirá el mineral chancado a 4" de la faja existente 011-114 cuya capacidad es de 2.000 TLPH y lo transportará a la torre central para la separación magnética. Las fajas FDC-2 y FDC-3 serán planas, de 60" de ancho, recibirán el mineral chancado y tendrán una capacidad de 1,000 TLPH cada una; las poleas de cabeza serán las poleas magnéticas de 48" de diámetro x 62" de ancho que se encargarán de realizar la separación del concentrado. La faja FDC-4 recibirá el concentrado y lo transportará a la torre de transferencia hacia la faja existente 011-116 cuya capacidad es de 2.000 TLPH y que a su vez alimenta el stock de la planta N° 2. La faja FDC-5 recibirá el material estéril proveniente de la separación magnética y lo transportará a la tolva para su evacuación en camiones a las canchas de desmonte; su capacidad será de 1,200 TLPH.

Para el diseño de la faja FDC-1 se realizan todos los cálculos detalladamente, no así para el diseño de las fajas FDC-4 y FDC-5, cuyos resultados logrados con la misma secuencia de cálculo seguida en cada uno de los puntos del diseño de la faja FDC-1 se pueden observar en el plano EM-501, al igual que para todas las fajas del

sistema. Se muestran también los cálculos efectuados para el diseño de las fajas FDC-2 y FDC-3.

### 3.1 DISEÑO DE FAJA FDC-1

#### 3.1.1. Disposición General



$$Q = 2,000 \text{ TLPH.}$$

$$g = 165 \text{ lb/pie}^3 \text{ (promedio de pruebas efectuadas)}$$

$$L_h = 127' 06'' = 127,5'$$

$$L_c = 127' 11 \frac{7}{8}'' = 127,99'$$

$$H = 11' 02 \frac{3}{8}'' = 11,2'$$

$$Q = 5^{\circ} 01' 09'' = 5,0192^{\circ}$$

#### 3.1.2. Area de Carga de Faja

Considerando que el ángulo de inclinación de los polines es  $b = 35^{\circ}$ , el ángulo de sobrecarga del mineral es  $a = 20^{\circ}$ . En base a la tabla N° A.1 y

aplicando un factor de corrección por ángulo de inclinación de faja según tabla A.2, se tienen las siguientes áreas de carga:

**Cuadro N° 3.1.**

Ancho de Faja b (pulg.)	Area At (pie <sup>2</sup> )	x Factor de Corrección (0.985)	Area de Carga (pie <sup>2</sup> )
24	0,406		0,400
30	0,663		0,653
36	0,981		0,966
42	1,361		1,340
48	1,804		1,777
54	2,309		2,274
60	2,876		2,833

### 3.1.3. Velocidad y Ancho de Faja

Para el cálculo de la velocidad de la faja usaremos la siguiente fórmula:

$$V = \frac{37,33 Q}{A_t \times \gamma}$$

Donde: Q = capacidad en TLPH.

$A_t$  = área de carga en pie<sup>2</sup>.

$\gamma$  = peso específico del material en lb/pie<sup>3</sup>.

V = velocidad de la faja en ppm.

aplicando la fórmula con los valores de Q = 2,000 TLPH,  $\gamma$  = 165 lb/pie<sup>3</sup> y  $A_t$  dependiendo del ancho de faja, se obtienen las siguientes velocidades según cada uno de los anchos de faja con su respectiva máxima velocidad recomendada:

**Cuadro N° 3.2**

b en pulg.	V en ppm.	Vmáx, en ppm.
24	1,131	500
30	693	600
36	468	600
42	338	700
48	255	700
54	199	800
60	160	800

De este cuadro N° 3.2 tomamos el mínimo ancho de faja con la velocidad más alta sin que sobrepase la máxima velocidad recomendada.

Escogemos : ancho de faja = 36"

velocidad de faja = 480 ppm.

De donde:

$$A_t = \frac{37.33 Q}{Vx\gamma}$$

$$A_t = \frac{37.33 \times 2000}{480 \times 165}$$

$$A_t = 0.943 \text{ pie}^2$$

### 3.1.4. Selección de Polines

#### a. Polines de Carga.

Seleccionamos al tipo de polín teniendo en cuenta las condiciones de operación, tamaño y peso específico del material así como la velocidad de la faja.

Para utilizar el gráfico 3.1 hallaremos:

Factor de Aplicación = Factor A x Factor B.

De tabla A.3: para 16 horas diarias de operación se tiene Factor A = 15.

De tabla A.4: para  $g = 165 \text{ lb/pie}^3$  y tamaño de mineral  $\leq 4''$  se tiene interpolando, Factor B = 79.2

Luego: Factor de Aplicación =  $15 \times 79,2 = 1.188$

Con este factor y la velocidad de faja entramos al gráfico 3.1 correspondiendo Polines CEMA IV.

De tabla A.5: espaciamento recomendado = 3.5 pies.

De tabla A.6: peso aproximado = 95 lb.

De tabla A.7: peso de partes rotantes = 50.2 lb.

#### **b. Polines de Retorno.**

De igual forma que el caso anterior pero considerando sólo el peso de la faja y condiciones de operación;

Factor de Aplicación = Factor A x Factor B

Factor A = 15

De tabla A.8: Factor B = peso de faja =  $W_b = 11,5 \text{ lb/pie}$

Luego: Factor de Aplicación =  $15 \times 11,5 = 172,5$

Con este factor y velocidad de faja entramos al gráfico 3.2 correspondiendo Polines CEMA III, sin embargo para estandarizar usaremos Polines CEMA IV.

De tabla A.5: espaciamento recomendado = 10 pies.

De tabla A.6: peso aproximado = 54 lb.

De tabla A.7: peso de partes rotantes = 43,8 lb.

### 3.1.5. Cálculo de Tensiones

#### a. Tensión Inicial $T_i$ .

Considerando una deflexión del 3% de la distancia entre polines,

$$T_i = 4.2 S_i (W_b + W_m)$$

Donde :

$S_i$  = espaciamiento recomendado entre polines de carga.

$W_b$  = peso de faja por pie de longitud.

$W_m$  = peso de material en lb. por pie de longitud.

$$W_m = \frac{37,33 Q}{V}$$

$$W_m = \frac{37,33 \times 2000}{480}$$

$$W_m = 155,54 \text{ Lb / pie}$$

Se tiene entonces:

$$T_i = 4,2 \times 3.5 (11,5 \times 155,5)$$

$$T_i = 2.460 \text{ lb.}$$

#### b. Tensión en el camino de carga debido al peso de la faja y al material transportado $T_{wc}$ .

$$T_{wc} = H (W_b + W_m)$$

$$T_{wc} = 11,2 (11,5 + 155,5)$$

$$T_{wc} = 1.870 \text{ lb.}$$

**c. Tensión debida a la fricción  $T_{fc}$ .**

$$T_{fc} = L [ K_t ( K_x + K_y W_b ) ] + L K_y W_m$$

Donde:

$L$  = longitud entre centros de poleas terminales, pies.

$K_t$  = factor de temperatura debido al incremento de la viscosidad de la grasa en los rodamientos del sistema a bajas temperaturas. Para nuestro caso es igual a la unidad.

$K_x$  = fricción debido a la resistencia de los rodillos a rotación y la resistencia de la faja sobre los rodillos, lb/pie.

$K_y$  = factor debido a la resistencia a la curvatura del material sobre los polines y la resistencia a la curvatura de la faja sobre los polines.

Siendo:

$L = 127.99$  pies.

$K_t = 1$

$K_y = 0,035$  (valor que luego será chequeado)

$$K_x = 0.00068 (W_b + W_m) + \frac{a_i}{S_i}$$

Donde :

$a_i = 0,9$  para polines CEMA IV (referencia: pag.166 CEMA)

$$K_x = 0.00068 (W_b + W_m) + \frac{a_i}{S_i}$$

$K_x = 0,3707$

Por lo tanto:

$$T_{fc} = 127,99 [1(0,3707 + 0,035 \times 11,5)] + 127,99 \times 0,035 \times 155,5$$

$$T_{fc} = 796 \text{ lb}$$

**d. Tensión por accesorios  $T_{acc}$ .**

$$T_{acc} = T_{11} + T_{22}$$

Donde:

$T_{11}$  = fricción entre el mandil y el material.

$T_{22}$  = fricción entre el mandil y la faja.

Siendo:

$$T_{11} = 2 C_s L_b h_s^2$$

$C_s$  = factor de fricción = 0,276 (tabla A.10)

$L_b$  = longitud del mandil = 10' (ref: CEMA 2 pies por cada 100 ppm).

$h_s$  = altura del material en el chute

$$h_s = 0,1 \times \text{ancho de faja} = 0,1 \times 36 = 3,6$$

$$T_{11} = 2 \times 0,276 \times 10 \times 3,6^2 = 72 \text{ lb.}$$

$T_{22}$  = 3 lb. por pie de longitud

$$T_{22} = 2 \times 3 \times 10 = 60 \text{ lb.}$$

Por lo tanto:

$$T_{acc} = 72 + 60 = 132 \text{ lb.}$$

**e. Tensión máxima  $T_1$ .**

$$T_1 = T_t + T_{wc} + T_{fc} + T_{acc}$$

$$T_1 = 2.460 + 1.870 + 796 + 132$$

$$T_1 = 5.258 \text{ lb.}$$

**f. Chequeo de  $K_y$ .**

Tensión Promedio:

$$T_p = \frac{T_t + T_l}{2}$$

$$T_p = \frac{2460 + 5258}{2}$$

$$T_p = 3.859 \text{ lb.}$$

De gráfico 3.3,

con  $S_i = 3,5 \text{ pies}$ ,  $W_b + W_m = 167 \text{ lb/pie}$ ,y  $T_p = 3.859 \text{ lb}$ .se obtiene,  $K_y = 0,035 \quad OK!$ **g. Tensión por elevación en retorno  $T_b$ .**

$$T_b = HW_b = 11,2 \times 11,5$$

$$T_b = 129 \text{ lb.}$$

**h. Tensión por fricción en retorno  $T_f$ .**

$$T_f = 0,015 LW_b K_t$$

$$T_f = 0,015 \times 127,99 \times 11,5 \times 1$$

$$T_f = 22 \text{ lb.}$$

**i. Tensión en poleas de cola, tensora y dobladoras  $T_p$ .**

$$T_p = 2 \times 40 + 3 \times 30 \quad \text{de tabla A.11}$$

$$T_p = 170 \text{ lb.}$$

**j. Tensión total en el retorno  $T_2$ .**

$$T_2 = T_t + T_b - T_f - T_p$$

$$T_2 = 2.460 + 129 - 22 - 170$$

$$T_2 = 2.397 \text{ lb.}$$

**k. Tensión efectiva  $T_e$ .**

$$T_e = T_1 - T_2$$

$$T_e = 5.258 - 2.397$$

$$T_e = 2.861 \text{ lb.}$$

**3.1.6. Cálculo del Tensor**

El sistema estará provisto de un tensor automático; su peso deberá ser aproximadamente dos veces la tensión en el punto donde es ubicado, en nuestro caso la tensión en el punto será  $T_2$ .

$$\text{Luego : } T_w = 2T_2 = 2 \times 2.397 = 4.794 \text{ lb.}$$

La carrera del tensor depende principalmente de la longitud del transportador, tensiones de operación de la faja, especificaciones de la faja, tipo de junta, tipo de accionamiento, controles y condiciones ambientales. Según recomendaciones del manual CEMA, para nuestro caso (tabla A.12) se tiene una longitud mínima de:

$$L_t = \frac{2,3}{100} \times 127,99 = 2,94 \text{ pies}$$

tomaremos  $L_t = 3 \text{ pies.}$

### 3.1.7. Arco de Contacto de Polea Motriz

De cálculos efectuados tenemos:

$$T_1 = 5.258 \text{ lb.}$$

$$T_2 = 2.397 \text{ lb.}$$

Se debe cumplir:  $\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f\theta}$  para que no haya resbalamiento

Donde:

$e$  = base de logaritmo neperiano

$f = 0,35$ , coeficiente de fricción entre la polea revestida y la faja

(según Manual de Marks, pág. 10-61)

$\theta = 180^\circ$ , ángulo de contacto asumido

Luego:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{5258}{2397} = 2,19$$

$$\Rightarrow 2,19 < 3$$

$$e^{f\theta} = e^{0,35 \times \pi} = 3$$

por lo tanto no habrá resbalamiento, usaremos polea revestida con un ángulo de contacto de  $180^\circ$ .

### 3.1.8. Cálculo de Potencias

#### a. Potencia para vencer tensiones de la faja $P_f$

$$P_f = \frac{T_e V}{33000}$$

$$P_f = \frac{2861 \times 480}{33000}$$

$$P_f = 41,61 \text{ hp}$$

**b. Potencia para vencer inercia de polea motriz  $P_p$ .**

$$P_p = \frac{T_p V}{33000}$$

$$P_p = \frac{2861 \times 480}{33000}$$

$$P_p = 0,73 \text{ hp}$$

**c. Potencia al eje de la polea  $P_{ep}$ .**

$$P_{ep} = P_f + P_p$$

$$P_{ep} = 41,61 + 0,73$$

$$P_{ep} = 42,34 \text{ hp}$$

### 3.1.9. Selección del Motor

La potencia del motor a seleccionar se halla mediante la siguiente fórmula:

$$P_m = \frac{P_{ep} \cdot f_s}{n_r \cdot n_m}$$

donde:

$f_s = 1,25$ , factor de servicio para 16 horas de operación y carga uniforme.

$n_r = 0,94$ , eficiencia del reductor.

$n_m = 0,91$ , eficiencia del motor.

luego:

$$P_m = \frac{42,34 \times 1,25}{0,94 \times 0,91}$$

$$P_m = 61,87 \text{ hp}$$

De tabla N° A.13, seleccionamos motor DELCROSA tipo NV-225 cM4

HP = 70, RPM = 1760,  $n = 91\%$ ,  $\cos\phi = 0,86$ , 3f,

peso = 350 kg.,  $PD^2 = 2,2 \text{ kg.m}^2$

### 3.1.10. Selección de la Faja

#### a. Tensión por pulgada de ancho de faja T.

$$T = \frac{T_1}{b} = \frac{5258}{36} = 146 \text{ lb/pulg.}$$

#### b. Número de pliegues requerido N.

$$N = \frac{T}{\text{Resistencia de faja}}$$

Con las tablas Nros. A.14, A.15 y A.16 construimos el siguiente cuadro N°3.3.

**CUADRO N° 3.3**

RMA	Resistencia J. vulcanizada	N	Número de pliegues	
			Máximo	Mínimo
35	35	5	8	6
43	43	4	8	6
50	50	3	6	6
60	60	3	6	5
70	70	3	6	5

Seleccionamos faja RMA 35 con 6 pliegues.

**c. Tipo y espesor de cubierta**

De tabla N° A.17 para servicio general, de buena resistencia al corte y excelente resistencia a la abrasión corresponde el grado 2.

Factor de frecuencia:

$$F_f = \frac{2L}{V} = \frac{2 \times 127,99}{480} = 0,53 \text{ min.}$$

con el factor de frecuencia y el grado entramos a la tabla A.18 en donde hallamos el espesor de cubierta superior para material clase 7, espesor recomendado de cubierta superior = 3/8"; de la tabla N° A.19 hallamos el espesor de cubierta inferior = 1/16".

**3.1.11. Diámetro de Poleas**

**a. Porcentaje de tensión soportable por la faja.**

$$\%T = \frac{T_1}{T_{faja}} \times 100$$

$$\%T = \frac{5258}{6 \times 35 \times 36} \times 100$$

$$\%T = 69,55$$

**b. Diámetros mínimos recomendados.**

Con el tipo de faja RMA 35, 6 pliegues y %T = 69,55, entramos a la tabla N° A.20 donde hallamos el diámetro mínimo recomendado de la polea motriz y por ende los diámetros de las demás poleas:

Diámetro de polea de cabeza = 30", tomaremos 36",

Diámetro de polea de cola = 20", tomaremos 24",

Diámetro de polea tensora = 20", tomaremos 24",

Diámetros de poleas dobladoras = 14", tomaremos 20"

### 3.1.12. Efecto de Aceleración

En este punto chequearemos la situación de la faja en el arranque y calcularemos los tiempos de aceleración.

#### a. Peso equivalente del accionamiento $W_{eq}$ .

$$W_{eq} = PD_t^2 \left( \frac{RPM}{V} \right)^2 (2 \pi)^2$$

donde del motor seleccionado tenemos:

$$PD^2 = 2,2 \text{ kg-m}^2 = 52,21 \text{ lb-pie}^2$$

por transmisión consideramos  $1/6 PD^2$ ,

entonces:

$$\frac{1}{6} PD^2 = \frac{1}{6} \times 52,21 = 8,7 \text{ lb-pie}^2$$

por tanto:

$$PD_t^2 = 52,21 + 8,7 = 60,91 \text{ lb-pie}^2$$

Lográndose finalmente:

$$W_{eq} = 60,91 \left( \frac{1760}{480} \right)^2 (2 \pi)^2 = 32.329 \text{ lb.}$$

**b. Peso equivalente del transportador  $W_{e1}$ .**

Camino de carga:

$$W_{e1} = L \{ W_b + W_m + (W_c \div S_c) \}$$

Donde:  $W_c$  = peso de partes rotantes de polines de carga.

$S_c$  = separación entre polines de carga.

$$W_{e1} = 127,99 \{ 11,5 + 155,5 + (50,2 \div 3,5) \}$$

$$W_{e1} = 23.210 \text{ lb.}$$

Camino de retorno:

$$W_{e2} = L \left( W_b + \frac{W_r}{S_r} \right)$$

donde:  $W_r$  = peso de partes rotantes de polines de retorno.

$S_r$  = separación entre polines de retorno.

$$W_{e2} = 127,99 \left( 11,5 + \frac{43,8}{10} \right)$$

$$W_{e2} = 2.032 \text{ lb.}$$

Poleas:

$$W_p = W_{rod} \left( \frac{D_{polea}}{D_{rod.}} \right)^2$$

para 2 poleas de 24" de diámetro:

$$W_{p1} = 2 \times 50,2 (24 \div 6)^2 = 1.606 \text{ lb.}$$

para 3 poleas de 20" de diámetro:

$$W_{p2} = 3 \times 50,2 (20 \div 6)^2 = 1.673 \text{ lb.}$$

entonces :

$$W_p = 1.606 + 1.673 = 3.279 \text{ lb.}$$

por lo tanto:

$$W_{et} = 23.210 + 2.032 + 3.279$$

$$W_{et} = 28.521 \text{ lb}$$

**c. Potencia disponible en el arranque  $P_{arr}$ .**

$$P_{arr} = (2P_m - P_{op}) n_r n_m$$

$$P_{arr} = (2 \times 70 - 42,34) 0,94 \times 0,91$$

$$P_{arr} = 83,54 \text{ hp}$$

**d. Fuerza disponible para acelerar la carga  $F_a$ .**

$$F_a = \frac{33.000 P_{arr}}{V}$$

$$F_a = \frac{33.000 \times 83,54}{480}$$

$$F_a = 5.743 \text{ lb}$$

**e. Fuerza disponible por unidad de carga a mover  $f$ .**

$$f = \frac{F_a}{W_{eq} + W_{et}}$$

$$f = \frac{5743}{32329 + 28521}$$

$$f = 0,094379622$$

**f. Distribución de la fuerza disponible.**

$$\text{Para la carga: } T_{carga} = 23.210 \times 0,094379622 = 2.191 \text{ lb.}$$

Para el retorno:  $T_{ret.} = 2.032 \times 0,094379622 = 192 \text{ lb.}$

Para poleas:  $T_{pol.} = (1.606 + 1.673) \times 0,094379622 = 309 \text{ lb.}$

Para accesorios:  $T_{acc.} = 32.329 \times 0,094379622 = 3.051 \text{ lb.}$

Total:  $5.743 \text{ lb.}$

**g. Tensiones de arranque.**

$$T_{1A} = T_1 + T_{carga} + T_{ret.} + T_{pol.}$$

$$T_{1A} = 5.258 + 2.191 + 192 + 309$$

$$T_{1A} = 7.950 \text{ lb.}$$

$$T_{2A} = T_2 = 2.397 \text{ lb.}$$

**h. Chequeo del ángulo de contacto en arranque.**

Se debe cumplir:

$$\frac{T_{1A}}{T_{2A}} \leq e^{1.5f\theta}$$

$$\frac{T_{1A}}{T_{2A}} = \frac{7950}{2397} = 3,32$$

$$e^{f\theta} = e^{1.5 \times 0.35 \times \pi} = 5,20$$

luego:  $3,32 < 5,20$

por lo tanto la faja no resbalará en el arranque.

**i. Chequeo de tensiones de faja.**

En el arranque la faja puede incrementar su resistencia hasta un 180% según tabla N° A.21, entonces:

$$T_{fa} = 1,8 \times 35 \times 36 \times 6 = 13.608 \text{ lb.}$$

como  $T_{1A} < T_{fa}$  entonces la faja no fallará en el arranque.

#### j. Tiempo mínimo de arranque

Sabiendo que  $F = m \cdot a$  (Fuerza = masa x aceleración), hacemos lo siguiente:

$$F = m \cdot a = m \cdot \frac{V}{t}$$

entonces:

$$F \cdot t = m \cdot V = m \left( \frac{V_1 - V_0}{60} \right)$$

de donde:

$$t = \frac{m}{F_a} \left( \frac{V_1 - V_0}{60} \right)$$

siendo:

$F_a$  = fuerza admisible extra de la faja en el arranque.

$$F_a = T_{fa} - T_l = 13.608 - 5.258 = 8.350 \text{ lb.}$$

$m$  = peso equivalente del transportador.

$$m = 28.521 \text{ lb.} = 886 \text{ slug.}$$

$V_1$  = velocidad final = 480 ppm.

$V_0$  = velocidad inicial = 0

$t$  = tiempo mínimo de arranque en segundos.

$$\text{luego: } t = \frac{886}{8350} \left( \frac{480}{60} \right) = 0,85 \text{ seg.}$$

esto quiere decir que para que la tensión de la faja en el arranque no exceda de 13.608 lb., el tiempo de aceleración no debe ser menor que 0,85 segundos.

**k. Tiempo requerido para acelerar la carga.**

Tomando:

$F_a$  = fuerza disponible en el arranque.

$F_a = 5.743$  lb.

$m$  = peso equivalente total.

$m = 60.850$  lb. = 1.891 slug.

se tiene:

$$t = \frac{m}{F_a} \left( \frac{V_1 - V_0}{60} \right)$$

$$t = \frac{1891}{5743} \left( \frac{480}{60} \right) = 2,63 \text{ seg.}$$

lo que indica que el tiempo requerido por el motor para acelerar la carga es mayor que el tiempo mínimo de arranque, por lo tanto el transportador es seguro en arranque con carga.

**3.1.13. Trayectoria de Descarga**

Considerando que la faja FDC-1 tiene una inclinación de 5,0192°, un espesor de 0,728", una velocidad de operación de 480 ppm., un ángulo de inclinación de polines de 35° y un ángulo de sobrecarga de 20°; y siendo

además el diámetro de la polea motriz 36", hallaremos la trayectoria de descarga del material.

**a. Velocidad de la polea.**

$$RPM_{polea} = \frac{V}{\pi D}$$

donde:  $V$  = velocidad de la faja = 480 ppm.

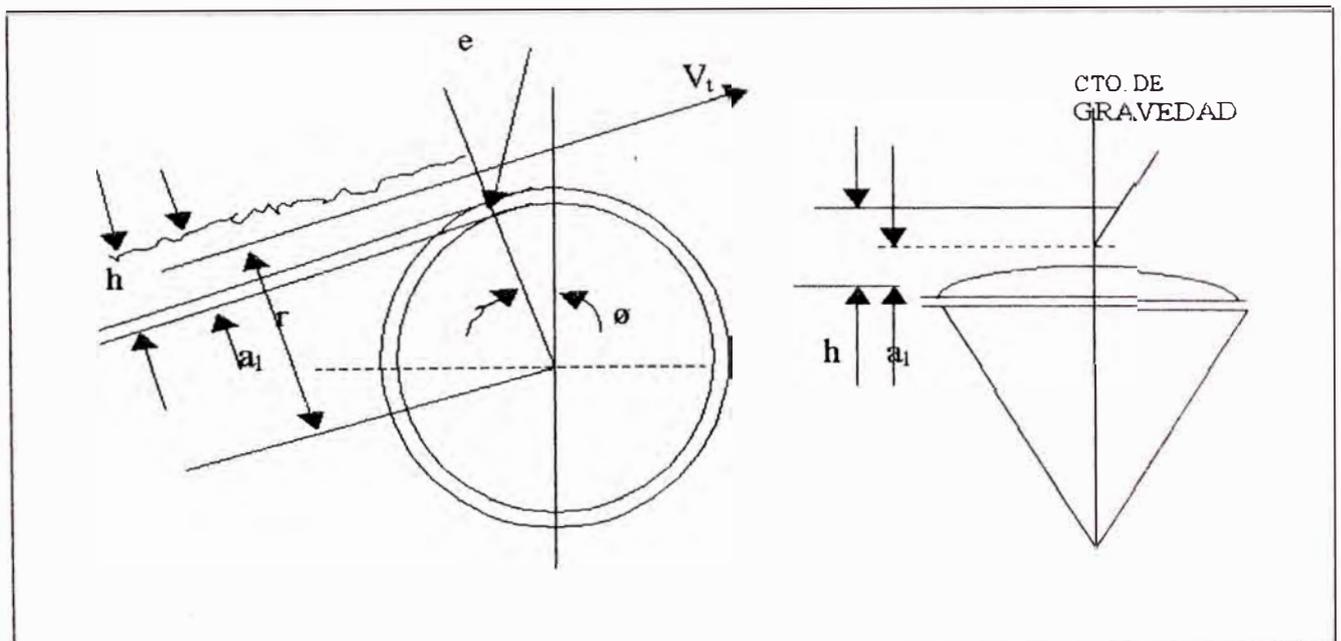
$D$  = diámetro de la polea motriz + espesor de faja

$$D = 36 + 2 (0,728) = 37,456'' = 3,121 \text{ pies.}$$

$$\text{Luego: } RPM_{polea} = \frac{480}{\pi \times 3,121} = 48,955 \text{ rpm} = 0,816 \text{ rps}$$

**b. Trayectoria de descarga.**

Del diagrama mostrado:



$\emptyset$  = ángulo de inclinación de la faja.

**e** será el punto donde el material deja la faja si se cumple que:

$$\frac{V_t^2}{g \cdot r} > 1$$

donde:  $V_t$  = velocidad tangencial del material.

$r$  = radio de polea + espesor de faja +  $a_1$

$g$  = aceleración de la gravedad.

a la tabla N<sup>o</sup> A.22 entramos con ancho de faja, ángulo de sobrecarga y

ángulo de inclinación de polines, obteniendo:  $a_1 = 2,5''$

luego:  $r = 18 + 0,728 + 2,5 = 21,228'' = 1,769 \text{ pies.}$

$$V_t = 2\pi r RPS_{\text{polea}}$$

$$V_t = 2\pi (1,769) (0,816) = 9,070 \text{ pps.}$$

Entonces:

$$\frac{V_t^2}{g \cdot r} = \frac{(9,070)^2}{32,2 \times 1,769} = 1,44 > 1$$

por tanto la descarga empezará en el punto **e**.

Del manual CEMA obtenemos que los espacios de velocidad sobre la

línea tangente  $V_t$  serán de una longitud de:  $9,07 \times 0,6 = 5,442''$ ,

siendo los intervalos de tiempo:

$$K \frac{5,442}{12 \times 9,07} = 0,05K = \frac{K}{20} \text{ seg.} \quad \text{siendo } K = 1,2,3,4,\dots$$

### 3.1.14. Selección del Reductor

Con los siguientes datos:

$$V = 480 \text{ ppm.}$$

$$RPM_{motor} = 1.760$$

$$\text{Diámetro de polea motriz} = 36''$$

tenemos:

#### a. Velocidad del reductor.

$$RPM_{red} = \frac{12 V}{\pi D}$$

$$RPM_{red} = \frac{12 \times 480}{\pi \times 37} = 49,55$$

#### b. Relación de transmisión.

$$r = \frac{RPM_{motor}}{RPM_{red}}$$

$$r = \frac{1760}{49,55} = 35,52$$

#### c. Potencia del reductor.

$$P_r = P_{ep} \cdot \frac{f_s}{n_m}$$

siendo:  $n_m = 0,94$  (doble reducción, ref. CEMA pág. 206)

$$\text{luego: } P_r = 42,34 \times \frac{1,25}{0,94} = 56,3 \text{ hp.}$$

De tabla A.24, seleccionamos reductor de ejes paralelos, Link Belt modelo

BD 2000, acoplamiento directo al motor,  $r = 34,7$

$$\text{RPM}_{\text{salida}} = 50,4$$

$$P_r = 65,5 \text{ hp.}$$

$$\text{Peso} = 1.950 \text{ lb.}$$

### 3.1.15. Transmisión por Fajas en “V”

De acuerdo a la selección del reductor efectuada necesitamos un reductor modelo BD 2000, sin embargo disponemos de un reductor modelo BD 2.100 con  $r = 25,6$  y  $P_r = 102 \text{ hp}$ .

Para poder utilizar este reductor necesitamos calcular una transmisión, la cual podría ser por fajas en “V”.

Necesitamos un  $\text{RPM}_{\text{polea}} = 49,55$ , entonces:

$$\text{RPM}_{\text{catalina}} = 49,6 \times 25,6 = 1.270.$$

la relación de transmisión será:

$$m_g = \frac{1760}{1270} = 1,386$$

la potencia de diseño la hallamos de:  $\text{HP}_d = \text{HP} \cdot f_s$

donde,  $f_s = \text{factor de servicio} = 1,2$  (de tabla 3.25)

$$\text{luego: } \text{HP}_d = 70 \times 1,2 = 84$$

del gráfico N° 3.4 con 84 hp y 1.760 rpm, se obtiene una faja de sección C.

De la tabla N° A.26 y con la relación de transmisión seleccionamos las poleas estándares apropiados,

Diámetro de catalina  $D = 18''$

Diámetro de piñón  $d = 13''$

la relación de transmisión corregida será  $m_g = 1,385$

Asumimos una distancia aproximada entre centros de:

$$C \geq \frac{D + 3d}{2} = \frac{18 + 3 \times 13}{2} = 28,5'' \Rightarrow C = 29''$$

la longitud aproximada de la faja será:

$$L = 2c + 1,65 (D + d) = 2 \times 29 + 1,65 (18 + 13)$$

$$L = 109,15''$$

De la tabla N° A.27, la longitud estándar más próxima es  $L = 114,9$  que corresponde a una faja C112.

Luego la distancia entre centros correcta lo calculamos de:

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

$$114,9 = 2c + \frac{\pi}{2} (18 + 13) + \frac{(18 - 13)^2}{4c}$$

resolviendo:  $c = 33''$

El factor de corrección por ángulo de contacto será:

$$\frac{D - d}{c} = \frac{18 - 13}{33} = 0,1515 \quad \text{de tabla 3.28: } K_\theta = 0,98$$

El factor de corrección por longitud de faja será según tabla N° 3.28,

$$K_L = 0,95$$

Potencia por faja:

De tabla N° A.29 con 1.760 rpm y 13”  $\phi$ , obtenemos  $\frac{HP}{faja} = 21,6$

Potencial adicional por relación de transmisión:

de tabla N° A.30, para sección C,  $m_g = 1,386$  y 1.760 rpm:

$$HP_{ad.c.} = \frac{0,0919 \times 1.760}{100} = 1,62$$

luego, la potencia que puede transmitir para las condiciones dadas será:

$$\frac{HP}{faja} = (21,6 + 1,62) 0,98 \times 0,95 = 21,62$$

el número de fajas necesario será entonces:

$$N^{\circ} \text{ fajas} = \frac{84}{21,62} = 3,9 \Rightarrow 4 \text{ fajas}$$

Usaremos una transmisión por fajas en “V” con las siguientes características:

Diámetro de catalina = 18”

Diámetro de piñón = 13”

Tipo y número de fajas = C112, 4 fajas

Distancia entre centros  $c = 33$ ”

### 3.1.16. Selección de Acoplamiento

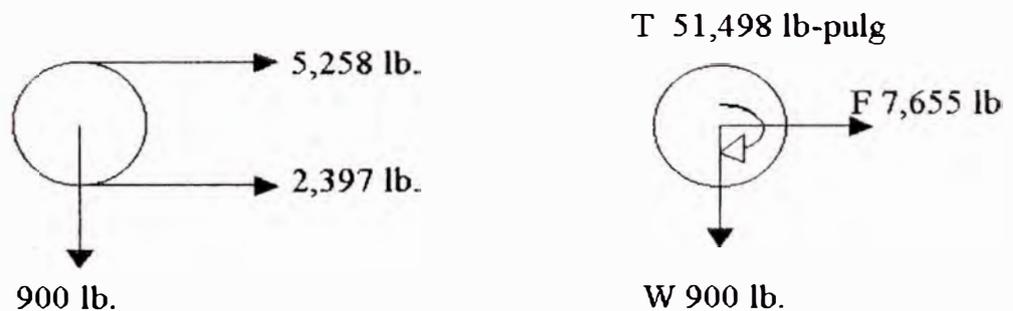
Al diseñar una transmisión por fajas en “V” en el acápite anterior que servirá como acoplamiento entre motor y reductor será necesario seleccionar solamente el acoplamiento entre el reductor y polea motriz. De catálogo FALK (tabla A.31), con  $f_s = 1,5$  y  $P_m = 70 \text{ hp}$ , tenemos una potencia equivalente de diseño:  $P_{eq.} = f_s \times P_m = 1,5 \times 70 = 105 \text{ hp}$ .

Acoplamiento reductor-polea: con  $RPM_{red.} = 50,4$  y  $P_{ep} = 105$  hp., seleccionamos acoplamiento flexible 16F.

### 3.1.17. Ejes y Soportes de Poleas

#### a. Diseño de eje de polea motriz.

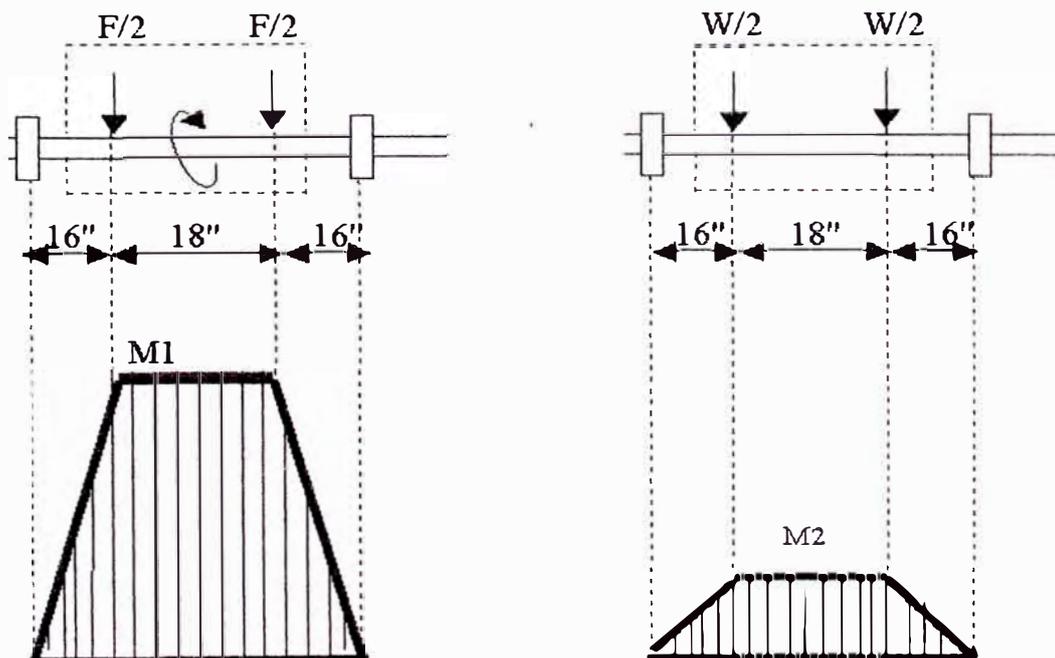
Tomando en cuenta las tensiones de arranque sobre la polea y el peso de la misma hallaremos el diámetro del eje. De tabla 3.32:



Siendo:  $F = 5,258 + 2,397 = 7,655$  lb., y el momento torsor

$$T = (5,258 - 2,397) 18 = 51,498 \text{ lb-pulg.}$$

Tenemos entonces la siguiente distribución de cargas sobre el eje:



Hallamos los momentos flectores:

$$M_1 = \frac{7.655}{2} \times 16 = 61.240 \text{ lb} - \text{pu lg}$$

$$M_2 = \frac{900}{2} \times 16 = 7.200 \text{ lb} - \text{pu lg}$$

el momento resultante será:

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = 61.662 \text{ lb} - \text{pu lg}.$$

Aplicando la fórmula de ASME tendremos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S_d} \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}}$$

donde:

d = diámetro del eje en pulg.

$S_d$  = esfuerzo permisible al corte en lb/pulg<sup>2</sup>.

$K_m$  = factor de carga de momento flector.

$K_t$  = factor de carga de torsión.

M = momento flector.

T = momento torsor.

$S_d = 0,3 S_y$  siendo  $S_y$  = esfuerzo de fluencia.

Si usamos AISI 1045 tendremos  $S_y = 34 \text{ kg/mm}^2 = 48.359 \text{ lb/pulg}^2$ .

$S_d = 0,3 \times 48.359 = 14.508 \text{ lb/pulg}^2$ .

Como se usa chaveta en el eje, tendremos:

$$S_d = 0,75 \times 14.508 = 10.881 \text{ lb/pulg}^2.$$

De tabla N° 5.32 para eje giratorio y carga constante:

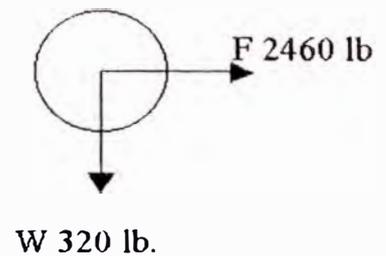
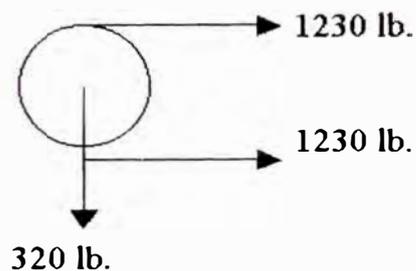
$$K_m = 1,5 \quad K_t = 1,0 ; \text{ luego:}$$

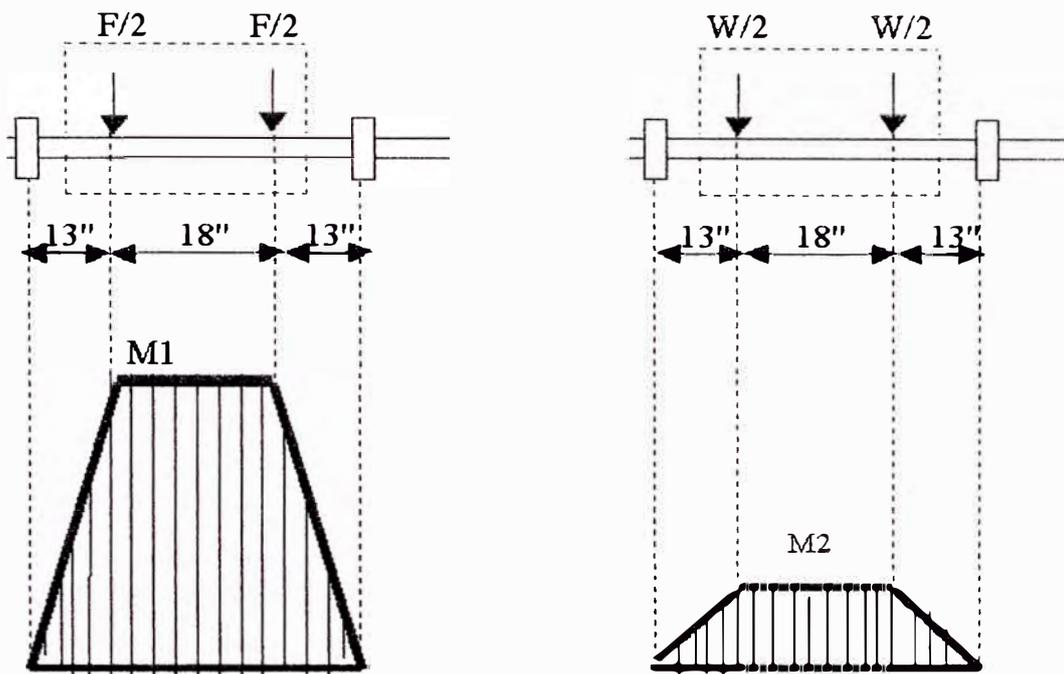
$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 10.881} \sqrt{(1,5 \times 61.662)^2 + (1,0 \times 51.498)^2}}$$

$d = 3,67''$ , usaremos eje de  $3^{15/16}''$  de diámetro

**b. Diseño de eje de polea de cola.**

Siguiendo el mismo procedimiento que para el diseño del eje de la polea motriz, tendremos:





$$M_1 = 246 \times 13 = 31.980 \text{ lb-pulg}$$

$$M_2 = \frac{320}{2} \times 13 = 2.080 \text{ lb-pulg}$$

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = 32.048 \text{ lb-pulg}$$

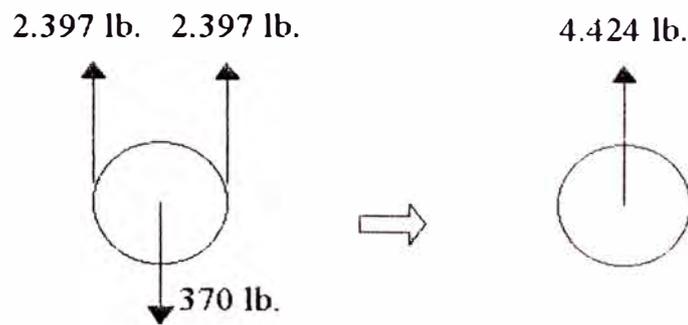
$$T = 0$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 10881} \sqrt{(1.5 \times 32048)^2}}$$

$d = 2,82''$ , usaremos eje de  $2^{15/16}''$  de diámetro.

### c. Diseño de eje de polea tensora.

En este caso tampoco tendremos momento torsor, según el diagrama mostrado:



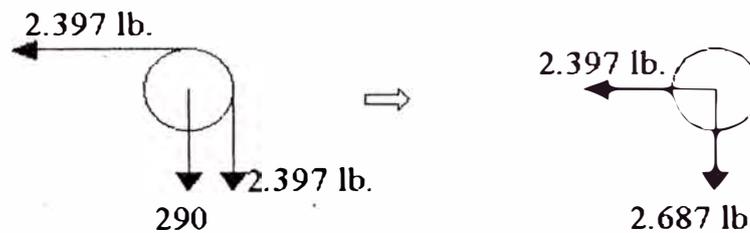
$$M = \frac{4.424}{2} \times 14 = 30.968 \text{ lb-pu lg}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 10.881} \sqrt{(1.5 \times 32.048)^2}}$$

$d = 2,79''$ , usaremos eje de  $2^{15/16}''$  de diámetro.

#### d. Diseño de eje de poleas dobladoras.

De la misma manera no tendremos momento torsor.



Hallaremos los momentos flectores:

$$M_1 = \frac{2.397}{2} \times 14 = 16.779 \text{ lb-pu lg.}$$

$$M_2 = \frac{2.687}{2} \times 14 = 18.809 \text{ lb-pu lg}$$

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = 25.205 \text{ lb-pu lg}$$

Luego:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 10.881} \sqrt{(1,5 \times 25.205)^2}}$$

$d = 2,6''$ , usaremos eje de  $2^{11/16}''$  de diámetro.

**e. Diseño de soportes y rodamientos.**

Considerando un trabajo continuo las 24 horas al día, de tabla N° A.34 tomamos  $L = 40.000$  horas como tiempo de duración; igualmente seleccionamos rodamientos de rodillos a dos hileras adecuados para el tipo de trabajo a desempeñar, luego, según la ecuación:

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

donde:

$L$  = duración nominal en horas de servicio.

$n$  = velocidad constante de rotación en rpm.

$C$  = capacidad de carga dinámica.

$P$  = carga dinámica equivalente sobre el rodamiento.

$p$  = exponente que para rodamientos de rodillos es 10/3.

luego, para polea motriz:

$$n = 48,96 \text{ rpm.}$$

$$P = \sqrt{\left( \frac{7.655}{2} \right)^2 + \left( \frac{900}{2} \right)^2} = 3.854 \text{ lb.}$$

por tanto:

$$C = P \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L}{10^6}}$$

$$C = 3.854 \sqrt[3]{\frac{60 \times 48,96 \times 40.000}{10^6}}$$

$$C = 16.104 \text{ lb} = 71.641 \text{ N}$$

de catálogo SKF seleccionamos para eje = 100 mm. F y C = 71.641 N.,  
soporte tipo SNA 522 TA con rodamiento 2.222K + H322.

De la misma forma seleccionamos los soportes y rodamientos para las  
demás poleas:

Polea de cola:

Soporte tipo SNA 617 TA con rodamiento 1.317K + H317.

Polea tensora:

Soporte SNA 617 TA con rodamiento 1.317K + H317.

Poleas dobladoras:

Soporte SNA 616 TA con rodamiento 2.316K + H2.316.

### 3.1.18. Requerimiento de Back-stop

El uso de un back-stop será necesario cuando:

$$H. W_m > 0,5 [L (K_x + K_y \cdot W_b + 0,015 W_b) + K_y \cdot L \cdot W_m]$$

( referencia CEMA pag. 216 ).

$$H. W_m = 11,20 \times 155,54 = 1.742 \text{ lb.}$$

$$0,5 [L (K_x + K_y \cdot W_b + 0,015 W_b) + K_y \cdot L \cdot W_m] =$$

$$0,5[127,99(0,3707 + 0,035 \times 11,5 + 0,015 \times 11,5) + 0,035 \times 127,99 \times 155,54] = 409 \text{ lb}$$

como  $1.742 > 409$  , será necesario un back-stop.

Cálculo del torque:

$$T = r \left\{ H.W_m - 0,5 \left[ L (K_x + K_y.W_b + 0,015 W_b) + K_y.L.W_m \right] \right\}$$

donde:

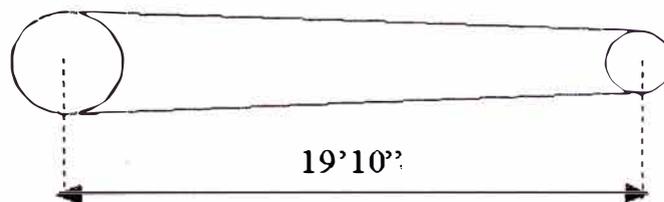
$r$  = radio de polea motriz =  $18'' = 1,5$  pies.

luego:

$$T = 1,5 ( 1.742 - 409 ) = 2.000 \text{ lb-pie.}$$

## 3.2. DISEÑO DE FAJAS FDC-2 Y FDC-3

### 3.2.1. Disposición General



$$Q = 1.000 \text{ TLPH.}$$

Angulo de inclinación de polines,  $\beta = 0^\circ$

Angulo de sobrecarga,  $\alpha = 16^\circ$

Coefficiente por pendiente = 1

$$L = 19'10'' = 19,83 \text{ pies.}$$

$$\gamma = 165 \text{ lb/pie}^3.$$

### 3.2.2. Velocidad de Faja

Sabemos que la faja a utilizar tiene un ancho de 60", de tabla A.35, obtenemos interpolando el área de carga = 0,8706 pie<sup>2</sup>, luego la velocidad de la faja considerando un 80% de capacidad de carga será:

$$V = \frac{37,33 Q}{A \cdot \gamma \times 0,8}$$

$$V = \frac{37,33 \times 1.000}{0,8706 \times 165 \times 0,8}$$

$$V = 325 \text{ ppm.}$$

### 3.2.3. Cálculo de Potencias

#### a. Potencia para mover la faja vacía, P<sub>1</sub>.

$$P_1 = \frac{f \cdot W \cdot V (L + L_0)}{33.000}$$

donde:

f = coeficiente de fricción de polines.

L<sub>0</sub> = longitud adicional a distancia entre ctos.

W = peso de partes móviles.

De tabla A.36 para aparatos equipados con polines de resistencia y condiciones de instalación buenas tenemos: f = 0,022 y L<sub>0</sub> = 216 pies.

Asimismo se obtiene para faja de 60", W = 80 lb/pie.

Luego:

$$P_1 = \frac{0,022 \times 80 \times 325 (19,83 + 2.167)}{33.000}$$

$$P_1 = 4,09 \text{ hp}$$

**b. Potencia para mover la carga horizontalmente,  $P_2$ .**

$$P_2 = \frac{f \cdot Q (L + L_o)}{885}$$

$$P_2 = \frac{0,022 \times 1.000 (19,83 + 216)}{885}$$

$$P_2 = 5,86 \text{ hp.}$$

**c. Potencia para mover la polea magnética a la velocidad deseada,  $P_3$ .**

Sabiendo que:

$$P_3 = \frac{F \cdot V}{33.000}$$

donde F es la fuerza que se obtiene a partir del momento angular producido por la masa de la polea al adquirir la velocidad deseada;

Peso de polea magnética = 17.900 lbs.

Diámetro = 48" = 4 pies.

Velocidad de la faja = 325 ppm. = 5,42 pps.

Luego, momento angular:

$$M = m \cdot w \cdot r^2$$

Donde :

m = masa

w = velocidad angular

r = radio

Tenemos entonces:

$$M = m \cdot w \cdot r^2 = \frac{W}{g} \cdot \frac{V}{r} \cdot r^2 = \frac{W}{g} \cdot V \cdot r$$

$$M = \frac{17900}{32,2} \times 5,42 \times 2$$

$$M = 6.026 \text{ lb} - \text{pie}$$

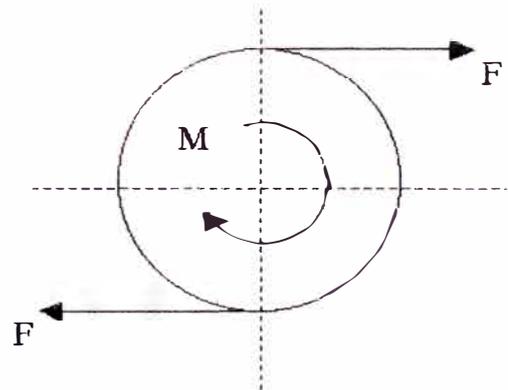
El momento producido en el eje se puede reemplazar por dos fuerzas iguales y de sentido contrario en los extremos de la polea;

Luego:

$$2 \cdot F = \frac{M}{r}$$

$$F = \frac{M}{2 \cdot r}$$

$$F = \frac{6.026}{2 \times 2}$$



$$F = 1.507 \text{ lb} .$$

Por lo tanto:

$$P_3 = \frac{1.507 \times 325}{33.000}$$

$$P_3 = 14,84 \text{ hp}.$$

**d. Potencia total en el eje de la polea,  $P_{ep}$ .**

$$P_{ep} = P_1 + P_2 + P_3$$

$$P_{ep} = 4,09 + 5,86 + 14,84$$

$$P_{ep} = 24,79 \text{ hp.}$$

### 3.2.4. Selección del Motor

Tenemos

$$P_m = \frac{P_{ep} \cdot f_s}{n_r \cdot n_m}$$

Donde:

$$f_s = 1,25$$

$$n_r = 0,94$$

$$n_m = 0,91$$

Luego:

$$P_m = \frac{24,79 \times 1,25}{0,91 \times 0,94}$$

De tabla A.13, seleccionamos: motor DELCROSA, NV L4, HP = 36, RPM=1.750,  $n = 0,89$ ,  $\cos \phi = 0,86$ , peso = 194 kg.  $PD^2 = 0,66 \text{ kg-m}^2$ .

### 3.2.5. Selección del Reductor

Velocidad del reductor:

$$RPM_{red} = \frac{12V}{\pi D} = \frac{12 \times 325}{\pi \times 49} = 25,33$$

Relación de transmisión:

$$r = \frac{RPM_{motor}}{RPM_{red.}} = \frac{1750}{25,33} = 69$$

Potencia del reductor:

$$P_r = P_{ep} \cdot \frac{f_s}{n_r} \quad \text{siendo } n_r = 0,91 \quad (\text{triple reducción})$$

$$P_r = 24,79 \times \frac{1,25}{0,91} = 34,05 \text{ hp.}$$

De tabla A.24 (catálogo LINK BELT) seleccionamos reductor de ejes paralelos modelo BT 2.000,  $r = 70,6$ ,  $RPM_{sal.} = 24,8$  peso = 2.050 lbs.

### 3.2.6. Transmisión por Cadenas

Según la selección del reductor efectuada en el acápite anterior necesitamos un reductor modelo BT 2.000; pero disponemos de un reductor modelo BD 1.566 con relación de transmisión 28,4 para una potencia de 40,2 hp; que satisface los requerimientos de capacidad pero no de reducción de velocidad, por lo que será necesario realizar el diseño de una transmisión para lograr la velocidad requerida en el eje de la polea.

Con el propósito de ahorrar en la adquisición de acoplamientos de mayor capacidad y considerando la existencia de cadenas de rodillos, diseñaremos una transmisión de este tipo para el acoplamiento reductor-polea.

La velocidad a la salida del reductor será:

$$RPM_{sal} = \frac{1.750}{28,4} = 61,62$$

La relación de transmisión de la cadena será:

$$m_g = \frac{61,62}{25,33} = 2,433$$

Si asumimos un piñón de 18 dientes:  $Z_1 = 18$

$$Z_2 = m_g \cdot Z_1 = 2,433 \times 18 = 43,79 \rightarrow Z_2 = 44$$

La relación de transmisión correcta será:  $m_g = 44/18 = 2,444$

De la tabla A.37, el factor de servicio correspondiente será 1,3, luego la potencia de diseño es:

$$HP_D = HP \cdot f_s = 24,79 \times 1,3 = 32,23$$

Siendo la potencia equivalente:

$$HP_e = HP_D \cdot f_c$$

Donde  $f_c$  es el factor de corrección por número de dientes, de tabla A.38,  $f_c = 1,13$ , luego,

$$HP_e = 32,23 \times 1,13 = 36,42$$

Para 36,42 hp y 61,62 rpm. seleccionamos cadena ASA 180 – 1 (paso  $p = 2 \frac{1}{4}$ " ).

Calculamos los diámetros de paso de las ruedas:

$$d_p = \frac{p}{\text{sen} \left( \frac{180}{Z_1} \right)} = \frac{2,25}{\text{sen} \left( \frac{180}{18} \right)} = 12,96''$$

$$d_p = \frac{p}{\text{sen} \left( \frac{180}{Z_2} \right)} = \frac{2,25}{\text{sen} \left( \frac{180}{44} \right)} = 31,54''$$

La velocidad tangencial de la cadena será:

$$V = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_p}{12} = \frac{\pi \times 12,96 \times 61,62}{12} = 209 \text{ ppm}$$

no tendremos problemas con la lubricación al ser del tipo sumergida.

Si asumimos una distancia entre centros:

$$C = d_p + \frac{D_p}{2} = 12,96 + \frac{31,54}{2} = 28,73'' = 12,77 \text{ pasos}$$

tomaremos una distancia entre centros de 13 pasos.

La longitud aproximada de la cadena será:

$$L_p = 2C_p + 0,53 (Z_1 + Z_2) = 2 \times 13 + 0,53 (18 + 44)$$

$$L_p = 58,86 \quad \text{tomaremos } L_p = 60$$

Recalculamos  $C_p$  según la ecuación:

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_1 - Z_2)^2}{4\pi^2 \cdot C_p}$$

$$L_p = 2C_p + \frac{18 + 44}{2} + \frac{(18 - 44)^2}{4\pi^2 \cdot C_p}$$

de donde ordenando y resolviendo, obtenemos:

$$C_p = 13,8833 \text{ pasos} = 31,24'' = 31 \frac{1}{4}''$$

Usaremos entonces una transmisión por cadenas de rodillos ASA 180-1 con 60 pasos y una distancia entre centros de  $31 \frac{1}{4}$ ", siendo los diámetros de paso del piñón y engranaje de 12,96" y 31,54 " respectivamente.

### 3.2.7. Cálculo de Tensiones

#### a. Tensión efectiva

$$T_e = \frac{33.000 P_{ep}}{V} = \frac{33.000 \times 24.79}{325} = 2.517 \text{ lbs.}$$

#### b. Tensión en lado flojo.

$$T_2 = T_e \cdot \frac{1}{e^{\mu\theta} - 1}$$

De tabla 3.39 para poleas con revestimiento de caucho y arco de contacto  $180^\circ$ ,

se tiene:

$$\frac{1}{e^{\mu\theta} - 1} = 0,499$$

$$\text{luego, } T_2 = 2.517 \times 0,499 = 1.256 \text{ lbs.}$$

#### c. Tensión máxima.

$$T_1 = T_e + T_2 = 2.517 + 1.256 = 3.773 \text{ lbs}$$

### 3.2.8. Selección de la faja

La tensión por pulgada de ancho de faja será:

$$T = \frac{T_1}{b} = \frac{3.773}{60} = 62,9 \text{ lb / pulg}$$

El número de pliegues requerido es:

$$N = \frac{T}{\text{Resistencia de faja}}$$

Tenemos entonces el siguiente cuadro:

RMA	35	43	50	60
N	2	2	2	2

Seleccionamos entonces faja RMA 35 de 2 pliegues, con un espesor de cubierta superior de 3/8" y un espesor de cubierta inferior de 1/16".

### 3.2.9. Trayectoria de descarga del estéril

Considerando :

Ancho de faja = 60"

Diámetro de polea = 48"

Espesor de faja = 0,534"

Angulo de sobrecarga = 16°

Velocidad de faja = 325 ppm.

**a. Velocidad de la polea.**

$$RPM_{polea} = \frac{V}{\pi D}$$

siendo:

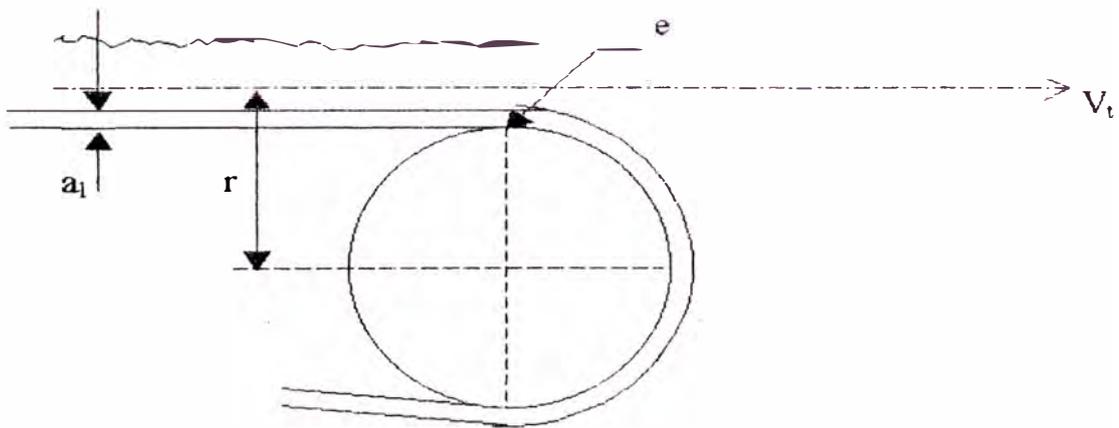
$D = \text{diámetro de polea motriz} + 2 \text{ espesor de faja}$

$$D = 48 + 2 \times 0,534 = 49,068'' = 4,089 \text{ pies.}$$

$$RPM_{polea} = \frac{325}{\pi \times 4,089} = 25,3 \text{ rpm} = 0,4217 \text{ rps.}$$

**b. Trayectoria de descarga.**

Del diagrama mostrado:



Para que el material estéril deje la faja en el punto  $e$  se debe cumplir:

$$\frac{V_t^2}{g \cdot r} > 1$$

de la tabla A.22 obtenemos interpolando  $a_1 = 1,484''$

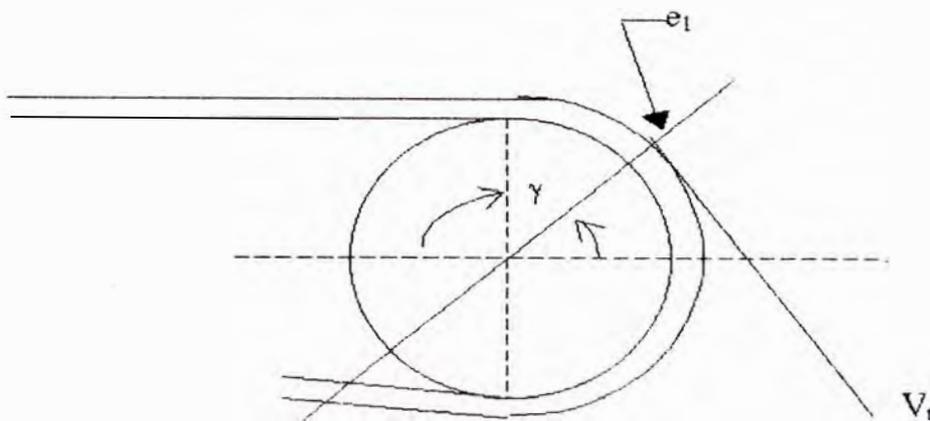
luego,  $r = 24 + 0,534 + 1,484 = 26,018'' = 2,168 \text{ pies.}$

$$V_t = 2\pi r \times RPS_{polea} = 2\pi \times 2,168 \times 0,422 = 5,748 \text{ pps.}$$

Entonces:

$$\frac{V_t^2}{g \cdot r} = \frac{5,748^2}{32,2 \times 2,168} = 0,47336 < 1$$

por lo tanto el material no deja la faja en el punto  $e$  sino en un punto  $e_1$  colocado a un ángulo  $\gamma$  de la vertical, como se muestra:



siendo:

$$\gamma = \arccos \left( \frac{V_t^2}{g \cdot r} \right)$$

$$\gamma = \arccos (0,47336) = 61,75^\circ$$

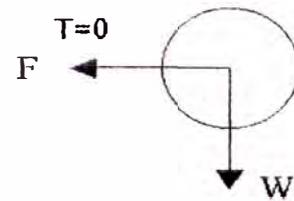
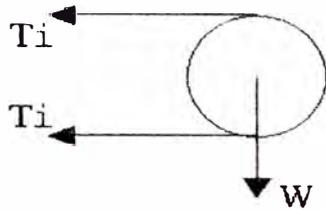
los espacios de velocidad sobre la línea tangente  $V_t$  serán de una longitud  $5,748 \times 0,6 = 3,4488''$  siendo los intervalos de tiempo:

$$K \cdot \frac{3,4488}{12 \times 5,748} = 0,05K = \frac{K}{20} \text{ seg.} \quad \text{donde } K = 1, 2, 3, 4, \dots$$

con la tabla A.23 se construye la trayectoria de descarga del material estéril.

### 3.2.10. Ejes y Soportes de Polea de Cola

Con los valores obtenidos para las tensiones y utilizando el peso de la polea cuyo diámetro será de 36" diseñaremos el eje y seleccionaremos los soportes y rodamientos.

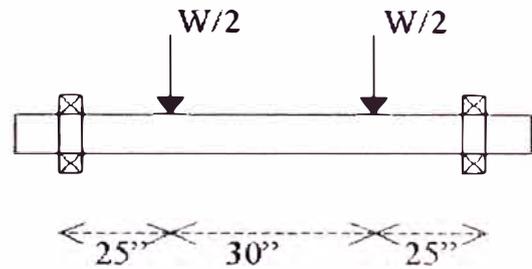
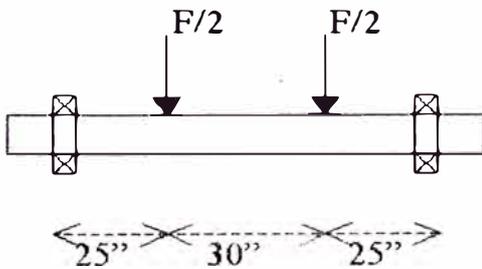


Siendo:  $T_1 = 1.750$  lbs.;  $W = 1.090$  lbs.

$$F = 2T_1 = 2 \times 1.750 = 3.500 \text{ lbs.}$$

$$W = 1.090 \text{ lbs.}$$

Diagramando las cargas:



$$M_1 = \frac{F}{2} \times 25 = \frac{3.500}{2} \times 25 = 43.750 \text{ lbs.}$$

$$M_2 = \frac{F}{2} \times 25 = \frac{1.090}{2} \times 25 = 13.625 \text{ lbs.}$$

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = 45.823 \text{ lbs.}$$

Aplicando la fórmula de ASME tenemos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S_d} \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}}$$

siendo  $T = 0$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi 10.881} (1,5 \times 45.823)}$$

$d = 3,18''$  tomaremos eje de  $3 \frac{7}{16}''$  de diámetro.

Para el cálculo del soporte aplicamos la ecuación para la carga dinámica:

$$C = P \sqrt[3]{\frac{60 n \cdot L}{10^6}}$$

$$\text{donde : } P = \sqrt{\left(\frac{3.500}{2}\right)^2 + \left(\frac{1.090}{2}\right)^2} = 1.833 \text{ lbs}$$

$$n = \frac{325}{\pi \times \frac{36 + 2(0,534)}{12}} = 33,49 \text{ rpm.}$$

$$\text{luego: } C = 1.833 \sqrt[3]{\frac{60 \times 33,49 \times 40.000}{10^6}}$$

$$C = 6.834 \text{ lbs} = 30.441 \text{ N.}$$

Del catálogo LINK BELT, seleccionamos tensor de tornillo para 3 7/16" diámetro de eje: DS-B22455H-12

### 3.2.11. Selección de Acoplamiento

De catálogo FALK (tabla A.31) con  $f_s = 1,5$  y  $P_{\text{motor}} = 36$  hp tenemos una potencia equivalente de diseño:

$$P_{\text{eq.}} = f_s \cdot P_m = 1,5 \times 36 = 54 \text{ hp.}$$

Con 1,750 rpm. Y 54 hp. seleccionamos acoplamiento flexible Falk 7F para motor – reductor.

## **CAPITULO N° 4**

### **DISEÑO DE ESTRUCTURAS**

En este capítulo se proyectará y calculará la estructura sustentante para las fajas transportadoras que conforman este sistema, así también se calculará la estructura del edificio central en donde se realizará la separación magnética. Al igual que en el capítulo anterior, se muestra el diseño de la estructura de una de las fajas transportadoras, dándose los resultados obtenidos para las otras fajas transportadoras en el plano respectivo. Lo mismo se dispone en el diseño del edificio central en que se muestra el diseño de una de las plataformas así como de las columnas y arriostres.

En los planos EM-501 al EM-504 se puede observar la disposición general de las galerías, así como el montaje del edificio central y de cada una de las plataformas.

#### **4.1. ESTRUCTURA DE FAJA FDC - 4**

##### **4.1.1. Descripción y bases de cálculo**

Esta estructura está conformada por tres tramos (ver plano EM - 501), siendo el tramo crítico el central; el tipo de galería a utilizarse se muestra en el gráfico 6.1, el cual lleva a un lado pasarela para operación y

mantenimiento y al otro, cubierta para protección contra el viento, similar a la estructura existente.

La carga viva se considera en 50 lbs/pie<sup>2</sup>, la carga muerta en 10 lbs/pie<sup>2</sup> y la presión debida al viento será:  $P = 0.00484 C_d \cdot V^2$

Donde:  $C_d$  = coeficiente de empuje = 2

$V$  = velocidad del viento = 38 nudos = 70 Km/h.

Luego:

$$P = 0,00484 \times 2 \times 70^2 = 47,432 \text{ kg/m}^2 = 10 \text{ lbs/pie}^2.$$

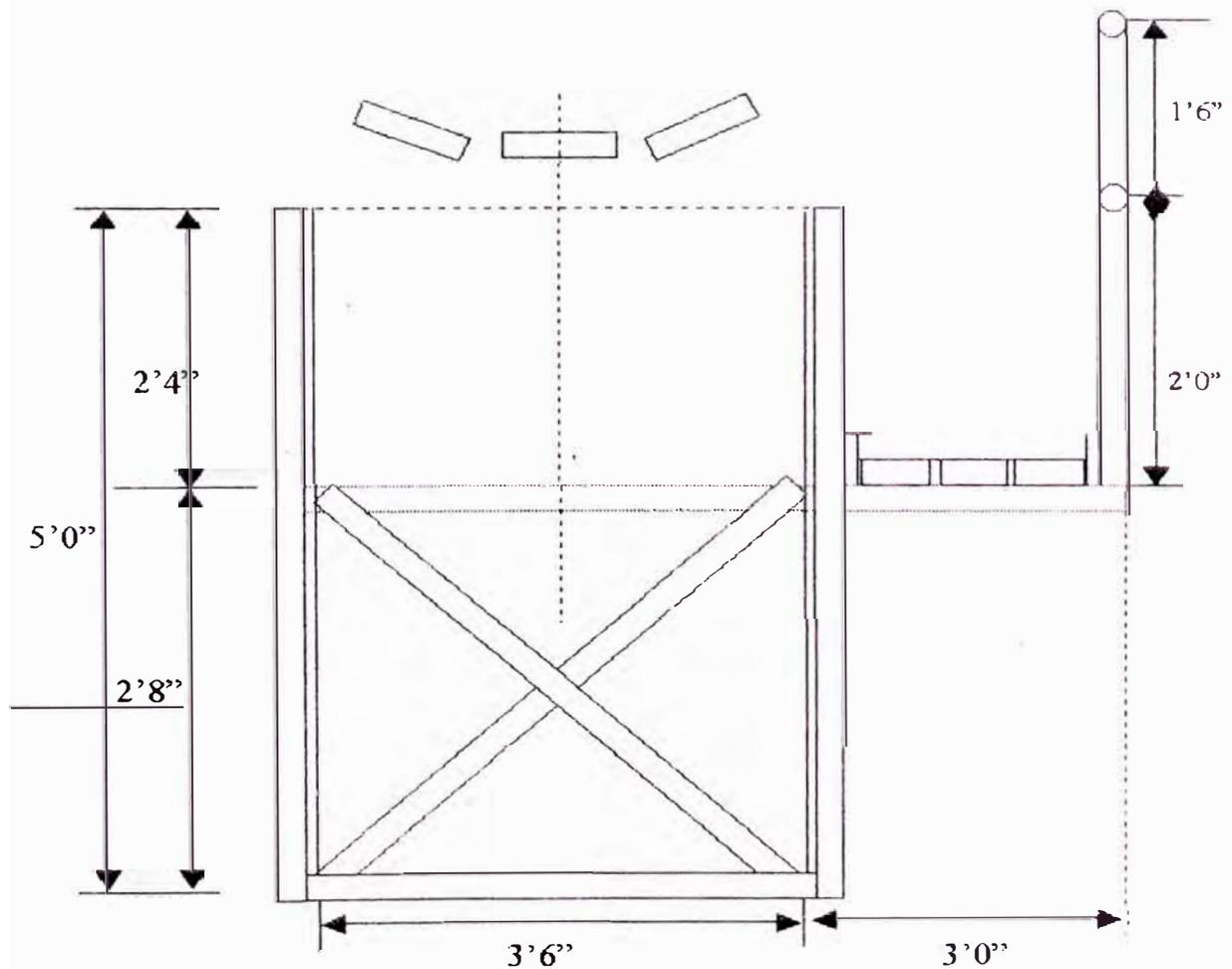


Gráfico 6.1

#### 4.1.2. Cálculo de Pasarela

La viga soporte del pasadizo irá soldada a cada una de las montantes del entramado, las cuales distan 5 pies. La baranda estará compuesta de 2 barras de 1" de diámetro y de planchas de 3/8" x 2" x 3'6" soldada a la viga soporte.

$$\text{Carga muerta} = 10 \text{ lbs/pie}^2$$

$$\text{Carga viva} = 50 \text{ lbs/pie}^2$$

$$\text{Peso barra 1" } \varnothing = 2,673 \text{ lbs/pie}$$

$$\text{Peso plancha 3/8" x 2" x 3'6" = 8,92 lbs}$$

Considerando un tramo de longitud proyectada:

$$L = 5 \cos 15.235^\circ = 4.824 \text{ pies}$$

Carga distribuida sobre el piso:

$$\text{Peso estructura} = 10 \times 4,824 = 48,24 \text{ lbs/pie}$$

$$\text{Peso propio del soporte} = 5,40 \text{ lbs/pie}$$

$$\text{Carga viva} = 50 \times 4.824 = \underline{241,20} \text{ lbs/pie}$$

$$W = 294,84 \text{ lbs/pie}$$

Carga en el extremo:

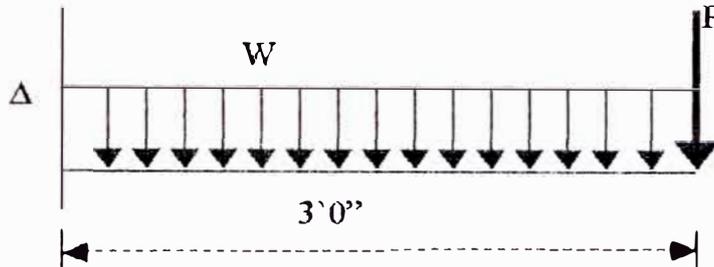
$$\text{Peso barras 1" } \varnothing = 2.673 \times 5 \times 2 = 26,73 \text{ lbs}$$

$$\text{Peso plancha 3/8" = 8,92 lbs}$$

$$\text{Peso canal} = 5.4 \times 5 = \underline{27,00} \text{ lbs}$$

$$P = 62,65 \text{ lbs}$$

Luego se tiene el siguiente estado de cargas:



Donde :

$$W_y = W \cos 15,235^\circ = 284,50 \text{ lbs/pie}$$

$$W_x = W \sen 15,235^\circ = 77,50 \text{ lbs/pie}$$

$$P_y = P \cos 15,235^\circ = 60,40 \text{ lbs}$$

$$P_x = P \sen 15,235^\circ = 16,46 \text{ lbs}$$

Tomando momentos en A:

$$Max = \frac{W_y \ell^2}{2} + P_y \ell = 1461,40 \text{ lb - pie} = 17.537 \text{ lb - pulg.}$$

$$May = \frac{W_x \ell^2}{8} = 87,20 \text{ lb - pie} = 1.046 \text{ lb - pulg.}$$

Suponiendo un canal C4 x 5.4, los esfuerzos producidos serán:

$$F_x = \frac{Max}{S_x} = \frac{17.537}{1,93} = 9.087 \text{ psi.}$$

$$F_y = \frac{May}{S_y} = \frac{1.046}{0,283} = 3.696 \text{ psi.}$$

Se debe cumplir:

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_x}{F_x} + \frac{f_y}{F_y} \leq 1 \quad (\text{ref. fórmula 1.6 - 2 AISC})$$

despreciando la carga axial y considerando los esfuerzos admisibles

$F_x = F_y = 22.000$  psi, tenemos:

$$\frac{9.087}{22.000} + \frac{3.696}{22.000} = 0,581 < 1$$

seleccionamos entonces canales C4 x 5.4

Chequeo de deformación:

La deformación máxima permitida es:

$$\Delta_{\max} = \frac{L}{360} = \frac{3 \times 12}{360} = 0,1''$$

la deformación máxima se obtiene en el extremo:

$$\Delta = \frac{W L^4}{8EI} + \frac{P L^3}{3EI}$$

donde:

$$W = 284,5 \text{ lbs/pie} = 0,0237 \text{ Kip/pulg.}$$

$$L = 3 \text{ pies} = 36 \text{ pulg.}$$

$$E = \text{módulo de elasticidad} = 29.000 \text{ Ksi}$$

$$I = \text{momento de inercia del canal} = 3,85 \text{ pulg.}^4$$

$$P = 60,40 \text{ lbs} = 0,0604 \text{ Kip.}$$

Reemplazando en la fórmula:

$$D = 0,053'' < 0,1'' \quad \text{OK!}$$

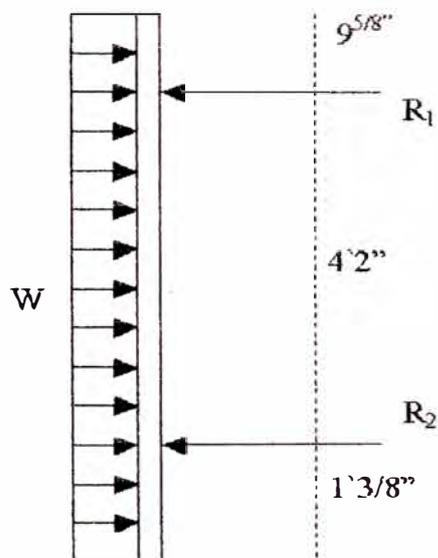
En la estructura existente se tiene C4 x 5.4 que es el canal seleccionado.

#### 4.1.3. Cálculo de Cubierta

La cubierta de protección contra el viento será de plancha corrugada gns de 6' x 4'.

La carga de viento será de 10 lbs/pie<sup>2</sup>.

Según el estado de cargas mostrado:



Donde:  $W = 10 \text{ lbs/pie}^2$ .

Tomando momentos en 2:

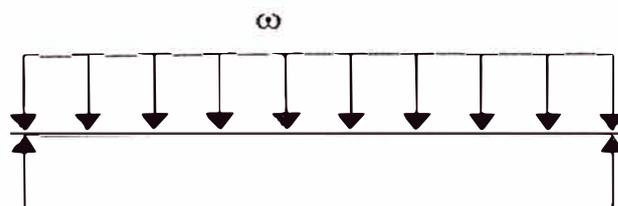
$$SM_2 = 0$$

$$R_1 \times 4,17 + \frac{10 \times (1,03125)^2}{2} - \frac{10 \times (4,9721)^2}{2} = 0$$

$$R_1 = 28,37 \text{ lbs.}$$

Por lo tanto el ángulo soportará una carga de 28.37 lbs/pie.

Luego:



$$M_{\max} = \frac{\omega \ell^2}{8} = \frac{28.37 \times 5^2}{8} = 8866 \text{ lb pie} = 1064 \text{ lb/pulg.}$$

$$S_x = \frac{M_{\max}}{F_b} = \frac{1.064}{22.000} = 0,048 \text{ pulg}^3$$

Del manual del acero seleccionamos:  $L 2 \times 2 \times \frac{3}{16}$

La deformación máxima permitida es:

$$\Delta_{\max} = \frac{L}{360} = \frac{5 \times 12}{360} = 0,17 \text{ pulg}$$

en el ángulo se tendrá una deformación máxima de:

$$\Delta_{\max} = \frac{5 \omega \ell^4}{384 E I} = \frac{5 \times 0,002364 \times 60^4}{384 \times 29.000 \times 0,272} = 0,05'' \angle 0,17'' \quad \text{OK!}$$

#### 4.1.4. Diseño de Estructura Principal

Será una estructura tipo "Pratt" con una luz de 48.24' y una inclinación de 15.235°, según se muestra en el plano EM-501. Se analizará una estructura típica similar a la existente y mostrada en el gráfico 4.2.

Se empezarán los cálculos hallando las cargas concentradas debido a la pasarela, a la propia estructura y a su carga.

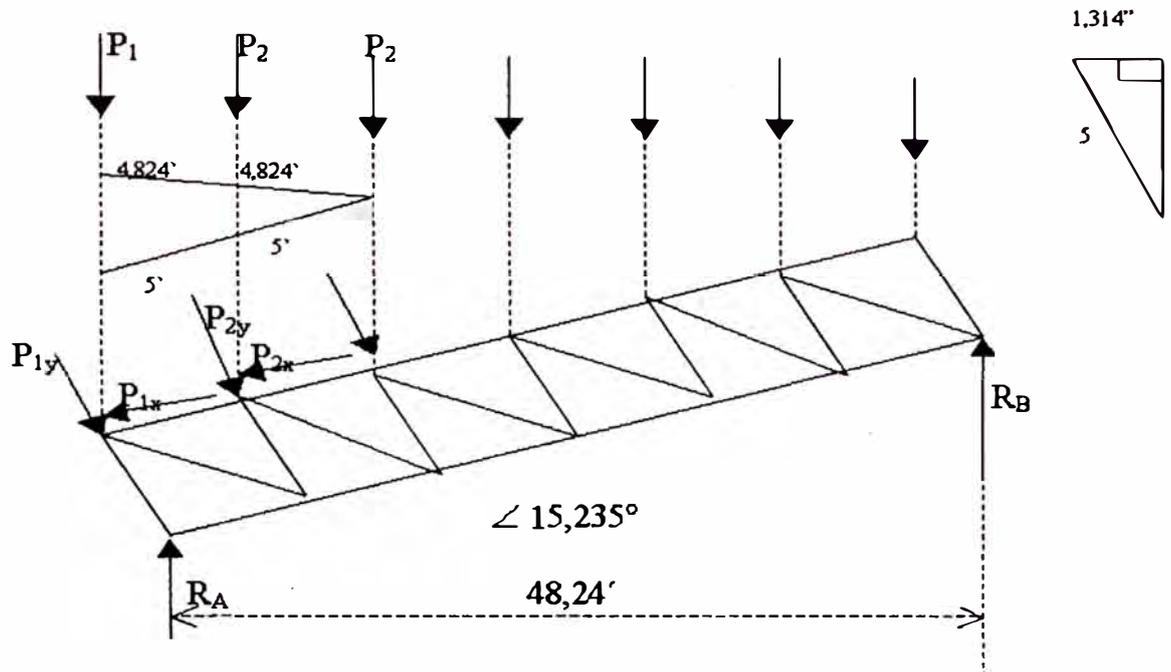


Gráfico 4.2

**a. Cargas concentradas debidas a la pasarela sobre la estructura principal.**

Sobre cada nudo superior de la estructura principal estará actuando la carga debido al peso propio del canal soporte, la carga distribuida debido al piso de madera y estructura y la carga viva.

Para simplificar los cálculos esta carga concentrada será considerada actuando en la parte superior del entramado.

Carga concentrada  $P_{11}$

$$L_1 = \frac{4,824}{2} = 2,412 \text{ pies}$$

Recordando que el ancho de la pasarela es 3 pies.

$$\text{carga muerta} = 10 \times 3 \times 2,412 = 72,36 \text{ lbs}$$

$$\text{peso propio del soporte} = 5,4 \times 3 = 16,20 \text{ lbs.}$$

$$\text{carga viva} = 50 \times 3 \times 2,412 = \underline{361,80 \text{ lbs.}}$$

$$450,36 \text{ lbs.}$$

$$P_{11} = 450 \text{ lbs.}$$

**Carga concentrada  $P_2$**

$$L_2 = 4,824 \text{ pies}$$

$$\text{carga muerta} = 10 \times 3 \times 4,824 = 144,72 \text{ lbs.}$$

$$\text{peso propio del soporte} = 5,4 \times 3 = 16,20 \text{ lbs.}$$

$$\text{carga viva} = 50 \times 3 \times 4,824 = \underline{723,60 \text{ lbs.}}$$

$$884,52 \text{ lbs.}$$

$$P_{21} = 885 \text{ lbs}$$

**b. Cargas concentradas debidas a estructura principal, faja, material y polines.**

$$\text{Estructura} = 110 \text{ lbs/pie (estimado)}$$

$$\text{Faja } 36'' = 23 \text{ lbs/pie}$$

$$\text{Material} = 1.1 \times \frac{37,33 Q}{V} = \frac{1,1 \times 37,33 \times 2.000}{520} = 157,9 \text{ lb / pie}$$

$$\text{Polines} = 51 \text{ lb/pie}$$

$$\text{Peso total} = 342 \text{ lb/pie}$$

A cada lado se tendrá 171 lb/pie, tomando 175 lb/pie tendremos:

$$P_{12} = 175 \times 2,412 = 422 \text{ lbs.}$$

$$P_{22} = 175 \times 4,824 = 844 \text{ lbs.}$$

**c. Cargas totales**

$$P_1 = P_{11} + P_{12} = 450 + 422 = 872 \text{ lbs}$$

$$P_2 = P_{21} + P_{22} = 885 + 844 = 1.729 \text{ lbs.}$$

$$P_{1y} = P_1 \cos 15,235^\circ = 841 \text{ lbs.}$$

$$P_{1x} = P_1 \operatorname{sen} 15,235^\circ = 229 \text{ lbs.}$$

$$P_{2y} = P_2 \cos 15,235^\circ = 1.668 \text{ lbs.}$$

$$P_{2x} = P_2 \operatorname{sen} 15,235^\circ = 454 \text{ lbs.}$$

**d. Cálculo de Reacciones.**

Tomamos momentos en B:

$$48.24 R_A = (1,314 + 49,554) P_1 + (6,138 + 10,962 + 15,786 + 20,61 \\ + 25,434 + 30,258 + 35,082 + 39,906 + 44,73) P_2$$

de donde:

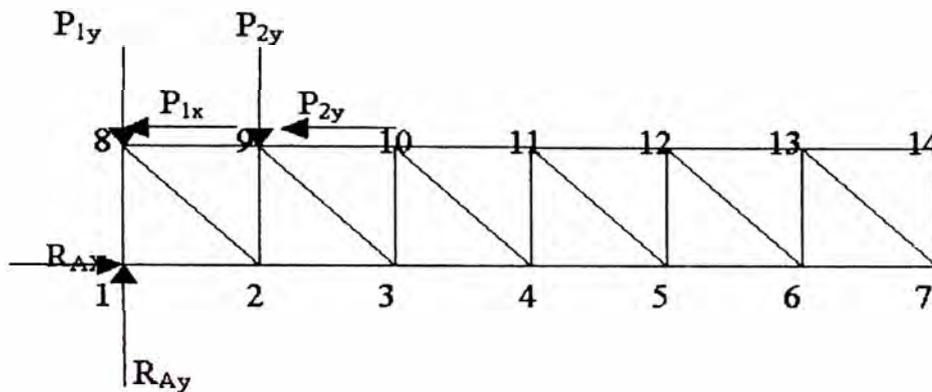
$$R_A = 9.124 \text{ lbs} \quad R_{Ay} = 8.803 \text{ lbs.} \quad R_{Ax} = 2.398 \text{ lbs.}$$

$$R_B = 2 P_1 + 9P_2 - R_A = 2 \times 872 + 9 \times 1.729 - 9.124$$

$$R_B = 8.181 \text{ lbs} \quad R_{By} = 7.893 \text{ lbs} \quad R_{Bx} = 2.150 \text{ lbs.}$$

**e. Análisis de Fuerzas.**

Hacemos el análisis utilizando el método de nudos, aplicando las condiciones de equilibrio y seleccionando los perfiles adecuados según los elementos más solicitados.



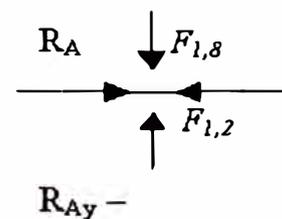
Sabiendo que la sumatoria de fuerzas en un nudo debe ser cero, analizaremos cada nudo, conviniendo en llamar fuerzas negativas a las fuerzas de compresión (entrantes al nudo) y fuerzas positivas a las fuerzas de tracción (salientes del nudo).

$$F_{1,8} = R_{Ay} - P_{1y}$$

$$F_{1,8} = 8.803 - 841 = 7.962 \text{ lbs. } (-)$$

$$F_{1,2} = R_{Ax} = 2.398 \text{ lbs } (-)$$

Nudo 1:

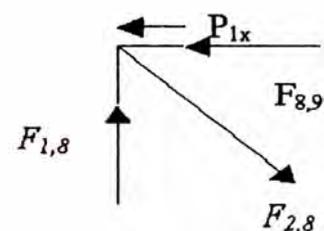


Nudo 8:

$$F_{2,8} = \frac{F_{1,8}}{\text{Sen } 45^\circ} = \frac{7962}{\text{Sen } 45^\circ} = 11260 \text{ lbs } (+)$$

$$F_{8,9} = F_{2,8} \text{ sen } 45^\circ - P_{1x}$$

$$F_{8,9} = 7.962 - 229 = 7.733 \text{ lbs } (-)$$

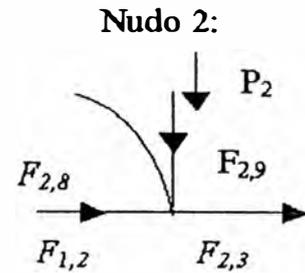


$$F_{2,9} = F_{2,8} \text{ sen } 45^\circ - P_{2y}$$

$$F_{2,9} = 7.962 - 1.668 = 6.294 \text{ lbs } (-)$$

$$F_{2,3} = F_{2,8} \text{ sen } 45^\circ - F_{1,2}$$

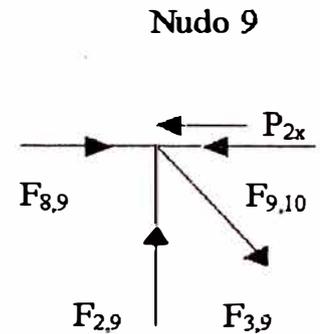
$$F_{2,3} = 7.962 - 2.398 = 5.564 \text{ lbs } (+)$$



$$F_{3,9} = \frac{F_{2,9}}{\text{Sen } 45^\circ} = \frac{6294}{\text{Sen } 45^\circ} = 8901 \text{ lbs } (+)$$

$$F_{9,10} = F_{8,9} + F_{3,9} \text{ sen } 45^\circ - P_{2x}$$

$$F_{9,10} = 7.733 = 6.294 - 454 = 13.573 \text{ lbs } (-)$$

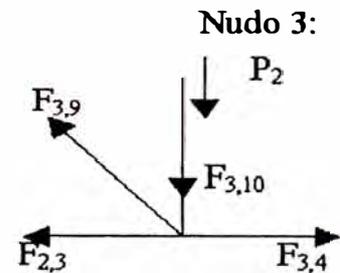


$$F_{3,10} = F_{3,9} \text{ sen } 45^\circ - P_{2y}$$

$$F_{3,10} = 6.294 - 1.668 = 4.626 \text{ lbs } (-)$$

$$F_{3,4} = F_{2,3} + F_{3,9} \text{ sen } 45^\circ$$

$$F_{3,4} = 5.564 + 6.294 = 11.858 \text{ lbs } (+)$$

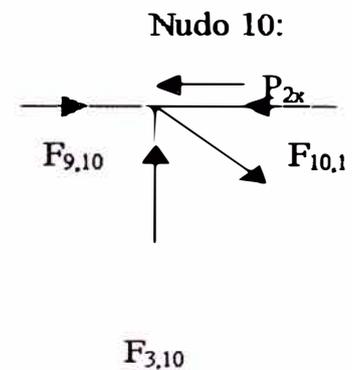


$$F_{4,10} = \frac{F_{3,10}}{\text{Sen } 45^\circ} = \frac{4626}{\text{Sen } 45^\circ} = 6542 \text{ lbs } (+)$$

$$F_{10,11} = F_{9,10} + F_{4,10} \text{ sen } 45^\circ - P_{2x}$$

$$F_{4,10}$$

$$F_{10,11} = 13.573 + 4.626 - 454 = 17.745 \text{ lbs } (-)$$

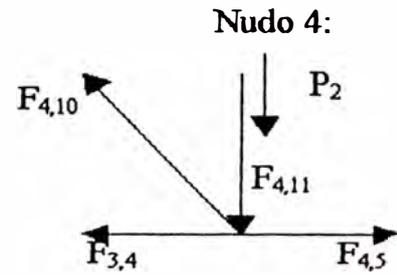


$$F_{4,11} = F_{4,10} \text{ sen } 45^\circ - P_{2y}$$

$$F_{4,11} = 4.626 - 1.668 = 2.958 \text{ lbs (-)}$$

$$F_{4,5} = F_{3,4} + F_{4,10} \text{ sen } 45^\circ$$

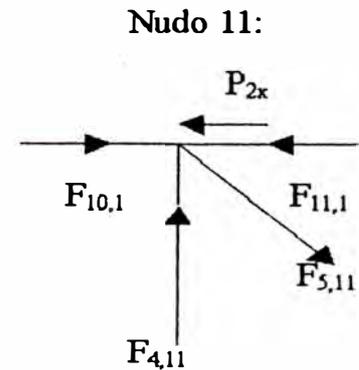
$$F_{4,5} = 11.858 + 4.626 = 16.484 \text{ lbs (+)}$$



$$F_{5,11} = \frac{F_{4,11}}{\text{Sen } 45^\circ} = \frac{2958}{\text{Sen } 45^\circ} = 4183 \text{ lbs (+)}$$

$$F_{11,12} = F_{10,11} + F_{5,11} \text{ sen } 45^\circ - P_{2x}$$

$$F_{11,12} = 17.745 + 2.958 - 454 = 20.249 \text{ lbs (-)}$$

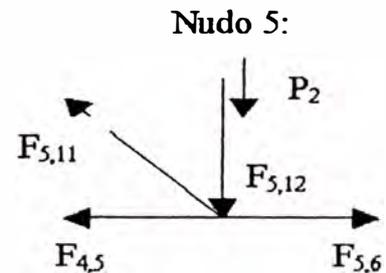


$$F_{5,12} = F_{5,11} \text{ sen } 45^\circ - P_{2y}$$

$$F_{5,12} = 2.958 - 1.668 = 1.290 \text{ lbs (-)}$$

$$F_{5,6} = F_{4,5} + F_{5,11} \text{ sen } 45^\circ$$

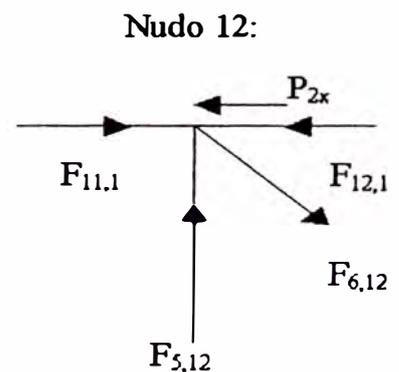
$$F_{5,6} = 16.484 + 2.958 = 19.442 \text{ lbs (+)}$$



$$F_{6,12} = \frac{F_{5,12}}{\text{Sen } 45^\circ} = \frac{1290}{\text{Sen } 45^\circ} = 1824 \text{ lbs (+)}$$

$$F_{12,13} = F_{11,12} + F_{6,12} \text{ sen } 45^\circ - P_{2x}$$

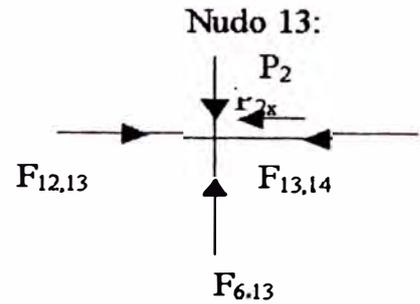
$$F_{12,13} = 20.249 + 1.290 - 454 = 21.085 \text{ lbs (-)}$$



$$F_{6,13} = P_{2y} = 1,668 \text{ lbs (-)}$$

$$F_{13,14} = F_{12,13} - P_{2x}$$

$$F_{13,14} = 21.085 - 454 = 20.631 \text{ lbs (-)}$$

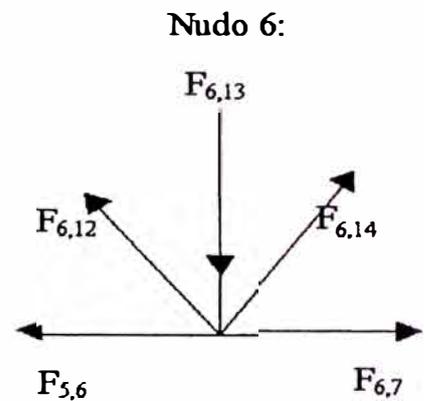


$$F_{6,14} = \frac{F_{6,13} - F_{6,12} \text{ Sen } 45^\circ}{\text{Sen } 45^\circ}$$

$$F_{6,14} = \frac{1668 - 1290}{\text{Sen } 45^\circ} = 535 \text{ lbs (+)}$$

$$F_{6,7} = F_{5,6} + F_{6,12} \text{ sen } 45^\circ - F_{6,14} \text{ sen } 45^\circ$$

$$F_{6,7} = 19.442 + 1.290 - 378 = 20.354 \text{ lbs (+)}$$



En los demás nudos se obtendrán fuerzas menores a las obtenidas, del análisis realizado se escogen las cargas máximas en cada componente:

cuerda superior = 21.085 lbs (-)

cuerda inferior = 20.354 lbs (+)

diagonal = 11.260 lbs (+)

montante = 7.962 lbs (-)

#### f. Selección de Cuerda Superior

Como es un elemento sometido a compresión hallaremos primero el esfuerzo de fluencia admisible,  $F_a$ .

Si escogemos un canal C 8 x 11,5 (manual del acero) tenemos considerando:

$$K = 1$$

$$L = 5 \times 12 = 60''$$

$$r_y = 0,625''$$

$$\text{se tiene: } \frac{KL}{r_y} = \frac{1 \times 60}{0,625} = 96$$

luego de tabla Nº 4.1 obtenemos  $F_a = 13,48$  Ksi

el área requerida será:

$$A_{req.} = \frac{F_{\text{máx}}}{F_a} = \frac{21085}{13480} = 1,56 < 3,3 \text{ pu lg}^2 \quad \text{C8 x 11,5}$$

Chequeo de b/t:

$$\text{Se debe cumplir: } \frac{b}{t} \leq \frac{95}{\sqrt{F_y}}$$

$$\frac{b}{t} = \frac{2,26}{0,39} = 5,79 \quad \frac{95}{\sqrt{F_y}} = \frac{95}{\sqrt{36}} = 15,83$$

$$5,79 < 15,83 \quad \text{OK!}$$

Seleccionamos C 8 x 11.5 para la cuerda superior.

#### g. Selección de Cuerda Inferior.

Tenemos en este caso una fuerza de tracción en donde consideramos

$$F_a = 22.000 \text{ psi}$$

El área requerida será:

$$A_{req.} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{F_a} = \frac{20.354}{22.000} = 0,925 \text{ pu lg}^2$$

Seleccionamos L 3 x 3 x 1/4

Chequeamos la esbeltez debiéndose cumplir:

$$\frac{Kl}{r} < 240$$

$$\frac{Kl}{r} = \frac{1 \times 60}{0,930} = 64,5 < 240 \text{ OK!}$$

#### **h. Selección de Diagonal**

Tenemos nuevamente una fuerza de tracción el área requerida será:

$$A_{req} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{F_a} = \frac{11.260}{22.000} = 0,512 \text{ pu lg}^2$$

Seleccionamos L 2 x 2 x 3/16

Chequeamos la esbeltez

$$\frac{Kl}{r} = \frac{1 \times 7,07 \times 12}{0,617} = 137,5 < 240 \text{ OK!}$$

#### **i. Selección de la Montante.**

Hallaremos primero el esfuerzo admisible de fluencia seleccionando

L 2x 2 x 3/16., tenemos:

$$\frac{Kl}{r} = \frac{1 \times 60}{0,617} = 97,24 ; \text{ de tabla 6.1 } F_a = 13,32 \text{ Ksi}$$

$$A_{req} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{F_a} = \frac{7.962}{13.320} = 0,598 < 0,715 \text{ pu lg}^2 \text{ OK!}$$

Los perfiles de la estructura existente son:

Cuerda superior: C 8 x 11.5

Cuerda inferior: L 6 x 4 x 3/8

Diagonal: L 2 ½ x 2 ½ x ¼

Montante: L 2 ½ x 2 ½ x ¼

Superiores a los seleccionados por lo que no tendremos problemas en utilizar la estructura existente.

## **4.2. ESTRUCTURA DEL EDIFICIO CENTRAL.**

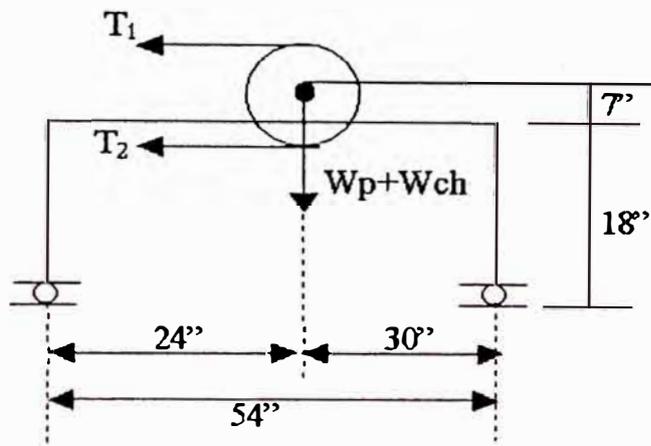
### **4.2.1. Descripción y Bases del Cálculo.**

El edificio central en donde se realizará la separación magnética consta de 3 plataformas principales y una plataforma secundaria, tal como se observa en el plano EM-501, se muestra el diseño de los elementos que conforman la plataforma de elevación 2.610' 5 1/16" según el gráfico 6.3, en donde se ubican las poleas magnéticas. En la plataforma de elevación 2.633' 7 ¾" se ubican el motor, reductor, polea de cabeza y galería de la faja FDC-1; en la elevación 2.624' 5 1/8" se ubican las vigas que soportarán las tolvas; y, en la elevación 2.596' 3 3/8" se encuentran las poleas de cola y las galerías de las fajas FDC-4 y FDC-5.

En los planos EM-503 y EM-504 se muestra la disposición de las vigas, columnas y arriostres del edificio central

#### 4.2.2. Diseño de Pórtico Polea de Cola FAC-2 y FAC-3

Consideramos las tensiones sobre la polea y el peso de la misma, despreciamos el peso propio de la estructura y suponemos que el pórtico será rígido con apoyos articulados.



Donde:

$$T_1 = 3.773 \text{ lb}$$

$$T_2 = 1.256 \text{ lb.}$$

$$W_p = 965 \text{ lb.} \quad W_{\text{polea}}$$

$$W_{ch} = 46 \text{ lb.} \quad W_{\text{chumacera}}$$

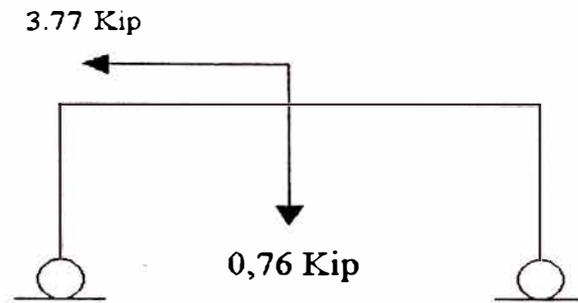
Considerando un coeficiente de seguridad = 1.5, tenemos:

$$T = 1,5 (T_1 + T_2) = 1,5 (3.773 + 1.256) = 7.544 \text{ lb.} = 7,54 \text{ Kip.}$$

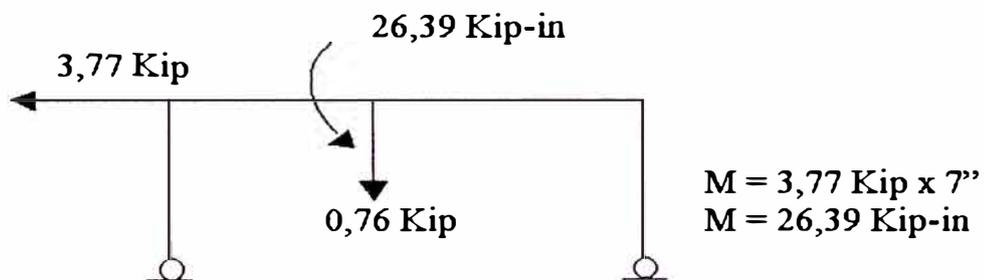
$$W_p = 1,5 \times 965 = 1.448 \text{ lb.} = 1,45 \text{ Kip.}$$

$$W_{ch} = 1,5 \times 46 = 69 \text{ lb.} = 0,07 \text{ Kip.}$$

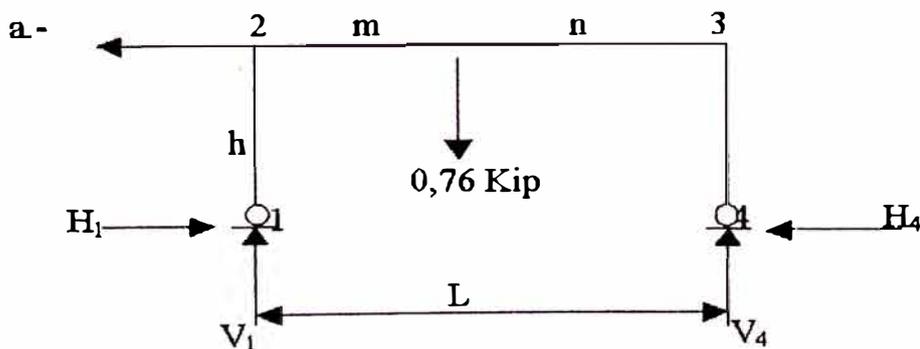
Las cargas actuantes a cada lado serán la mitad de las halladas.



Trasladando la carga actuante:



Analizamos cada fuerza por separado utilizando la teoría de cálculo de pórticos de Leontovich:



Si definimos  $K = \frac{6 mn}{AL}$

Donde  $A = 4 \left( 3 + \frac{2h}{L} \right) = 4 \left( 3 + \frac{2 \times 18}{54} \right) = 14,67$

$$\text{Luego } K = \frac{6 \times 24 \times 30}{14,67 \times 54} = 5,45$$

Tenemos por tanto que:

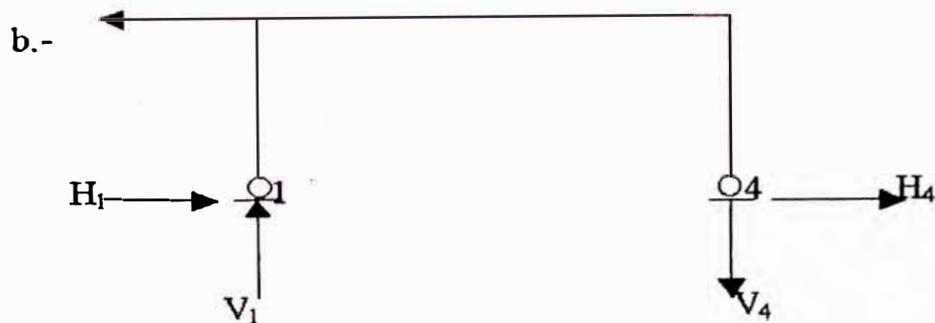
$$H_1 = H_4 = \frac{Kp}{h} = \frac{5,45 \times 0,76}{18} = 0,23 \text{ Kip}$$

$$V_1 = p \frac{n}{L} = 0,76 \times \frac{30}{54} = 0,42 \text{ Kip}$$

$$V_4 = p \frac{m}{L} = 0,76 \times \frac{24}{54} = 0,34 \text{ Kip}$$

$$M_{2V} = M_{3V} = -pK = -0,76 \times 5,45 = -4,14 \text{ Kip} - pu \text{ lg.}$$

$$M_{2H} = M_{3H} = M_{2V} = -4,14 \text{ Kip} - pu \text{ lg.}$$



Donde

$$H_1 = \frac{P}{2} = \frac{3,77}{2} = 1,88 \text{ Kip}$$

$$H_4 = -\frac{P}{2} = -\frac{3,77}{2} = -1,88 \text{ Kip}$$

$$V_1 = \frac{ph}{L} = \frac{3,77 \times 18}{54} = 1,26 \text{ Kip}$$

$$V_4 = -V_1 = -1,26 \text{ Kip}$$

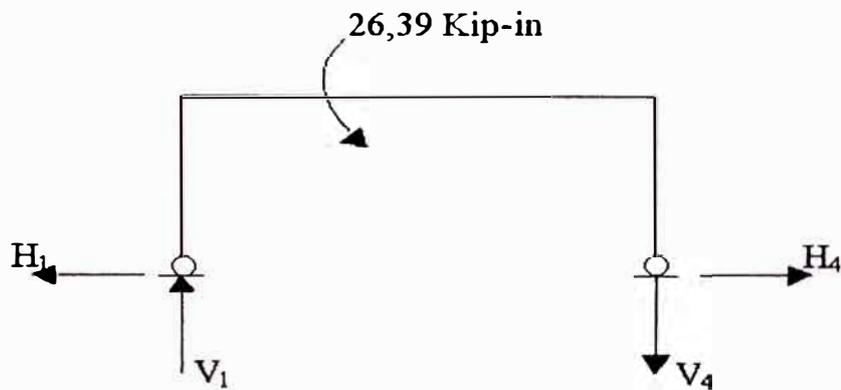
$$M_{2V} = -\frac{ph}{2} = -\frac{3,77 \times 18}{2} = -33,93 \text{ Kip} - pu \text{ lg.}$$

$$M_{3V} = -M_{2V} = -33,93 \text{ Kip} - pu \text{ lg.}$$

$$M_{2H} = M_{2V} = -33,93 \text{ Kip} - pu \text{ lg.}$$

$$M_{3H} = M_{3V} = 33,93 \text{ Kip} - pu \text{ lg.}$$

c.-



$$H_1 = H_4 = -\frac{6M}{Ah} = -\frac{6 \times 26,39}{14,67 \times 18} = -0,60 \text{ Kip}$$

$$V_1 = \frac{M}{L} = \frac{26,39}{54} = 0,49 \text{ Kip}$$

$$V_4 = -V_1 = -0,49 \text{ Kip}$$

$$M_{2H} = M_{3H} = \frac{6M}{A} = \frac{6 \times 26,39}{14,67} = 10,79 \text{ Kip} - pu \text{ lg.}$$

$$M_{2V} = M_{3V} = M_{2H} = 10,79 \text{ Kip} - pu \text{ lg.}$$

Hallamos los resultantes de los valores obtenidos:

$$H_1 = 0,23 - 1,88 - 0,6 = 1,51 \text{ Kip.}$$

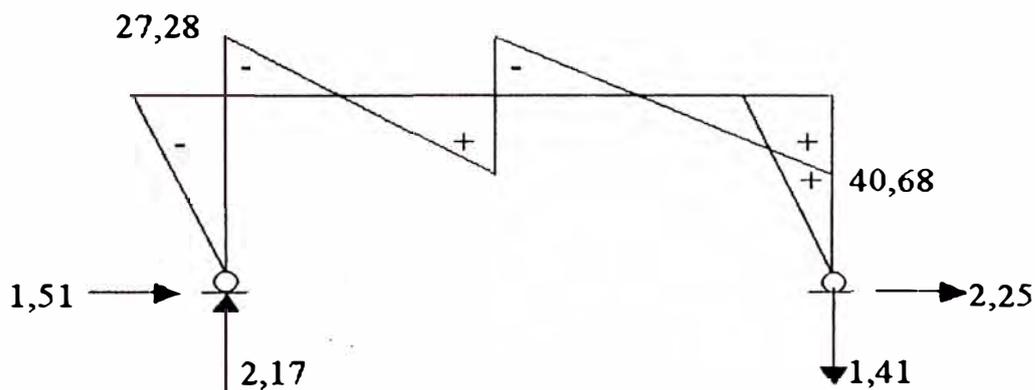
$$H_4 = 0,23 - 1,88 - 0,6 = -2,25 \text{ Kip}$$

$$V_1 = 0,42 - 1,26 + 0,49 = 2,17 \text{ Kip.}$$

$$V_4 = 0,34 + 1,26 - 0,49 = -1,41 \text{ Kip.}$$

$$M_{2V} = -4,14 - 33,93 + 10,79 = -27,28 \text{ Kip-pulg.}$$

$$M_{3V} = -4,14 + 33,93 + 10,79 = 40,58 \text{ Kip-pulg.}$$



El momento máximo es:  $M_{\max} = 40,58 \text{ Kip-pulg}$

El esfuerzo permisible es:  $F_b = 22 \text{ Ksi}$

El módulo de sección será:

$$S_x = \frac{M_{\max}}{F_b} = \frac{40,58}{22} = 1,84 \text{ pulg}^3$$

La deformación máxima permisible es:

$$\Delta_{\max} \leq \frac{L}{360} = \frac{54}{360} = 0,15''$$

considerando un perfil W 6 x 15

$$\Delta_{m\acute{a}x} \text{ en } x = \sqrt{\frac{a(a+2b)}{3}} = 27,93'' \quad \text{donde } a = 30'' \text{ y } b = 24''$$

$$\Delta_{m\acute{a}x} = \frac{Pab(a+2b)\sqrt{3a(a+2b)}}{27 EIL} + \frac{Ml^2}{6EI} \left[ \left( 6\frac{a}{l} - \frac{3a^2}{l^2} - 2 \right) \frac{x}{l} - \frac{x^3}{l^3} \right]$$

$$\Delta_{m\acute{a}x} = \frac{0,76 \times 30 \times 24 (30 + 2 \times 24) \sqrt{3 \times 30 (30 + 2 \times 24)}}{27 \times 29.000 \times 29,1 \times 54} + \frac{26,39 \times 54^2}{6 \times 29.000 \times 29,1}$$

$$\left[ \left( 6 \times \frac{30}{54} - \frac{3 \times 30^2}{54^2} - 2 \right) \frac{27,93}{54} - \frac{27,93^3}{54^3} \right]$$

$$\Delta_{m\acute{a}x} = 0,004'' < 0,15''$$

Usaremos W 6 x 15

Nota: podríamos utilizar perfiles más livianos pero el ancho de ala no sería suficiente para el diámetro de agujero del soporte que es de 26 mm.

#### 4.2.3. Selección de Viga Soporte Entre Poleas

La viga entre poleas ha de soportar el peso de los polines, más el peso de la faja, más el material a transportar.

$$\text{Peso faja} = 2 \times 21,4 = 42,8 \text{ lb/pie}$$

$$\text{Peso polines} = \frac{7(166 + 76,2) + 2(84 + 69,8)}{14,83} = 135 \text{ lb / pie.}$$

$$\text{Peso material} = 1,1 \times \frac{37,33 \text{ Q}}{V} = \frac{1,1 \times 37,33 \times 1.000}{325} = 126 \text{ lb / pie}$$

$$\text{Peso total} = 303,8 \text{ lb/pie} = 0,025 \text{ Kip/pulg}$$

Tomando un factor de seguridad de 1,25:

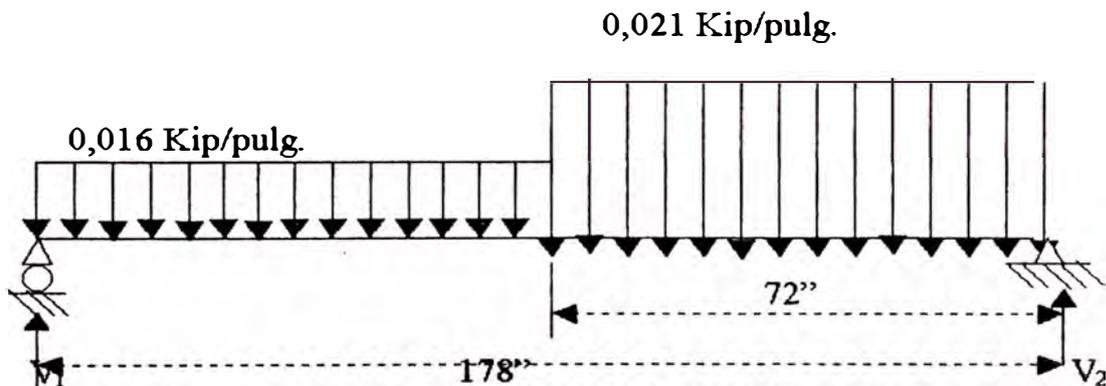
$$w = 1,25 \times 0,025 = 0,032 \text{ Kip/pulg.}$$

A cada lado tendremos  $w = 0,016 \text{ Kip/pulg.}$

Considerando una carga de impacto en el área de recibo

$$w_1 = 1,30 \times 0,016 = 0,021 \text{ Kip/pulg.}$$

Tendremos la siguiente disposición de cargas



Utilizando las fórmulas dadas en el manual del acero

$$V_1 = \frac{0,016 \times 178}{2} + \frac{0,005 \times 72^2}{2 \times 178} = 1,50 \text{ Kip.}$$

$$V_2 = 1,71 \text{ Kip.}$$

El momento máximo se dará en el centro de la viga

$$M_{\text{máx}} = \frac{w l^2}{8} + V_{11} x$$

siendo  $V_{11}$  la reacción correspondiente a  $w - w_1$  solamente

$$V_{11} = \frac{0,005 \times 72^2}{2 \times 178} = 0,073 \text{ Kip}$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{0,016 \times 178^2}{8} + 0,073 \times 90 = 69,94 \text{ Kip-pulg.}$$

el módulo de sección requerido será:

$$S_x = \frac{M_{\text{máx}}}{F_b} = \frac{69,94}{22} = 3,18 \text{ pulg}^3$$

Del manual del acero seleccionamos C 6 x 8,2 ( $S_x = 4,38$ ) sin embargo no satisface el ancho requerido por los apoyos de polines; usaremos entonces C 8 x 11,5.

Chequeo de deflexión

$$\text{Deflexión máxima permitida: } \Delta_{\text{máx}} \leq \frac{178}{360} = 0,49''$$

deflexión máxima aproximada en el centro:

$$\Delta = \frac{5w l^4}{384 EI} + \frac{(w - w_1) a^2}{24 E I l} [4(l - x)l - 2(l - x)^2 - a^2]$$

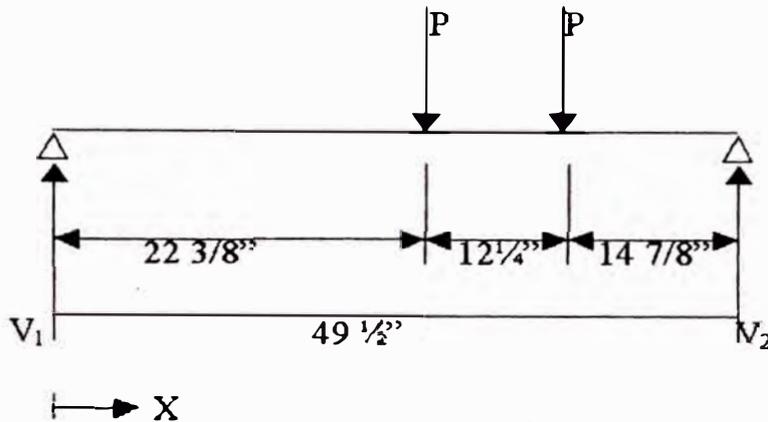
$$\Delta = \frac{5 \times 0,016 \times 178^4}{384 \times 29.000 \times 32,6} + \frac{0,005 \times 72^2 \times 90}{24 \times 29.000 \times 32,6 \times 178} [4(178 - 90)178 - 2(178 - 90)^2 - 72^2]$$

$$\Delta = 0,25'' < 0,49$$

#### 4.2.4. Selección De Viga Soporte De Motor

El peso del motor a utilizar es 190 Kg = 418 lb. , la distancia entre apoyos es 311mm. = 12 1/4".

Tenemos la siguiente disposición de cargas:



Donde  $P = 1,25 \left( \frac{418}{4} \right) = 131 \text{ lb} = 0,13 \text{ Kip}$ .

$$V_1 = \frac{P}{1} (1 - a + b) = \frac{0,13}{49,5} = \left( 49 \frac{1}{2} - 22 \frac{3}{8} + 14 \frac{7}{8} \right) = 0,11 \text{ Kip}$$

$$V_2 = 0,15 \text{ Kip}$$

El momento máximo se dará en  $x = 22 \frac{3}{8}$

$$M_{\max} = V_1 \times a = 0,11 \times 22 \frac{3}{8} = 2,46 \text{ Kip.-pulg.}$$

El módulo de sección requerido será:

$$S_x = \frac{M_{\max}}{F_b} = \frac{2,46}{22} = 0,11 \text{ pulg}^3$$

Del manual del acero seleccionamos C4 x 5,4

La deflexión máxima permitida es:  $D_{\max} = \frac{49 \frac{1}{2}}{360} = 0,14''$

la deflexión máxima obtenida es:

$$\Delta = \frac{Pb^2}{6EI} (3l - b)$$

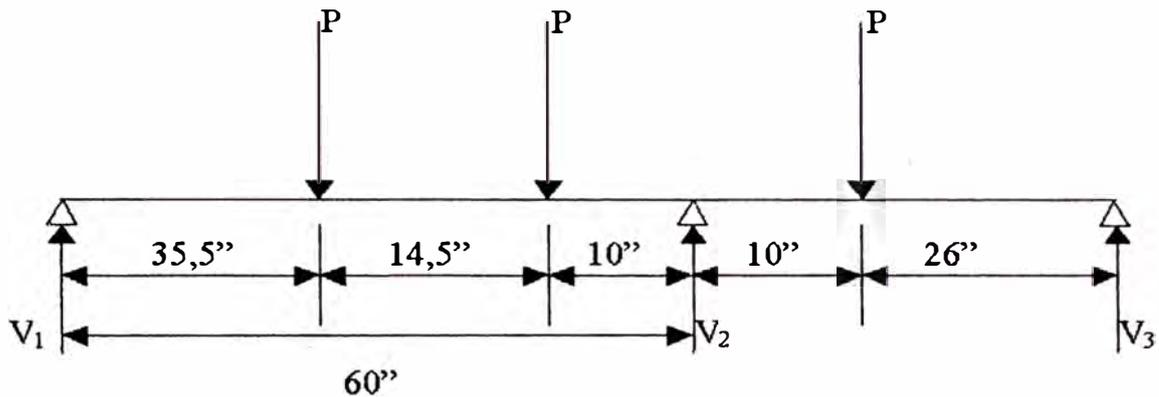
$$\Delta = \frac{0,13 \times 27,125^2}{6 \times 29000 \times 3,85} (3 \times 49,5 - 27,125) + \frac{0,13 \times 14,875^2}{6 \times 29000 \times 3,85} (3 \times 49,5 - 14,875)$$

$$\Delta = 0,023'' < 0,14'' \quad \text{OK} \quad \text{usaremos C4 x 5,4}$$

#### 4.2.5. Selección De Viga Soporte De Reductor

El peso del reductor a utilizar es 2,050 lbs., la distancia entre apoyos es 14.5" y 20".

Tenemos la siguiente disposición de cargas:



$$\text{Donde } P = 1.25 \left( \frac{2050}{6} \right) = 427 \text{ lb.} = 0.43 \text{ Kip}$$

Analizamos el tramo izquierdo, tomando momentos en 1

$$\sum M_1 = 0 \quad 35.5P + 50P = 60V_2$$

$$V_2 = \frac{85.5P}{60} = \frac{85.5 \times 0.43}{60} = 0.613 \text{ Kip}$$

$$V_1 = 0.247 \text{ Kip}$$

el momento máximo será:  $M_{\text{máx}} = 0.247 \times 35.5 = 8.77 \text{ Kip-pulg}$

el módulo de sección requerido es:  $S_x = \frac{8.77}{22} = 0.399 \text{ pulg}^3$

del manual del acero seleccionamos [4x5.4]

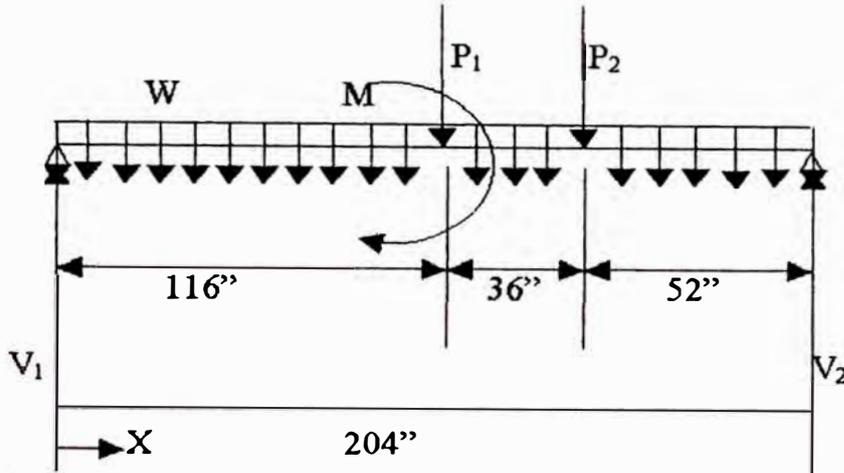
la deflexión máxima con el perfil seleccionado es:

$$\Delta = \frac{0.43 \times 24.5 \times 33(60^2 - 24.5^2 - 33^2)}{6 \times 29000 \times 3.85 \times 60} + \frac{0.43 \times 10 \times 33(60^2 - 10^2 - 33^2)}{6 \times 29000 \times 3.85 \times 60}$$

$$\Delta = 0.025 < 0.17" \quad \text{OK usaremos [4x5.4]}$$

#### 4.2.6. Selección de viga "A".

Se tiene la siguiente disposición de fuerzas:



Considerando uso de planchas para piso de  $\frac{1}{4}$ " de espesor tendremos un peso de 10,2 lb/pie<sup>2</sup>.

Considerando también una carga viva de 100 lb/pie<sup>2</sup> tendremos un total de 110,2 lb/pie<sup>2</sup>.

$$W = 1,25 \left( \frac{17 \times 3 \times 110,2}{2 \times 17} \right) = 207 \text{ lb/pie} = 0,0172 \text{ Kip/pulg.}$$

$$P_1 = 1,25 \times \frac{1}{2} \text{ peso de patea magnética} = 1,25 \times \frac{1}{2} \times 17900 = 11188 \text{ lb} = 11,19 \text{ Kip}$$

$$P_2 = 1,25 \times 1,50 = 1,88 \text{ Kip.}$$

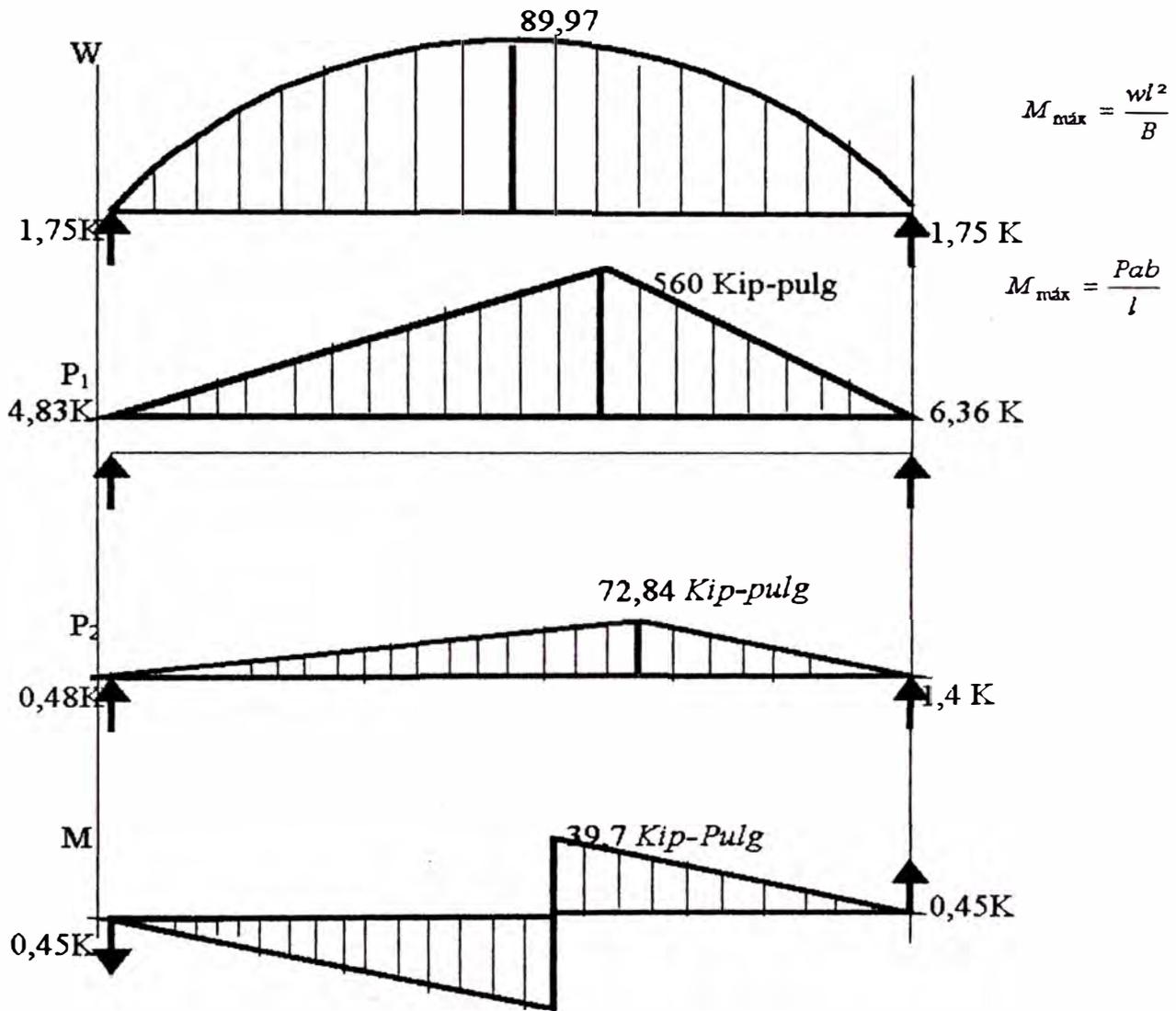
$$M = 1,25 \times 3,77 \times 19,5'' = 91,89 \text{ Kip-pulg.}$$

Según manual de Pisarenko

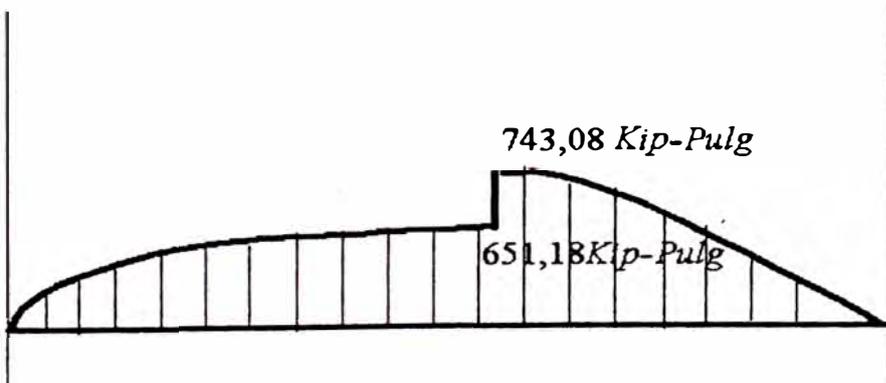
$$V_1 = -\frac{91,89}{204} + \frac{0,0172 \times 204}{2} + \frac{11,19 \times 88}{204} + \frac{1,88 \times 52}{204} = 6,61 \text{ Kip.}$$

$$V_1 = -\frac{91,89}{204} + \frac{0,0172 \times 204}{2} + \frac{11,19 \times 116}{204} + \frac{1,88 \times 152}{204} = 9,97 \text{ Kip.}$$

Trazamos el diagrama de momentos de cada carga actuante:



De la superficie de los diagramas obtenemos el momento máximo:



$$M_{\text{máx}} = \frac{0,0172 \times 116 \times 88}{2} + 560 + \frac{116}{152} \times 72,84 + 39,7 = 743,08 \text{ Ki p- pulg.}$$

el módulo de sección requerido es:

$$S_X = \frac{743,08}{22} = 33,78 \text{ pulg}^3$$

del manual del acero seleccionaremos: W 12 x 30

$$\text{la deflexión máxima permitida es: } \Delta_{\text{máx}} = \frac{204}{360} = 0,57''$$

la deflexión máxima con el perfil seleccionado es, considerado que  $P_1$  produce el mayor momento:

$$X = \sqrt{\frac{a(a+2b)}{3}} = \sqrt{\frac{116(116+2 \times 88)}{3}} = 106,26$$

Hallamos las deflexiones para cada carga en  $X = 106,26$

$$W: \quad \Delta = \frac{WX}{24 EI} (l^3 - 2lx^2 + x^3)$$

$$\Delta = \frac{0,0172 \times 106,26}{24 \times 29000 \times 238 \times 204} (204^3 - 2 \times 204 \times 106,26^2 + 106,26^3)$$

$$\Delta = 0,056''$$

$$P_1: \quad \Delta = \frac{Pbx}{6 EI} (l^2 - b^2 - x^2)$$

$$\Delta = \frac{11,19 \times 88 \times 106,26}{6 \times 29000 \times 238 \times 204} (204^2 - 88^2 - 106,26^2)$$

$$\Delta = 0,2797''$$

$$P_2: \quad \Delta = \frac{Pbx}{6 EI} (l^2 - b^2 - x^2)$$

$$\Delta = \frac{1,88 \times 52 \times 106,26}{6 \times 29000 \times 238 \times 204} (204^2 - 52^2 - 106,26^2)$$

$$\Delta = 0,034''$$

$$M: \quad \Delta = \frac{M l^2}{6 E I l} \left[ \left( 6 \frac{a}{l} - 3 \frac{a^2}{l^2} - 2 \right) \frac{x}{l} - \frac{x^3}{l^3} \right]$$

$$\Delta = \frac{91,89 \times 204^2}{6 \times 29000 \times 238} \left[ \left( 6 \frac{116}{204} - \frac{3 \times 116^2}{204^2} - 2 \right) \frac{106,26}{204} - \frac{106,26^3}{204^3} \right]$$

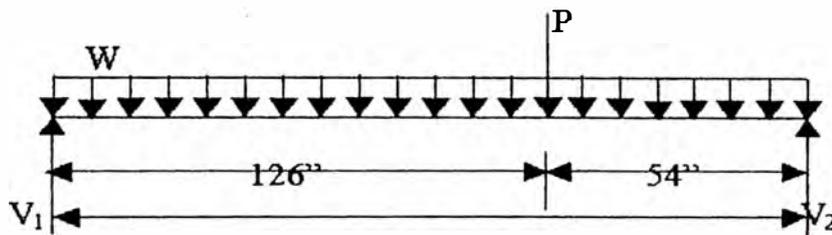
$$\Delta = 0,0082'$$

$$\Delta_{\max} = 0,056 + 0,2797 + 0,034 + 0,0082 = 0,38' < 0,57'$$

Usaremos *W 12 x 30*

#### 4.2.7. Selección de viga "B"

Tenemos la siguiente disposición de cargas:



$$\text{Donde : } W = 1,25 \left( \frac{15 \times 3 \times 110,2}{2 \times 15} \right) = 207 \text{ lb / pie} = 0,0172 \text{ Kip / pulg}$$

$$P = 1,25 (2,17 + 1,71) = 4,85 \text{ Kip}$$

aplicando las formulas del manual del acero hallamos las reacciones:

$$V_1 = \frac{W l}{2} + \frac{P b}{l} = \frac{0,0172 \times 180}{2} + \frac{4,85 \times 54}{180} = 3 \text{ Kip}$$

$$V_2 = \frac{W l}{2} + \frac{P a}{l} = \frac{0,0172 \times 180}{2} + \frac{4,85 \times 126}{180} = 4,94 \text{ Kip}$$

El momento máximo se dará en el punto de aplicación de P.

$$M_{\max} = \frac{P a b}{l} + \frac{W x}{2} (l - x)$$

$$M_{\max} = \frac{4,85 \times 126 \times 54}{180} + \frac{0,0172 \times 126}{2} (180 - 126) = 241,84 \text{ Kip-pulg.}$$

El módulo de sección requerido es:

$$S_x = \frac{M_{\max}}{Fb} = \frac{242}{22} = 11 \text{ pulg}^3$$

Seleccionamos  $W 12 \times 14$

La deflexión máxima permitida es  $\Delta_{\max} = \frac{180}{360} = 0,5''$

La deflexión máxima obtenida con el perfil seleccionado es:

$$\text{En } x = \sqrt{\frac{a(a+2b)}{3}} = \sqrt{\frac{126(126+2 \times 54)}{3}} = 99,14$$

$$\Delta = \frac{Pab(a+2b)\sqrt{3a(a+2b)}}{27 E I l} + \frac{Wx}{24 E I} (l^3 - 2lx^2 + x^3)$$

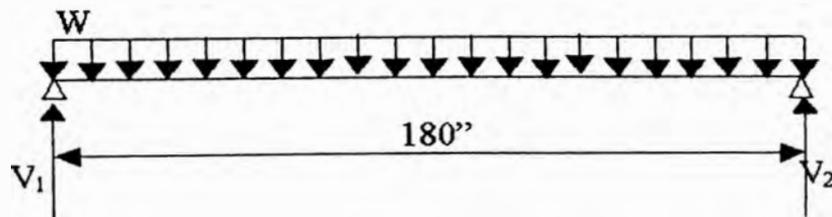
$$\Delta = \frac{4,85 \times 126 \times 54(126+2 \times 54)\sqrt{3 \times 126(126+2 \times 54)}}{27 \times 29000 \times 88,6 \times 180} + \frac{0,0172 \times 99,14}{24 \times 29000 \times 88,6} (180^3 - 2 \times 180 \times 99,14^2 + 99,14^3)$$

$$\Delta = 0,33 < 0,5''$$

Usaremos  $W 12 \times 14$

#### 4.2.8. Selección de viga "C"

Disposición de cargas:



Donde  $W = 0,0172 \text{ Kip/pulg}$

$$\text{Por tanto } V_1 = V_2 = \frac{0,0172 \times 180}{2} = 1,55 \text{ Kip}$$

El momento máximo será:

$$M_{\text{máx}} = \frac{Wl^2}{8} = \frac{0,0172 \times 180^2}{2} = 69,66 \text{ Kip} \cdot \text{pulg.}$$

El módulo de sección requerido será:

$$S_x = \frac{M_{\text{máx}}}{F_b} = \frac{69,66}{22} = 3,17 \text{ pulg}^3$$

Seleccionamos C 6 x 8,2

La deflexión máxima permitida será  $\Delta_{\text{máx}} \leq \frac{180}{360} = 0,5''$

La deflexión máxima obtenida es:

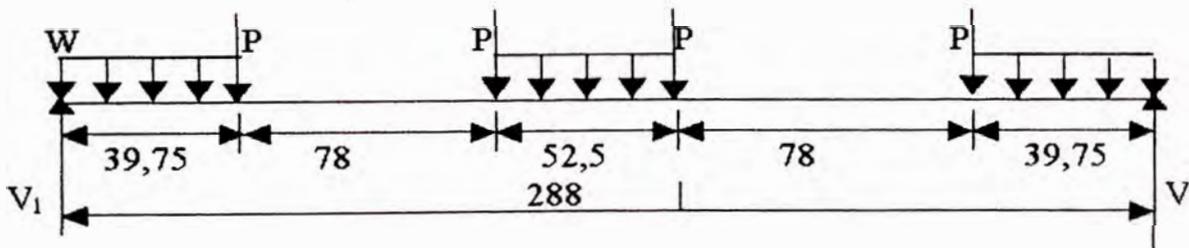
$$\Delta = \frac{5 W l^4}{384 E I} = \frac{5 \times 0,0172 \times 180^4}{384 \times 29000 \times 131} = 0,62'' < 0,5'' \quad \text{Falla por deflexión}$$

Seleccionamos C 8 x 11,5

$$\Delta = \frac{5 \times 0,0172 \times 180^4}{384 \times 29000 \times 32,6} = 0,25'' < 0,5''$$

#### 4.2.9. Selección de viga "D"

Tenemos la siguiente disposición de cargas:



$$\text{Donde } W = 1,25 \left( \frac{4,5}{4} \times 110,2 \right) = 154,97 \text{ lb/pie} = 0,0129 \text{ Kip/pulg}$$

$$P = 1,25 (4,94 - 1,42) = 3,52 \text{ Kip.}$$

Calculamos la reacción V

$$V = \frac{1}{2}(4P + wl) = \frac{1}{2}(4 \times 3,52 + 0,0129(39,75 \times 2 + 52,5)) = 7,89 \text{ Kip}$$

el momento máximo se logrará en el centro de la luz

$$M_{\text{máx}} = Pa + Pa + 2 \frac{Wa^2}{2l}(l-x) + \frac{Wab}{2l}(2a+b) \left[ 1 + \frac{2a+b}{4l} \right]$$

$$M_{\text{máx}} = 3,52 \times 117,75 + 3,52 \times 117,75 + \frac{0,0129 \times 39,75^2}{288}(288 - 144) + \frac{0,0129 \times 117,75 \times 52,5}{2 \times 288}$$

$$(2 \times 117,75 + 52,5) \left[ 1 + \frac{2 \times 117,75 + 52,5}{4 \times 288} \right]$$

$$M_{\text{máx}} = 614,43 \text{ Kip} - \text{pu} \lg = 51,2 \text{ Kip} - \text{pie}$$

El módulo de sección requerido será:

$$S_x = \frac{M_{\text{máx}}}{F_b} = \frac{614,43}{22} = 27,93 \text{ pu} \lg^3, \text{ seleccionaremos } W12 \times 26$$

$$\text{La deflexión máxima permitida es } \Delta_{\text{máx}} = \frac{288}{360} = 0,8''$$

La deflexión máxima obtenida con el perfil seleccionado se da en  $x = 144''$

$$\Delta = \frac{Pa}{24EI}(3l^2 - 4a^2) + \frac{wa^2(l-x)}{24EI}(4xl - 2x^2 - a^2) + \frac{wal^3}{48EI}$$

$$\Delta = \frac{3,52 \times 39,75}{24 \times 29000 \times 204}(3 \times 288^2 - 4 \times 39,75^2) + \frac{3,52 \times 117,75}{24 \times 29000 \times 204}(3 \times 288^2 - 4 \times 117,75^2)$$

$$+ 2 \times \frac{0,0129 \times 39,75^2(288 - 144)}{24 \times 29000 \times 204 \times 288}(4 \times 144 \times 288 - 2 \times 144^2 - 2 \times 39,75^2) + \frac{0,0129 \times 52,5 \times 288^3}{48 \times 29000 \times 204}$$

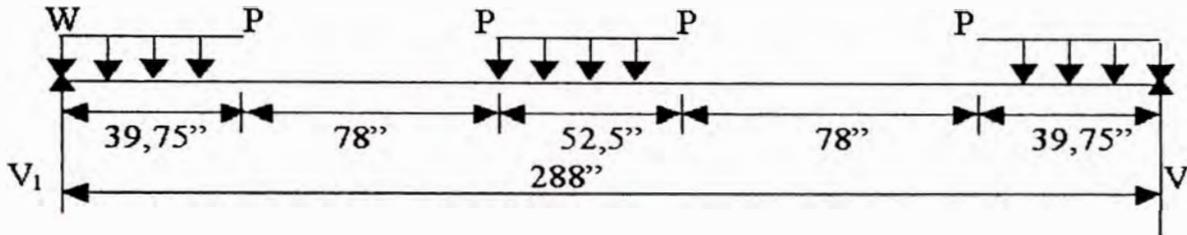
$$\Delta = 0,88'' > 0,8'' \text{ FALLA POR DEFLEXION}$$

Usaremos  $w 14 \times 26$  ( $I = 245$ )

Recalculando  $\Delta = 0,73'' < 0,8''$

#### 4.2.10. Selección de viga "E"

Tenemos la siguiente disposición de cargas:



Donde  $w = 2 \times 0,0129 = 0,0258 \text{ Kip/pulg}$

$$P = 1,25 (9,97 + 3) = 16,21 \text{ Kip.}$$

Siguiendo el mismo procedimiento que en el diseño de la viga "D", obtenemos:

$$V = 34,12 \text{ Kip}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 2673 \text{ Kip-pulg.}$$

El módulo de sección requerido será:

$$S_x = \frac{M_{m\acute{a}x}}{F_b} = \frac{2673}{22} = 121,5 \text{ pulg}^3$$

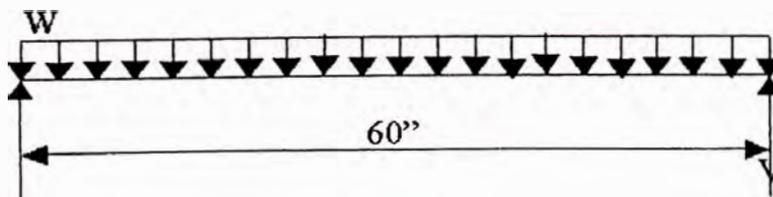
del manual del acero seleccionamos:  $W 24 \times 62$  ( $I = 1550 \text{ pulg}^4$ )

la deflexión máxima permitida es  $\Delta = 0,8''$

la deflexión máxima obtenida es :  $\Delta = 0,5'' < 0,8''$

#### 4.2.11. Selección de la viga "F"

La plataforma que estará sostenida por las vigas "F" en voladizo estará recibiendo la carga de una caseta de control; considerando un carga de  $100 \text{ lbs/pie}^2$ , se tendrá un carga total de  $110,2 \text{ lbs/pie}^2$



Siendo  $w = 1,25 \left( \frac{24 \times 5 \times 110,2}{4 \times 5} \right) = 826,5 \text{ lb/pie} = 0,069 \text{ Kip/pulg}$ .

Por tanto la reacción V será:

$$V = w l = 0,069 \times 60 = 4,14 \text{ Kip}$$

El momento máximo ocurrirá en el extremo empotrado.

$$M_{\text{máx}} = \frac{wl^2}{2} = \frac{0,069 \times 60^2}{2} = 124,2 \text{ Kip-pulg}$$

el módulo de sección requerida será

$$S_x = \frac{M_{\text{máx}}}{F_b} = \frac{124,2}{22} = 5,65 \text{ pulg}^3$$

del manual del acero seleccionamos : C 8 x 11,5 ( $I = 32,6 \text{ pulg}^4$ )

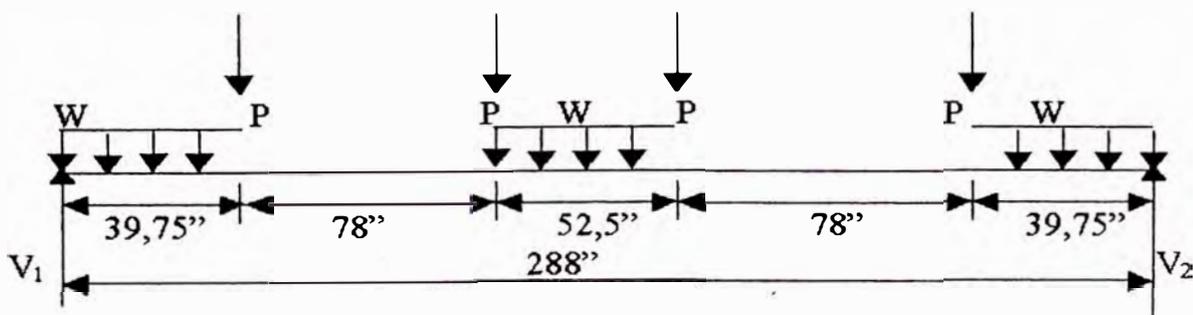
la deflexión máxima permitida es  $\Delta_{\text{máx}} = \frac{60}{360} = 0,17''$

la deflexión máxima se obtiene en el extremo libre:

$$\Delta_{\text{máx}} = \frac{wl^4}{8 E I} = \frac{0,069 \times 60^4}{8 \times 29000 \times 32,6} = 0,12'' < 0,17''$$

#### 4.2.12. Selección de viga "G"

Se tiene la siguiente disposición de cargas:



Donde  $W = 0,0258 \text{ Kip/pulg}$

$$P = 1,25 ( 4,14 + 6,61 ) = 13,44 \text{ Kip}$$

Siguiendo el mismo procedimiento que en el diseño de la viga "D", obtenemos:

$$V = 28,58 \text{ Kip.}$$

$$M_{\text{máx}} = 223686 \text{ Kip-pulg.}$$

el módulo de sección requerido será:

$$S_x = \frac{M_{\text{máx}}}{Fb} = \frac{2237}{22} = 101,68 \text{ pulg}^3$$

del manual del acero seleccionamos :  $W 18 \times 60$

la deflexión máxima permitida será  $\Delta_{\text{máx}} = \frac{288}{360} = 0,8''$

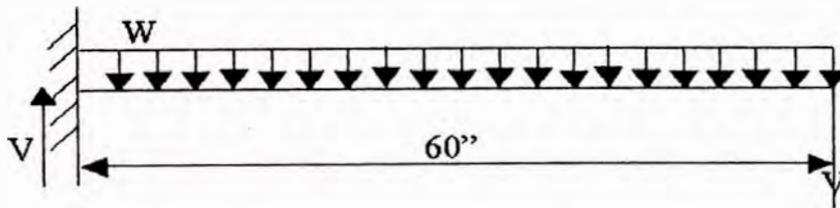
la deflexión máxima obtenida es:

$$\Delta_{\text{máx}} = 0,67'' < 0,8''$$

usaremos  $W 18 \times 60$

#### 4.2.13. Selección de viga "H"

Será una viga en voladizo de 60'' de longitud



Donde :

$$\omega = 1.25 \left( \frac{17 \times 5 \times 110.2}{5 \times 3} \right) = 780.6 \text{ lb / pie} = 0.065 \text{ Kip / pulg}$$

$$V = \omega l = 0.065 \times 60 = 3.9 \text{ Kip}$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{\omega l^2}{2} = \frac{0.0065 \times 60^2}{2} = 117 \text{ Kip-pulg}$$

$$S_x = \frac{M_{\max}}{F_b} = \frac{117}{22} = 5.32 \text{ pu lg}^3$$

del manual del acero seleccionamos: [8 x 11.5]

la deflexión máxima permitida será:  $\Delta_{\max} = \frac{60}{360} = 0.17''$

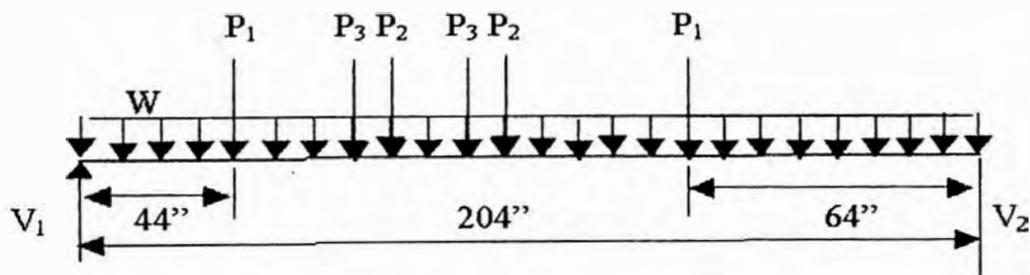
la deflexión máxima obtenida es:

$$\Delta_{\max} = \frac{\omega l^4}{8EI} = \frac{0.065 \times 60^4}{8 \times 29000 \times 32.6} = 0.11'' < 0.17'' \quad \text{OK!}$$

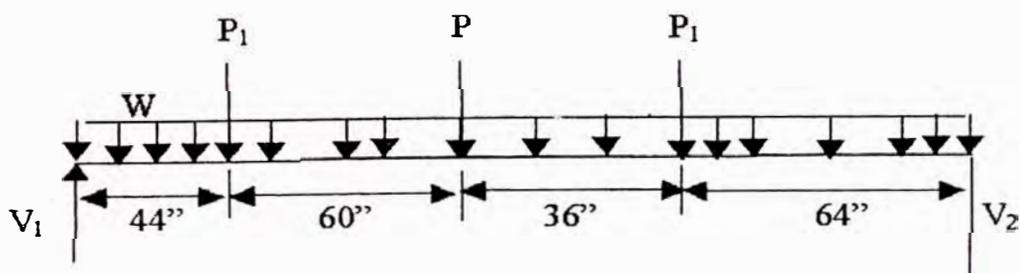
Usaremos: [8 x 11.5]

#### 4.2.14. Selección de viga "I"

Tenemos la siguiente disposición de cargas:



Donde para la simplificación de cálculos tomaremos las cargas  $P_2$  y  $P_3$  (reducción) como una sola carga aplicada a 104" del apoyo 1.



$$\text{Siendo } \omega = 1.2 \left( \frac{17 \times 3 \times 110.2}{3 \times 2} \right) = 936.7 \text{ lb/pie} = 0.078 \text{ Kipl/pu lg.}$$

$$P_1 = 1.25 \times 3.9 = 4.88 \text{ Kips}$$

$$P = 1.25 (2 \times 0.38 + 2 \times 0.43) = 2.0255 \text{ kips:}$$

$$\text{Luego: } V_1 = \frac{\omega l}{2} + \frac{Pb}{l}$$

$$V_1 = \frac{0.078 \times 204}{2} + \frac{4.88 \times 160}{204} + \frac{2.025 \times 100}{204} + \frac{4.88 \times 64}{204}$$

$$V_1 = 14.31 \text{ Kips.}$$

$$V_2 = 13.39 \text{ Kips.}$$

El momento máximo lo tomamos en P : ( x = 104)

$$M_{\text{máx}} = \frac{\omega X}{2} (l - X) + \frac{PbX}{l}$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{0.078 \times 104}{2} (204 - 104) + \frac{4.88 \times 160 \times 104}{204} + \frac{2.025 \times 100 \times 104}{204} + \frac{4.88 \times 64 \times 104}{204}$$

$$M_{\text{máx}} = 1066 \text{ Kip-pu lg} = 88.84 \text{ Kip-pie}$$

El módulo de sección requerido será:

$$S_x = \frac{1066}{22} = 48.45 \text{ pu lg}^3 \Rightarrow \text{del manual del acero seleccionamos } W = 14 \times 34$$

$$\text{La deflexión máxima permitida es } \Delta_{\text{máx}} = \frac{204}{360} = 0.57''$$

La deflexión máxima obtenida en el perfil seleccionado es considerando la carga P:

$$X = \sqrt{\frac{a(a+2b)}{3}} = \sqrt{\frac{104(104+2 \times 100)}{3}} = 102.66$$

$$\Delta = \frac{Pab(a+2b)\sqrt{3a(a+2b)}}{27EI} + \frac{Pbx}{6EI}(l^2 - b^2 - x^2) + \frac{\omega x}{24EI}(l^3 - 2lx^2 + x^3)$$

$$\Delta = \frac{2.025 \times 104 \times 100(104 + 2 \times 100)\sqrt{3 \times 104(104 + 2 \times 100)}}{27 \times 29000 \times 340 \times 204} + \frac{4.88 \times 100 \times 102.66}{6 \times 29000 \times 340 \times 204}$$

$$(204^2 - 64^2 - 102.66^2) + \frac{4.88 \times 44 \times 101.34}{6 \times 29000 \times 340 \times 204} (204^2 - 44^2 - 101.34^2) +$$

$$\frac{0.078 \times 102.66}{24 \times 29000 \times 340} (204^3 - 2 \times 204 \times 102.66^2 + 102.66^3)$$

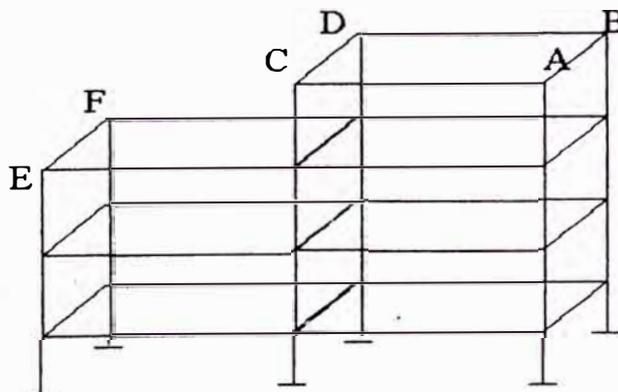
$$\Delta = 0.38'' < 0.57'' \text{ OK!}$$

Usaremos W 14 x 34

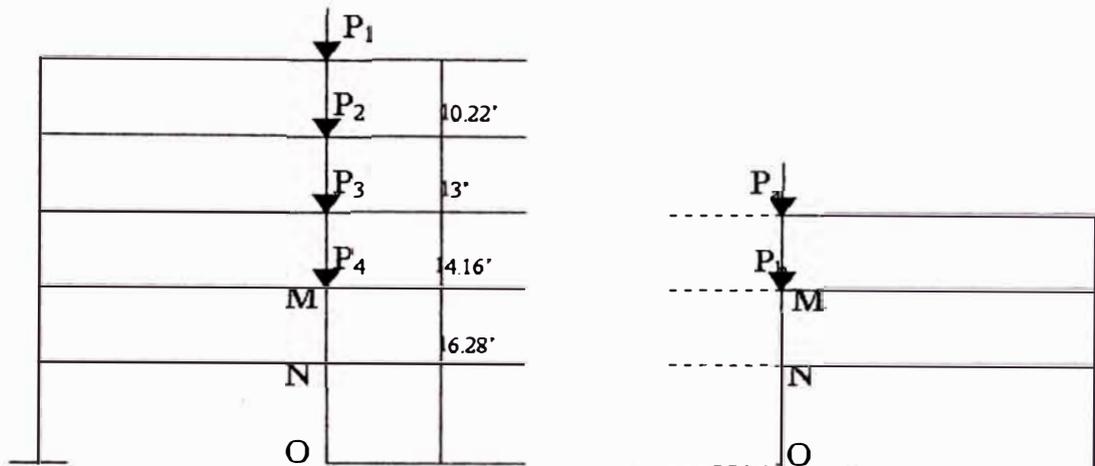
#### 4.2.15. Selección de columnas y Arriostres

Del total de 6 columnas existentes en el edificio central podemos separar a 4 como columnas principales y a 2 como columnas secundarias; la que motivará el diseño de 2 tipos de columnas.

En vista espacial mostrada hallaremos las dos columnas críticas.



De cálculos de las reacciones efectuadas en el acápite anterior hallamos que las columnas D y E serán los más críticos soportando las siguientes cargas:



$$P_1 = 1.25(16.69 + 2.89) = 24.47 \text{ Kip}$$

$$P_2 = 1.25 \times 120 = 150 \text{ Kip}$$

$$P_3 = 1.25 (1.55 + 34.12 + 3.9 + 13.39) = 66.20 \text{ Kip}$$

$$P_4 = 1.25 (7.94 + 25.07 + 1.55) = 43.20 \text{ Kip}$$

$$P_a = 1.25 (4.14 + 28.58 + 3.9 + 14.31) = 50.93 \text{ Kip}$$

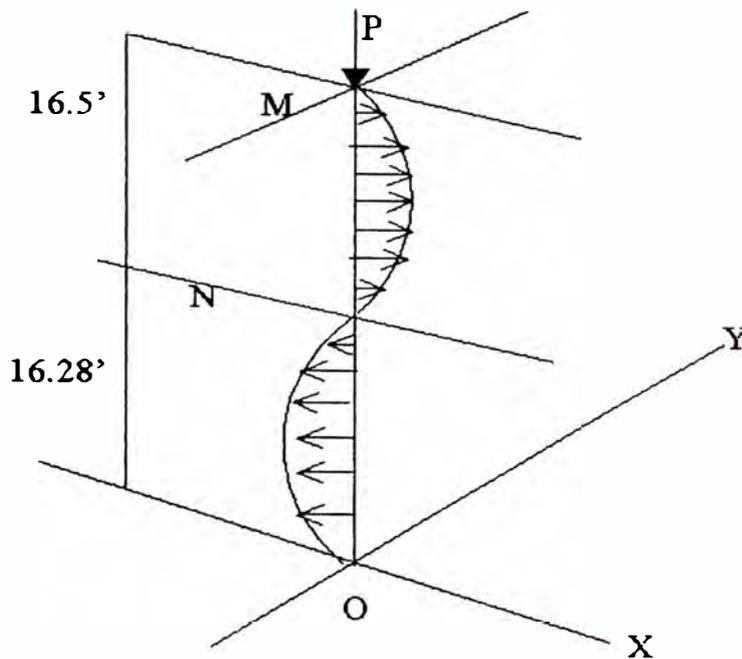
$$P_b = 1.25 (16.46 + 1.5) = 22.4 \text{ Kip}$$

#### a. Selección de columnas "D"

En la columna D mostrada en el gráfico vemos que en el punto M se dará la concentración de todas las cargas, si denominamos a esta carga total P entonces tendremos:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = 283.87 \text{ Kip.}$$

Obtenemos la siguiente vista espacial



El tramo de mayor longitud es  $\overline{MN} = 16.5'$ , que será entonces el tramo crítico.

Hacemos el chequeo en el eje Y-Y para lo cual asumimos que la columna es articulada en la cabeza y la base sin desplazamiento lateral.

Entonces  $K = 1.0$  (Según tabla N° 4.3)

Siendo la longitud efectivo  $Kl = 1.0 \times 16.5 = 16.5''$

Entramos al manual del acero y seleccionamos:

$W 14 \times 68 \quad 365 \text{ Kips} > 284 \text{ Kips} \quad OK!$

Efectuamos luego el chequeo en el eje X-X para lo cual asumimos base articulada y cabeza con desplazamiento lateral en un sentido.

Entonces  $K = 2.0$

La longitud especifica aproximada relativa al eje X - X será

$$Kl = 2 \times 16.5 = 3.3'$$

Para W 14 x 68 del manual del acero tenemos que:  $\frac{r_x}{r_y} = 2,443$

$$\text{Luego: } \frac{L_{ef}}{\frac{r_x}{r_y}} = \frac{33}{2,443} = 13,51 < 16,5 \text{ OK'}$$

Para la selección final usaremos la figura de alineamiento de la AISC (gráfico 4.1).

Para W 14 x 68  $I_x = 723 \text{ pulg}^4$

Siendo la viga transversal W24 x 62  $I_x = 1550 \text{ pulg}^4$

Asumimos para la base :  $G_A = 10$

$$\text{Y para la cabeza : } G_B = \frac{I_x / L_{ep}}{I_x \times 2 / L_2} = \frac{723/16,5}{1550 \times 2/24} = 0,339$$

En la figura de alineamiento obtenemos con  $G_A = 10$  y  $G_B = 0,339$

$K = 1,75$ , y con  $r_x/r_y = 2,443$ , se debe cumplir :

$$\frac{K}{r_x/r_y} \times L_{ep} < L_{ep}$$

$$\frac{1,75}{2,443} \times 16,5 = 11,82' < 16,5' \text{ OK'}$$

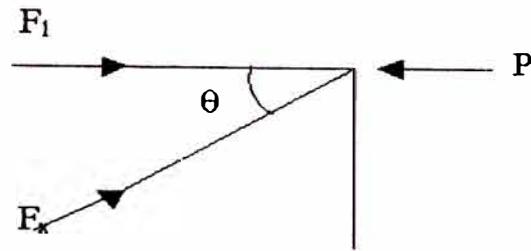
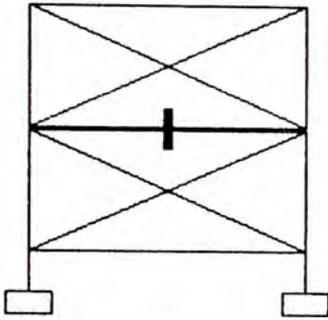
Usaremos W14 x 68

## b. Solución de Arriostres

Para la solución de arriostres tomaremos el 10 % de la carga total

$$P = 0,1 \times 264 = 28,4 \text{ Kips}$$

Tenemos entonces la siguiente disposición de carga



Del diagrama  $\theta = \arctang \frac{16,5}{24} = 34,5^\circ$

$$F_x = \frac{28,4}{\cos 34,5^\circ} = 34,46 \text{ Kips}$$

Si usamos  $2L 4 \times 4 \times 3/8$  ( $\Delta = 5,72 \text{ in}^2$ )

$$\frac{KL}{r} = \frac{29,12 \times 12/2}{1,23} = 142 \Rightarrow \text{en la tabla 4.1 } F_b = 7,41 \text{ Ksi}$$

En el área requerida será:

$$\Delta_{req.} = \frac{F_x}{F_b} = \frac{34,46}{7,41} = 4,65 \text{ in}^2 < 5,72 \text{ in}^2 \text{ OK!}$$

Usaremos :  $2L 4 \times 4 \times 3/8$

### c. Selección de Columnas E

Siguiendo el mismo procedimiento que para la solución de la columna D

$$P = P_a + P_b = 50,93 + 22,4 = 73,33 \text{ Kips}$$

Chequeo en el eje  $y - y$

Columna articulada en la cabeza y base sin desplazamiento lateral.

$$K = 1,0$$

$$L_{ef} = Kl = 1,0 \times 16,5 = 16,5'$$

En la Tabla para columnas del manual del acero seleccionamos

$$W 8 \times 28 \quad 98 \text{ Kips } \} \quad 73,33 \text{ Kips } \text{ OK'}$$

Chequeo en el x-x

Asumimos base articulada y cabeza con desplazamiento lateral en un sentido  $K=2,0$

$$L_{ef} = Kl = 2,0 \times 16,5 = 3,3'$$

$$\text{Para } W 8 \times 28 \quad \frac{r_x}{r_y} = 2,13$$

$$\Rightarrow \frac{L_{ep}}{r_x / r_y} = \frac{33}{2,13} = 15,49 < 16,5' \text{ OK'}$$

Usaremos la figura de alineamiento de la AISC

$$\text{Para } W \times 28 \quad I_x = 98$$

$$W 18 \times 60 \quad I_x = 984$$

$$G_A = 10 \text{ (asumido)}$$

$$G_B = \frac{98/16.5}{984 \times 2/24} = 0.072$$

$$\Rightarrow K = 1.68$$

$$\Rightarrow \frac{K}{r_x / r_y} \cdot L_{ef} = \frac{1.68}{2.13} \times 16.5 = 13' < 16.5' \text{ OK}$$

Usaremos  $W 8 \times 28$

# CAPITULO 5

## DISEÑO DE ACCIONAMIENTO DE COMPUERTAS PARA TOLVAS

En este capítulo diseñaremos el sistema de accionamiento de las compuertas alimentadoras de las fajas de separación magnética y de la tolva de material estéril para el carguío de los camiones.

### 5.1. TOLVA PARA EVACUACIÓN DE ESTERIL

La tolva para el carguío de los camiones es existente, sus dimensiones se muestran en el plano EM-505, tiene que evacuar un promedio de 1200 TLPH. El diámetro mínimo del orificio para la capacidad dada se obtiene de la siguiente fórmula:

$$W = 0,18 D^{2,5} \quad (\text{ref Bins and Bunkers for Handling Bulk Materials, pág. 7}).$$

Donde:

W = Peso de material descargado en lbs/seg.

D = Diámetro del orificio en pulg.

En nuestro caso,  $W = 1.200 \text{ TLPH} = 747 \text{ lbs/seg.}$

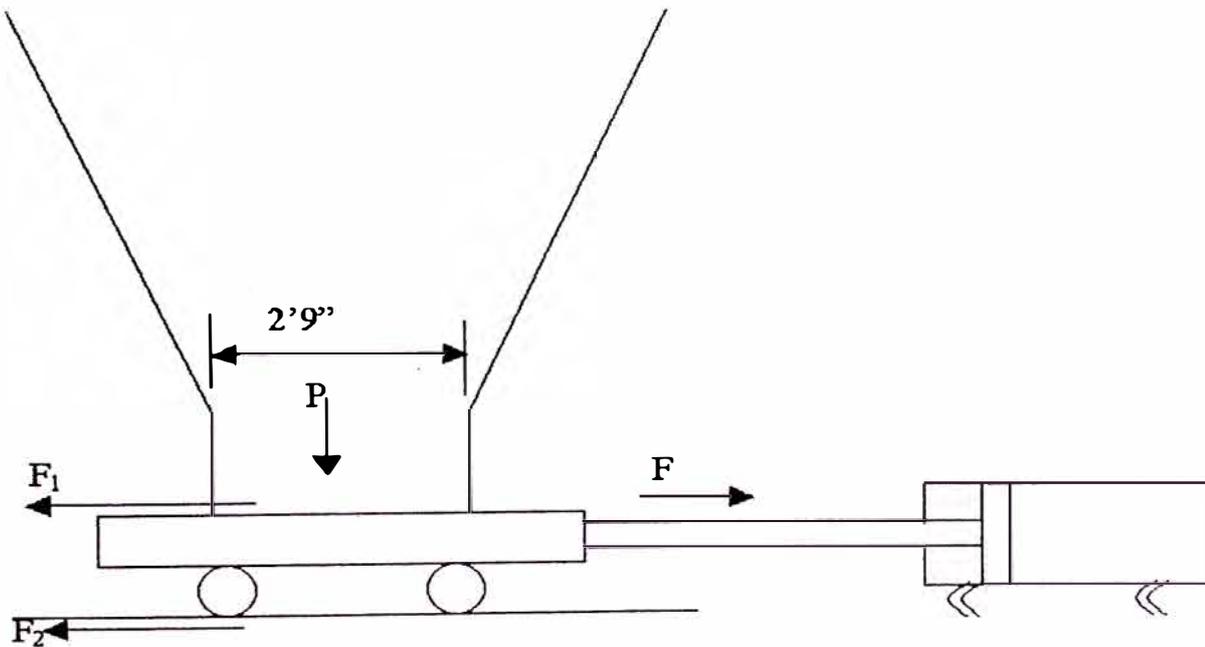
Por lo que:

$$D = \left( \frac{W}{0,18} \right)^{0,4} = \left( \frac{747}{0,18} \right)^{0,4} = 28'$$

En la tolva existente el diámetro de la boca es 33".

Hallaremos ahora la presión requerida por el pistón para el accionamiento de la compuerta deslizante, considerando que el diseño a desarrollar será el de un sistema hidráulico.

Dado el siguiente esquema:



La fuerza requerida para el pistón será:

$$F = F_1 + F_2$$

Donde:

$F_1$  = Fuerza debida al rozamiento entre material y compuerta

$F_2$  = Fuerza debida al rozamiento entre rueda y riel.

$$F_1 = u_1 \cdot N_1 \quad u_1 = \text{Coeficiente de rozamiento}$$

$$N_1 = \text{Peso del material.}$$

$$F_2 = \frac{P}{R} (u_2 \cdot r + f) \quad P = \text{Peso del material actuante} = N_1$$

$$R = \text{Radio de la rueda}$$

$$u_2 = \text{Coeficiente de fricción entre eje y rueda}$$

$$r = \text{Radio del eje}$$

$$f = \text{Fricción entre rueda y riel.}$$

Considerando una altura de mineral de 25' sobre la compuerta de 2'9" de diámetro, el volumen será:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot h = \frac{\pi \times (2,75)^2}{4} \times 25 = 148,5 \text{ pies}^3$$

siendo el peso específico  $\gamma = 150 \text{ lb/pies}^3$ , el peso del material actuante sobre la compuerta será:

$$P = \gamma \cdot V = 150 \times 148,5 = 22.275 \text{ lbs.}$$

si el coeficiente de rozamiento es  $u_1 = 0,1$  (entre mineral y Fe.fundido), tendremos:

$$F_1 = 0,1 \times 22.275 = 2.228 \text{ lbs.}$$

si usamos rodamientos de bolas Seal Master SC-35 de 2 3/16" de diámetro y 4 15/16" de diámetro exterior cuya capacidad es de 6.000lbs., entonces :  $R = 4 \frac{15}{16}$ " y  $r = 2 \frac{3}{16}$ ".

Si la superficie de fricción entre rueda y riel (acero sobre acero) un  $f=0,038$ , por tanto:

$$F_2 = \frac{22.275}{415/16} \left( 0,01 \times 2 \frac{3}{16} + 0,038 \right) = 270 \text{ lbs.}$$

Luego:

$$F = F_1 + F_2 = 2.228 + 270 = 2.498 \text{ lbs.}$$

La presión requerida será entonces:

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{siendo: } A = \frac{\pi}{4} (\phi_{\text{int}}^2 - \phi_{\text{eje}}^2) \text{ pulg}^2.$$

Donde:

$\phi_{\text{int}}$  = Diámetro interior del cilindro a utilizar.

$\phi_{\text{eje}}$  = Diámetro del eje del pistón.

Si utilizamos un pistón de 6" de diámetro interior, similar al pistón "Milwaukee" modelo A-73 serie LH 1500 psi oil; obtenemos el siguiente cuadro:

$\phi_{\text{eje}}$ (pulg)	2 ½	3	3 ½	4
A (pulg <sup>2</sup> )	23,37	21,21	18,65	15,71
P (psi)	106,9	117,8	133,9	159,0

## 5.2. TOLVA PARA SEPARACIÓN MAGNETICA

Las tolvas de alimentación de las fajas de separación magnética son de sección rectangular y tienen que alimentar las fajas FDC-2 y FDC-3 de 1000 TLPH de capacidad (622 lbs/seg.).

El diámetro mínimo equivalente del orificio será:

$$D = \left( \frac{W}{0,18} \right)^{0,4} = 26'' \quad \text{usaremos } D = 30''$$

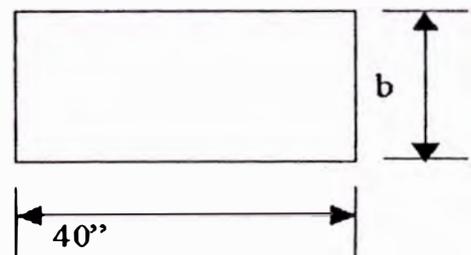
El área necesaria será:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \times 30^2}{4} = 707 \text{ pulg}^2 = 4,91 \text{ pies}^2 \rightarrow 5 \text{ pies}^2$$

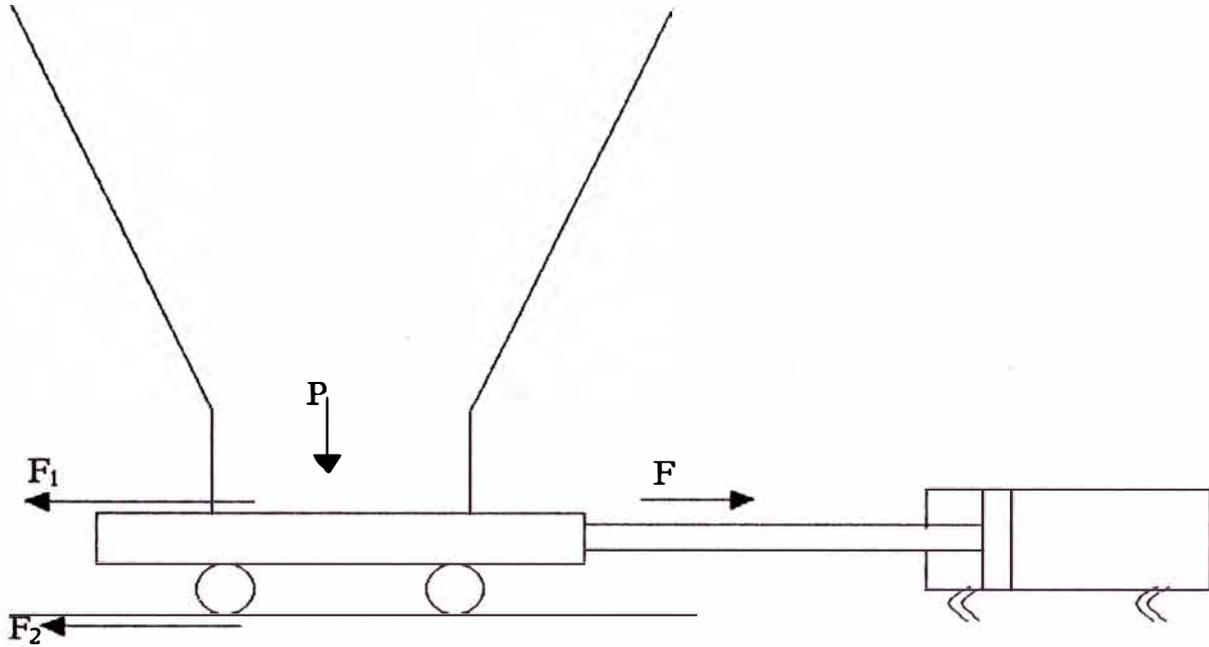
Como dijimos anteriormente la sección de las tolvas es rectangular y van a alimentar fajas de 60'' de ancho en donde se requiere un mínimo de 40'' de abertura transversal, por lo que el ancho requerido por el orificio será:

$$A = a \cdot b$$

$$b = \frac{A}{a} = \frac{50}{\frac{40}{12}} = 1,5 \text{ pies} = 17''$$



Con el siguiente esquema:



Considerando una altura de mineral de 17 pies tendremos un peso de material:

$$P = \gamma \cdot V = \gamma \cdot A \cdot h = 165 \times 5 \times 17 = 14.025 \text{ lbs.}$$

la fuerza debida al rozamiento entre material y compuerta será:

$$F_1 = \mu_1 \cdot N_1 = 0,1 \times 14.025 = 1.403 \text{ lbs.}$$

la fuerza debida al rozamiento entre rueda y riel:

$$F_2 = \frac{P}{R} (\mu_2 \cdot r + f) = \frac{14.025}{4 \frac{15}{16}} (0,01 \times 2 \frac{3}{16} + 0,038) = 170 \text{ lbs.}$$

si utilizamos un pistón de 5" de diámetro interior, similar al pistón "Milwaukee" modelo A-73 serie LH 1500 psi oil, y sabiendo que la presión

requerida se obtiene de  $P = \frac{F}{A}$  donde:

$$A = \frac{\pi}{4} (\phi_{\text{int}}^2 - \phi_{\text{oje}}^2) \text{ pulg}^2.$$

logramos el siguiente cuadro:

$\phi_{\text{oje}}$ (pulg.)	2	2 ½	3
A (pulg <sup>2</sup> .)	16,49	14,73	12,57
P (psi.)	95,4	106,8	125,1

### 5.3. ADAPTACIÓN DE PISTONES EXISTENTES

Para el accionamiento de las compuertas disponemos de pistones de dirección de camiones de carguío "WABCO" y pistones de cuchara de tractores que muestran las siguientes dimensiones:

Pistón de tractores :  $\phi_{\text{int}} = 5 \frac{9}{16}"$

$\phi_{\text{oje}} = 3 \frac{1}{2}"$

carrera = 52"

Pistones de camiones :  $\phi_{\text{int}} = 4 \frac{9}{16}"$

$\phi_{\text{oje}} = 2 \frac{1}{2}"$

carrera = 29"

De los resultados obtenidos en el cálculo de los pistones hidráulicos seleccionamos:

Para tolva de estéril:  $\phi_{int.} = 6''$  y  $\phi_{eje} = 2 \frac{1}{2}''$

Para tolva de separación:  $\phi_{int.} = 5''$  y  $\phi_{eje} = 2 \frac{1}{2}''$

Por necesitar una presión aproximadamente iguales.

Los pistones existentes los podemos adaptar para su uso en el accionamiento de las compuertas deslizantes.

La presión requerida para cada pistón adaptado será:

Pistón para estéril:

Presión requerida : 
$$P = \frac{F}{A}$$

Donde : 
$$A = \frac{\pi}{4} (\phi_{int.}^2 - \phi_{eje}^2) = \frac{\pi}{4} \left[ \left( 5 \frac{9}{16} \right)^2 - \left( 2 \frac{1}{4} \right)^2 \right]$$

$$A = 20,325 \text{ pu lg}^2.$$

Luego: 
$$P = \frac{F}{A} = \frac{2498}{20,325} = 122,9 \text{ psi.} \rightarrow 125 \text{ psi.}$$

Pistones para separación magnética:

$$A = \frac{\pi}{4} \left[ \left( 4 \frac{9}{16} \right)^2 - \left( 2 \frac{1}{2} \right)^2 \right] = 11,440 \text{ pu lg}^2.$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{1573}{11,440} = 137,5 \text{ psi.} \rightarrow 140 \text{ psi.}$$

#### 5.4. BOMBA HIDRÁULICA Y MOTOR DE ACCIONAMIENTO

Para el accionamiento de los pistones disponemos de bombas hidráulicas utilizadas en los camiones de carguío "Haulpak" de la mina, bombas "Vickers"

modelo VF 330, cuyas principales características son: caudal  $Q = 38$  GPM, presión  $P = 2000$  psi., y 2100 rpm.

Suponiendo que la bomba y tanque de la hidrolina, así como el motor eléctrico lo colocaremos en la plataforma de elevación 2596' 3 3/8" del edificio central, haremos primero un cálculo de las pérdidas por fricción considerando que usaremos tuberías de 1 1/2 " de diámetro con una longitud aproximada de 160', tomados del plano del sistema hidráulico respectivo.

Tenemos entonces:

Diámetro de tubería  $D = 1 \frac{1}{2}$  "

Longitud  $L = 160'$

Caudal  $Q = 38$  GPM

La velocidad del fluido será:  $V = \frac{Q}{A}$

Donde :  $Q = 38$  GPM  $= 0,084664$  pies<sup>3</sup>/seg

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (1.5/12)^2}{4} = 0,0122718 \text{ pies}^2$$

Por tanto :  $V = \frac{0,0844664}{0,0122718} = 6,899$  pies / seg

El número Reynolds considerando una viscosidad cinemática de 37 centistokes

lo obtendremos de:

$$Re = \frac{7740V \cdot D}{2} = \frac{7740 \times 6,899 \times 1,5}{37} = 2164,8$$

$Re = 2164,8 < 2300 \rightarrow$  Flujo laminar

Siendo el coeficiente de fricción:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{2164,8} = 0,02956$$

Y las pérdidas por fricción:

$$P_f = 0,0808 f \frac{L}{D} V^2 \cdot S$$

donde S es la gravedad específica de la hidrolina.

$$P_f = 0,0808 \times 0,02956 \times \frac{160}{1,5} \times 6,899^2 \times 0,91$$

$$P_f = 11,035 \text{ psi}$$

Siendo las presiones de los pistones calculadas de 125 y 140 psi, y considerando que la bomba y el tanque de hidrolina la colocaremos cercana a los pistones de separación, tendremos una presión de diseño de:

$$P_d = P + P_f = 125 + 11,035 = 136,035 \text{ psi}$$

Tomaremos 150 psi como presión de diseño.

Con esta presión hallaremos la velocidad requerida para la bomba disponible.

Cálculo de la velocidad específica:

$$\text{Sabiedo que : } n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad H = \frac{P}{\gamma h} \quad \gamma_h = G \cdot \gamma_{H_2O}$$

Donde  $n = \text{rpm}$

$H = \text{altura de presión en pies}$

$Q = \text{caudal en GPM}$

$P = \text{presión en psi}$

$\gamma_h = \text{peso específico de hidrolina en lb/pulg}^3$

$G = \text{gravedad específica.}$

Tenemos:

$$\gamma_h = 0,91 \times 62,4 = 56,73 \text{ lb/ pies}^3 = 0,03286 \text{ lb/ pulg}^3$$

$$H = \frac{2000}{0,03286} = 60864,27 \text{ pulg} = 5072 \text{ pies}$$

$$n_s = \frac{2100 \sqrt{38}}{5072^{3/4}} = 21,54$$

Cálculo de la velocidad para una presión de 150 psi:

Utilizando las fórmulas dadas:

$$H = \frac{P}{\gamma_h} = \frac{150}{0,03286} = 4565 \text{ pulg} = 380 \text{ pies}$$

$$\text{de } n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \text{ despejamos } n$$

$$n = \frac{n_s \cdot H^{3/4}}{\sqrt{Q}} = \frac{21,54 (380)^{3/4}}{\sqrt{38}} = 300,74 \text{ rpm} \rightarrow 301 \text{ rpm}$$

Podemos hallar ahora la potencia del motor a utilizar:

Según la fórmula :  $P_m = 0,0005833QP$

$$\text{Tenemos : } P_m = 0,0005833 \times 38 \times 150 = 3,32 \text{ hp}$$

Considerando una eficiencia de 85 %, la potencia de diseño será:

$$P_D = \frac{3,32}{0,85} = 3,91 \text{ hp}$$

del catálogo DELCROSA, seleccionamos:

Motor 4,8 hp, 1740 rpm, tipo NV 100 L4 ,  $\eta = 0,81$ , 33,3 Kg.

## 5.5.DISEÑO DE TRANSMISION:

Como la velocidad del motor seleccionado es 1740 rpm y la requerida es 301, necesitamos diseñar una transmisión por fajas en "V".

La relación de transmisión será:  $r = \frac{1740}{301} = 5,78$

La potencia de diseño para un factor de servicio de 1,2, será:  $HP_D = 4,8 \times 1,2 = 5,76$

Con  $n = 1740$  rpm y  $HP = 5,76$ , el tipo de faja que utilizaremos será "A".

Para un diámetro de polea menor = 24,6". (estándar) obtenemos un diámetro de polea menor = 4,25".

La longitud aproximada entre centros será:

$$c = \frac{D + 3d}{2} = \frac{24,6 + 3 \times 4,25}{2} = 18,68" \quad \rightarrow \quad c = 19"$$

La longitud aproximada de las fajas será:

$$L = 2c + 1,65 (D + d) = 2 \times 19 + 1,65 (24,6 + 4,25) = 85,6"$$

De tabla 5,27 seleccionamos : Fajas A85       $L = 86,3"$        $K_L = 1,05$

La longitud entre centros la hallamos utilizando:

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

$$86,3 = 2c + \frac{\pi}{2} (24,6 + 4,25) + \frac{(24,6 - 4,25)^2}{4c}$$

$$\text{de donde : } 2c^2 - 40,983c + 103,53 = 0$$

$$\text{resolviendo : } c = 15,59" \rightarrow 15 \frac{5}{8}"$$

Con la tabla A.28 hallamos el factor de corrección por ángulo de contacto:

$$\frac{D - d}{c} = \frac{24,6 - 4,25}{15,59} = 1,3053 \quad K_\theta = 0,73$$

La potencia que pueden transmitir las fajas tipo "A" para 1740 rpm, y un diámetro de polea menor de 4,25" es 3,06 hp.

La potencia adicional por relación de transmisión es:

$$0,01618 \times \frac{1740}{100} = 0,28 \text{ hp}$$

La potencia que puede transmitir la faja será entonces:

$$HP_{faja} = (HP_{faja\ tabla} + HP_{atc}) \cdot K_{\theta} \cdot K_L$$

$$HP_{faja} = (3,06 + 0,28) \times 0,73 \times 1,05 = 2,56$$

El número de fajas requerido será:

$$n = \frac{HP_D}{HP_{faja}} = \frac{5,76}{2,56} = 2,25 \quad 3 \text{ fajas}$$

Usaremos entonces una transmisión por fajas en "V": 3<sup>a</sup>-85

Relación de transmisión = 5,78

Diámetro de polea mayor = 24,6"

Diámetro de polea menor = 4,25"

Distancia entre centros = 15 5/8"

## 5.6. TIEMPO DE ACCIONAMIENTO DE COMPUERTAS

Para la determinación de los tiempos de accionamiento, hallaremos los volúmenes de los pistones que serán utilizados:

En el caso de la tolva de estéril, el pistón tendrá una carrera de 44", su volumen será entonces:

$$V = \frac{\pi}{4} (\phi_{int}^2 - \phi_{ext}^2) \cdot L = \frac{\pi}{4} \left[ \left( 5 \frac{9}{16} \right)^2 - \left( 2 \frac{1}{4} \right)^2 \right] \times 44$$

$$V = 894,3 \text{ pulg}^3 = 3,87 \text{ galUS}$$

en el caso de las tolvas de separación, los pistones tendrán una carrera de 29",  
siendo su volumen:

$$V = \frac{\pi}{4} \left[ \left( 4 \frac{9}{16} \right)^2 - \left( 2 \frac{1}{2} \right)^2 \right] \times 29 = 331,76 \text{ pulg}^3 = 1,44 \text{ gal.US}$$

Los tiempos mínimos de accionamiento de las compuertas deslizantes serán:

Tolva de estéril :  $T = \frac{V}{Q} = \frac{3,87}{38} = 0,1018 \text{ min} = 6,11 \text{ seg.}$

Tolva de separación:  $T = \frac{1,44}{38} = 0,038 \text{ min.} = 2,28 \text{ seg.}$

## **CAPITULO 6**

### **INVERSION FINANCIERA**

#### **6.1. INVERSION**

Para el cálculo de los montos de inversión se consideran los siguientes puntos:

Estudios previos

Obras civiles

Equipos y Materiales

Ingeniería

Otros: Acabados, repuestos.

##### **6.1.1. Estudios Previos**

Para lograr la implementación del Proyecto será necesario efectuar un levantamiento topográfico y realizar un estudio de suelos.

El levantamiento topográfico será necesario para la determinación de los puntos y ejes de trabajo, las curvas de nivel y perfiles longitudinales de cada ruta. Se considera un monto de U.S.\$ 500.00.

El estudio de suelos se requiere para el diseño de las cimentaciones de base, para los soportes de las fajas transportadoras, tolva y edificio central. Se considera un monto de U.S.\$ 500.00.

El monto total para los estudios previos será de U.S.\$ 1.000,00

### **6.1.2. Obras Civiles**

Dentro del rubro de las obras civiles, los montos de inversión correspondientes son:

- a. Movimiento de tierra, que comprende, la habilitación del terreno, es decir, la limpieza y nivelación del mismo. El monto calculado se estima en U.S.\$ 1.000,00.
- b. Concreto: que incluye todos los trabajos de construcción, es decir, la subestación y centro de control de motores, así como la cimentación para todas las bases necesarias, tolva de estéril, edificio central y soportes de fajas transportadoras. El monto para estos servicios se estima en U.S.\$ 18.000,00

El monto total por obras civiles será de U.S.\$ 19.000,00

### **6.1.3. Estructuras de Acero**

El costo de inversión estimada para la adquisición, fabricación y montaje de materiales estructurales de acero estará dado en función del peso total de las estructuras de acero.

Peso total de acero : 29.937 lbs.

Considerando : U.S.\$ 0,25 por libra de acero.

Tenemos:

Materiales Básicos : 291.937 x 0,25 = U.S.\$ 72.985

Imprevistos : 10 % Materiales = U.S.\$ 7.299

Consumibles pernos, soldaduras, oxígeno y gas

Consideramos : 12 % Materiales = U.S.\$ 8.758

Fabricación y Montaje : para el cálculo de la mano de obra consideramos 80 horas – hombre por tonelada de fabricación y 60 horas – hombre por tonelada de montaje.

Teniendo un promedio de U.S.\$ 2,5 por hora – hombre, obtenemos:

$$\text{Fabricación} : \frac{291.937}{2.200} \times 80 \times 2,5 = U.S.\$ 26.540$$

$$\text{Montaje} : \frac{291.937}{2.200} \times 60 \times 2,5 = U.S.\$ 19.905$$

Así mismo consideramos un 5 % de materiales por el uso de máquinas, equipos y herramientas.

Máquinas, Equipos y Herramientas : 5 % Materiales = U.S.\$ 3.650

El monto total por estructuras de acero será de = 139.137

#### 6.1.4. Equipos Mecánicos

La inversión estimada para la compra de equipos de proceso se determina por la adquisición de las poleas magnéticas, fajas transportadoras, polines y equipo

mecánico varios (motores, reductores, transmisiones, acoplamientos, soportes con rodamientos, poleas y templadores). El monto estimado por montaje de estos equipos se da por un porcentaje incluido ya en cada equipo.

- Poleas Magnéticas : U.S.\$ 69.500,00
- Fajas Transportadoras : U.S.\$ 19.760,00
- Polines : U.S.\$ 29.250,00
- Equipo Mecánico varios : U.S.\$ 35.190,00

El monto total por Equipos Mecánicos, asciende a U.S.\$ 153.700,00

#### **6.1.5. Equipos Eléctricos**

El sistema eléctrico del proyecto de separación magnética en seco está constituido principalmente de:

- Un centro de transformación
- Un centro de control de motores
- Un centro de mando y señalización del proceso
- Dispositivos de protección y/o seguridad.
- Instalación eléctrica propiamente dicha.

El monto estimado para la adquisición y montaje de los equipos que conforman el sistema eléctrico del proyecto será como sigue:

- Alimentación : U.S.\$ 14.462,00
- Controles : U.S.\$ 10.500,00

- Alumbrado : U.S.\$ 4.300,00

El monto total por Equipos Eléctricos asciende a U.S.\$ 29.262,00

#### **6.1.6. Acabados**

Se considera que las estructuras de acero serán arenadas al metal blanco según especificaciones SSDPC – SP – 10, y luego pintadas con una base anticorrosiva zinc de color gris y con dos capas de acabados en esmalte epóxico, verde claro y verde oscuro con un espesor de 3 mils por capa.

El monto por este concepto será de U.S.\$ 10.100,00

#### **6.1.7. Ingeniería**

El monto estimado para los servicios de ingeniería, que incluye el diseño, ejecución de planos, especificaciones técnicas y supervisión del desarrollo del proyecto, asciende a U.S.\$ 24.000,00.

#### **6.1.8. Repuestos**

En este rubro se considera el 5 % del monto asignado para los equipos mecánicos y eléctricos, es decir, un monto de U.S.\$ 9.148,00

Finalmente en lo que se requiere a la inversión del proyecto debemos considerar un monto para el pago de los impuestos y derechos de importación de U.S.\$ 46.470,00; y un monto por imprevistos que consideramos el 10 % del monto total de inversión U.S.\$ 43.183,00.

**Resumen:**

- Estudios Previos	U.S.\$ 1.000,00
- Obras Civiles	U.S.\$ 19.000,00
- Estructuras de acero	U.S.\$ 139.137,00
- Equipos Mecánicos	U.S.\$ 153.700,00
- Equipos Eléctricos	U.S.\$ 29.262,00
- Acabados	U.S.\$ 10.100,00
- Ingeniería	U.S.\$ 24.000,00
- Repuestos	U.S.\$ 9.148,00
- Impuestos y Derechos de Importación	U.S.\$ 46.470,00
- Imprevistos 10 % del total	<u>U.S.\$ 43.183,00</u>
<b>Monto Total de Inversión</b>	<b>U.S.\$ 475.000,00</b>

**6.2. FINANCIAMIENTO**

El monto total de la inversión será financiado a través de recursos propios que genera la empresa.

# **CAPITULO 7**

## **EVALUACION ECONOMICA**

### **7.1 OBJETIVO**

El objetivo de la siguiente evaluación es determinar la viabilidad económica de recuperar mineral primario PO de las cancha de baja ley, mediante la implementación de una planta de separación magnética, localizada adyacente a la Chancadora N° 2.

### **7.2.METODOLOGIA**

La evaluación se realizará desde el punto de vista privado, mediante el método Valor Presente Neto y la Tasa Interna de Retorno. Se calcularán los ahorros producidos por los menores costos variables de operación incurridos por el aprovechamiento de PO de baja ley mediante la separación magnética, al, no tener que extraer un volumen equivalente de PO de la mina en el proceso operativo normal. Dichos ahorros se cotejarán frente a la inversión que genere la implementación del sistema de separación magnética en seco.

Para efectos de la evaluación denominaremos:

Alternativa A : Recuperar PO de las canchas de baja ley.

Alternativa B : Extraer un cantidad equivalente de PO de la mina.

### 7.3.INFORMACION GENERAL

Inversión Total	: U.S.\$ 457.000
Tasa Impositiva	: 46 %
Tasa de actualización	: 12 %
Horizonte de Evaluación	: 5 años
Costo de Energía	: U.S.\$ 0,053 Kw/hora.

### 7.4.INFORMACION BASICA

- a. La recuperación en peso del mineral procesado vía la sepoaración magnética seca es como sigue:

PO de baja Ley : 0,50 (mínimo)

PO de la mina : 0,95 (promedio)

Información proporcionada por el departamento de Investigación y Desarrollo de Procesos así como por la Mina.

- b. La relación mineral/desmonte a lo largo del horizonte de evaluación es de 1/1,2, según información proporcionada por la Mina.
- c. La producción de PO según la alternativa A, en miles de TLS/año es:

Chancado de Po de baja ley en planta N° 2 : 2.240

PO de baja ley procesado en la polea : 2.240

PO recuperado,  $2.240 \times 0,50$  : 1.120

Material estéril separado : 1.120

Total cargado PO de baja ley : 2.240

Total cargado PO de baja ley : 2.240

Total cargado material estéril : 1.120

d. La producción de PO según la alternativa B, en miles de TLS/año es:

Producción de PO de la mina,  $1.120/0,95$  : 1.178,9

Total movido (mineral + estéril)  $1.178,9 \times 2,2$  : 2.593,6

Se asume que el total de mineral movido será igual a del total de mineral perforado, disparado y cargado.

## 7.5.DETERMINACION DE COSTOS UNITARIOS DE OPERACIÓN

En el cuadro N° 7.1., se indican los costos unitarios variables de operación en el período 1982 – 1986, para cada una de las etapas en análisis. No se consideran los costos de acarreo ni de la faja transportadora, puesto que dichos costos se consideran equivalentes en ambas alternativas de evaluación.

## 7.6.COSTOS DE OPERACIÓN DEL PROCESO DE SEPARACION MAGNETICA

Dentro de los costos de operación del proceso de separación magnética se consideran el costo por energía y otros costos de operación.

### 7.6.1. Costo de Energía

Horas operadas/día : 16 horas

Horas operadas/año :  $16 \times 302 = 4.832$  horas

Consumo de energía en proceso de separación magnética : 200hp = 150 KW

Consumo total de energía año :  $150 \times 4.832 = 724.800$  kw-hr

CUADRO N° 7.1.- CALCULO DEL COSTO UNITARIO VARIABLE POR ACTIVIDAD DE OPERACION EN US\$. Informe Mina

ACTIVIDADES	1982	1983	1984	1985	1986	PROMEDIO
<i>PERFORACION</i>						
Producción TLS	22 136.120,00	22 637.453,00	18 260.400,00	14 405.100,00	15 011.700,00	
Costo total variable	2 424.212,00	2 457.386,00	1 996.147,00	1 688.223,00	1 670. 846,00	
Costo unitario variable	0,1095,00	0,1086	0,1093	0,1172	0,1113	0,1112
<i>DISPARO</i>						
Producción TLS	22 492.029,00	22 621.953,00	15 474.000,00	14 318.400,00	18 262.400,00	
Costo total variable	4 573.158,00	5 292.303,00	3 750.936,00	2 892.707,00	3 220.284,00	
Costo unitario variable	0,2033	0,2339	0,2424	0,2020	0,1763	0,2116
<i>CARGUO</i>						
Producción TLS	24 574.397,00	22 792.617,00	17 574.896,00	16 128.637,00	15 951.890,00	
Costo total variable	3 292.324,00	3 957.556,00	2 865.914,00	2 687.845,00	2 400.742,00	
Costo unitario variable	0,1340	0,1736	0,1631	0,166	0,1505	0,1576
<i>CHANCADORA</i>						
Producción TLS	6 231.728,00	6 782.118,00	4 481.642,00	4 530.812,00	5 660.220,00	
Costo total variable	888.293,00	707.976,00	418.408,00	595.874	628.509,00	
Costo unitario variable	0,1425	0,1044	0,0934,00	0,1315	0,1110	0,116

Costo de energía : US\$ 0,053/kw-h

Costo anual de energía :  $724.800 \times 0,053 = 38.414$

### 7.6.2. Otros Costos de Operación

Se consideran el 10 % de la inversión:

US\$ 475.000 x 0,1 = 47.500/año.

El costo total de operación del proceso de separación magnética será entonces :

US\$ 85.914.

### 7.7.COSTO ANUAL DE OPERACIÓN ALTERNATIVA “A”

Para el cálculo del anual de operación, se consideran los costos por carguío, chancado y separación magnética:

Carguío PO de baja ley:	TLS	: 2 240.000,00
	Costo Unitario	: US\$ 0,1576
	Total de carguío	: US\$ 353.024
Carguío desmonte:	TLS	: 1 120.000,00
	Costo unitario	: US\$ 0,1576
	Total de carguío	: US\$ 176.512
Chancado :	TLS	: 2 240.000,00
	Costo unitario	:US\$ 0,1166
	Total chancado	: US\$ 261.184,00
Separación Magnética:	Costo energía	: US\$ 38.414,00
	Otros Costos	: US\$ 47.500,00
	Total	: US\$ 85.914,00
Costo total alternativa A		: US\$ 876.634,00

## 7.8 COSTO ANUAL DE OPERACIÓN ALTERNATIVA “B”

Para el costo anual de operación, se consideran los costos por perforación, disparo, carguío y chancado:

Perforación	TLS	: 2 593.600,00
	Costo Unitario	: US\$ 0,1112
	Total perforado	: US\$ 288.408
Disparo	TLS	: 2 593.600,00
	Costo unitario	: US\$ 0,2116
	Total disparo	: US\$ 548.806
Carguío	TLS	: 2 593.600
	Costo Unitario	: US\$ 0,1576
	Total carguío	: US\$ 408.751
Chancado :	TLS	: 1 120.00,00
	Costo Unitario	: US\$ 0,1166
	Total chancado	: US\$ 130.592,00
Costo total Alternativa B		: US\$ 1 376.557,00

## 7.9 CONCLUSIONES

### 7.9.1. Ahorro por diferencias de costos entre alternativas

Costo anual de alternativa A – Costo anual Alternativa B

$$\text{US\$ } 876.534,00 - \text{US\$ } 1\,376.557,00 = \text{US\$ } 499.923,00$$

### 7.9.2. Ahorro después de impuestos

$$\text{US\$ } 499.923 \times 0,54 = \text{US\$ } 269.958$$

**7.9.3. Ahorro por depreciación**

Monto de inversión : US\$ 475.000,00

Depreciación anual :  $\frac{475.000}{5} = \text{US\$ } 95.000$

Ahorro :  $95.000 \times 0,46 = \text{US\$ } 43.700$

**7.9.4. Ahorro Total**

$\text{US\$ } 269.958 + \text{US\$ } 43.700 = \text{US\$ } 313.658$

**7.9.5 Evaluación Económica**

Año	Flujo Económico	
0	(474.000)	US\$
1	313.658	US\$
2	313.658	US\$
3	313.658	US\$
4	313.658	US\$
5	313.658	US\$

Valor actual neto : US\$ 655.667

Tasa interna de retorno : 59,67%

## CONCLUSIONES

El presente trabajo ha servido para establecer que no obstante la inversión inicial necesaria , el proyecto era rentable para la empresa.

- 1) Los costos se vieron rebajados ya que el proyecto se desarrolló aprovechando todos los equipos e infraestructura con los cuales se contaba en la empresa; esto demuestra que debemos siempre estar evaluando el proceso y viendo alternativas que nos permitan hacerlo mas eficiente o nos permita mejorar su rendimiento.
- 2) El objetivo del presente trabajo fue emplear material que previamente había sido extraído y desechado, pero con este estudio se le encontró una utilidad para la empresa
- 3) Los problemas que se pueden generar en la empresa durante su funcionamiento nos obliga a enfrentarlos empleando técnicas o procedimientos que debemos ir desarrollando en base al grado de conocimiento que vamos adquiriendo con la experiencia en nuestro trabajo, pero apoyado en la formación que recibimos en la Universidad.

- 4) La empresa también cumplió con apoyar y aprobar este proyecto que aun cuando significaba una inversión económica inicial, era conveniente para ella, demostrando su confianza en la capacidad del personal técnico y profesional que trabaja en la empresa para plantear nuevas alternativas.

## **BIOBLOGRAFIA**

1. "ARCOS Y PORTICOS"  
Autor : Leontovich
  
- 2.- BELT CONVEYERS FOR BULK MATERIALS  
Conveyor Equipment Manufacturers Association, CEMA  
Cahners Publishing Company Inc.
  
- 3.- BINS AND BUNKERS FOR HANDLING BULK MATERIALS  
W. Reisner, M. Eisenhart Rothe  
Trans Tech Publication
  
- 4.- CATALOGO GENERAL SKF
  
- 5.- CONVEYOR BELT, CAT. C-1080  
Bando Chemical Industries Ltd.
  
- 6.- CONVEYOR IDIERS 4100 Series. Cat. 278  
Stephens Adamson Inc.
  
- 7.- DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS  
Faires
  
- 8.- DISEÑO DE ESTRUCTURAS DE MAQUINAS  
Juan J. Hori Asano.  
Tercera Edición UNI
  
- 9.- DISEÑO DE ESTRUCTURAS DE ACERO  
Bresler, Lin, Scalzi  
Editorial LIMUSA

- 10.- DISEÑO DE MAQUINAS  
Hall, Hallowenko, Laughlin
- 11.- DISEÑO ESTRUCTURAL EN ACERO  
Luis Zapata Baglieta .- UNI
- 12.- HEAVY DUTY BELT CONVEYOR IDLERS.- SERIE "H"  
Cat. H12-78 Continental Conveyor
- 13.- MACHINERY'S HANDBOOK  
19<sup>th</sup>. Edition Industrial Press Inc.
- 14.- MANUAL DEL INGENIERO MECANICO  
Marks.- Octava edición  
Editorial Mac Graw Hill
- 15.- MANUAL DE RESISTENCIA DE MATERIALES  
Pisanrenko, Yakovler, Matvéer  
Editorial Mir
- 16.- MANUAL OF STEEL CONSTRUCTION  
Eighth Edition. AISC
- 17.- MATERIALS HANDING AND PROPROCESSING  
Cat. 1000 Link Belt Co.
- 18.- MATERIALS HANDING HAND BOOK  
Editado por Harold A. Bolz  
The Ronald Press Company
- 19.- OIL HYDRAULIC POWER AND ITS INDUSTRIAL APPLICATIONS  
W. Ernst Mc Graw Hill
- 20.- PARALLEL SHAFT SPEED REDUCERS  
Book 2819.- Link Belt Co.

21.- STEEL FLEX COUPLKINGS  
Bulletin 4100.- Falk Corporation

22.- STRUCTURAL DESIGN GUIDE TO AISC SPECICATIONS POR  
BUILDING RICE, HOFFMAN.  
Van Mostrand Reinhold Company.

# ANEXO

**Tabla N° A.1 – Capacidades de Fajas Transportadoras**

Belt Width (inch)	SURCHARGE ANGLE, DEGREES											
	0°				5°				10°			
	Area, sq ft			Cap (tph)	Area, sq ft			Cap (tph)	Area, sq ft			Cap (tph)
A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>1</sub>		A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>1</sub>		A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>		
14	0,079	0	0,079	23,70	0,079	0,009	0,088	26,40	0,079	0,019	0,098	29,40
16	0,109	0	0,109	32,70	0,109	0,013	0,122	36,60	0,109	0,026	0,135	40,50
18	0,144	0	0,144	43,20	0,144	0,017	0,161	48,30	0,144	0,034	0,178	53,40
20	0,184	0	0,184	55,20	0,184	0,021	0,205	61,50	0,184	0,042	0,226	67,80
24	0,278	0	0,278	83,34	0,278	0,031	0,309	92,70	0,278	0,063	0,341	102,3
30	0,456	0	0,456	136,7	0,456	0,050	0,506	151,8	0,456	0,102	0,558	167,4
36	0,676	0	0,676	202,8	0,676	0,074	0,750	225,0	0,676	0,151	0,827	248,1
42	0,940	0	0,940	282,0	0,940	0,103	1,043	312,9	0,940	0,208	1,148	344,4
48	1,249	0	1,249	374,7	1,249	0,134	1,383	414,9	1,249	0,274	1,523	456,9
54	1,600	0	1,600	480,0	1,600	0,171	1,771	531,3	1,600	0,350	1,950	585,0
60	1,992	0	1,992	597,6	1,992	0,216	2,208	662,4	1,992	0,438	2,430	729,0
66	2,430	0	2,430	729,0	2,430	0,262	2,692	807,6	2,430	0,532	2,962	888,6
72	2,922	0	2,922	876,6	2,922	0,303	3,225	967,5	2,922	0,625	3,547	1064,1

Belt Width (inch)	20°				25°32'				30°			
	Area, sq ft			Cap (tph)	Area, sq ft			Cap (tph)	Area, sq ft			Cap (tph)
	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>		A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>		A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	
14	0,079	0,038	0,117	35,10	0,079	0,049	0,128	38,40	0,079	0,059	0,138	41,40
16	0,109	0,052	0,161	48,30	0,109	0,066	0,175	52,50	0,109	0,080	0,189	56,70
18	0,144	0,068	0,212	63,60	0,144	0,087	0,231	69,30	0,144	0,105	0,249	74,70
20	0,184	0,086	0,270	81,00	0,184	0,109	0,293	87,90	0,184	0,132	0,316	94,80
24	0,278	0,128	0,406	121,8	0,278	0,163	0,441	132,3	0,278	0,197	0,475	142,5
30	0,456	0,207	0,663	198,9	0,456	0,262	0,718	215,4	0,456	0,317	0,773	231,9
36	0,676	0,305	0,981	294,3	0,676	0,386	1,062	318,2	0,676	0,467	1,143	342,9
42	0,940	0,421	1,361	408,3	0,940	0,533	1,473	441,9	0,940	0,645	1,585	475,5
48	1,249	0,555	1,804	541,2	1,249	0,703	1,952	585,6	1,249	0,851	2,100	630,0
54	1,600	0,709	2,309	692,7	1,600	0,898	2,498	749,4	1,600	1,086	2,686	805,8
60	1,992	0,884	2,876	862,8	1,992	1,119	3,111	933,3	1,992	1,353	3,345	1003,5
66	2,430	1,076	3,506	1051,8	2,430	1,361	3,791	1137,3	2,430	1,646	4,076	1222,8
72	2,922	1,275	4,197	1259,1	2,922	1,616	4,538	1361,4	2,922	1,957	4,879	1463,7

**Tabla N° A.2.- COEFICIENTE DE CORRECCION POR ANGULO DE INCLINACION DE LA FAJA TRANSPORTADORA**

Inclinación	2°	6°	10°	12°	14°	16°	18°	20°
Coefficiente	1,00	0,98	0,95	0,93	0,91	0,89	0,85	0,81

**Tabla N° A.3.- FACTOR DE SERVICIO A PARA POLINES**

<b>Types od Service</b>	<b>Factor A</b>
<b>Intermitent operation</b>	
Less than 6 hours per day	6
Portable or temporary installations	6
Seasonal operation for stockpiling	12
Conveying materials over 120 lbs per cu ft	15
<b>One-shift operation</b>	
Operation 6 to 9 hours per day	9
Sized material up to and including 80 lbs per cu ft	9
Sized material up to and including 120 lbs per cu ft	12
Sized material over 120 lbs per cu ft	15
Unsize material, limited un lump size only By belt width	15
<b>Two-shift operation</b>	
Operation 10 to 16 hours per day	12
Unsize material up to and including 100 lbs per cu ft	12
Sized material, over 100 lbs per cu ft	15
Unsize material, limited in lump size only by belt width	15
<b>Continuous operation</b>	
Over 16 hours per day, all materials	15

**Tabla N° A.4.- FACTOR B PARA POLINES CARGADORES SEGÚN PESO Y TAMAÑO DEL MATERIAL.**

<b>Maximum lump size (inches)</b>	<b>Factor B (Material welght, lbs per cu ft)</b>						
	<b>50</b>	<b>75</b>	<b>100</b>	<b>125</b>	<b>150</b>	<b>175</b>	<b>200</b>
4	24	36	48	60	72	84	96
6	32	48	64	80	96	112	128
8	40	60	80	100	120	140	160
10	48	72	96	120	144	168	192
12	56	84	112	140	168	196	224
14	64	96	128	160	192	224	256
16	72	108	144	180	216	252	288
18	80	120	160	200	240	280	320

**Tabla N°A.5.- Espaciamiento Recomendado para polines**

Ancho de faja (pulgadas)	Polines de carga						
	Peso de material manipulado, lbs por pie <sup>3</sup>						
	30	50	75	100	150	200	
20	5.5 ft	5.0 ft	4.5 ft	4.5 ft	4.0 ft	4.0 ft	10.0 ft
24	5.0 ft	4.5 ft	4.5 ft	4.0 ft	4.0 ft	4.0 ft	10.0 ft
30	5.0 ft	4.5 ft	4.5 ft	4.0 ft	4.0 ft	4.0 ft	10.0 ft
36	5.0 ft	4.5 ft	4.0 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.5 ft	10.0 ft
42	4.5 ft	4.5 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.0 ft	3.0 ft	10.0 ft
48	4.5 ft	4.0 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.0 ft	3.0 ft	10.0 ft
54	4.5 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.5 ft	3.0 ft	3.0 ft	10.0 ft
60	4.0 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.0 ft	3.0 ft	3.0 ft	10.0 ft
66	4.0 ft	4.0 ft	3.5 ft	3.0 ft	3.0 ft	2.5 ft	8.0 ft
72	4.0 ft	3.5 ft	3.5 ft	3.0 ft	2.5 ft	2.5 ft	8.0 ft

**Tabla N° A.6.- Espaciamiento Recomendado para polines**

Ancho de faja (pulgadas)	Polines de 20°, 35° y 45° carga						Faja plana y polines de retorno					
	Serie N°						Serie N°					
	I	II	III	IV	V	VI	I	II	III	IV	V	VI
20	34	45	54	63	-	-	22	24	29	36	-	-
24	40	49	59	71	134	-	25	28	33	40	75	-
30	46	57	70	83	155	-	29	32	39	47	87	-
36	55	65	81	95	168	184	34	37	45	54	98	110
42	68	82	93	109	186	204	38	42	51	62	109	123
48	-	111	116	124	203	224	-	48	57	69	119	136
54	-	-	120	148	224	248	-	-	65	77	130	149
60	-	-	134	166	244	272	-	-	73	84	141	165
66	-	-	-	-	270	300	-	-	-	-	152	180
72	-	-	-	-	300	350	-	-	-	-	165	197

**Tabla N° A.7 .- Peso promedio de partes rotantes de polines**

Ancho de Faja (pulgadas)	Polines de carga; series N°						Faja de retorno serie N°					
	I	II	III	IV	V	VI	I	II	III	IV	V	VI
20	17.6	22.8	26.3	35.2			15.1	18.1	22.0	26.3		
24	20.0	25.6	29.9	36.9	53.0		17.3	21.2	25.8	31.6	43.0	
30	23.7	30.0	34.6	43.9	61.0		20.7	25.3	30.8	37.7	51.0	
36	26.4	35.0	39.7	50.2	72.0	108.0	22.5	29.5	36.1	43.8	64.3	96.0
42	29.0	40.0	44.6	56.9	81.3	122.0	27.0	35.0	41.2	49.9	73.3	110.0
48		45.0	49.7	63.2	90.3	136.0		39.5	46.1	56.3	82.7	124.0
54			55.0	69.0	99.3	150.0			52.0	63.2	91.6	138.0
60			60.0	76.2	108.3	164.0			57.0	69.8	100.6	152.0
66					117.4	178.0					109.8	166.0
72					126.6	192.0					119.0	178.0

**Tabla A.8 .- Peso Estimado de fajas (lb./pie)**

Ancho de Faja (pulgadas)	Peso de material acarreado ( lbs / pie <sup>3</sup> )		
	Trabajo Liviano	Trabajo Mediano	Trabajo Pesado
20	3.5	4.5	4.6
24	4.2	5.7	6.2
30	5.3	7.2	8.0
36	9.2	9.6	11.5
42	10.7	11.5	13.8
48	13.6	14.2	16.6

**Tabla A.9 .- Polines Cema**

Numero de serie	Diámetro de rodillo (pulgadas)	Diámetro del eje (pulgadas)
I	4 y 5	5/8.
II	4 y 5	0.669 hasta 3/4
III	4 y 5	3/4.
IV	6	3/4.
V	6	13/16 hasta 1 1/4
VI	7	13/16 hasta 1 1/4

**Tabla N°A.10 .- Factor de Fricción del Mandil**

<b>Material</b>	<b>Factor C</b>	<b>Material</b>	<b>Factor C</b>
Alúmina, polvo seco	0.1210	Coque, fino	0.0452
Ceniza, carbón seco	0.0571	Coque, grueso	0.0186
Bauxita, tierra	0.1881	Copra, ojo	0.0203
Frijoles, blancos secos	0.0798	Cullet	0.0836
Borax	0.0734	Fluor	0.0265
Afrecho, granular	0.0238	Granos	0.0433
Cemento, portland, seco	0.2120	Grava	0.1145
Cemento clinker	0.1228	Yeso, malla 1/2"	0.0900
Arcilla, finos secos	0.0924	Fierro, 200 lbs por pie <sup>3</sup>	0.2760
Carbón antracita	0.0538	cal, quemada 1/8"	0.1166
Carbón, biluminoso	0.0754	Cal, hidratada	0.0490

**Tabla N° A.11.- Tensión por Fricción para poleas**

<b>Ubicación de Poleas</b>	<b>Vuelta de Faja en Grados</b>	<b>Libras de Fricción en la línea de faja</b>
Lado tenso	150° hasta 240°	50 lbs por polea
Lado flojo	150° hasta 240°	40 lbs por polea
Otras poleas	-	30 lbs por polea

**Tabla A.12 .- Carrera Mínima de Tensores Automáticos**

Largo de faja Transportadora Centro a centro (pies)		Porcentaje de longitud entre centros		
		Condiciones		
		A	B	C
Hasta	100	3.00%	3.00%	3%
	200	1.70%	2.30%	2.90%
	500	1.60%	2.10%	2.80%
	800	1.50%	2%	2.50%
	1000	1.50%	2%	2.50%
Más de	1000	Consulte fabricante de faja transportadora		

Esta tabla se aplica solo a fajas convencionales, con cubierta de jebe y juntas vulcanizadas.

**NOTA :** Estas son porcentajes mínimas permitidas.

**Condición A :** Faja cubierta o dentro de una galería, edificio o túnel seco, no sujeto a humedad ni calor encima de los 150°F y tensión inicial limitada a 150% de tensión normal de operación.

**Condición B :** Faja no sujetas a excesiva humedad o calor encima de lo 150°F y tensión inicial limitada a 200% de tensión normal de operación.

**Condición C :** Fajas sujetas a excesiva humedad o temperaturas muy por encima de 150°F, tensión inicial limitada a 200% de tensión normal de operación

**Tabla N° A° 13.- MOTORES ELECTRICOS DELCROSA**

DELCROSA S.A			MOTOR ASINCRONO TRIFASICO CON ROTOR A JAULA SERIE NY TENSION DE CONSTRUCCION MAXIMA-600V						50 HZ 4 POLOS 60 HZ				
Potencia		RPM a I/I carga	TIPO	n %	Cosφ	Ca Cn	Cm Cn	CM Cn	Ia In	Corriente a I/I Carga		PD <sup>2</sup> Rotor Kgm <sup>2</sup>	Peso Motor Forma B3 Kg
HP	KW									220V	380 V		
3,0 3,6	2,2 2,7	1435 1730	NV 100 La 4	80,0	0,80	2,3	2,0	2,7	5,8	9,2 11,00	5,4 6,4	2,4 x 10 <sup>-2</sup>	30,0
4,0 4,8	3,0 3,6	1440 1740	NV 100 L 4	81,0	0,81	2,5	2,0	2,7	6,0	12,0 14,4	7,0 8,4	3,0 x 10 <sup>-2</sup>	33,3
20 24	14,9 17,9	1450 1745	NV 160 L 4	88,5	0,85	2,3	2,0	3,0	6,5	52 62	30,0 36,0	0,39	129
25 30	18,7 22,4	1460 1750	NV 180 M 4	89,0	0,86	2,0	1,5	2,8	8,0	64 77	37,0 44,5	0,55	172
30 36	22,4 26,9	1460 1750	NV 180 L 4	89,0	0,86	2,0	1,5	2,8	8,0	77 92	44,5 53	0,66	194
40 48	29,8 35,8	1465 1760	NV 200 L 4	90,0	0,86	2,7	2,0	2,6	8,0	102 122	59 70	1,3	270
50 60	37,3 44,8	1465 1760	NV 225 cM 4	90,5	0,86	2,7	2,0	2,5	8,0	126 151	73 87	2,0	330
60 70	44,8 52,2	1465 1760	NV 225 cM 4	91,0	0,86	2,7	2,0	2,5	8,0	150 175	87 102	2,2	350
75 90	56,0 67,1	1470 1765	NV 250 M 4	91,5	0,86	2,5	2,0	2,4	7,0	186 225	108 130	3,4	487
100 125	74,6 93,3	1470 1765	NV 280 S 4	92,0	0,86	2,6	2,1	2,5	8,0	245 310	144 180	6,7	696
125 150	93,3 112	1470 1765	NV 280 M 4	92,0	0,86	2,6	2,1	2,5	8,0	310 370	180 215	7,7	775
150 180	112 134	1470 1765	NV 315 Mra4	92,5	0,86	2,6	2,0	2,5	8,0	370 445	215 255	12,0	1047

**NOMENCLATURA**

n % - eficiencia en porcentaje  
 Cos φ - factor de potencia  
 Cn - por nominal

Ca - por de arranque  
 Cm - por mínimo  
 CM - por máximo

Ia - corriente de arranque  
 In - corriente nominal

**Tabla N°A.14 .- Tensiones Admisibles de Fajas**

<u>Valores 70 ó menos, lbs. por pulgada por pliegue</u>		
<b>Identificación de Fabrica RMA</b>	<b>Tensión admisible, lbs por pulgada por pliegue</b>	
	<b>Junta Normal Mecánica</b>	<b>Junta Normal Vulcanizada</b>
35	27	35
43	33	43
50	40	50
60	45	60
70	55	70

**Tabla N° A.15.- Máximo Número de Pliegues**

<b>Ancho de faja (pulgada)</b>	<b>Angulo de Carga</b>	<b>Identificación de Fabrica RMA</b>				
		<b>35</b>	<b>43</b>	<b>50</b>	<b>60</b>	<b>70</b>
24	20°	6	6	5	5	5
	35°	5	5	4	4	4
	45°	4	4	-	-	-
30	20°	7	7	6	6	6
	35°	6	6	5	5	5
	45°	5	5	4	4	4
36	20°	9	9	7	7	7
	35°	8	8	6	6	6
	45°	6	6	5	5	5
42	20°	10	10	9	8	8
	35°	9	9	8	7	7
	45°	7	7	6	6	6
48	20°	-	10	9	9	9
	35°	9	9	8	8	8
	45°	8	8	7	7	7
54	20°	-	-	11	10	10
	35°	10	10	9	9	9
	45°	9	9	8	8	8
60	20°	-	-	12	12	12
	35°	-	-	11	11	11
	45°	11	11	10	10	9

**Tabla N°A.16.- Mínimo Número de Pliegues para Polines de 35° y 45°**

Ancho de Faja (pulgadas)	Cargas muy ligeras Granos, viruetas 25-49 lbs. Por pie <sup>3</sup>					Cargas Ligeras Carbón Coque 50-74 lbs. por pie <sup>3</sup>					Cargas Medianas Piedra chancada, grava, arena, cobre, mineral 75-99 lbs. por pie <sup>3</sup>					Cargas Pesadas Hierro mineral 100-150 lbs. por pie <sup>3</sup>				
	RMA valores de tensión					RMA valores de tensión					RMA valores de tensión					RMA valores de tensión				
	35	43	50	60	70	35	43	50	60	70	35	43	50	60	70	35	43	50	60	70
	24	4	4	3	3	3	4	4	4	3	3	5	5	4	3	3	5	5	5	4
30	4	4	4	3	3	5	5	4	4	4	5	5	5	4	4	6	6	5	4	4
36	4	4	4	4	4	5	5	5	4	4	6	6	5	4	4	6	6	6	5	5
42	5	5	4	4	4	6	6	5	5	5	6	6	6	5	5	7	7	7	6	6
48	5	5	4	4	4	6	6	6	5	5	7	7	6	6	6	8	8	7	7	7
54	5	5	5	4	4	7	7	6	6	6	8	8	7	7	6	8	8	8	7	7

**Tabla N°A.17 .- Calidad de Cubiertas de Fajas**

Grado De cubierta	Mayores ventajas			Aplicaciones Generales
	Resistencia al corte y desgarro	Resistencia a la Abrasión	Resistencia al aceite	
<b>Servicio General</b>				
Grado 1	Excelente	Excelente	No Recomendado	Para servicio extremadamente severo Mineral de gran tamaño, materiales filudos y cortantes
Grado 2	Bueno	Excelente	No recomendado	Materiales con acción de corte limitado, poca abrasión. Para servicio pesado
Grado 3	Bajo	Bueno	Limitado	Materiales de pequeño tamaño, servicio liviano

**Tabla N° A.18 .- Espesor de Cubierta Superior Recomendado**

<b>Recomendaciones para materiales fríos a granel con condiciones normales de carga</b>																	
		<b>No abrasivo</b> No abrasivo cal, carbón, viruta, grano <b>Material Clase 5</b>				<b>Abrasivo</b> Abrasivo sal, antracita, fosfato, caliza. <b>Material Clase 6</b>				<b>Muy Abrasivo</b> Cobre, coque, escoria, arena. <b>Material Clase 7</b>				<b>Muy Abrasivo y Filudo</b> Cuarzo, vidrio y fierro. <b>Material Clase 8</b>			
		<b>Tamaño , pulg.</b>				<b>Tamaño , pulg.</b>				<b>Tamaño , pulg.</b>				<b>Tamaño , pulg.</b>			
		Polvo a 1/4	1/2. á 11/2	2 á 5	6 á más	Polvo a 1/4	1/2. á 11/2	2 á 5	6 á más	Polvo a 1/4	1/2. á 11/2	2 á 5	6 á más	Polvo a 1/4	1/2. á 11/2	2 á 5	6 á más
0.4	3	1/8.	3/16.	-	-	7/32.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2	1/16.	3/32.	3/16.	1/4.	3/32.	1/16.	3/8.	-	3/16.	5/16.	-	-	7/32.	3/8.	-	-
	1	1/16.	3/32.	1/8.	3/16.	3/32.	1/8.	1/4.	3/8.	1/8.	1/4.	3/8.	3/8.	5/32.	5/16.	3/8.	3/8.
0.6	3	3/32.	5/32.	9/32.	-	5/32.	9/32.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2	1/16.	3/32.	1/8.	3/16.	3/32.	1/8.	1/4.	3/8.	1/8.	7/32.	3/8.	-	3/16.	5/16.	-	-
	1	1/16.	3/32.	1/8.	3/16.	3/32.	1/8.	3/16.	1/4.	1/8.	5/32.	1/4.	3/8.	1/8.	7/32.	3/8.	3/8.
0.8	3	1/16.	1/8.	3/16.	5/16.	1/8.	7/32.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2	1/16.	3/32.	1/8.	3/16.	3/32.	1/8.	3/16.	9/32.	1/8.	5/32.	5/16.	-	1/8.	7/32.	3/8.	-
	1	1/16.	3/32.	1/8.	3/16.	3/32.	1/8.	5/32.	3/16.	1/8.	1/8.	7/32.	3/8.	1/8.	5/32.	5/16.	3/8.

**Tabla N° A.19.- Espesor de Cubierta Inferior Recomendado**

<b>Calidad de Cubierta</b>	<b>Material No abrasivo</b>	<b>Material Abrasivo</b>		<b>Material Muy abrasivo</b>		<b>Material Muy abrasivo y pulido</b>	
	<b>Clase 5</b>	<b>Clase 6</b>		<b>Clase 7</b>		<b>Clase 8</b>	
	<b>Condiciones de operación</b>						
<b>Grado</b>	<b>Normal Bueno</b>	<b>Normal</b>	<b>Bueno</b>	<b>Normal</b>	<b>Bueno</b>	<b>Normal</b>	<b>Bueno</b>
3	1/32.	1/16.	1/16.				
2	1/32.	1/16.	1/16.	3/32.	1/16.	1/8.	1/16.
1	1/32.	1/16.	1/16.	1/16.	1/16.	3/32.	1/16.

**Tabla N°A.20 .- Diámetro Mínimo Recomendado para Poleas Motrices**

Número de Pliegues	RMA 35 % Tensión normal de faja			RMA 43 y 50 % Tensión normal de faja			RMA 60 y 70 % Tensión normal de faja		
	De 80 Á 100	De 60 á 80	De 40 Á 60	De 80 á 100	De 60 á 80	De 40 á 60	De 80 á 100	De 60 á 80	De 40 Á 60
3	18	14	12	20	18	14	24	20	16
4	20	18	16	24	20	18	30	24	20
5	24	20	18	30	24	20	36	30	24
6	30	24	20	36	30	24	42	36	30
7	36	30	24	42	36	30	48	42	36
8	42	36	30	48	42	36	60	48	42
9	48	42	36	54	42	36	66	54	48
10	54	48	42	60	48	42	72	60	54

**Tabla N°A.21 .- Incremento de Resistencia de Faja en el Arranque**

Condiciones	Porcentaje de Tensión
Fajas con tensiones hasta 50 lbs. por pulg. x pliegue	200% máximo 180% preferido
Fajas horizontales largas contenciones hasta 75 lbs. por pul. x pliegue.	200% máximo 180% preferido
Fajas inclinadas 15° a 18° contenciones hasta 75 lbs. por pulg. x pliegue	200% máximo
Todas las fajas operando a tensiones mayores a 75 lbs. por pulg x pliegue	150% máximo 135% preferido

Figura A.1 .- Carta de Selección de Polines Cargadores

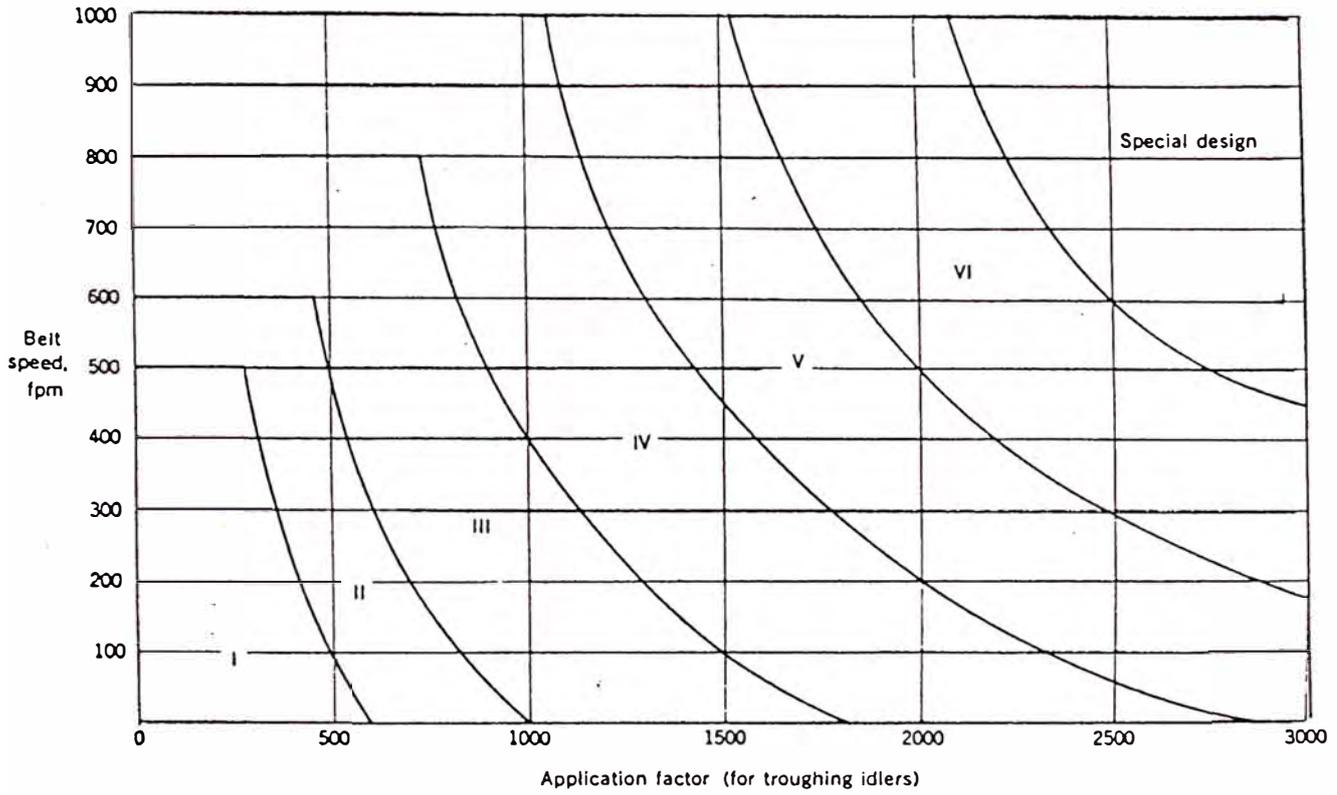


Figura A.2 .- Carta de Selección de Polines de Retorno

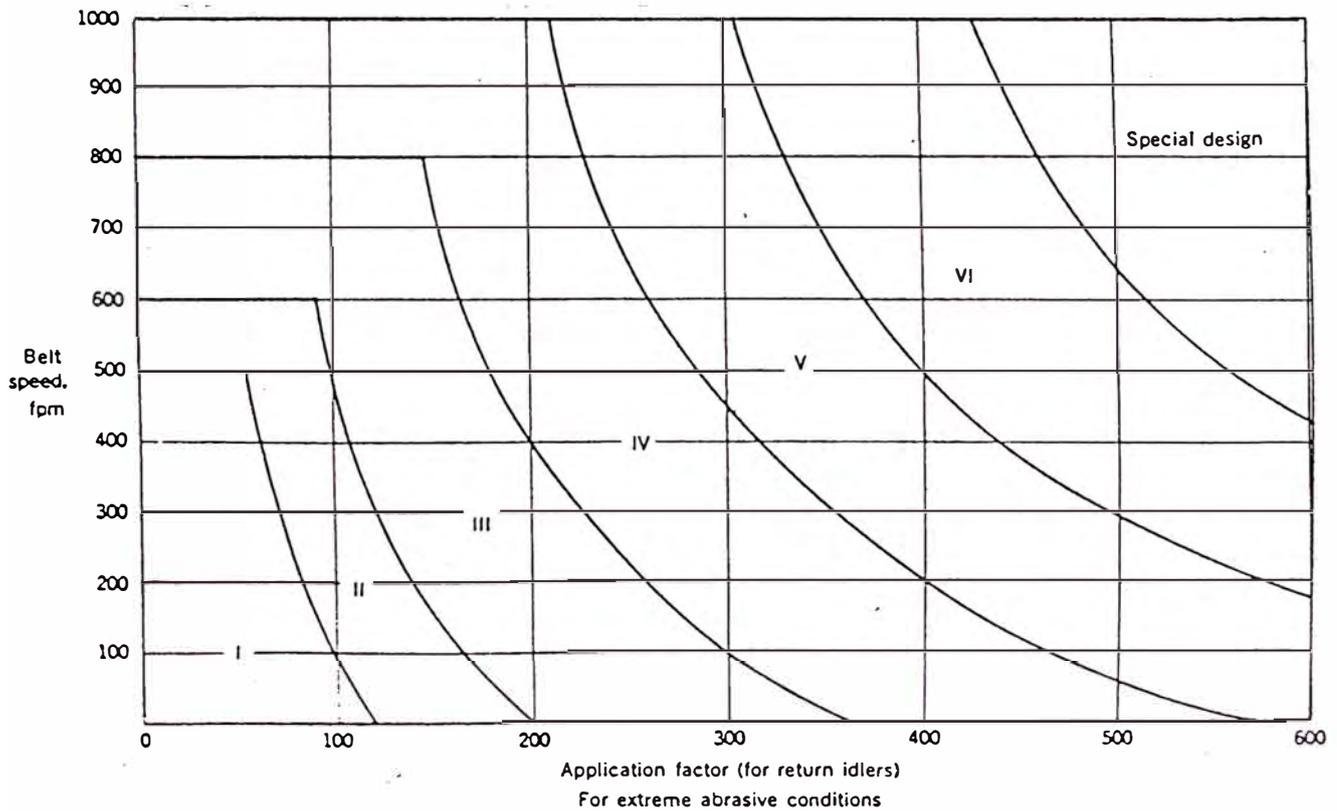


Tabla A.22.- Altura de Carga y Centro de Gravedad en la Descarga

Type of idlers	Surcharge angle	"h" and "a," values, inches, for Standard Edge Distance of 0.055b + 0.9 inch													
		Belt width, inches													
			14	16	18	20	24	30	36	42	48	54	60	66	72
35° Three-equal-length-roll troughing idlers	0°	h a <sub>1</sub>	1.3 0.5	1.6 0.6	1.9 0.8	2.2 0.9	2.7 1.1	3.5 1.4	4.3 1.7	5.0 2.0	6.0 2.4	6.7 2.7	7.4 3.0	8.4 3.4	9.0 3.6
	5°	h a <sub>1</sub>	1.5 0.6	1.8 0.7	2.1 0.8	2.4 1.0	3.0 1.2	3.8 1.5	4.8 1.9	5.5 2.2	6.4 2.6	7.4 3.0	8.1 3.3	9.2 3.7	10.0 4.0
	10°	h a <sub>1</sub>	1.7 0.7	2.0 0.8	2.3 0.9	2.6 1.0	3.2 1.3	4.2 1.7	5.2 2.1	6.1 2.5	7.2 2.9	8.2 3.3	9.0 3.6	10.0 4.0	11.0 4.4
	20°	h a <sub>1</sub>	1.9 0.8	2.3 0.9	2.7 1.1	3.1 1.3	3.9 1.6	5.1 2.1	6.1 2.5	7.3 2.9	8.4 3.4	9.5 3.8	10.7 4.3	11.7 4.7	13.0 5.2
	25°	h a <sub>1</sub>	2.1 0.8	2.5 1.0	3.0 1.2	3.4 1.4	4.2 1.7	5.4 2.2	6.6 2.7	7.8 3.1	9.1 3.7	10.3 4.1	11.6 4.6	12.7 5.1	13.9 5.6
	30°	h a <sub>1</sub>	2.3 0.9	2.7 1.1	3.2 1.3	3.6 1.5	4.5 1.8	5.7 2.3	7.1 2.9	8.4 3.4	9.8 4.0	11.1 4.5	12.4 5.0	13.7 5.5	14.9 6.0
Flat belt idlers	5°	h a <sub>1</sub>	0.22 0.09	0.30 0.12	0.35 0.14	0.39 0.16	0.42 0.17	0.50 0.20	0.66 0.27	0.80 0.32	0.90 0.36	1.04 0.42	1.15 0.46	1.30 0.52	1.40 0.57
	10°	h a <sub>1</sub>	0.50 0.20	0.56 0.23	0.65 0.26	0.75 0.30	0.85 0.35	0.95 0.38	1.35 0.54	1.60 0.65	1.80 0.73	2.10 0.85	2.30 0.93	2.55 1.03	2.80 1.13
	15°	h a <sub>1</sub>	0.72 0.29	0.85 0.34	1.00 0.40	1.11 0.45	1.30 0.52	1.43 0.58	2.00 0.81	2.40 0.97	2.67 1.08	3.16 1.28	3.45 1.39	3.80 1.53	4.20 1.70
	20°	h a <sub>1</sub>	1.00 0.40	1.15 0.46	1.30 0.52	1.50 0.61	1.70 0.69	1.90 0.77	2.70 1.09	3.20 1.29	3.56 1.44	4.20 1.70	4.60 1.86	5.10 2.06	5.55 2.25
	25°	h a <sub>1</sub>	1.22 0.49	1.41 0.57	1.60 0.65	1.90 0.77	2.15 0.87	2.37 0.96	3.35 1.35	4.00 1.61	4.43 1.79	5.30 2.14	5.74 2.32	6.35 2.56	6.93 2.80
	30°	h a <sub>1</sub>	1.5 0.61	1.70 0.69	1.94 0.78	2.22 0.90	2.57 1.04	2.83 1.14	4.03 1.63	4.80 1.94	5.30 2.14	6.30 2.54	6.86 2.77	7.60 3.07	8.30 3.35
	35°	h a <sub>1</sub>	1.75 0.71	2.0 0.81	2.25 0.91	2.60 1.05	3.00 1.21	3.30 1.33	4.70 1.90	5.60 2.26	6.20 2.50	7.40 2.98	8.00 3.23	8.90 3.59	9.70 3.91

Tabla A.23.- Distancias de Caída para Intervalos de Tiempo

Time interval (fractions of seconds)	Fall distance (inches)	Time interval (fractions of seconds)	Fall distance (inches)
1/20 ths	1/2	12/20 ths	69 1/2
2/20 ths	1 15/16	13/20 ths	81 1/2
3/20 ths	4 3/8	14/20 ths	94 7/16
4/20 ths	7 3/4	15/20 ths	108 1/2
5/20 ths	12 1/16	16/20 ths	123 1/2
6/20 ths	17 3/8	17/20 ths	139 7/16
7/20 ths	23 5/8	18/20 ths	156 7/16
8/20 ths	30 7/8	19/20 ths	172 1/2
9/20 ths	39 1/2	20/20 (one second)	193 1/4
10/20 ths	48 1/4		
11/20 ths	58 3/8		

Tabla A.24.- Reductores de Velocidad LINK BELT de ejes paralelos de Doble y Triple Reducción

**Ratings • 1750 RPM input speed**

**Cast iron housing Type BD double reduction parallel shaft speed reducers**

**Mechanical and thermal horsepower ratings**

Nominal ratio	Output speed, RPM	Rating description ★▲	Speed reducer size												
			BD 1028	BD 1566	BD 1600	BD 1650	BD 1750	BD 1800	BD 2000	BD 2100	BD 2200	BD 2350	BD 2400	BD 2500	BD 2600
11.4	154	Thermal HP	...	66.1	66.1	85.5	85.5	85.5	117	117	117	152	152	173	173
		Mechanical HP	34.0	95.6	107	128	141	160	193	228	260	306	350	362	414
13.9	125	Thermal HP	...	68.1	68.1	88.0	88.0	88.0	120	120	120	155	155	178	178
		Mechanical HP	28.5	80.0	91.5	106	119	136	161	191	218	258	295	304	348
17.1	102	Thermal HP	...	70.0	70.0	90.5	90.5	90.5	126	126	126	158	158	183	183
		Mechanical HP	22.0	66.0	76.0	88.7	100	114	134	157	183	215	246	256	293
20.9	83.6	Thermal HP	...	61.0	61.0	68.4	68.4	68.4	76.6	76.6	76.6	129	129	141	141
		Mechanical HP	18.1	51.5	61.0	68.4	76.6	87.6	103	123	141	172	203	214	245
25.6	68.3	Thermal HP	...	50.9	50.9	57.0	57.0	57.0	64.0	64.0	64.0	117	117	138	138
		Mechanical HP	15.2	44.5	50.9	57.0	64.0	73.2	86.4	102	117	138	158	172	198
28.4	61.7	Thermal HP	...	46.0	46.0	51.8	51.8	51.8	58.0	58.0	58.0	107	107	125	125
		Mechanical HP	13.7	40.2	46.0	51.8	58.0	66.4	78.5	93.3	107	125	143	147	168
31.4	55.8	Thermal HP	...	41.6	41.6	47.0	47.0	47.0	53.0	53.0	53.0	98.0	98.0	115	115
		Mechanical HP	12.6	36.4	41.6	47.0	53.0	60.6	72.5	85.6	98.0	115	130	135	154
34.7	50.4	Thermal HP	...	38.4	38.4	43.7	43.7	43.7	48.0	48.0	48.0	88.7	88.7	104	104
		Mechanical HP	11.1	33.6	38.4	43.7	48.0	55.0	65.5	77.5	88.7	104	119	123	141
38.4	45.5	Thermal HP	...	33.5	33.5	39.2	39.2	39.2	44.0	44.0	44.0	81.2	81.2	95.5	95.5
		Mechanical HP	9.65	30.5	33.5	39.2	44.0	50.3	60.0	69.5	81.2	95.5	109	113	129
42.5	41.1	Thermal HP	...	28.6	28.6	32.8	32.8	32.8	36.3	36.3	36.3	67.2	67.2	78.0	78.0
		Mechanical HP	8.55	25.0	28.6	32.8	36.3	41.5	49.5	58.8	67.2	78.0	89.2	103	118

**Maximum overhung load ratings, pounds**

	260	370	370	400	400	400	1700	1700	1700	1885	1885	2380	2380
High speed shaft ■	260	370	370	400	400	400	1700	1700	1700	1885	1885	2380	2380
Low speed shaft ■	3000	10715	10715	13200	13200	13200	16450	16450	16450	20145	20145	25200	25200

**Cast iron housing Type BT triple reduction parallel shaft speed reducers**

**Mechanical and thermal horsepower ratings**

Nominal ratio	Output speed, RPM	Rating description ★▲	Speed reducer size											
			BT 1028	BT 1100	BT 1350	BT 1400	BT 1566	BT 1600	BT 1650	BT 1750	BT 1800	BT 2000	BT 2100	BT 2200
47.1	37.2	Thermal HP	9.85	11.3	18.0	20.6	27.5	31.4	36.8	41.4	47.3	56.7	67.0	76.6
		Mechanical HP	9.00	10.3	16.4	18.7	25.2	28.8	33.6	37.8	43.2	51.3	60.7	69.4
52.1	33.6	Thermal HP	9.00	10.3	16.4	18.7	25.2	28.8	33.6	37.8	43.2	51.3	60.7	69.4
		Mechanical HP	8.13	9.29	14.8	16.9	22.8	26.0	30.5	34.2	39.1	46.3	55.0	62.9
57.7	30.3	Thermal HP	8.13	9.29	14.8	16.9	22.8	26.0	30.5	34.2	39.1	46.3	55.0	62.9
		Mechanical HP	6.68	7.64	12.3	14.1	18.8	21.5	25.2	28.3	32.2	38.2	45.5	52.0
70.6	24.8	Thermal HP	6.68	7.64	12.3	14.1	18.8	21.5	25.2	28.3	32.2	38.2	45.5	52.0
		Mechanical HP	5.55	6.34	10.1	11.5	15.5	17.5	20.8	23.4	26.7	32.7	38.0	43.4
86.5	20.2	Thermal HP	5.55	6.34	10.1	11.5	15.5	17.5	20.8	23.4	26.7	32.7	38.0	43.4
		Mechanical HP	5.03	5.75	9.18	10.5	14.2	16.2	19.0	21.3	24.3	29.2	34.6	39.5
95.7	18.3	Thermal HP	5.03	5.75	9.18	10.5	14.2	16.2	19.0	21.3	24.3	29.2	34.6	39.5
		Mechanical HP	4.58	5.24	8.35	9.55	12.9	14.7	17.3	19.4	22.2	26.5	31.4	35.9
106	16.5	Thermal HP	4.58	5.24	8.35	9.55	12.9	14.7	17.3	19.4	22.2	26.5	31.4	35.9
		Mechanical HP	4.16	4.75	7.55	8.63	11.7	13.4	15.6	17.6	20.0	24.0	28.4	32.5
117	15.0	Thermal HP	4.16	4.75	7.55	8.63	11.7	13.4	15.6	17.6	20.0	24.0	28.4	32.5
		Mechanical HP	3.78	4.32	6.88	7.86	10.6	12.1	14.2	15.9	18.1	21.7	26.0	29.7
130	13.5	Thermal HP	3.78	4.32	6.88	7.86	10.6	12.1	14.2	15.9	18.1	21.7	26.0	29.7
		Mechanical HP	3.16	3.62	5.73	6.56	9.30	10.6	11.9	13.3	15.2	18.2	21.8	25.0
144	12.2	Thermal HP	3.16	3.62	5.73	6.56	9.30	10.6	11.9	13.3	15.2	18.2	21.8	25.0
		Mechanical HP	2.87	3.28	5.24	6.00	8.50	9.73	10.9	12.0	13.7	16.6	19.7	22.5
159	11.0	Thermal HP	2.87	3.28	5.24	6.00	8.50	9.73	10.9	12.0	13.7	16.6	19.7	22.5
		Mechanical HP	2.60	2.98	4.72	5.40	7.65	8.75	9.75	10.9	12.5	15.0	17.8	20.4
176	9.9	Thermal HP	2.60	2.98	4.72	5.40	7.65	8.75	9.75	10.9	12.5	15.0	17.8	20.4
		Mechanical HP	2.37	2.71	4.26	4.87	7.00	8.01	8.93	10.0	11.4	13.6	16.3	18.7
195	9.0	Thermal HP	2.37	2.71	4.26	4.87	7.00	8.01	8.93	10.0	11.4	13.6	16.3	18.7
		Mechanical HP	2.12	2.43	3.88	4.44	6.30	7.21	8.21	9.00	10.3	12.4	14.7	16.8
215	8.1	Thermal HP	2.12	2.43	3.88	4.44	6.30	7.21	8.21	9.00	10.3	12.4	14.7	16.8
		Mechanical HP	1.94	2.22	3.52	4.03	5.76	6.59	7.35	8.22	9.41	11.2	13.3	15.2
238	7.4	Thermal HP	1.94	2.22	3.52	4.03	5.76	6.59	7.35	8.22	9.41	11.2	13.3	15.2
		Mechanical HP	1.59	1.82	2.90	3.32	4.63	5.30	6.00	6.75	7.72	9.22	11.0	12.6
264	6.6	Thermal HP	1.59	1.82	2.90	3.32	4.63	5.30	6.00	6.75	7.72	9.22	11.0	12.6
		Mechanical HP	1.45	1.66	2.64	3.02	4.26	4.87	5.48	6.15	7.03	8.33	9.95	11.4
292	6.0	Thermal HP	1.45	1.66	2.64	3.02	4.26	4.87	5.48	6.15	7.03	8.33	9.95	11.4
		Mechanical HP	1.45	1.66	2.64	3.02	4.26	4.87	5.48	6.15	7.03	8.33	9.95	11.4

**Maximum overhung load ratings, pounds**

	260	260	330	330	375	375	380	380	380	1040	1040	1040
High speed shaft ■	260	260	330	330	375	375	380	380	380	1040	1040	1040
Low speed shaft ■	5250	5250	6680	6680	10715	10715	13200	13200	13200	16450	16450	16450

▲ For use of thermal horsepower refer to page 312.

★ Ratings in boldface type indicate gear sets normally carried in stock for Assemblies 1 through 6 with standard shaft projections.

■ The overhung loads listed are based on the load applied at center of standard shaft projection. When used with other than chain drives, divide this load by 1.25 for gear drives, by 1.5 for V-belt drives and by 2.5 for flat belt drives. Where the overhung load exceeds listing, use an outboard bearing; refer to page 359. For certain ratios, speeds, pull and direction of rotation, ratings may be increased; for recommendations, consult Link-Belt.

Tabla N°A.31 .- Acoplamiento Flexible FALK

Speed rpm *	COUPLING SIZE																					
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	190	200	210	220	230	240
3550	11.6	26.1	43.5	58	116	232	348	464	666	985												
2900	9.5	21.4	35.7	42	95	190	285	380	547	833												
1750	5.7	12.9	21.4	28.6	57	114	171	228	328	500	685	999										
1450	4.9	11.0	18.3	24.6	49	98	147	195	281	427	585	852										
1150	4.1	9.2	15.3	20.4	41	82	122	163	235	357	480	715										
1000	3.6	8.2	13.7	18.2	36	73	109	145	209	318	436	635	910									
870	3.3	7.4	12.3	16.4	33	66	99	131	189	287	393	572	820									
720	2.8	6.3	10.6	14.1	28.2	56	85	113	162	247	332	493	705	985								
650	2.6	5.8	9.7	13.0	26.0	52	78	104	149	227	312	455	650	910								
580	2.4	5.3	8.9	11.9	23.8	47	71	95	137	208	280	417	595	835								
520	2.2	4.9	8.2	10.9	21.8	43	65	87	125	191	267	382	545	765	985							
420	1.8	4.1	6.9	9.2	18.4	37	55	73	106	161	221	322	461	645	830							
350	1.6	3.5	5.9	7.9	15.7	31	47	63	90	137	189	275	393	550	710	905						
280	1.3	3.0	5.0	6.7	13.3	26.7	40	53	77	117	160	233	333	467	600	767						
230	1.1	2.6	4.3	5.7	11.4	22.8	34	46	66	100	137	200	286	400	515	657	950					
190	1.0	2.2	3.7	4.9	9.8	19.6	29.5	39	56	86	117	172	246	343	442	565	809					
155		1.9	3.1	4.2	8.3	16.7	25.0	33	49	73	100	146	208	292	375	480	696					
125		1.6	2.6	3.5	7.1	14.1	21.2	28.2	41	62	85	124	175	248	318	406	575	890				
100		1.3	2.2	3.0	5.9	11.8	17.7	23.7	34	52	71	103	148	207	266	341	490	740				
84		1.2	1.9	2.6	5.1	10.3	15.5	20.6	30	45	62	90	129	180	232	297	427	650	870			
68		1.0	1.6	2.2	4.3	8.7	13.0	17.4	25	38	52	76	109	152	196	250	362	550	735	950		
56			1.4	1.9	3.8	7.5	11.2	14.9	21.5	33	45	65	93	131	168	215	310	470	630	815		
45			1.2	1.6	3.2	6.3	9.5	12.7	18.2	27.8	38	56	79	111	143	182	262	400	535	695	873	
37			1.0	1.3	2.7	5.4	8.1	10.7	15.4	23.5	32	47	67	94	121	154	221	335	452	586	738	
30				1.1	2.2	4.5	6.7	9.0	12.9	19.7	27	39	56	79	101	129	186	280	379	491	618	843
25				1.0	1.9	3.8	5.7	7.7	11.1	17.8	23.1	34	48	67	86	111	159	240	323	420	529	721
20					1.6	3.1	4.7	6.3	9.0	13.7	18.8	27.5	39	55	70	90	129	196	265	344	431	589
16.5					1.2	2.5	3.7	4.9	7.2	10.9	14.9	21.8	31	43	56	72	103	165	222	288	363	495
13.5					1.1	2.2	3.3	4.4	6.3	9.6	13.1	19.2	27	38	49	63	89	135	184	235	300	410
11.0					.9	1.8	2.7	3.6	5.2	7.9	10.7	15.9	23	32	41	52	70	108	143	195	235	330
9.0						1.5	2.2	3.0	4.3	6.5	9.0	13.1	19	26	34	43	57	87	120	160	190	270
7.5						1.1	1.6	2.2	3.1	4.8	6.5	9.5	14	19	25	31	47	72	98	130	160	230

Refer to Page 6 for selection of larger standard couplings