

100. 177

# **UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA - ENERGÍA**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE DE POLIMETALES DE  
1000 TM/H POR MEDIO DE FAJAS TRANSPORTADORAS PARA  
AUMENTAR LA CAPACIDAD INSTALADA DE LOS ALMACENES DE  
CORMIN EN EL PUERTO DEL CALLAO”**

**TESIS PARA OPTAR EL TITULO DE INGENIERO MECANICO**

- **ENRIQUE OSCAR BUTILER PACHECO**
- **JOSE IGNACIO SANTOS MATOS**

**Callao, Diciembre, 2015**

**PERÚ**

**JURADO**

**ACTA PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL**  
**MODALIDAD: TESIS SIN CICLO DE TESIS**

A los DIECIOCHO días del mes de MAYO del dos mil dieciséis, siendo las 11:00 am., se procedió a la instalación del Jurado de Evaluador de Tesis para su Sustentación en la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía, conformado por los siguientes docentes:

- **PRESIDENTE** : Dr. OSCAR TEODORO TACZA CASALLO
- **SECRETARIO** : Ing. JORGE LUIS ALEJOS ZELAYA
- **VOCAL** : Ing. MARTÍN TORIBIO SIHUAY FERNÁNDEZ
- **ASESOR** : Mg. GUSTAVO ORDOÑEZ CÁRDENAS

Con el fin de dar inicio a la SUSTENTACION DE LA TESIS, presentada por los señores Bach. BUTILER PACHECO, Enrique Oscar y Bach. SANTOS MATOS, José Ignacio quienes habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de INGENIERO MECÁNICO, sustentaran la Tesis titulada: “DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE DE POLIMETALES 1000 TM/H POR MEDIO DE FAJAS TRANSPORTADORAS PARA AUMENTAR LA CAPACIDAD INSTALADA DE LOS ALMACENES DE CORMIN EN EL PUERTO DEL CALLAO”

Con el quórum reglamentario de Ley se dio inicio a la Sustentación de Tesis de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente, luego de las preguntas formuladas y efectuadas las deliberaciones pertinentes, se acordó dar por \_\_\_\_\_ con el calificativo de \_\_\_\_\_, al señor Bachiller BUTILER PACHECO, Enrique Oscar y \_\_\_\_\_ con el calificativo de \_\_\_\_\_, al señor Bachiller SANTOS MATOS, José Ignacio.

Con lo que se dio por cerrada la sesión a las \_\_\_\_\_ del día 18 de Mayo del 2016.

\_\_\_\_\_  
**Dr. OSCAR TEODORO TACZA CASALLO**  
**PRESIDENTE**

\_\_\_\_\_  
**Ing. JORGE LUIS ALEJOS ZELAYA**  
**SECRETARIO**

\_\_\_\_\_  
**Ing. MARTÍN TORIBIO SIHUAY FERNÁNDEZ**  
**VOCAL**

\_\_\_\_\_  
**Mg. GUSTAVO ORDOÑEZ CÁRDENAS**  
**ASESOR**

## **DEDICATORIA**

Dedicamos el trabajo a nuestras familias quienes fueron los que nos acompañaron a lo largo de este proceso de investigación, así alcanzar el objetivo trazado al empezar el estudio.

## **AGRADECIMIENTOS**

Nuestros agradecimientos sinceros para los docentes de la institución que estuvieron día a día apoyándonos y asesorándonos para lograr concluir la presente investigación y en especial al Msc. Gustavo Ordoñez Cárdenas asesor de la Tesis.

## ÍNDICE

|                                      |    |
|--------------------------------------|----|
| ÍNDICE                               | 1  |
| TABLAS DE CONTENIDO                  | 8  |
| FIGURAS DE CONTENIDO                 | 12 |
| RESUMEN                              | 14 |
| ABSTRACT                             | 15 |
| I. PLANTEAMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN | 16 |
| 1.1 Identificación del problema      | 16 |
| 1.2 Formulación de problemas         | 17 |
| 1.2.1 Problema general               | 17 |
| 1.2.2 Problemas específicos          | 18 |
| 1.3 Objetivos de la investigación    | 18 |
| 1.3.1 Objetivo general               | 18 |
| 1.3.2 Objetivos específicos          | 18 |
| 1.4 Justificación                    | 19 |
| 1.4.1 Legal                          | 19 |
| 1.4.2 Teórica                        | 20 |
| 1.4.3 Tecnológica                    | 20 |
| 1.4.4 Económica                      | 20 |

|   |    |
|---|----|
| II. MARCO TEÓRICO   | 22 |
| 2.1 Antecedentes de estudio   | 22 |
| 2.1.1 A nivel internacional   | 22 |
| 2.1.2 A nivel nacional  | 26 |
| 2.2 Bases teóricas para la variable independiente                     | 29 |
| 2.2.1 Sistemas de transporte de polimetales                           | 29 |
| 2.2.2 Tipos de transportadores lineales                               | 30 |
| 2.2.3 Sistema de transporte con aire comprimido                       | 36 |
| 2.3 Bases teóricas para la variable dependiente                       | 45 |
| 2.3.1 Concepto de almacén   | 45 |
| 2.3.2 Clasificación de almacenes                                      | 45 |
| 2.3.3 Elementos básicos de la infraestructura de un almacén           | 46 |
| 2.3.4 Clasificación de almacenes                                      | 47 |
| 2.3.5 Almacenamiento de minerales                                     | 48 |
| 2.3.6 Diseño y especificaciones técnicas de las fajas transportadoras | 50 |
| 2.3.7 Posibles impactos ambientales y sociales                        | 57 |
| 2.4 Definición de términos básicos                                    | 58 |
| III. VARIABLES E HIPÓTESIS  | 61 |
| 3.1 Definición de variables   | 61 |

|   |    |
|---|----|
| 3.2 Operacionalización de variables                                     | 62 |
| 3.3 Hipótesis general e hipótesis específicas                           | 63 |
| 3.3.1 Hipótesis general   | 63 |
| 3.3.2 Hipótesis específicas   | 63 |
| IV. METODOLOGÍA   | 65 |
| 4.1 Tipo de investigación   | 65 |
| 4.2 Diseño de investigación   | 65 |
| 4.3 Nivel de investigación  | 65 |
| 4.4 Población y muestra   | 67 |
| 4.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos                     | 67 |
| V. RESULTADOS   | 69 |
| 5.1 Cálculos para el diseño de la faja transportadora                   | 69 |
| 5.1.1 Cálculos para el diseño de la faja transportadora                 | 69 |
| 5.1.1.1 Equipos con los que actualmente funciona la faja transportadora | 69 |
| 5.1.1.2 Velocidad de la banda   | 71 |
| 5.1.1.3 Espaciamiento de los rodillos de impacto, carga y retorno       | 77 |
| 5.1.1.4 Revoluciones de los rodillos                                    | 79 |
| 5.1.1.5 Requerimientos de potencia                                      | 81 |
| 5.1.1.6 Tipo de banda   | 87 |



|  |     |
|--|-----|
| 5.1.1.7 Fuerza Periférica  | 90  |
| 5.1.1.8 Masa de los rodillos $m'_R$  | 93  |
| 5.1.1.9 Distribución de fuerzas  | 100 |
| 5.1.1.10 Resistencias individuales para cálculos secuenciales                        | 102 |
| 5.1.1.11 Cálculos secuenciales   | 107 |
| 5.1.1.12 Corrección de la tensión de la banda  | 112 |
| 5.1.1.13 Factor de seguridad   | 118 |
| 5.1.1.14 Recorrido del tensor  | 119 |
| 5.1.1.15 Diámetro de las poleas del transportador                                    | 121 |
| 5.1.1.16 Transición de canales   | 127 |
| 5.1.1.17 Elevación de la polea   | 129 |
| 5.1.1.18 Curva vertical convexa  | 130 |
| 5.1.1.19 Curva vertical cóncava  | 132 |
| 5.1.1.20 Ajuste adicional de banda   | 134 |
| 5.1.2 Etapas en el desarrollo del proyecto de construcción de la faja transportadora | 140 |
| 5.1.2.1 Características requeridas del transportador a construir                     | 143 |
| 5.1.2.2 Calculo de la capacidad de diseño ( $Q_m$ )                                  | 143 |
| 5.1.2.3 Verificación del ángulo de inclinación del transportador de faja             | 146 |

|          |  |     |
|----------|--|-----|
| 5.1.2.4  | Calculo de la tensión efectiva ( $T_e$ )   | 151 |
| 5.1.2.5  | Calculo de la potencia en la polea motriz (P)  | 153 |
| 5.1.2.6  | Selección de la banda  | 156 |
| 5.1.2.7  | Calculo del sistema de transmisión   | 159 |
| 5.1.2.8  | Calculo del sistema de piñones y cadena  | 162 |
| 5.1.2.9  | Diseño de los ejes de las poleas motriz y conducida  | 170 |
| 5.1.2.10 | Calculo del momento de torsión ( $M_t$ )   | 171 |
| 5.1.2.11 | Calculo de reacciones y momentos flectores en el plano horizontal                                    | 174 |
| 5.1.2.12 | Calculo del diámetro de los ejes   | 175 |
| 5.2      | Diseño de la estructura principal o cuerpo del transportador   | 180 |
| 5.2.1    | Determinación del número de bastidores con polines triples del lado de carga y de polines de retorno | 180 |
| 5.2.2    | Calculo de las cargas que actúan sobre la estructura   | 182 |
| 5.2.3    | Distribución de cargas sobre la estructura del transportador   | 185 |
| 5.2.4    | Calculo de las reacciones  | 188 |
| 5.2.5    | Determinación del perfil de las vigas y de sus dimensiones   | 191 |
| 5.2.6    | Verificación de la idoneidad del perfil "c" 6x13 por esfuerzo de corte                               | 194 |
| 5.2.7    | Diseño de las columnas que van a soportar la estructura  | 198 |

|  |     |
|--|-----|
| 5.2.8 Análisis de las columnas   | 201 |
| 5.3 Calculo de costos en la construcción del transportador                           | 210 |
| 5.3.1 Procedimiento del cálculo de costos  | 210 |
| 5.3.2 Composición de los costos totales  | 211 |
| 5.4 Resultados de la encuesta  | 218 |
| VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS  | 223 |
| 6.1 Análisis de la propuesta   | 223 |
| 6.2 Ingeniería del proyecto  | 223 |
| 6.3 Montajes mecánicos   | 226 |
| 6.4 Sistemas eléctricos  | 227 |
| 6.5 Sistemas de control  | 229 |
| VII. CONCLUSIONES  | 246 |
| VIII. RECOMENDACIONES  | 248 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS   | 249 |
| ANEXOS   | 252 |
| Anexo 01: Encuesta   | 253 |
| Anexo 02: Ampliación y modernización de los almacenes de Cormin- faja transportadora | 254 |
| Anexo 03: Ampliación y modernización de los almacenes del Callao                     | 255 |
| Anexo 04: Estructura de faja   | 256 |

|  |     |
|--|-----|
| Anexo 05: Construcción de faja transportadora                                    | 257 |
| Anexo 06: Datos y cálculos de la faja transportadora                             | 261 |
| Anexo 07: Cálculos con programa Math Cad   | 276 |
| Anexo 08: Planos de armadura, soporte y sistema motriz de la faja transportadora | 317 |

## TABLAS DE CONTENIDO

|   |    |
|---|----|
| Tabla 1. Capacidad estática de almacenamiento de almacenes  | 50 |
| Tabla 2. Capacidad dinámica de recuperación y recepción de almacenes  | 51 |
| Tabla 3. Operacionalización de la variable Diseño del sistema de transporte de polimetales por medio de fajas transportadores | 62 |
| Tabla 4. Operacionalización de la variable Capacidad Instalada  | 63 |
| Tabla 5. Tabla de longitudes estándar de rodillos (L en mm)   | 72 |
| Tabla 6. Valores de $\phi_2$ para bandas planas y lisas   | 74 |
| Tabla 7. Valores de $\phi_2$ para bandas inclinadas   | 74 |
| Tabla 8. Valores recomendados de velocidad de banda en (m/s)  | 75 |
| Tabla 9. Anchos de banda estándar   | 76 |
| Tabla 10. Velocidades estándar para bandas  | 77 |
| Tabla 11. Diámetros estándar de rodillos  | 80 |
| Tabla 12. Factor de ancho de banda CB   | 82 |
| Tabla 13. Factor de longitud CL   | 82 |
| Tabla 14. Factor de condición de trabajo kf   | 83 |
| Tabla 15. Potencias adicionales necesarias para otros dispositivos  | 85 |
| Tabla 16. Motores estándar  | 86 |
| Tabla 17. Factor de fricción CR   | 88 |
| Tabla 18. Factor de juntas CV   | 89 |
| Tabla 19. Factor de longitud C  | 92 |

|  |     |
|--|-----|
| Tabla 20. Factor de fricción artificial f  | 92  |
| Tabla 21. Factor de corrección por velocidad para fricción artificial                                | 93  |
| Tabla 22. Coeficientes de fricción para diferentes condiciones de operación                          | 109 |
| Tabla 23. Clasificación de los tipos de poleas   | 122 |
| Tabla 24. Valores de la deformación del material de la carcasa                                       | 122 |
| Tabla 25. Valores estándar de diámetros de poleas  | 123 |
| Tabla 26. Diámetros de los grupos de poleas  | 124 |
| Tabla 27. Valores límites del porcentaje de utilización de las poleas                                | 125 |
| Tabla 28. Valores de elevación de la polea   | 130 |
| Tabla 29. Resumen de los elementos que conforman el sistema de transmisión del transportador de faja | 169 |
| Tabla 30. Determinación del factor de fijación (K)   | 201 |
| Tabla 31. Pregunta 1 encuesta  | 218 |
| Tabla 32. Pregunta 2 encuesta  | 219 |
| Tabla 33. Pregunta 3 encuesta  | 220 |
| Tabla 34. Pregunta 4 encuesta  | 221 |
| Tabla 35. Pregunta 5 encuesta  | 222 |
| Tabla 36. Coste de la banda  | 261 |
| Tabla 37. Tipos de tejidos para el diseño de banda transportadora                                    | 261 |
| Tabla 38. Calidad de los recubrimientos. Norma DIN 22102   | 261 |
| Tabla 39. Anchos de banda normalizados   | 262 |
| Tabla 40. Diámetros de los rodillos  | 262 |

|   |     |
|---|-----|
| Tabla 41. Diámetros de tambores DIN 22101   | 262 |
| Tabla 42. Tamaño de las carcasa / Potencia del motor. Norma HD 213                    | 262 |
| Tabla 43. Potencia en función de la altura sobre el nivel del mar                     | 263 |
| Tabla 44. Selección del ancho de banda según tamaño de material                       | 263 |
| Tabla 45. Características de los materiales   | 264 |
| Tabla 46. Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop   | 264 |
| Tabla 47. Valores normalizados de velocidad, según la norma DIN 22101                 | 265 |
| Tabla 48. Factores de reducción de capacidad por inclinación según norma DIN 22101    | 265 |
| Tabla 49. Longitud de los rodillos  | 265 |
| Tabla 50. Factor de ancho de banda $C_b$  | 266 |
| Tabla 51. Factor de longitud de banda $C_1$   | 266 |
| Tabla 52. Factor de servicio, según condiciones de trabajo $k_f$                      | 266 |
| Tabla 53. Potencias adicionales necesarias para otros dispositivos                    | 267 |
| Tabla 54. Eficiencia de los diferentes mecanismos reductores                          | 267 |
| Tabla 55. Potencia de motores, valores normalizados (Kw)                              | 267 |
| Tabla 56. Coeficiente de fricción según superficie de tambor $C_R$                    | 268 |
| Tabla 57. Factor de pérdida de resistencia a tracción según empalme/nº de telas $C_v$ | 268 |
| Tabla 58. Resistencias nominales de bandas textiles                                   | 269 |
| Tabla 59. Espesor de los recubrimientos superiores                                    | 269 |
| Tabla 60. Espesor de los recubrimientos inferiores                                    | 269 |

|  |     |
|--|-----|
| Tabla 61. Coeficiente de fricción de las partes móviles            | 270 |
| Tabla 62. Masas de las bandas según el tipo                        | 270 |
| Tabla 63. Masas los rodillos m'R                                   | 271 |
| Tabla 64. Separación entre dos estaciones consecutivas de rodillos | 271 |
| Tabla 65. Valores del coeficiente C para cintas transportadoras    | 272 |
| Tabla 66. Factor proporcional para varios motores                  | 272 |
| Tabla 67. Tensiones necesarias para dos tambores motrices          | 272 |
| Tabla 68. Factor de participación                                  | 273 |
| Tabla 69. Factor de servicio                                       | 273 |
| Tabla 70. Factor ambiental   | 273 |
| Tabla 71. Factor de choque   | 274 |
| Tabla 72. Factor de velocidad                                      | 274 |
| Tabla 73. Coeficiente dependiente del tipo de material de la banda | 275 |



## FIGURAS DE CONTENIDO

|  |     |
|--|-----|
| Figura 1. Modelo de cinta transportadora con todos sus componentes | 44  |
| Figura 2. Área de la sección transversal del flujo de carga        | 71  |
| Figura 3. Distancia entre rodillos de carga                        | 78  |
| Figura 4. Transportador con accionamiento de cabeza                | 99  |
| Figura 5. Transportador con accionamiento de cola                  | 100 |
| Figura 6. Accionamiento de cabeza y cola                           | 100 |
| Figura 7. Distribución de fuerzas en las poleas                    | 101 |
| Figura 8. Instalación con polea conductora de cabeza               | 108 |
| Figura 9. Localización de peso tensor                              | 117 |
| Figura 10. Distancia de transición                                 | 128 |
| Figura 11. Elevación de polea                                      | 129 |
| Figura 12. Transición de un plano inclinado a un horizontal        | 130 |
| Figura 13. Transición de un plano horizontal a un inclinado        | 133 |
| Figura 14. Pregunta 1 encuesta                                     | 218 |
| Figura 15. Pregunta 2 encuesta                                     | 219 |
| Figura 16. Pregunta 3 encuesta                                     | 220 |
| Figura 17. Pregunta 4 encuesta                                     | 221 |
| Figura 18. Pregunta 5 encuesta                                     | 222 |
| Figura 19. Ampliación de almacenes Cormin                          | 254 |
| Figura 20. Faja transportadora de polimetales                      | 254 |
| Figura 21. Estructura de faja transportadora                       | 256 |
| Figura 22. Construcción de faja transportadora                     | 257 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 23. Faja 3000 CV1                                | 257 |
| Figura 24. Faja encapsulada                             | 257 |
| Figura 25. Faja transporte                              | 258 |
| Figura 26. Estructura de faja transportadora            | 258 |
| Figura 27. Construcción y diseño de faja transportadora | 259 |
| Figura 28. Volteador de vagones                         | 259 |
| Figura 29. Diseño de transporte de faja                 | 305 |

## RESUMEN

El presente estudio explora como tema de investigación el diseño de un sistema de transporte de polimetales de 1000 tm/h por medio de fajas transportadoras para aumentar la capacidad instalada de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao, para lo cual su objetivo de estudio fue determinar de qué manera el diseño de un sistema de transporte de polimetales de 1000 TM/H por medio de fajas transportadoras favorecerá en el aumento de la capacidad instalada de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao. El tipo de estudio corresponde al descriptivo de diseño no experimental. La población y muestra representa lo mismo, porque es un único objeto de estudio el cual está representado con el sistema de transporte por medio de fajas transportadoras de polimetales. El estudio pudo establecer que el diseño de un sistema de transporte de polimetales de 1000 TM/H por medio de fajas transportadoras favorecerá en el aumento de la capacidad instalada de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao.

**Palabras clave:** diseño de un sistema de transporte de polimetales, fajas transportadoras, capacidad instalada de los almacenes

## **ABSTRACT**

This study explores how research topic to design a transport system polymetallic 1000 mt / h by means of conveyors to increase installed capacity Cormin warehouses in the port of Callao, for which the object of study it was to determine how to design a transport system polymetallic 1000 TM / H through conveyors favor in increasing the installed capacity Cormin warehouses in the port of Callao. The type of study is the descriptive non experimental design. The population and sample represents the same, because it is a unique object of study which is represented by the transport system by means of conveyor belts of polymetallic. The study was established that the design of a transportation system polymetallic 1000 TM / H through conveyors favor in increasing the installed capacity Cormin warehouses in the port of Callao.

**Keywords:** design of a transportation system polymetallic, conveyors, installed capacity stores

## **I. PLANTEAMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN**

### **1.1 Identificación del problema**

Gran parte del auge y crecimiento sostenido en la economía de nuestro país se debe gracias al fortalecimiento del sector minero, el cual favoreció a la exportación de material mineral a diversas partes del mundo. Un porcentaje considerable de la distribución del mineral exportable se realiza en el muelle del Callao, donde diversas empresas almacenan y distribuyen los minerales.

Entre las empresas más importantes dedicada a esta actividad se encuentra Cormin Callao S.A.C, que brinda servicios de almacenamiento, embarque, desembarque de minerales, concentrados de minerales y metales mezcla. Para ello cuenta con almacenes dentro del muelle que le permite acumular los minerales, básicamente de plomo, cobre y zinc provenientes de diversas unidades productivas dependiendo del tipo de concentrado, éstos se almacenan en losas de concreto ubicadas en el patio de almacenamiento o en el depósito herméticamente cerrado.

Entre los problemas que se observa y que es parte fundamental de la propuesta de esta investigación, es respecto al traslado de los minerales de los almacenes de la empresa Cormin a los barcos cargueros, el cual se hace a través de camiones y containers, siendo ello un proceso lento y rudimentario. El tiempo de traslado de los minerales del almacén a los buques se demora aproximadamente

unos ocho días, siendo ello más costoso para la empresa, ya que la logística para su traslado implica invertir más de lo previsto.

Es ante esta realidad se propone el diseño de un sistema de transporte de polimetales DE 1000 TM/H por medio de fajas transportadoras para aumentar la capacidad instalada de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao, así agilizar el proceso de traslado de los polimetales y disminuir sus costos.

La propuesta del diseño considera la instalación de nuevos equipos de volteo de vagones, fajas tubulares para el transporte de concentrado y sistema de lavado y recuperación de concentrado, las características de la faja transportadora se basa en su fácil instalación, rapidez en el transporte de polimetales, sistematización del traslado, disminución de costos, siendo ello beneficioso para la empresa y para la industria minera del país.

## **1.2 Formulación de problemas**

### **1.2.1 Problema general**

¿De qué manera el diseño de un sistema de transporte de polimetales de 1000 TM/H por medio de fajas transportadoras contribuirá en la modernización de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao?

### **1.2.2 Problemas específicos**

- a) ¿De qué manera el cálculo y selección de la faja transportadora contribuirá en la ampliación de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao?
- b) ¿De qué manera los diferentes procesos de ingeniería del proyecto contribuirán en el aumento de la capacidad instalada de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao?
- c) ¿De qué manera las pruebas del sistema de transporte contribuirán en el aumento de la capacidad del sistema de transporte de polimetales por medio de fajas transportadoras?

### **1.3 Objetivos de la investigación**

#### **1.3.1 Objetivo general**

Diseñar un sistema de transporte de polimetales de 1000 TM/H por medio de fajas transportadoras favorecerá en el aumento de la capacidad instalada de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao

#### **1.3.2 Objetivos específicos**

- a) Calcular y seleccionar adecuadamente la faja transportadora que contribuirá en la ampliación de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao

- b) Proyectar los diferentes procesos de ingeniería del proyecto que contribuirán en el aumento de la capacidad instalada de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao
- c) Garantizar mediante las pruebas normalizadas el sistema de transporte que contribuirá en el aumento de la capacidad del sistema de transporte de polimetales por medio de fajas transportadoras

## **1.4 Justificación**

### **1.4.1 Legal**

La investigación se sustenta y enmarca dentro de lo establecido en las siguientes normas y decretos:

- Resolución Ministerial N° 304-2008-MEM/DM - Aprueban Normas que regulan el Proceso de Participación Ciudadana en el Subsector Minero.
- Texto único ordenado de la Ley General de Minería (decreto Supremo N° 014-92 EM)
- Decreto Legislativo que precisa la regulación minera ambiental de los depósitos de almacenamiento de concentrados de minerales (Decreto legislativo N° 1048)
- Reglamento de Seguridad e Higiene Minera (Decreto Supremo N° 046-2001- EM)
- Ley General de Transporte y tránsito terrestre (Ley N°27181, modificada por Decreto Legislativo N° 1051)



#### **1.4.2 Teórica**

Son escasos los estudios sobre el diseño de transporte de polimetales en relación a la modernización de almacenes, la evidencia teórica encontrada se limita al diseño estructural y funcional, más no explora sus implicancias en el aspecto de reducción de costos y tiempo a través de su implementación, las cuales si pretende abordar esta investigación, asimismo los resultados hallados en este estudio podrá servir como fuente teórica- técnica a otros estudios que cuentan con las mismas variables de investigación.

#### **1.4.3 Tecnológica**

Parte esencial del estudio se sustenta en el aspecto técnico a través del diseño de sistema de transporte de polimetales (faja transportadora), por ello la investigación se justifica ya que su aporte técnico favorecerá en mejorar el traslado de polimetales (concentrado de cobre, plomo, zinc) de los almacenes de Cormin a los buques de carga (open access), reduciendo sus costos y tiempo de traslado.

#### **1.4.4 Económica**

La ampliación de los almacenes, conjuntamente con el diseño del sistema de transporte a través de una faja transportadora de minerales en el puerto del Callao permitirá incrementar la rentabilidad, por lo tanto tendrá un impacto económico favorable.

Así mismo, permitirá la dinamización del comercio y servicios, la introducción de puestos de trabajo y demandas de bienes y servicios

generados por el proyecto, tienen a su vez un efecto positivo indirecto sobre la actividad comercial y de servicios, mejorando la situación socio-económica de la zona.

El precio del mineral se encuentra en un precio aceptable y que favorece la rentabilidad, también los especialistas han proyectado que el precio de los metales se mantendrá por varios años más. Al incrementar el transporte de mineral a más de 2 mil toneladas métricas <sup>TM</sup> húmedas por hora de concentrado de mineral, se podrá dar un mejor servicio a los barcos que antes tenían que esperar mucho tiempo.

## **II. MARCO TEÓRICO**

### **2.1 Antecedentes de estudio**

Los antecedentes de investigación evidencian el interés tanto en el ámbito nacional como internacional al estudio de las variables presentadas. Al respecto Rojas (2010, p.2) señala que se refiere a los estudios previos y tesis de grado relacionadas con el problema planteado, es decir, investigaciones realizadas anteriormente y que guardan alguna vinculación con el problema en estudio. Debe evitarse confundir los antecedentes de la investigación con la historia del objeto de estudio en cuestión. En este punto se deben señalar, además de los autores y el año en que se realizaron los estudios, los objetivos y principales hallazgos de los mismos. Aunque los antecedentes constituyen elementos teóricos, éstos pueden preceder a los objetivos, ya que su búsqueda es una de las primeras actividades que debe realizar el tesista, lo que le permitirá precisar y delimitar el objeto de estudio y por consiguiente los propósitos de la investigación.

#### **2.1.1 A nivel internacional**

Castro, J. et al (2011) presentaron la tesis: "*Diseño de una banda transportadora semiautomática para la fabricación de tanques de combustible de vehículos de carga*". Para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico en el Instituto Politécnico Nacional Escuela

Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Unidad Zacatenco México  
D.F.

De acuerdo al estudio se pudo concluir que los objetivos se cumplieron dado que la propuesta de diseño de la banda transportadora reduce considerablemente los tiempos de transporte entre cada estación, coloca al tanque en cada estación en una posición en donde el operario puede manipularlo fácilmente reduciendo los esfuerzos físicos para poder realizar sus respectivos trabajos de estación.

Con la implementación de la banda transportadora en la línea se observa en el balance de la línea un incremento de la producción de tanques y como consecuencia de ello un aumento de las utilidades de tal manera que la inversión total de la banda se recupera en un mes. Con los beneficios que ofrece la implementación de la banda transportadora en la línea de producción de tanques de aluminio, se demuestra a la empresa la importancia de automatizar las demás líneas de producción para el aumento de producción de tanques.

El diseño de la banda así como los sistemas que la conforman, la selección de piezas, el control fueron basados en los conocimientos adquiridos durante nuestra preparación como ingenieros dejándonos como experiencia que con la aplicación de nuestros conocimientos podemos dar soluciones a las empresas, también como es el desarrollo completo de un proyecto y que aspectos se deben

considerar para que este sea viable, y que papel desempeñaremos en la industria.

Actualmente en cualquier línea de proceso es de suma importancia la forma en que los materiales son transportados para su transformación en productos, una buena opción es la implementación de bandas transportadoras ya que con su correcta selección brinda grandes beneficios a las líneas de producción, reduciendo tiempos de transporte, eliminando movimientos innecesarios, aumentando la fluidez de la producción, permite el control y monitoreo de cada estación de la línea, evita el deterioro y maltrato del producto y sobre todo disminuye los accidentes de transportes tanto del operario como en el transporte.

Se infiere por lo descrito en el antecedente que el uso de las fajas reduce considerablemente los tiempos de transporte, la facilidad en el manipuleo de los materiales a transportar brinda por lo tanto soluciones a las empresas: se puede automatizar los procesos de manera que se puede controlar muy bien.

Hernández, José (2003) presentó la tesis: *"Análisis técnico-económico de sistemas de transporte de bauxita para la explotación de los bloques 5 al 10 del yacimiento de los Pijiguaos, Estado de Bolívar"*.

Para optar el título profesional de ingeniero de minas en la Universidad Central de Venezuela.

Del estudio se concluyó que después de realizado un análisis técnico-económico de varios sistemas de transporte para la explotación de los bloques 5 al 10 del yacimiento Cerro Báez de Los Pijiguaos, donde se plantearon las alternativas de ferrocarriles, correas transportadoras convencionales, correa tipo Cable Belt y camiones roqueros, se ha llegado a las conclusiones siguientes.

El sistema más favorable de transporte de bauxita para la explotación de los bloques 5 al 10 en el yacimiento del Cerro Páez de Los Pijiguaos es el de Correas transportadoras Convencionales (sobre rodillos), debido a que refleja el menor Valor Presente, menor Inversión Inicial, menor Costo Anual Equivalente, menor costo unitario por tonelada.

La alternativa menos favorable entre las consideradas es la de Camiones Roqueros, por ser la de mayor Valor Presente, mayor Inversión inicial, y mayor Costo Anual Equivalente. El orden de preferencia de las diferentes alternativas estudiadas, en orden creciente según sus valores presentes, costo anual equivalente y \$/t es: correas transportadoras convencionales, correa tipo Cable Belt, ferrocarriles, y camiones roqueros.

Se infiere del antecedente citado que la faja transportadora y los camiones roqueros al final de su análisis de valor presente, inversión inicial y el costo anual equivalente, resulta muy lejos la propuesta ganadora del transporte por fajas transportadoras seguido de los ferrocarriles que dando al final el de los camiones roqueros.

### **2.1.2 A nivel nacional**

Alcántara, R. (2010) presentó la tesis: "*Diseño de una planta móvil dosificadora de concreto con capacidad de 130 TM/Hr*". Para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional de Ingeniería.

De la investigación se concluye:

- El estudio de medios de transporte en la industria fue el punto de apoyo para la elaboración para los cálculos de la tesis en el análisis de bandas transportadoras, tipo de estructuras para soportar la capacidad de transporte de agregados y el orden lógico en las propuestas de diseño.
- El diseño de las bandas transportadoras horizontal e inclinada se realizó según el procedimiento según las Normas europeas DIN 22101 para cada uno de sus cálculos de diseño que facilitó la obtención de los resultados.
- La elaboración del producto (hormigón) se encuentra preestablecida según en la norma NTP 339.213.2007, NTP 339.214.2007, NTP 339.215.2007, NTP 339.216.2007 que

podemos utilizar en los estándares para la producción y certificación de nuestro producto en empleo del método por elementos finitos implica la utilización la utilización de un software para la obtención de los resultados de deformación en la faja transportadora que reduce el tiempo de cálculo matemático.

- Las estructuras de plantas móviles deberán ser fabricadas con las dimensiones máximas permitidas para su transporte según el reglamento técnico sobre límites de peso y dimensión de los vehículos destinados al transporte internacional de pasajeros y mercaderías para facilitar su traslado al lugar de obra sin la necesidad de tramitar permisos especiales.
- La operatividad de los sistemas para funcionamiento de la planta son sostenibles mediante un plan de mantenimiento básico operacional que reduce los costos por concepto de mantenimiento de planta.
- El diseño de los tipos bandas transportadoras como los sistemas de propulsión de cada una de ellas debe ser parte del syllabus académico por estar presente en toda rama de la industria de tal modo de tener montaje competitivo frente a los demás egresados de las diversas universidades que imparten ingeniería mecánica en el Perú.



De acuerdo a lo descrito por el antecedente se observa que viendo la importancia que va teniendo el uso de fajas transportadoras se requiere además que el diseño, selección sea muy rápido y esto se logra con el uso de software para optimizar los cálculos y selección de componentes de manera tal que en tiempo record tener listo el diseño de los componentes y su selección de los mismos.

Rondón, L. Y Valdivia, S. (2010) presentaron la tesis: " *Diseño, fabricación y montaje de un sistema de transporte de carbón fino, mediante faja tubular*". Para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico en la Universidad Católica Santa María, Arequipa.

Concluyendo lo siguiente:

- Con el diseño, selección y montaje de la Faja Transportadora Tubular, se cumplieron con las condiciones y requerimientos de distribución y espacio en la planta, exigidos por la empresa cementera del sur del país.
- El diseño logra asegurar la capacidad necesaria de almacenamiento temporal de carbón mineral a ser usada en la línea II.
- Con las ventajas que ofrece un sistema de transporte mediante faja tubular, el diseño logra hermetizar el material transportado, así mismo evitando posibles derrames, riesgos de inflamabilidad, daños al personal.

- El diseño que el material transportado en una faja tubular vaya confinado al interior de dicho tubo, evitándose la emisión de polvo, reduciéndose la contaminación ambiental. Esto permite el transporte seguro de materiales pulverulentos.
- Para una misma capacidad, el espacio requerido por el diseño de una faja tubular es menor respecto de una faja convencional, ya que se cuentan con estaciones de polines compactas que permiten una disposición tubular tanto a la ida como al retorno.
- Con el diseño estructural basado en las normas de ingeniería, lo que garantiza las condiciones de seguridad necesarias para el correcto desempeño del sistema de transporte.
- Una de las bondades que podemos señalar que con el uso de las fajas transportadoras se logra que el transporte se puede hermetizar, evitando derrames, riesgo de inflamabilidad, daños al personal y contaminación ambiental.
- Finalmente su aplicación a todo tipo de industrias: minería, construcción, alimentos, medicinal, etc.

## **2.2 Bases teóricas para la variable independiente**

### **2.2.1 Sistemas de transporte de polimetales**

Los sistemas de transporte y carguío son el más flexible método de gran escala de movimiento de material usado en el mundo. Estos sistemas están sujetos a un número mínimo de restricciones, pero ello

no significa que sean los más económicos para toda clase de operaciones mineras. La eficiencia y el costo de efectividad de camiones es sensible a diversos elementos, pero cada uno de ellos afecta los costos en un menor grado. La inadecuada combinación de varios factores, aunque ello parezca insignificante, puede resultar costosa en un sistema de transporte y carguío (Díaz, 2010, p.30).

### **2.2.2 Tipos de transportadores lineales**

Anaguano (2012, p.38) describe que en el procesamiento de un producto industrial, agro-industrial y minero, estos están sujetos a diferentes movimientos en cualquier sentido y dirección, ya sea vertical, horizontal o inclinado. Para cumplir este objetivo, son utilizados equipos con el nombre de transportadores o cintas transportadoras.

#### **Generalidades:**

De todos los sistemas de transporte continuo empleados en la industria, agro-industria y minería, las cintas transportadoras ocupan un lugar muy destacado en el proceso de producción y comercialización por muchas razones entre las que se pueden resaltar como principales:

- La gran distancia a que se efectúa el transporte de materiales, ya sea con una sola cinta o con varias, una a continuación de otras.
- Su facilidad de ajuste y adaptación al perfil del terreno.

- Su gran capacidad de transporte.
- La posibilidad de mover materiales muy variados en clase y granulometría.

Otras razones secundarias que se justifican el empleo de las mismas son:

- Marcha suave y silenciosa.
- Descarga en cualquier punto de su trazado.
- Facilidad de desplazamiento de las mismas ya sea en trayectorias fijas y horizontales o en movimiento de vaivén.

### **Banda transportadora**

La banda transportadora es un sistema de transporte continuo formado básicamente por una banda que se mueve entre dos tambores. La banda es arrastrada por fricción por uno de los tambores, que a su vez es accionado por un motor. El otro tambor suele girar libre, sin ningún tipo accionamiento, y su función es servir de retorno a la banda. La banda es soportada por rodillos entre tambores.

Debido al movimiento de la banda el material depositado sobre ella es transportado hacia el tambor de accionamiento donde la banda gira y da la vuelta en sentido contrario.

Las cintas transportadoras se usan como componentes en la distribución y almacenaje automatizados. Combinados con equipos informatizados de manejo de paletas permiten una distribución

minorista, mayorista y manufacturera más eficiente, ahorrando mano de obra y transportando rápidamente grandes volúmenes de carga, lo que disminuye costos a las empresas que envían o reciben enormes cantidades de productos, reduciendo además el espacio de almacenaje necesario.

Las ventajas que tiene la cinta transportadora son:

- Permite el traslado de materiales a gran distancia.
- Se adapta a la necesidad del terreno.
- Tiene una gran capacidad de transporte.
- Permite transportar una variedad grande de materiales.
- Es posible la carga y descarga en cualquier punto trazado.
- Se puede desplazar.
- No altera el producto transportado.

### **Faja Transportadora**

Es un transportador muy utilizado para productos al granel (granos) y empacados como se puede observar en la figura

Consiste básicamente en una correa sinfín que opera entre dos poleas; las correas pueden ser confeccionadas de diferentes materiales como. Lona, neopreno, loneta, metálicas y deben de tener las siguientes características:

- Flexibilidad.- suficiente para poder adaptarse a diferentes diámetros de poleas utilizadas, de tal manera que no se tornen quebradizas y disminuyan su durabilidad.
- Resistencia a la tensión.- porque está sujeta a altas tensiones.
- Resistencia a la corrosión.- Calidad en los materiales.

### **Tipos de fajas transportadoras**

- Fajas acanaladas: son aquellas que constan de bordes inclinados.
- Fajas planas: Trabajan como su nombre lo indica, en forma plana.

Comparando estos dos tipos de fajas, las acanaladas presentan un inconveniente porque los bordes de la correa estarán expuestos a una mayor tensión, en relación a la parte media debido a la inclinación de los bordes.

### **Componentes**

Las fajas transportadoras son sencillas, constan de los siguientes elementos:

- Grupo o cabeza motriz de accionamiento, cuyo tambor imprime el movimiento a la banda.
- Cabeza o estación de retorno y tensado.
- Rodillos superiores de soporte de la banda.
- Rodillos inferiores.
- Banda.

- Bastidor soporte de los rodillos.
- Zona de carga.

**Las ventajas que tiene la cinta transportadora son:**

- Permiten el transporte de materiales a gran distancia.
- Se adaptan al terreno.
- Tienen una gran capacidad de transporte.
- Permiten transportar una gran variedad de materiales.
- Es posible la carga y la descarga en cualquier punto del trazado.
- Se puede desplazar.
- No altera el producto transportado.
- Aumenta la cantidad de producción.

**Elevadores o transportador de cangilones**

Un elevador de cangilones figura, es un mecanismo que se emplea para el acarreo o manejo de materiales a granel verticalmente (como en el caso de granos, semillas, fertilizantes, etc.).

**Elementos que contiene un elevador de cangilones**

El elevador de cangilones contiene:

- Un cangilón para transportar el material.
- Una cinta o cadena para trasladar los cangilones y transmitir la potencia.
- Algún medio para dirigir el movimiento.

- Accesorios para llenar los cangilones y/o vaciar el producto, recibir el producto vaciado, mantener la tensión en el sistema y para el mantenimiento así como sistema de seguridad.

### **Funcionamiento**

El producto es acumulado en la tolva de carga del elevador, colocada en la base de este, es recogido por los cangilones atornillados a la banda plana, la descarga se realiza en la parte superior en donde el grano se conduce por medio de bajantes hasta la tolva o máquina del proceso.

### **Transportador por tornillo sinfín**

Los transportadores de tornillo sinfín figura, son un sistema capaz de mover materiales a granel, prácticamente en cualquier dirección, proporcionando variedad de opciones para su manejo de manera eficaz y confiable.

### **Elementos del transportador de tornillo sinfín**

- Zona de carga.
- Eje.
- Hélice
- Canalón.
- Apoyos de base.



- Zona de descarga.
- Soporte externo.
- Elementos de acoplamiento.
- Tapa.
- Cojinete.
- Soporte intermedio.
- Tornillo sinfín.

### **Ventajas del transportador con tornillo sinfín**

- Son compactos.
- Diseño modular: fácil inclinación.
- Soportes y apoyos simples.
- Altas temperaturas.
- Fácil hermeticidad.
- Extremadamente versátiles.
- Varias zonas de carga y descarga.

### **2.2.3 Sistema de transporte con aire comprimido**

Changir (2011, p.6) refiere que el transporte neumático de materiales difiere fundamentalmente de todos los otros medios de transporte de materiales sueltos a granel.

Consiste en un flujo de aire a alta velocidad que mueve el material de una manera parecida a como lo hace el viento ver figura; si la velocidad es suficientemente alta el material es transportado en

suspensión causando una ligera erosión en el ducto de transporte, aunque en los codos curvos la erosión es marcadamente mayor.

La potencia requerida y la capacidad de este tipo de transporte, no puede ser siempre predeterminada exactamente, pero la experiencia ha suministrado suficientes datos a los especialistas, para que con determinado material y un buen esquema de la instalación se pueda llegar a resultados muy cercanos a la realidad.

Este tipo de transporte requiere más potencia por tonelada horaria manejada que cualquier transporte mecánico. Si el material esta en trozos y es pesado, la eficiencia disminuye rápidamente; si el material tiende a formar costras o terrones, como el cemento, deben ser desagregados estos antes de entrar a los ductos de transporte. Si el material tiende a formar cargas estáticas, como en el caso del azufre, habrá la posibilidad de explosiones.

Lo más notable de este tipo de transporte es que puede resolver problemas que ningún tipo de transporte mecánico puede hacer. Al ser el conducto de transporte una tubería, puede pasar, subir o bajar espacios reducidos, puede tener curvas en cualquier sentido hasta flexibles; no teniendo partes móviles, se elimina peligro personal que trabaja cerca de él, y, su acción "aspiradora" proporciona trabajos limpios, sin polvos, como en el caso de descarga de materiales polvorientos de vagones y camiones.

### **Transportador por gravedad**

Transportador por gravedad figura, caracterizado porque comprende vías o carriles paralelos separados e inclinados que llevan montados rodillos dispuestos en serie, constituyéndose cada rodillo en un cubo rígido y llanta elastómera de poliuretano, la configuración en sección transversal de cada llanta y zonas anulares de área van en aumento a partir de la circunferencia exterior hacia el centro, para proporcionar de este modo una llanta con una histéresis en esencia directamente proporcional a la deformación bajo una carga aplicada.

#### **- Sistema transportador por rodillos**

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

### **Transportador de paletas**

Los transportadores de cadena figura, se utilizan para el movimiento de cargas grandes o pesadas, tales como paletas, tambores, balas, etc. Esta gama de productos del transportador puede manejar hasta 1500 kg nominalmente, en función del tipo y el tamaño de la carga.

Los transportadores de rodillos y transportadores de cadena están disponibles en una variedad de anchuras de transporte, campos de rodillos y diámetros de rodillos para adaptarse a los requisitos de carga y rendimientos.

### **Transportadores vibrantes**

Los transportadores vibrantes son apropiados para el transporte de materiales de grano grueso o fino, de todo tipo como se muestra en la figura. Su capacidad de transporte se puede regular de forma progresiva.

#### **Característica del transportador**

- Accionamiento mediante motores desequilibrados.
- Versión abierta o cerrada.
- Con/sin tamizado.
- Anchura entre 0,2 y 0,8 m.
- Longitud entre 1,2 y 3,0 m.

Si el caudal es pequeño, y para longitudes de hasta 6 m, se usan transportadores vibrantes tubulares.

### **Transportadores de cadena**

Sus características principales son:

- Estructura de gran robustez para transporte transversal de pales reducido desgaste, alta seguridad de servicio.
- Dobles cadenas portantes guiadas por patines de material sintético de alta precisión.
- Reducida producción de ruidos.

- Accionamiento central en ambos ramales de cadena.
- Estación de accionamiento y fijación Omega.

Los transportadores de cadena figura, pueden combinarse con protección contra impacto, unidades auxiliares de descarga, centraje de paletas, tope final, topes, elevadores, chapas de estribo así como tarimas y andamios.

### **Aplicaciones industriales de las fajas y/o bandas transportadoras:**

Los transportadores, tienen varias características que afectan sus aplicaciones en la industria. Son independientes de los trabajadores, es decir, se pueden colocar entre maquinas o entre edificios y el material colocado en un extremo llegara al otro sin intervención humana. Los transportadores proporcionan una técnica novedosa para el manejo de materiales, mediante la cual estos no se extravían con facilidad, se pueden usar los transportadores para fijar el ritmo de trabajo, ya que siguen rutas establecidas; limita su flexibilidad y los hace adecuados para la producción en masa o en los procesos de flujo continuo.

Los principales transportadores se dan mayormente en la minería, construcción, industria alimenticia, industria motriz entre otros. A continuación se expone la aplicación en alguno de los campos.

### **En la industria minera**

El sistema de transporte de banda es muy eficiente para la minería ya que:

- Opera en su propia cama de rodillos, los cuales requieren un mínimo de atención.
- Los transportadores pueden seguir la naturaleza ordinaria del terreno, debido a la habilidad que poseen para atravesar pasos relativamente inclinados (pendientes y gradientes, de hasta 18°, dependiendo del material transportado). Con el desarrollo de tensiones elevadas, materiales sintéticos y/o miembros reforzados de acero, un tramo del transportador puede extenderse por millas de terreno con curvas horizontales y verticales sin ningún problema.
- Tiene poco desgaste al trabajo agreste y duro de la minería.
- Estas características son importantes en la minería o en excavaciones, en donde dos o más operaciones de cavado pueden dirigirse a un mismo punto central de carga ver figura. En el final de la descarga, el material puede ser disperso en diversas direcciones desde la línea principal. El material puede ser descargado en cualquier punto a lo largo del transportador mediante la maquinaria complementaria para este efecto.

### **En la construcción**

- Presenta grandes garantías en este proceso:

- Rapidez en el montaje, este puede ser armado y desarmado con gran facilidad como se muestra en la figura.
- Una gran cantidad para el transporte de material a considerables distancias.
- Celeridad en la conducción del material al sitio de trabajo con seguridad y eficiencia.

### **Para la industria alimenticia**

Es uno de los lugares donde este sistema es más utilizado:

- Porque agiliza la producción, ya que este sistema posee una velocidad constante y sin interrupción.
- Es higiénico, lo cual hace que el producto no se contamine con bacterias suciedades u otros factores que modifiquen el producto como se puede observar en la figura.
- Puede ser instalado en interiores para obtener una mayor protección del producto.
- El diseño propio de los sistemas de transportadores, reduce el control a botones de accionamiento en los diferentes tramos del transportador, y además pueden ser vigilados desde estaciones permanentes de registro.

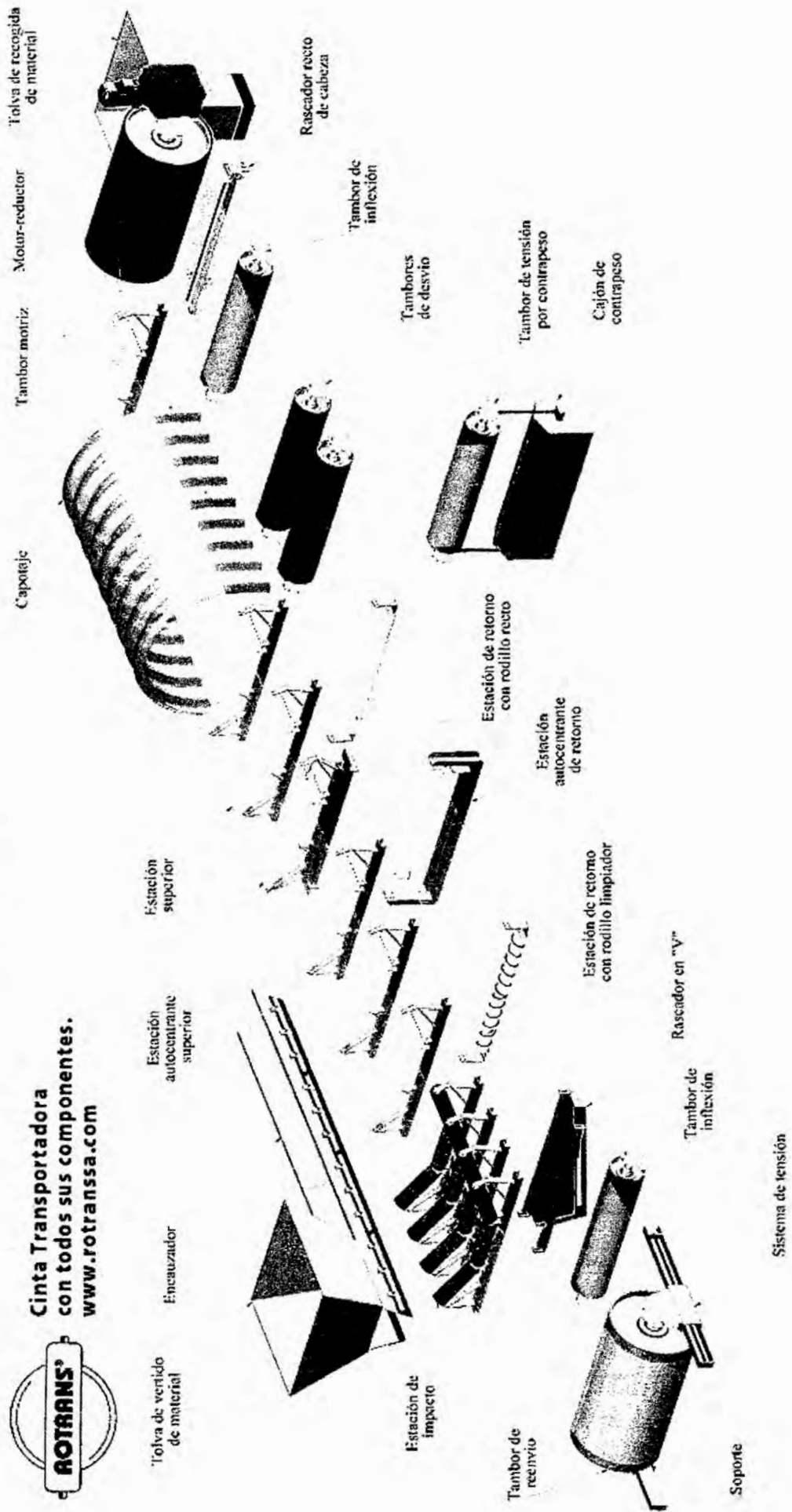
### **En la industria automotriz**

Es útil para el proceso de producción:

- Las líneas modulares de las transportadoras de cintas, pueden ser extendidas, acortadas o reubicadas con un mínimo de trabajo y tiempo.
- Las cintas transportadoras no tienen competencia en cuanto a capacidad de transporte. A una velocidad de 5 m/s, esta puede descargar más de 100 toneladas métricas por minuto de materia prima. Su gran eficiencia reduce los costos de producción.



Figura 1. Modelo de cinta transportadora con todos sus componentes



Fuente: <http://rotranssa.com/cintas-transportadoras>

## **2.3 Bases teóricas para la variable dependiente**

### **2.3.1 Concepto de almacén**

Hernández (2008, p.6) refiere que el almacén es una instalación o parte de ésta, destinada al almacenamiento, manipulación y conservación de mercancías, equipada tecnológicamente para estos fines. Los almacenes aunque son un mal necesario (se inmovilizan recursos) brindan algunas ventajas, ya que:

- Permiten una mejor organización en la distribución de las mercancías
- Posibilitan una correcta conservación de los productos
- Posibilitan una utilización racional de la técnica (con la concentración de los almacenes)
- En algunos casos son parte del proceso productivo

### **2.3.2 Clasificación de almacenes**

Hernández (2008) señala que los almacenes se clasifican en función de varios criterios, la mayoría se exponen a continuación:

#### **Según el diseño constructivo:**

- **A cielo abierto:** Terreno cercado o no para el almacenamiento de productos, que no posee cubierta (techo).
- **Techado abierto:** Almacenes cuyo espacio interior está delimitado fundamentalmente por el perímetro de su cubierta

(techo) terminada, con o sin cierre parcial (muro o cerca) sin llegar a la cerca.

- **Techado cerrado:** Almacén delimitado por un cierre perimetral con cubierta (techo) que deja definido estrictamente su espacio interior.

#### **Según el grado de especialización:**

- **Almacenes Universales:** Son aquellos que guardan productos con diferentes medidas y nomenclaturas. Ejemplo: Almacenes de carga general.
- **Especializados:** Son aquellos que tienen una nomenclatura y tecnología única y definida. Ejemplos: Almacenes climatizados, silos, tanque para líquidos y polvorines.

#### **2.3.3 Elementos básicos de la infraestructura de un almacén**

Según Escudero (2014, p.44) las dimensiones de la infraestructura de un almacén lo componen:

##### **Disponibilidad de espacio:**

En un almacén el objetivo principal del mejoramiento se enfoca en la optimización del espacio y en dotar de medios de manipulación de cargas normalmente a gran altura y con volúmenes de trabajo medios.

Un óptimo diseño de las instalaciones y espacios de un almacén y un centro de distribución debe redundar en un adecuado flujo de materiales, minimización de costes, elevados niveles de servicio al cliente y óptimas condiciones de trabajo para los empleados

**Diversidad de accesos:**

El diseño de accesos y cerramientos es un aspecto fundamental cuando se busca minimizar la interferencia entre los vehículos que participan del proceso de entrega y recogido desde y hacia el almacén, así como también busca minimizar la interferencia entre los medios de carga y descarga y el personal que transita por las vías de servicio. Para planificar de la mejor manera los accesos y cerramientos. Efectuar la distribución del espacio interno de un almacén es un proceso sumamente complejo que requiere de superar las restricciones de espacio físico edificado y las necesidades proyectadas de almacenamiento (necesidades futuras de expansión). Las decisiones que desde la gestión de almacenes se tomen respecto a la distribución general deben satisfacer las necesidades de un sistema de almacenamiento.

**Instalaciones (áreas internas y accesorios):**

Las instalaciones de un almacén deben de tomar en cuenta las dimensiones de los pasillos de acuerdo de las necesidades de la empresa o institución, ubicación de la mercadería y de los bienes, la ventilación y aireación, la iluminación, las estructuras y andamios, etc.

**2.3.4 Clasificación de almacenes**

Hernández (2008) señala que los almacenes se clasifican en función de varios criterios, la mayoría se exponen a continuación:

**Según el diseño constructivo:**

**A cielo abierto:** Terreno cercado o no para el almacenamiento de productos, que no posee cubierta (techo).

**Techado abierto:** Almacenes cuyo espacio interior está delimitado fundamentalmente por el perímetro de su cubierta (techo) terminada, con o sin cierre parcial (muro o cerca) sin llegar a la cercha.

**Techado cerrado:** Almacén delimitado por un cierre perimetral con cubierta (techo) que deja definido estrictamente su espacio interior.

**Según el grado de especialización:**

- **Almacenes Universales:** Son aquellos que guardan productos con diferentes medidas y nomenclaturas. Ejemplo: Almacenes de carga general.
- **Especializados:** Son aquellos que tienen una nomenclatura y tecnología única y definida. Ejemplos: Almacenes climatizados, silos, tanque para líquidos y polvorines.

**2.3.5 Almacenamiento de minerales**

El almacenamiento de concentrados de minerales en depósitos ubicados fuera de las áreas de las operaciones mineras constituye una actividad del sector minero que no se realiza bajo el sistema de concesiones, encontrándose regulada por las normas y procedimientos previstos por el MEM, así como por las disposiciones vigentes en materia ambiental, y de seguridad e higiene minera, en los aspectos que le resulten aplicables.

El titular de la actividad de almacenamiento, para el inicio de sus operaciones, está obligado a contar con el respectivo EIA aprobado por el MEM, aun en los casos en que realice dicha actividad conjuntamente con otras actividades económicas, y es responsable del manejo, almacenaje y manipuleo de tales concentrados, de las emisiones, vertimientos, ruidos, manejo y disposición final de los residuos sólidos, y de la disposición de desechos al ambiente que se produzcan en sus instalaciones.

El MEM, a través de la DGAAM, es la autoridad competente para evaluar y aprobar o desaprobar, según corresponda, los instrumentos de gestión ambiental para el desarrollo de las actividades de almacenamiento de concentrados de minerales en depósitos ubicados fuera de las áreas de las operaciones mineras.

El OSINERGMIN es la autoridad competente para supervisar, fiscalizar y sancionar, en el ámbito nacional, el cumplimiento de las disposiciones legales y técnicas referidas a la conservación y protección del ambiente, seguridad e higiene, así como el cumplimiento de los instrumentos de gestión ambiental aprobados por el MEM, para el desarrollo de las actividades de almacenamiento de concentrados de minerales.

### **2.3.6 Diseño y especificaciones técnicas de las fajas transportadoras**

El proyecto consiste en la construcción de dos nuevos almacenes, así como la ampliación y modernización de los almacenes de concentrados que Cormin Callao opera. Como parte del mismo, el Proyecto considera la instalación de nuevos equipos de volteo de vagones, fajas tubulares para el transporte de concentrado y sistemas de lavado y recuperación de concentrado, entre otros. El almacén de concentrados de Cormin Callao se encuentra ubicado en la Avenida Contralmirante Mora N° 472, distrito del Callao, provincia constitucional del Callao, región Callao.

En estos almacenes se manipularán concentrados de cobre, plomo y zinc. La capacidad de almacenamiento de concentrados que llegaría a tener el almacén en mención, una vez finalizadas las actividades de ampliación y construcción, se puede apreciar en la tabla 1.

Tabla 1. Capacidad estática de almacenamiento de almacenes

| Almacén        | Capacidad de almacenamiento (t) |
|----------------|---------------------------------|
| Cobre-Cormin I | 145750                          |
| Plomo-Cormin I | 93000                           |
| Zinc-Cormin I  | 2049000                         |
| Cormin II      | 50000                           |
| Toromocho      | 120000-145000                   |

Fuente: Cormin Callao

En el caso del almacén Toromocho, este tendrá una capacidad de almacenamiento variable. En el caso este almacén de concentrado de cobre de una calidad, su capacidad de almacenamiento será 145000 t, mientras en el caso este almacén de concentrado de cobre de dos calidades, su capacidad disminuirá a 120000 t, al almacenar el concentrado en dos pilas de 60000 t cada una.

En la tabla 2 se aprecia la capacidad de recepción y recuperación de cada almacén, una vez finalizadas las actividades de ampliación y construcción.

Tabla 2. Capacidad dinámica de recuperación y recepción de almacenes

| Almacén        | Capacidad de recepción (t/año) | Capacidad de recuperación (t/hora) |
|----------------|--------------------------------|------------------------------------|
| Cormin I-Cobre | 450324                         | 1000                               |
| Cormin I-Plomo | 360000                         | 1000                               |
| Cormin I-Zinc  | 161400                         | 1000                               |
| Cormin II      | 1000 <sup>(1)</sup>            | 2000                               |
| Toromocho      | 1000000                        | 2000                               |

Nota (1). Expresado en t/hora

Fuente: Cormin Callao

## **Componentes del Proyecto**

### **Descripción de la infraestructura del proyecto**

A continuación se detallan las actividades de construcción a realizar en los distintos almacenes incluidos en el Almacén 1 de Cormin



Callao. Las zonas de trabajo cuentan con certificación ambiental así como las zonas de trabajo.

Cormin I:

- Ampliación y optimización del área de almacenes existentes.
- Ampliación de almacenes de plomo (encapsulado).
- Instalación de equipos de fajas transportadoras.
- Instalación de equipos de lavado.
- Instalación de equipos para la toma de muestra.

Cormin II y Toromocho:

- Construcción de nuevos almacenes Cormin II y Toromocho.
- Instalación de fajas transportadoras.
- Instalación de equipos de lavado.
- Instalación de equipos para toma de muestras.

Instalaciones asociadas:

- Instalación de equipos para el nuevo sistema de volteo de vagones y respaldo en caso de fallas.
- Instalación de sistemas de pesaje y muestreo de material recibido de los vagones.
- Nueva faja tubular para el transporte de zinc del almacén Toromocho al almacén Cormin I.
- Nueva faja tubular para el transporte de concentrados desde el almacén Cormin I al almacén Cormin II.

### **Descripción del proceso**

El ingreso de concentrado se realizara por medio de camiones y ferrocarril, dependiendo del tipo de concentrado y procedencia. Todos los camiones con concentrado ingresaran por acceso principal ubicado en la Av. Contralmirante Mora.

De manera general, si se detecta que un camión presenta agua sobre la carga de concentrados al momento de ser pesado, este se dirige a la zona de escurrimiento para realizar la descarga con sólidos en suspensión, enviando la pulpa al espesador correspondiente. Luego el camión se vuelve a pesar y prosigue su recorrido establecido. Después de realizar la descarga de concentrado, camiones y vagones ingresaran al sistema de lavado correspondiente (agua a presión). El agua usada es enviada al espesador correspondiente, donde los lodos son almacenados y el agua recuperada es reutilizada en el sistema de lavado.

### **Concentrado de cobre-Cormin I**

En la recepción de concentrado, los camiones son pesados y luego se dirigen a la estación de muestreo, para luego descargar el concentrado en la tolva de recepción. A través de un sistema de fajas transportadoras, depositan el concentrado en los sectores C1 y C2. Los camiones también pueden descargar directamente en todos los sectores y formar pilas con cargadores frontales. En la recuperación de concentrado, los cargadores frontales depositan el concentrado en

la faja transportadora N°9 y mediante la faja tubular N°71, es enviado al almacén Cormin II.

### **Concentrado de plomo-Cormin I**

En la recepción de concentrado, los camiones y vagones son pesados y luego se toma la muestra de concentrados respectiva. Los camiones de tolva fija y vagones, descargan en la tolva de recepción con ayuda del volcador de camiones-vagones. Los camiones volquetes descargan directamente en esta. A través de un sistema de fajas se deposita el concentrado en sectores P1 y P3. En el sector P2 (parte central del almacén) se almacena concentrado con la ayuda de un cargador frontal y paredes móviles. En la recuperación de concentrado, los cargadores frontales depositarán el concentrado en un chute ubicado sobre la faja transportadora N°31, la cual a su vez depositará el concentrado sobre la faja N°56 (zona de zinc) y posteriormente se enviará al almacén Cormin II a través de la faja tubular N°71.

### **Concentrado de zinc-Cormin I**

En la recepción de concentrado, los vagones son pesados y luego se toma la muestra de concentrados respectiva. Los vagones descargan en la tolva de recepción (almacén Toromocho) haciendo uso del volcador de vagones. Luego a través de un sistema de transporte por fajas se envía el concentrado a los sectores Z1 a Z4 (almacén Cormin I). en el caso de los camiones, estos son pesados y luego se toma la muestra de concentrados. Después, estos descargan en la tolva de

recepción y a través de fajas transportadoras se deposita el concentrado en los sectores Z5 a Z7. Asimismo, los camiones pueden descargar directamente en el sector Z8. En la recuperación de concentrado, los cargadores frontales alimentan distintos chutes y así transfieren el concentrado a distintas fajas, las cuales descargan sobre el chute común Cu-Pb-Zn, enviando el concentrado al almacén Cormin II a través de la faja tubular N°71.

### **Almacén Cormin II**

Este almacén tendrá una capacidad de 10000 t de concentrado de cobre, 30000t de zinc y 10000 t de concentrado de plomo. En la recepción de concentrado, al faja tubular N°71 deposita el concentrado sobre la faja N°72, y esta deposita el concentrado ya sea concentrado de cobre, zinc o plomo, sobre la pila respectiva. En la recuperación de concentrado, los cargadoras frontales depositan el concentrado sobre chutes ubicados sobre fajas alimentadoras y esta a su vez lo deposita sobre la faja N°103 y luego a través de un sistema de fajas descarga el concentrado en el Open Access.

### **Almacén Toromocho**

El almacén Toromocho tendrá una capacidad de almacenamiento de 120000 t en el caso almacene concentrado de cobre de dos calidades, y en el caso almacene concentrado de una calidad, tendrá una capacidad de almacenamiento de 145000 t. en la recepción de concentrado, los vagones con concentrado de cobre provenientes de

Toromocho son pesados y haciendo uso del volcador de vagones se transfiere el concentrado a la tolva de recepción. A través de un sistema de fajas se deposita el concentrado formando pilas. En la recuperación de concentrado, los cargadores frontales cargan el concentrado y lo depositan sobre la faja transportadora N°102. Luego a través de un sistema de fajas se transfiere el concentrado al Open Access.

### **Ubicación**

El área de emplazamiento de los elementos de la modificación se encuentra en el distrito del Callao, en la provincia constitucional del Callao. La modificación involucra la construcción de almacenes cerrados, fajas tubulares, lozas y otros sistemas auxiliares para el almacenamiento de concentrados minerales. Considerando las instalaciones o avenidas aledañas, el área de estudio se encuentra limitada:

- Por el norte con la Calle Ignacio Mariátegui.
- Por el sur con la Avenida Atalaya
- Por el este con la Avenida Coronel Néstor Gambetta
- Por el oeste con la Avenida Contralmirante Mora

### **Clima y meteorología**

El clima en el área del Proyecto presenta una temperatura sin una variación anual significativa y con un promedio anual de 19,2 °C. Los niveles casi nulos de precipitaciones se restringen al periodo entre

meses de junio y septiembre, con precipitaciones escasas, generalmente en forma de “garuas” o “lloviznas”. Solo en años atípicos se producen lluvias de intensidad moderada que generalmente son corta duración. La humedad relativa promedio es de 82%. Con respecto a la velocidad del viento, se registran 3,1 m/s con dirección predominante sur-sureste y sur, las cuales generan una dispersión hacia zonas industriales alejadas de zonas habitadas.

### **2.3.7 Posibles impactos ambientales y sociales**

Las actividades de construcción no tendrán efectos sobre este subcomponente, ya que la infraestructura diseñada a este proyecto se encuentra en zonas previamente disturbadas.

#### **Calidad del aire**

Como consecuencia del movimiento de tierras, transporte, voladuras, procesamiento y extracción de mineral principalmente, se generará material particulado (polvo) y gases que se dispersarán a áreas al norte del Proyecto (solamente zonas industriales). Estas emisiones serán atenuadas mediante un adecuado sistema de supresión de polvo y barreras que disminuyan la dispersión (paredes, encerramiento).

#### **Ruido y vibraciones**

Como consecuencia de diferentes actividades de construcción y operación, se generarán ruidos y vibraciones de un alcance restringido a la huella del proyecto.

## **Paisaje**

La presencia de infraestructura nueva, en particular los almacenes Cormin II y Toromocho, generarán modificaciones en el paisaje. Sin embargo, el muro perimetral del Cormin Callao se elevará, impidiendo su visibilidad desde zonas aledañas.

## **2.4 Definición de términos básicos**

### **Disposiciones constructivas esquemáticas**

Teniendo en cuenta que la cabeza motriz, la de reenvió y la tensora pueden ocupar diversas posiciones relativas sobre la cinta transportadora, y que además la trayectoria de transporte puede ser ascendente o descendente, el número de disposiciones constructivas que pueden presentarse es grande.

### **Materiales a transportar**

Es evidente que lo primero que debe conocerse al proyectar una cinta transportadora, son las características del material a transportar. Teniendo en cuenta la gran diversidad de materiales a granel existentes.

### **Características principales:**

- **Peso específico a granel**

Relaciona el peso en Toneladas métricas con el volumen en metros cúbicos del material, tal como es alimentado en las cintas transportadoras; se expresa en Ton/m<sup>3</sup>.

- **Tamaño**

El tamaño del trozo de material se define por la mayor dimensión del paralelepípedo en el cual puede inscribirse. Los materiales se clasifican desde el punto de vista del tamaño para su transporte, en clasificados (o seleccionados), y no clasificados; en los clasificados la relación de la mayor a la menor dimensión es igual o menor a 2,5; en los no clasificados es mayor cifra.

- **Cohesión**

Puede decirse que la cohesión es la inversa de la fluidez; cuanto mayor es esta, menor es la cohesión.

Se mide generalmente por el ángulo de reposo; este ángulo es el formado con la horizontal, por la generatriz del cono que se forma al verter el material desde una cierta altura.

- **Fluidez**

Propiedad de los materiales a granel, caracterizada por la libertad de la partícula o grupos de ellas para moverse libremente, cuando el material se pone en movimiento por la fuerza de la gravedad u otra cualquiera.

- **Abrasividad**

Dependiendo de su mayor o menor grado, puede provocar el rápido desgaste de las chapas de contacto en los tolvinos de transferencia, en las bandas y en las guías de carga.



- **Adhesividad**

La adhesión es la propiedad de la materia por la cual se unen dos superficies de sustancias iguales o diferentes cuando entran en contacto.

- **Temperatura**

Si la temperatura del material es elevada, como en el caso del Clinker, ello obliga a que los recubrimientos de la banda sean especiales, con el consiguiente encarecimiento.

- **Corrosividad**

Capacidad de dañar o destruir materiales o tejidos orgánicos por acción química.

- **Inflamabilidad**

Capacidad de un residuo de inflamarse bajo ciertas condiciones o de combustionarse espontáneamente.

- **Friabilidad**

Capacidad de los materiales para lograr disgregarse (desmenuzarse) fácilmente.

- **Higroscópicos**

Son todos los compuestos que atraen agua en forma de vapor o de líquido de su ambiente, por eso a menudo son utilizados como desecantes

### **III. VARIABLES E HIPÓTESIS**

#### **3.1 Definición de variables**

Corbetta (2010) Indica:

La variable es determinada característica o propiedad del objeto de estudio, a la cual se observa y/o cuantifica en la investigación y que puede variar de un elemento a otro del Universo, o en el mismo elemento si este es comparado consigo mismo al transcurrir un tiempo determinado. En unas situaciones se determina en qué cantidad está presente la característica, en otras, solo se determina si está presente o no (P.81).

Lo teorizado anteriormente se puede identificar como:

##### **Variable 1:**

##### **Diseño del sistema de transporte de polimetales**

Construcción de dos nuevos almacenes, así como la ampliación y modernización de los almacenes de concentrados. Como parte del mismo, el Proyecto considera la instalación de nuevos equipos de volteo de vagones, fajas tubulares para el transporte de concentrado y sistemas de lavado y recuperación de concentrado, entre otros.

##### **Variable 2:**

Capacidad instalada en los almacenes de Cormin en los puertos del Callao.

### 3.2 Operacionalización de variables

Tabla 3. Operacionalización de la variable Diseño del sistema de transporte de polimetales por medio de fajas transportadoras

| Variable   | Definición   | Dimensiones   | Indicadores   |
|--|--|---|---|
| Diseño del sistema de transporte de polimetales por medio de fajas transportadoras | Conjunto de estudios necesarios que permiten el correcto funcionamiento de un sistema continuo que está conformado por nuevos equipos de volteo de vagones, fajas tubulares para el transporte de concentrado y sistemas de lavado y recuperación de concentrado, entre otros. | Carga instalada<br><br>Sistema de transporte<br><br>Pruebas | Cantidad de material a transportar<br>Características del material a transportar<br>Ruta de transporte<br>N° de Fajas transportadoras<br>N° de Equipos de volteos<br>N° de Equipos de lavado<br>N° de Tolvas y chutes<br>N° de pruebas sin carga<br>N° de pruebas con carga |

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4. Operacionalización de la variable Capacidad Instalada

| <b>Variable</b>  | <b>Definición</b>   | <b>Dimensiones</b>  | <b>Indicadores</b>   |
|--|---|---|--|
| Capacidad instalada en los almacenes de Cormin en el puerto del Callao | Potencial de producción que puede lograr un sistema de transmisión en un determinado tiempo teniendo en cuenta todos los recursos disponibles | Almacenamiento<br>Infraestructura<br>Recursos<br>Medio ambiente | Capacidad de recepción<br>Delimitación de áreas<br>Dimensiones del almacén<br>Área del almacén<br>Mobiliarios<br>Tarimas<br>Materiales de trabajo<br>Reglamentos de medio ambiente |

Fuente: Elaboración propia

### **3.3 Hipótesis general e hipótesis específicas**

#### **3.3.1 Hipótesis general**

El diseño de un sistema de transporte de polimetales de 1000 TM/H por medio de fajas transportadoras favorecerá en el aumento de la capacidad instalada de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao

#### **3.3.2 Hipótesis específicas**

- a) El cálculo y selección de la faja transportadora contribuirá en la ampliación de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao

- b) La Proyección de los diferentes procesos de ingeniería del proyecto contribuirá en el aumento de la capacidad instalada de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao
- c) Las pruebas normalizadas el sistema de transporte contribuirán en el aumento de la capacidad del sistema de transporte de polimetales por medio de fajas transportadoras

## **IV. METODOLOGÍA**

### **4.1 Tipo de investigación**

De acuerdo a las variables de estudio corresponde al tipo Aplicada.

Para Hernández, Fernández y Baptista (2008, p.286). La investigación aplicada radica en utilizar los conocimientos obtenidos en las investigaciones en la práctica, y con ello traer beneficios a la sociedad o un problema específico (p.286).

### **4.2 Diseño de investigación**

El diseño de investigación es no experimental, transeccional correlacional. Según Hernández, Fernández y Baptista (2008) nos menciona que "estos diseños describen relaciones entre dos o mas categorías, conceptos o variables en un momento determinado" (p.274).

### **4.3 Nivel de investigación**

Por su nivel corresponde al correlacional. Porque permitió establecer el nivel de relación que existe entre ambas variables.

Hernández, Fernández y Baptista (2008, p.106) indican que la utilidad y el propósito principal de los estudios correlacionales son saber cómo se puede comportar un concepto o variable conociendo el comportamiento de otra u otras variables relacionadas. Es decir, para intentar predecir el valor aproximado que tendrá un grupo de

individuos en una variable, a partir del valor que tienen en la variable o variables relacionadas.

Asimismo, este tipo de estudio tiene como finalidad conocer la relación o grado de asociación que existe entre dos o más conceptos, categorías o variables en un contexto particular. En ocasiones sólo se analiza la relación entre dos variables, pero con frecuencia se ubican en el estudio relaciones entre tres, cuatro o más variables. Los estudios correlaciones, al evaluar el grado de asociación entre dos o más variables, miden cada una de ellas (presuntamente relacionadas) y, después, cuantifican y analizan la vinculación. Tales correlaciones se sustentan en hipótesis sometidas a prueba.

En la investigación se propuso como variable independiente el diseño del sistema de transporte de polimetales por medio de fajas transportadoras y como variable dependiente la capacidad instalada en los almacenes de Cormin en el puerto del Callao, al manipular la variable independiente tendrá efecto en la variable dependiente, por ello, este estudio es correlacional ya que interactúan dos variables, con ello establecer, la correlación y nivel de significancia de las variables de estudio.

#### **4.4 Población y muestra**

La población y muestra representa lo mismo, porque es un único objeto de estudio el cual está representado con el sistema de transporte por medio de fajas transportadoras de polimetales.

Asimismo, para fines de establecer la importancia del diseño e implementación del sistema de transporte por medio de una faja transportadora de polimetales, se tomó en cuenta la percepción de los trabajadores de la empresa Cormín, población cercana y clientes (Chinalco, Perú bar, Toro mocho), que para la investigación se tomó en cuenta a 40 personas, que fueron encuestadas (ver anexo N° 1).

#### **4.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos**

*Las técnicas utilizadas corresponden:*

##### **Observación**

La técnica de observación consistirá en hacer una visita "in situ" a la zona de estudio, la cual permitirá observar los diversos procesos que se usan actualmente en el traslado de polimetales de los almacenes de Cormin y cuáles son sus deficiencias y limitaciones.

##### **Revisión bibliográfica**

La revisión bibliográfica consistirá en documentar referencias de investigaciones relacionadas con las variables de estudio, recopilación de información en revistas científicas, libros físicos y en línea, así reforzar el marco teórico de la investigación.



## **Encuesta**

La cual servirá para conocer la percepción de los trabajadores de la empresa Cormín, población cercana y clientes (Chinalco, Perú bar, Toro mocho), respecto a la importancia de implementar una faja transportadora de polimetales

*Los instrumentos a utilizar corresponden:*

- Ficha de observación
- Fichas bibliográficas
- Cuestionario

## **V. RESULTADOS**

### **5.1 Cálculos para el diseño de la faja transportadora**

Estos cálculos están basados en el manual "Técnicas para el diseño y cálculo de transportadores de bandas" (Conveyor belt technique design and calculation) de FENNER DUNLOP y de las normas CEMA (Conveyor Equipment Manufacturers Association), las cual establece criterios claros y específicos del manejo de materiales por medio de bandas transportadoras.

#### **5.1.1 Cálculos para el diseño de la faja transportadora**

##### **5.1.1.1 Equipos con los que actualmente funciona la faja transportadora**

La banda de apilado cuenta con los siguientes equipos y especificaciones actualmente que trabajan a una capacidad de 1000 TPH:

##### **Rodillos:**

- Angulo de rodillos de carga: 35°
- Diámetro rodillos de carga: 88.9 mm
- Longitud rodillos de carga: 315 mm
- Diámetro rodillos de impacto: 113 mm
- Longitud rodillos de impacto: 295 mm
- Diámetro rodillos de retorno: 113 mm
- Longitud rodillos de retorno: 945 mm

- Espaciamiento rodillos de carga: 1200 mm
- Espaciamiento rodillos de impacto: 300 mm
- Espaciamiento rodillos de retorno: 2400 mm

**Tambores:**

- Diámetro del tambor de cabeza: 914 mm
- Diámetro tambor de cola: 500 mm
- Diámetro tambor tensor: 520 mm

**Peso tensor:**

- Peso: 1600 Kg

**Banda:**

- Ancho de banda: 914 mm
- Cantidad: 600 m
- Velocidad: 2.09 m/seg
- Tamaño: 800\*5.0\*1.5 mm

**Reductor:**

- Relación: (1 / 31.5)
- Potencia mecánica nominal: 65 Kw
- Velocidad de entrada: 1800 R.P.M
- Factor de servicio: 1.75
- No reducciones (engranajes): 3

**Motor:**

- Potencia: 37 KW
- Frecuencia: 60 Hz

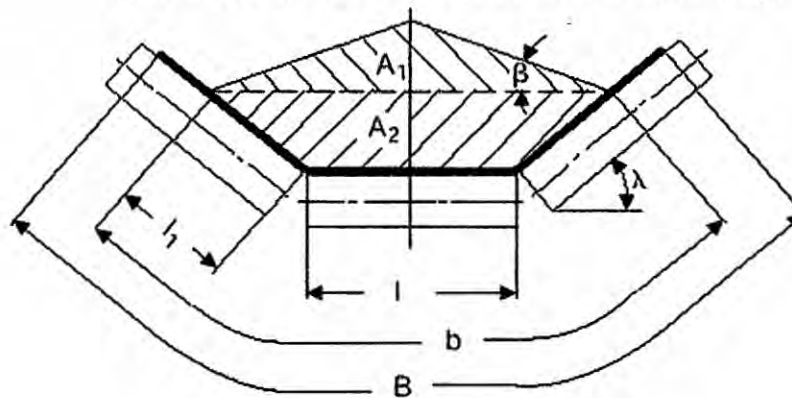
- Voltaje: 460 Volt.
- Velocidad: 1780 R.P.M

### 5.1.1.2 Velocidad de la banda

Con los datos conocidos y con ayuda de las ecuaciones planteadas a continuación, se halla la velocidad del transportador y se comprueba si se encuentra en el rango permitido de la velocidad para el material transportado.

Primero se debe hallar el área de la sección transversal de flujo de carga con ayuda de la figura N° 2 y de las siguientes ecuaciones:

Figura 2. Área de la sección transversal del flujo de carga



$$A = A_1 * A_2 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A_1 = 0.25 * \tan(\beta) * [l + (b-l) * \cos(\lambda)]^2 \text{ (m}^2\text{)}$$

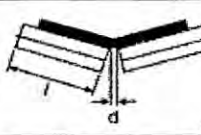
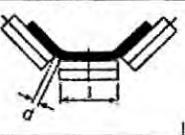
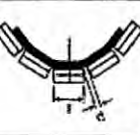
$$A_2 = l_1 * \sin(\lambda) * [l + l_1 * \cos(\lambda)] \text{ (m}^2\text{)}$$

Dónde:

$l$  = Longitud del rodillo de carga central (se toma de la tabla 13) (m)

Para este caso  $l = 315$  mm o 0.315 m.

Tabla 5. Tabla de longitudes estándar de rodillos (L en mm)

| Ancho de Banda | Tipo de canal   |   |   |   |   |
|----------------|---|---|---|---|---|
|                | Planas  | 2 rodillos  | 3 rodillos  | Canal profundo  | colgante  |
|                |  |  |  |  |  |
| 300            | 380   | 200   | -   | -   | -   |
| 400            | 500   | 250   | 160   | -   | -   |
| 500            | 600   | 315   | 200   | -   | -   |
| 600            | 700   | 340   | 250   | -   | -   |
| 650            | 750   | 380   | 250   | -   | -   |
| 800            | 950   | 465   | 315   | 20  | 165   |
| 1000           | 1150  | 600   | 380   | 25  | 205   |
| 1200           | 1400  | 700   | 465   | 31  | 250   |
| 1400           | 1600  | 800   | 530   | 38  | 290   |
| 1600           | 1800  | 900   | 600   | 46  | 340   |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.3

$l_1$  = Ancho de la carga sobre los otros rodillos (m)

$$l_1 = 0.5 * (b - l) \text{ (m)}$$

Se tiene:

$$l_1 = 0.1775 \text{ (m)}$$

$b$  = Ancho de banda utilizable (m)

$$b = 0.9 * B - 0.05$$

$$b = 0.67 \text{ m}$$

Para bandas  $B \leq 2000$  mm

Después de remplazar los datos conocidos y los datos hallados, en las ecuaciones de las áreas se tienen los siguientes resultados:

$$A_1 = 0.0260$$

$$A_2 = 0.0416$$

$$A = 0.0676$$

Conociendo este valor se puede despejar la velocidad lineal de la banda de la ecuación de capacidad de carga y del volumen del flujo carga:

$$Q_v = A * v * 3600 * \varphi \text{ (m / h)} \quad (\text{Volumen de flujo de carga})$$

El valor del volumen efectivo o nominal de flujo de carga es determinado por el grado efectivo de relleno ( $\varphi$ ). Este tiene en cuenta las condiciones de trabajo y el grado de inclinación de la instalación.

$$\varphi = \varphi_1 * \varphi_2$$

Dónde:

$\varphi_1$  es el grado de relleno el cual es dependiente de las características de la carga, por ejemplo el tamaño de los terrones, el ángulo de sobrecarga y las condiciones de trabajo.

$$\varphi_1 = 1 \quad \text{Para condiciones normales de trabajo}$$

$$\varphi_1 = 0.8 - 0.95 \quad \text{Para condiciones adversas}$$

$\varphi_2$  es el factor de corrección, este toma en consideración la reducción en parte del área de la sección transversal  $A_1$  como resultado de la inclinación de la carga, los valores para  $\varphi_2$  se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 6. Valores de  $\phi_2$  para bandas planas y lisas

| GRADIENTE | 2°  | 4°   | 6°   | 8°   | 10°  | 12°  | 14°  | 16°  | 18°  | 20°  | 22°  |
|-----------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $\phi_2$  | 1.0 | 0.99 | 0.98 | 0.97 | 0.95 | 0.93 | 0.91 | 0.89 | 0.85 | 0.81 | 0.76 |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.6

Tabla 7. Valores de  $\phi_2$  para bandas inclinadas

| ANGULO DE INCLINACIÓN    | 15°  | 20°  | 25°  | 30°  | 35°  | 40°  |
|--------------------------|------|------|------|------|------|------|
| MATERIAL ESFÉRICO GRUESO | 0.89 | 0.81 | 0.70 | 0.56 | -    | -    |
| MATERIAL PEGAJOSO        | 1.00 | 0.93 | 0.85 | 0.68 | 0.58 | 0.47 |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.6

Para este caso:

$$\phi_1 = 0.9$$

$$\phi_2 = 0.93$$

Para el flujo de carga  $Q_m$  (t/h) se tiene:

$$Q_m = QV * \rho \text{ (t/h) para valor teórico}$$

$$Q_m = QV * \rho * \phi \text{ (t/h) para valor efectivo}$$

Conociendo el valor efectivo de flujo de carga y reemplazando la ecuación del volumen del flujo de carga en la expresión anterior se puede despejar la velocidad de la banda así:

$$Q_m = A * v * \rho * \phi^2 \text{ (t/h)}$$

$$v = \frac{Q_m}{A * 3600 * \rho * \phi^2} \text{ (m/s)}$$

Reemplazando se tiene:  $v = 2,934 \text{ (m/s)}$

Valor que al comparar con los valores permitidos de velocidad para este tipo de material (tabla 16) sobrepasa los límites

Tabla 8. Valores recomendados de velocidad de banda en (m/s)

| Servicio  | v (m/s)     |
|---|-------------|
| Unidades de carga, líneas de ensamble   | $\leq 1.68$ |
| Transportadores móviles   | 0.5 – 1.68  |
| Cargas muy polvorizadas como harina o cemento   | $\leq 1.31$ |
| Cenizas y residuos  | $\leq 1.68$ |
| Granos, caliza triturada, Gravilla y arena mezcladas                                  | 1.05 – 2.00 |
| Minerales, carbón bituminoso, almacenamiento en barcos de sinter, estaciones de poder | 1.31 – 3.35 |
| Transportadores de largas distancias, carbón en sobrecarga                            | 2.62 – 6.60 |
| Bandas de descargue   | $\geq 8.40$ |
| Bandas perfiladas   | 0.84 – 2.62 |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.1

Por lo tanto se debe escoger un ancho de banda mayor y volver a realizar los cálculos.

Según la tabla de anchos de bandas estándar (tabla 17) el siguiente tamaño para la banda es de 1.000 mm pero por parámetros de CORMIN



se escoge una banda de 914 mm ya que los tamaños de ancho de banda utilizados en la planta son respectivamente 400, 650, 800, 1200 y 1600mm.

Tabla 9. Anchos de banda estándar

|      |      |      |      |      |      |
|------|------|------|------|------|------|
| 300  | 400  | 500  | 600  | 800  | 1000 |
| 1200 | 1400 | 1600 | 1800 | 2000 | 2200 |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.2

En este caso:

$$l = 352 \text{ mm o}$$

$$0.352 \text{ m. } l_1 =$$

$$0.2603 \text{ ( m ).}$$

$$b = 0.8726 \text{ (m).}$$

$$A_1 = 0.07083$$

$$A_2 = 0.08439$$

$$A = 0.15522$$

Con estos nuevos valores y manteniendo los demás constantes, se despeja nuevamente la velocidad:

$$v = \frac{Q_m}{A * 3600 * \rho * \varphi^2} \text{ (m/s)}$$

$$v = 2.09 \text{ (m/s)}$$

Este valor sí se encuentra entre el rango permitido de velocidades para este tipo de material, y según la tabla de velocidades estándar para bandas (tabla 18), la velocidad que más se aproxima a la hallada es de 2.09 m/s que es la velocidad que se utilizará para realizar los cálculos posteriores.

Tabla 10. Velocidades estándar para bandas

|    |    |    |    |    |    |      |
|----|----|----|----|----|----|------|
| 0. | 0. | 0. | 0. | 1. | 1. | 1.68 |
| 2. | 2. | 3. | 4. | 5. | 6. | 8.40 |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.1

Teniendo esta velocidad, se recalcula la nueva capacidad máxima del transportador.

$$Q_m = A * v * 3600 * \rho * \psi^2$$

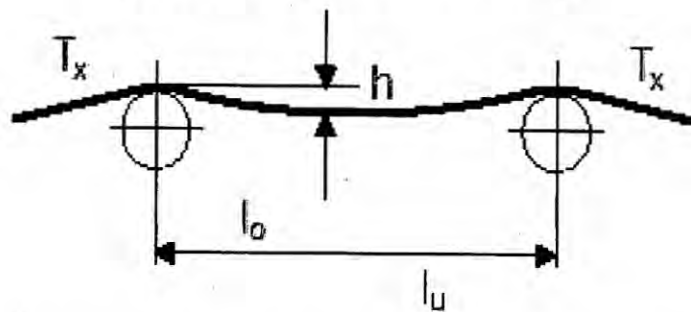
$$Q_m = 0.15522 * 2.09 * 3600 * 2.2 * 0.837^2 = 1799.98(t / h)$$

### 5.1.1.3 Espaciamiento de los rodillos de impacto, carga y retorno

Esta distancia depende de la tensión de la banda y su deflexión entre los rodillos. Para empezar se recomiendan unas distancias de separación según la instalación, estos valores pueden ser corregidos al hallar la tensión de la banda y su deflexión.

El espacio entre los rodillos tiene que ser seleccionado de una manera tal que la deflexión de la banda cargada no sobrepase de 0.5% a 1.5% la distancia entre centros de los rodillos de carga; en los de retorno se puede permitir una deflexión 2% a 3% de la longitud entre centros.

Figura 3. Distancia entre rodillos de carga



**Valores recomendados para el espaciamiento entre rodillos:**

- Lado carga:

$l_0 = 0.5$  a  $1.0$  m. Para pequeñas instalaciones o de alto impacto.

$l_0 = 1.2$  m. Para instalaciones normales.

$l_0 = 1.4$  a  $4$  m. Para instalaciones de alta tensión de banda

- Lado retorno:

$$l_u = (2 - 3) * l_0$$

Máximo espaciamiento aproximado es de 6 m.

- Para el diseño se toma:

$$l_0 = 1.2 \text{ m.}$$

$$l_u = 2 * l_0 = 2.4 \text{ m.}$$

- **Rodillos de impacto:**

Estos se encuentran localizados debajo del punto de carga de la banda, protegiéndola de daños causados por el impacto del material al caer sobre ella. Son rodillos de caucho moldeado que absorbe los impactos del material cuando cae sobre la banda. El espaciamiento recomendado de los rodillos de impacto es aproximadamente la mitad de la distancia de espaciamiento de los rodillos de carga. Esto asegura la protección máxima de la banda y reduce las fugas de material por los cepillos en el punto de carga.

$$l_i = \frac{l_0}{2} \quad (\text{m})$$

$$l_i = \frac{1.2}{2} = 0.6 \quad (\text{m})$$

#### **5.1.1.4 Revoluciones de los rodillos**

Para realizar este cálculo se escoge un diámetro de la tabla de diámetros estándar (tabla 11), para nuestra instalación se toman rodillos de 133 mm que es el diámetro estándar que se utiliza en la planta de CORMIN, y su velocidad de rotación está dada por:

Tabla 11. Diámetros estándar de rodillos

|                   |    |      |      |     |     |     |       |     |
|-------------------|----|------|------|-----|-----|-----|-------|-----|
| IDLERS DE CARGA   | 51 | 63.5 | 88.9 | 108 | 133 | 159 | 193.7 | 219 |
| IDLERS DE IMPACTO |    |      |      | 156 | 180 | 215 | 250   | 290 |
| DISCOS DE SOPORTE |    | 120  | 138  | 150 | 180 | 215 | 250   | 290 |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.3

$$n_R = \frac{60 * v}{\pi * D_R}$$

Donde:

$D_R$  = diámetro del rodillo (m)

$V$  = Velocidad de la banda (m/s)

$$n_R = \frac{60 * 2.09}{\pi * 0.0889} = 188.11 \quad \text{r.p.m.}$$

Para los rodillos de impacto se escoge un diámetro de rodillo de 138 mm por lo que tenemos:

$$n_{RI} = \frac{60 * 2.09}{\pi * 0.138} = 289.25 \quad \text{r.p.m.}$$

Como regla la velocidad de rotación de los rodillos no debe sobrepasar las 650 r.p.m., por consiguiente el diámetro de estos rodillos está dentro de los límites.

### 5.1.1.5 Requerimientos de potencia

Con la ayuda de las ecuaciones que se presentan a continuación se puede calcular los requerimientos de potencia.

#### Potencia para el transportador en vacío o con carga horizontal

$$P_1 = \frac{C_B * v + Q_m}{C_L * K_f} \quad (\text{Kw})$$

Donde:

- Q = Capacidad del transportador (t/h)
- V = Velocidad del transportador (m/s)
- C = Factor de ancho de banda (ver tabla)
- C = Factor de longitud (Ver tabla) ( $\text{m}^{-1}$ )
- Kf = Factor de servicio (-)

Para nuestro cálculo se tienen los siguientes datos:

$$Q_m = 1799.98 \text{ t/h}$$

$$V = 2.09 \text{ m/s}$$

De la tabla 12 y con una condición de trabajo media, una densidad del material transportado sobre  $2 \text{ t/m}^3$  y un ancho de banda de 914 mm se tiene:  $CB = 309$

Tabla 12. Factor de ancho de banda CB

| Servicio | Densidad del mater | Ancho de Banda B (mm) |     |     |     |     |      |      |      |      |      |      |      |
|----------|--------------------|-----------------------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|
|          |                    | 300                   | 400 | 500 | 650 | 800 | 1000 | 1200 | 1400 | 1600 | 1800 | 2000 | 2200 |
| Ligero   | De baj             | 31                    | 54  | 67  | 81  | 10  | 13   | 19   | 22   | 29   |      |      |      |
| Medio    | Entre 1.0 y 2.0    | 36                    | 59  | 76  | 92  | 122 | 188  | 277  | 322  | 466  | 555  | 691  | 744  |
| Pesado   | Superior           | 65                    | 86  | 110 | 144 | 224 | 366  | 541  | 664  | 922  | 1095 | 1333 |      |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.7

Con la longitud del transportador  $L = 120.5$  (m) y los valores de  $C_L$  obtenidos de la tabla 13, interpolando entre los valores más cercanos se halla el factor de longitud:  $C_L = 92$

Tabla 13. Factor de longitud  $C_L$

|       |    |    |    |     |     |     |     |     |     |
|-------|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| L (m) | 3  | 4  | 5  | 6   | 8   | 10  | 12  | 16  | 20  |
| $C_L$ | 66 | 62 | 55 | 526 | 454 | 417 | 370 | 323 | 286 |
| L (m) | 25 | 32 | 40 | 50  | 63  | 80  | 90  | 10  | 15  |
| $C_L$ | 25 | 22 | 19 | 167 | 145 | 119 | 100 | 103 | 77  |
| L (m) | 20 | 25 | 30 | 350 | 400 | 450 | 50  | 55  | 60  |
| $C_L$ | 63 | 53 | 47 | 41  | 37  | 33  | 31  | 28  | 26  |
| L (m) | 70 | 80 | 90 | 100 | 150 | 200 |     |     |     |
| $C_L$ | 23 | 20 | 18 | 17  | 12  | 9   |     |     |     |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.8

De la tabla de Factor de condiciones de trabajo (tabla 14) y contando con una condición de ambiente polvoriento posibles sobrecargas se tiene:

$$K_f = 0.87$$

Tabla 14. Factor de condición de trabajo  $k_f$

| Condiciones de trabajo  | $k_f$       |
|---|-------------|
| Favorable, buena alineación, baja velocidad                               | 1.17        |
| Normal (condiciones estándar)   | 1           |
| Desfavorables, polvoriento, baja temperatura, sobrecargas, alta velocidad | 0.87 – 0.74 |
| Temperatura extremadamente baja   | 0.57        |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.8

Con estos datos se halla la Potencia para el transportador en vacío o con carga sobre la horizontal ( $P_1$ ):

### Potencia para elevación de carga

$$P_2 = \frac{H * Q_m}{367} \quad (\text{Kw})$$

Donde:

H = Elevación del transportador.  $H = \text{Seno de } \delta * L.$

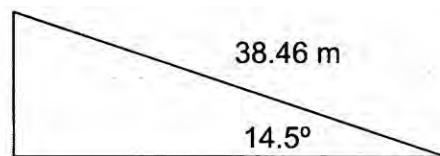
$\delta$  = Angulo de inclinación (°)

L = Longitud de transporte en el plano inclinado (m)



En nuestro transportador existen dos elevaciones de carga con gradientes diferentes, uno a la salida del túnel y el otro el ascenso al apilador, por lo tanto hallaremos por separado la potencia requerida por estos dos desniveles y luego los sumaremos para hallar la P2 total.

- P1 Potencia de elevación para la salida del túnel:



$$H_1 = \text{seno}(14.5) * 38.46 = 7.5 \text{ (m)}$$

$$P_2 = \frac{7.5 * 1799.98}{367} = 37 \text{ Kw}$$

- P3 potencia necesaria para vencer rozamientos de trippers, dispositivos de limpieza y guías:

La última de las potencias, es la necesaria para vencer las Resistencias generadas por elementos secundarios, como son descargadores (Trippers), dispositivos de limpieza y guías de carga o faldones (ver tabla).

$$P_3 = P_a + P_b + P_c$$

Donde:

$P_a$ : potencia debida a los trippers (Kw).

$P_b$ : potencia debida a los dispositivos de limpieza (Kw).

$P_c$ : potencia debida a dispositivos guias de carga y faldones (Kw).

Tabla 15. Potencias adicionales necesarias para otros dispositivos

| POTENCIAS ADICIONALES          |                          |               |
|--------------------------------|--------------------------|---------------|
| Trippers, $P_a$                | Ancho de Banda (m)       | Potencia (Kw) |
|                                | $\leq 500$               | 0,8.v         |
|                                | $\leq 1000$              | 1,5.v         |
|                                | $> 1000$                 | 2,3.v         |
| Dispositivos de limpieza $P_b$ | Tipo de contacto/Presion |               |
|                                | Contacto simple          | 0,3.B.v       |
|                                | Contacto de presion      | 1,5.B.v       |
| Guias de                       | Longitud $L_f$ (m)       |               |
|                                | Desde punto de carga     | 0,16.v.Lf     |

$$P_a = 1,5 \cdot 0,914 = 1,371 \text{ Kw}$$

$$P_b = 1,5 \cdot 0,914 \cdot 2,09 = 2,865 \text{ Kw}$$

$$P_c = 0,16 \cdot 0,914 \cdot 120,5 = 17,622 \text{ Kw}$$

$$P_3 = 21,858 \text{ Kw}$$

### Potencia en la polea conductora

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 \quad (\text{Kw})$$

$$P_T = 30,56 + 202 + 21,858 = 254,46 \quad (\text{Kw})$$

### Potencia requerida por el motor

$$M = \frac{P}{\eta}$$

Donde:

$\eta$  = Eficiencia de la transmisión (-)

$\eta$  = 0.9 Para transmisiones de engranajes

$$P_M = \frac{254.46}{0.9} = 282.76 \text{ (Kw)}$$

De la tabla de motores estándar (tabla 23) se escoge el motor que se adapte a nuestras necesidades de potencia, entonces:

$$P_N = 315 \text{ (Kw)}$$

Tabla 16. Motores estándar

|     |      |     |     |     |     |     |
|-----|------|-----|-----|-----|-----|-----|
| 1.5 | 2.2  | 3   | 4   | 5.5 | 7.5 | 11  |
| 15  | 18.5 | 22  | 30  | 37  | 45  | 55  |
| 75  | 90   | 110 | 132 | 160 | 200 | 250 |
| 315 | 400  | 500 | 630 |     |     |     |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.7

### 5.1.1.6 Tipo de banda

El tipo de banda se determina hallando el esfuerzo de rotura de la banda y con la ayuda de la tabla de peso y espesores de banda (anexo 4), donde con el valor del esfuerzo de rotura se escoge el tipo de banda que se ajuste a las necesidades específicas que se tienen. Mediante la ecuación que se presenta a continuación se calcula el esfuerzo de rotura de la banda y aplica para instalaciones con una sola polea conductora de cabeza.

$$k = \frac{C_R}{C_V} * \frac{P_T}{V}$$

Donde:

$C_R$  = Factor de fricción

$C_V$  = Factor de junta de bandas

El factor de fricción ( $C_R$ ) se halla conociendo el tipo de superficie de la polea conductora y el ancho de la banda, los valores de este factor se encuentran tabulados en la siguiente tabla:

Tabla 17. Factor de fricción CR

| Superficie de la polea conductora        | Factor de fricción $\mu$ | Ancho de banda B (mm) |     |     |     |     |      |      |      |      |      |      |      |
|--|--------------------------|-----------------------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|
|  |                          | 300                   | 400 | 500 | 650 | 800 | 1000 | 1200 | 1400 | 1600 | 1800 | 2000 | 2200 |
| Descubierto, húmedo.                     | 0.15                     | 98                    | 74  | 59  | 45  | 37  | 30   | 25   | 21   | 18   | 16   | 15   | 14   |
| Revestido de caucho, húmedo y sucio.     | 0.25                     | 69                    | 52  | 41  | 32  | 26  | 21   | 17   | 15   | 13   | 12   | 10   | 9    |
|  | 0.30                     | 62                    | 46  | 37  | 28  | 23  | 18   | 15   | 13   | 12   | 10   | 9    | 8    |
| Descubierto, seco,<br>Revestido, húmedo. | 0.35                     | 57                    | 43  | 34  | 26  | 21  | 17   | 14   | 12   | 11   | 9    | 8    | 8    |
| Revestido con caucho, seco.              | 0.4                      | 53                    | 40  | 32  | 25  | 20  | 16   | 13   | 11   | 10   | 9    | 8    | 7    |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.9

El valor de junta de bandas ( $C_v$ ) se toma de la tabla 25, suponiendo una banda de 4 capas de la referencia SUPERFORT.

Con estos dos datos se calcula el esfuerzo de rotura:

$$k = \frac{20}{0.95} * \frac{104}{2.09} = 1055.5 \text{ (N/mm)}$$

Tabla 18. Factor de juntas CV

| Tipo de banda DUNLOP          | Tipo de unión, clase de cubierta | Factor Cv |
|-------------------------------|----------------------------------|-----------|
| DUNLOFLEX                     | 2 cubiertas traslapadas 100 %    | 1.0       |
|                               | 1 cubierta traslapada 50 %       | 0.5       |
| TRIOFLEX                      | 3 cubiertas traslapadas 100 %    | 1.0       |
|                               | 2 cubiertas traslapadas 67 %     | 0.67      |
| SUPERFORT                     | Numero de capas 1                | 0.7       |
|                               | 2                                | 0.5       |
|                               | 3                                | 0.67      |
|                               | 4                                | 0.75      |
|                               | 5                                | 0.8       |
|                               | 6                                | 0.83      |
| FERROFLEX                     | Junta tipo Zig-Zag               | 0.90      |
| DUNLOPLAST                    | Junta tipo dedo                  | 0.90      |
| Bandas con alambres metalicos | Tipo1 y 2 pasos                  | 1.0       |
|                               | 3 pasos                          | 0.95      |
|                               | 4 pasos                          | 0.9       |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.9

Con el valor del esfuerzo de rotura y la tabla de peso y espesores de bandas (anexo 4) se selecciona la banda a utilizar. Por recomendación el esfuerzo de rotura para la banda seleccionada se tiene que aproximar a un valor estándar por arriba del valor hallado, para nuestro caso el valor estándar es de 800 N/mm.

Banda: EP 800/4 4+2 mm capas.

Peso de banda  $m''G = 12.7 \text{ Kg/m}^2$

Espesor de la carcasa = 5.2 mm.

### 5.1.1.7 Fuerza Periférica

El transportador por sus condiciones de trabajo y su configuración topográfica, se divide en dos secciones para facilitar los cálculos de las tensiones principales de la banda

La primera sección va desde el punto de cargue o tambor de cola, saliendo del túnel hasta la mitad de la longitud del transportador con las siguientes características:

|          |   |           |                              |
|----------|---|-----------|------------------------------|
| L        | = | 120.5 (m) | Longitud del transportador.  |
| H        | = | 41.2 (m)  | Elevación del transportador. |
| $\delta$ | = | 20.0°     | Angulo de elevación.         |

La suma de las todas las resistencias al movimiento es igual a la fuerza periférica  $F_U$  en la polea conductora. Para instalaciones con un solo punto de carga es regla la siguiente sumatoria de resistencias:

$$F_U = C * f * L * g * [m'_R + (2 * m'_G + m'_I) * \cos(\delta)] + H * g * m'_L \quad (N)$$

Donde:

|        |   |   |
|--------|---|---|
| C      | = | Factor de longitud (-)                            |
| f      | = | Factor de fricción artificial (-)                 |
| L      | = | Longitud del transportador (m)                    |
| g      | = | Aceleración debido a la gravedad ( $m/s^2$ )      |
| $m'_R$ | = | Masa de los rodillos de carga y de retorno (Kg/m) |

|          |   |                                 |
|----------|---|---------------------------------|
| $m'_G$   | = | Masa de la banda (Kg/m)         |
| $m'_L$   | = | Masa de la carga (Kg/m)         |
| $\delta$ | = | Gradiente de la instalación (°) |
| H        | = | Altura del transportador (m)    |

Como el transportador esta dividido en dos secciones la fuerza periférica total esta dada por:

Donde:

$$F_U = C_1 * f * L_1 * g * [m'_R + (2 * m'_G + m'_i) * \cos(\delta)] + H_1 * g * m'_L \quad (N)$$

Es la fuerza periférica en el primer sector.

### **Factor de longitud C**

Este factor deja un margen para resistencias secundarias. La influencia del factor C decrece con el grado de longitud del transportador. Para hallar los valores del factor de longitud de las dos secciones del transportador, se interpola en la tabla de factor de longitud o se busca el valor en la figura de longitud Vs factor de longitud C (anexo 5).

- Para la primera sección:  $L = 120.5$      $CL = 1.698$



Tabla 19. Factor de longitud C

|                |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| L<br>(mm)      | 3    | 4    | 5    | 6    | 8    | 10   | 12.5 | 16   | 20   |
| C <sub>L</sub> | 9.0  | 7.6  | 6.6  | 5.9  | 5.1  | 4.5  | 4.0  | 3.6  | 3.0  |
| L<br>(mm)      | 25   | 32   | 40   | 50   | 63   | 80   | 90   | 100  | 120  |
| C <sub>L</sub> | 2.9  | 2.6  | 2.4  | 2.2  | 2.0  | 1.92 | 1.86 | 1.78 | 1.70 |
| L<br>(mm)      | 140  | 160  | 180  | 200  | 250  | 300  | 350  | 400  | 450  |
| C <sub>L</sub> | 1.63 | 1.56 | 1.50 | 1.45 | 1.38 | 1.31 | 1.27 | 1.25 | 1.20 |
| L<br>(mm)      | 500  | 550  | 600  | 700  | 800  | 900  | 1000 | 1500 | 2000 |
| C <sub>L</sub> | 1.20 | 1.18 | 1.17 | 1.14 | 1.12 | 1.10 | 1.09 | 1.06 | 1.00 |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 12.3

### Factor de fricción artificial f

Se utiliza para el cálculo de la resistencia al movimiento. Este proporciona un estimado de la resistencia a la rotación de los rodillos, la resistencia de la banda (flexión, e imprecisiones de los rodillos). El valor de este factor depende de las condiciones de trabajo y se determina de la siguiente tabla:

Tabla 20. Factor de fricción artificial f

| <b>Instalaciones horizontales, inclinadas o un poco declinadas – Motor conductor</b>  |               |
|---|---------------|
| Condiciones favorables de trabajo, fácil rotación de los idlers, material con baja fricción interna, buena trayectoria, buen mantenimiento. | 0.017         |
| Instalación normal, material normal   | 0.020         |
| Condiciones desfavorables, bajas temperaturas, material con alta fricción interna, sujeto a sobrecargas, mantenimiento pobre                | 0.023 – 0.027 |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 12.4

Según las condiciones del transportador se toma una instalación normal con material normal, lo que da un factor de fricción de  $f = 0.020$ . Debido a que los valores de esta tabla son para bandas con velocidad de 5 m/s se debe realizar la siguiente corrección:

$$f = c * f_{5 \text{ m/s}}$$

El valor de  $c$  se toma de la siguiente tabla.

Tabla 21. Factor de corrección por velocidad para fricción artificial

| V (m/s)  | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    |
|----------|------|------|------|------|------|
| Factor C | 0.80 | 0.85 | 0.90 | 1.00 | 1.10 |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 12.4

Se toma el factor  $c = 0.8$  por ser el más cercano a la velocidad de del transportador

$$f = 0.8 * 0.02 \Rightarrow f = 0.016$$

#### 5.1.1.8 Masa de los rodillos $m'_R$

Esta se calcula por el peso de los rodillos tanto de carga como de los de retorno.

$$m'_R = \frac{m_{Ro}}{l_0} + \frac{m_{Ru}}{l_u} \quad (\text{Kg/m})$$

Donde:

$m_{Ro}$  = Masa de un conjunto de rodillos de carga (Kg)

$m_{Ru}$  = Masa de los rodillos de retorno (Kg)

$l_0$  = Distancia entre rodillos de carga (m)

$l_u$  = Distancia entre rodillos de retorno (m)

Para nuestro transportador:  $l_0 = 1.2$  y  $l_u = 2.4$

Los valores de  $m_{Ro}$  y  $m_{Ru}$  se pueden hallar conociendo el diámetro de los rodillos y el ancho de banda de la tabla de peso de rodillos (anexo 4).

En cálculos anteriores se tomó como diámetro de los rodillos 133 mm, con este dato se halla los pesos de los rodillos:

$$m_{Ro} = 22.3 \text{ (Kg)}$$

$$m_{Ru} = 19.3 \text{ (kg)}$$

Ahora se puede hallar  $m'_R$ :

$$m'_R = \frac{22.3}{1.2} + \frac{19.3}{2.4} \Rightarrow m'_R = 26.63 \quad (\text{Kg/m})$$

### **Masa de la banda m'G**

La masa de la banda se determina así:

$$m'_G = m''_G * B \quad (\text{Kg/m})$$

$m''_G$  ( $\text{Kg/m}^2$ ) que para nuestra banda es  $12.7 \text{ Kg/ m}^2$  y el ancho de banda es de  $1.2 \text{ m}$ . Entonces se tiene:

$$m'_G = 12.7 * 0.914 \Rightarrow 11.60 \quad (\text{Kg/m})$$

### **Masa de la carga m'L.**

Se deriva del área de sección transversal y del flujo de carga  $Q_m$ , alternadamente en partes de carga. Para carga a granel que es nuestro caso se tiene:

$$m'_G = \frac{Q_m}{3.6 * v} \quad (\text{Kg / m})$$

$$m'_G = \frac{1799.9}{3.6 * 2.09} = 239.22 \quad (\text{Kg / m})$$

Con estos datos y los datos anteriores podemos hallar los valores de  $F_U$  para el transportador.

$$F_{U1} = C_1 * f * L_1 * g * [m_R + (2 * m'_G + m'_L) * \cos(\delta)] + H_1 * g * m'_L \quad (N)$$

$$F_U = 1.698 * 0.016 * 120.5 * 9.81 * [26.63 + (2 * 11.60 + 239.22) * \cos(20)] \\ + 41.2 * 9.81 * 239.22$$

$$F_U = 105460 \quad (N)$$

Con la fuerza periférica  $F_U$  se puede hallar nuevamente la potencia requerida en la polea conductora y compararla con la hallada anteriormente:

$$P_T = \frac{F_U * v}{1000} \quad (\text{Kw})$$

$$P_T = \frac{105460 * 2.09}{1000} = 220.4 \quad (\text{Kw})$$

La potencia requerida por el motor es:

$$P_T = \frac{P_T}{\eta} \quad (\text{Kw})$$

$$P_M = \frac{220.4}{0.9} = 244.9 \quad (\text{Kw})$$

De la tabla de motores estándar (tabla 23,) se debe escoger un motor de 250 Kw., que es el mismo motor que se seleccionó anteriormente, esto es una forma de comprobar los cálculos realizados.

### **Fuerza periférica en el arranque $F_A$**

En el arranque o encendido de un sistema o instalación de banda transportadora, se tiene que superar la resistencia inercial al movimiento de las masas. Los esfuerzos en la banda se deben mantener en un

mínimo. La fuerza periférica inicial en la polea conductora, en el momento del arranque no puede exceder ciertos límites recomendados:

La fuerza periférica máxima en el arranque  $F_A$  no puede ser mayor que aproximadamente  $(1.3 \text{ a } 1.5) * F_U$ , la fuerza periférica en estado estable.

Para la aceleración de las masas sobre la longitud del transportador, una fuerza equivalente a un mínimo de 20% de la resistencia al movimiento debe estar disponible.

Entonces siguiendo estas reglas tenemos que la fuerza periférica en el arranque es:

$$F_A = 1.5 * F_U \quad (\text{N})$$

$$F_A = 1.5 * 105460 \quad (\text{N})$$

Después de hallar la fuerza periférica en el arranque ( $F_A$ ) se puede hallar los valores de la aceleración, el tiempo de arranque y la distancia de arranque del transportador.

#### **Aceleración del transportador $a_A$**

$$a_A = \frac{F_A - F_U}{L * (m'_{Red} + 2 * m'_G + m'_L)} \quad (\text{m/s}^2)$$

Donde:

$m'_{Red}$  = Masa reducida de los rodillos (Kg/m)

$$m'_{Red} = 0.9 * m'_R$$

$$m'_{Red} = 0.9 * 26.63 = 23.96 \quad (\text{Kg/m})$$

Entonces:

$$a_A = \frac{158190 - 105460}{241.0 * (23.96 + 2 * 11.60 + 239.22)} = 0.76 \quad (\text{m/s}^2)$$

### **Tiempo de aceleración $t_a$**

Es el tiempo que dura en acelerarse la carga.

$$t_a = \frac{v}{a_a} \quad (\text{s})$$

$$t_a = \frac{2.09}{0.76} = 2.75 \approx 3 \quad (\text{s})$$

### **Distancia de aceleración $s_A$ .**

Es la distancia en la cual ocurre la aceleración.

$$s_A = v * \frac{t_A}{2} \quad (\text{m})$$

$$s_A = 2.09 * \frac{2.75}{2} = 2.87 \quad (\text{m})$$

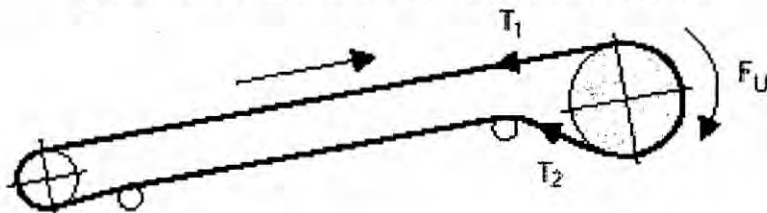
### *Sistema conductor*

Después de que la fuerza periférica  $F_U$  ha sido determinada y la potencia de conducción requerida  $P_T$  ha sido hallada, se establece el sistema conductor, posición y número de motores. Las siguientes son las configuraciones más comunes de sistemas conductores para transportadores:

#### **Transportador con accionamiento de cabeza**

La polea conductora de cabeza es la más común de todos los sistemas de conducción. Con transportadores horizontales e inclinados este proporciona los esfuerzos más favorables de la banda.

Figura 4. Transportador con accionamiento de cabeza

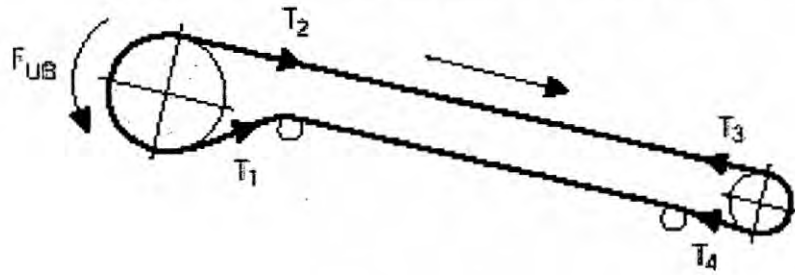


#### **Transportador con accionamiento de cola**

La perfecta localización de la polea conductora en un transportador en descenso es en la parte final o cola. El accionamiento se vuelve un generador y actúa como freno.



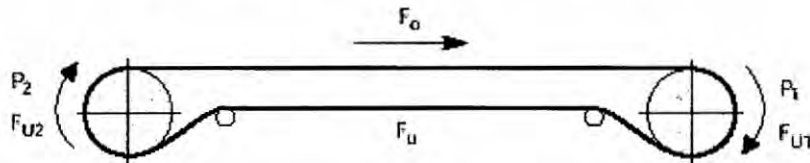
Figura 5. Transportador con accionamiento de cola



### Accionamiento de cabeza y cola

Cuando una proporción relativamente grande de la resistencia al movimiento es debido al recorrido de retorno, este sistema de accionamiento proporciona las condiciones más favorables de esfuerzos en la banda.

Figura 6. Accionamiento de cabeza y cola



Como nuestro transportador en gran parte de su longitud es horizontal y presenta inclinaciones, se escoge un accionamiento de cabeza por ser el más apropiado y con mejor distribución de esfuerzos en la banda.

#### 5.1.1.9 Distribución de fuerzas

Las fuerzas que afectan la banda son determinadas de acuerdo al tamaño y dirección en la cual está operando. Las resistencias

secundarias que pueden surgir en el punto de carga son: resistencia a la fricción, resistencia a la inclinación y la resistencia inercial en el arranque y en el frenado.

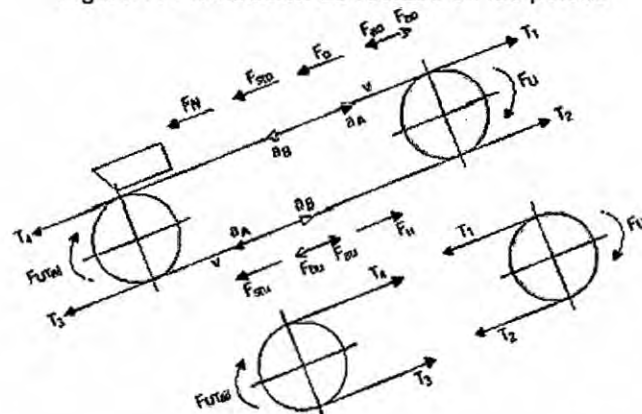
El diagrama de fuerzas puede ser aplicado tanto en el lado de carga como en el de retorno, así como en la polea conductora como en la de retorno.

Los puntos de tensión T1 a T4 pueden ser calculados de la condición

$$\sum F = 0$$

- Lado carga:  $0 = T_1 - T_4 - F_N - F_O - F_{sto} - F_{ao}$
- Lado retorno:  $0 = T_3 - T_2 - F_U + F_{stu} - F_{au}$
- Con accionamiento de cabeza:  $0 = T_1 - T_2 - F_U$
- Con accionamiento de cola:  $0 = T_4 - T_3 + F_{UHeck}$

Figura 7. Distribución de fuerzas en las poleas



### 5.1.1.10 Resistencias individuales para cálculos secuenciales

Para estos cálculos se divide el transportador en dos secciones al igual que con los cálculos de potencia de accionamiento y tensión de la banda.

Para la primera sección:

$L = 120.5$  (m) Longitud del transportador.

$H = 41.2$  (m) Elevación del transportador.

$\delta = 20$  Angulo de elevación.

$CL = 1.638$  Factor de longitud.

#### Resistencia principal FH

Es la resistencia debido al movimiento de la masa de los rodillos de transporte, el material y la banda, en la carrera de carga y de retorno, al avance de los rodillos (Rodamientos y fricción en los sellos), debida a imprecisiones de fabricación en la banda y en los rodillos de carga como en los de retorno.

$$F_H = f * L * g * [m'_R + (2 * m'_G + m'_L) * \cos(\delta)] \quad (N)$$

Donde:

$f$  = Factor de fricción artificial (-)

$L$  = Longitud del transportador (m)

$g$  = Aceleración debido a la gravedad ( $m/s^2$ )

$m'_R$  = Masa de los rodillos de carga y de retorno (Kg/m)

$m'_G$  = Masa de la banda (Kg/m)

- $m'_L$  = Masa de la carga (Kg/m)  
 $\delta$  = Gradiente de la instalación (°)

Para la primera sección se tiene:

$$F_H = 0.016 * 120.5 * 9.81 * [26.63 + (2 * 11.60 + 239.22) * \cos(20^\circ)] \quad (N)$$

$$F_H = 5168 \quad (N)$$

### Resistencia secundaria FN

Ocurre principalmente en el área de carga de la banda transportadora y es la resistencia del material al ser acelerado.

$$F_N = (C - 1) * F_H \quad (N)$$

Para la primera sección del transportador es tiene:

$$F_N = (C_1 - 1) * F_H \quad (N)$$

$$F_N = (1.638 - 1) * 5168 = 3297.18 \quad (N)$$

### Resistencia de fricción

**Lado carga  $F_o$ :**

$$F_o = f * L * g * [m'_{R0} + (m'_G + m'_L) * \cos(\delta)] \quad (N)$$

Donde:

- f = Factor de fricción artificial (-)
- L = Longitud del transportador (m)
- g = Aceleración debido a la gravedad ( $m/s^2$ )
- $m'_{Ro}$  = Masa de los rodillos de carga ( $m'_{Ro} = m_{Ro}/l_o$ ) (Kg/m)
- $l_o$  = Distancia entre rodillos de carga (m)
- $m'_G$  = Masa de la banda (Kg/m)
- $m'_L$  = Masa de la carga (Kg/m)
- $\delta$  = Gradiente de la instalación ( $^\circ$ )

Para la primera sección se tiene:

$$F_o = f * L * g * [m'_{Ro} + (m'_G + m'_L) * \cos(\delta)] \quad (N)$$

$$F_o = 0.016 * 120.5 * 9.81 * [22.30 + (11.60 + 239.22) * \cos(20^\circ)] \quad (N)$$

$$F_o = 48796.61 \quad (N)$$

**Lado carga  $F_u$ :**

$$F_u = f * L * g * [m'_{Ru} + (m'_G) * \cos(\delta)] \quad (N)$$

Donde:

- f = Factor de fricción artificial (-)
- L = Longitud del transportador (m)
- g = Aceleración debido a la gravedad ( $m/s^2$ )
- $m'_{Ru}$  = Masa reducida de los rodillos de retorno ( $m'_{Ru} = m_{Ru}/l_u$ ) (Kg/m)
- $l_u$  = Distancia entre rodillos de retorno (m)
- $m'_G$  = Masa de la banda (Kg/m)

$\delta$  = Gradiente de la instalación (°)

Para la primera sección se tiene:

$$F_u = f * L * g * [m'_{Ru} + (m'_G) * \cos(\delta_1)] \quad (N)$$

$$F_o = 0.016 * 120.5 * 9.81 * [19.3 + (11.60) * \cos(20^\circ)] = 571.2 \quad (N)$$

### Resistencia a la inclinación

#### Lado carga Fsto:

$$F_{sto} = H * g * (m'_G + m'_L) \quad (N)$$

Donde:

H = Altura del transportador (m)

g = Aceleración debido a la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

m'G = Masa de la banda (Kg/m)

m'L = Masa de la carga (Kg/m)

Para la primera sección se tiene:

$$F_{sto} = H_1 * g * (m'_G + m'_L) \quad (N)$$

$$F_{sto} = 41.2 * 9.81 * (11.60 + 239.22) = 101374 \quad (N)$$

#### Lado retorno Fstu:

$$F_{stu} = H * g * m'_G \quad (N)$$

Donde:

- H = Altura del transportador (m)  
 g = Aceleración debido a la gravedad ( $m/s^2$ )  
 m'G = Masa de la banda (Kg/m)

Para la primera sección se tiene:

$$F_{sto} = H_1 * g * m'_G \quad (N)$$

$$F_{sto} = 41.2 * 9.81 * 22.30 = 19013.03 \quad (N)$$

### Resistencia inercial

#### Lado carga $F_{ao}$

$$F_{ao} = L_T * a * (m'_{Redo} + m'_G + m'_L) \quad (N)$$

Donde:

- LT = Longitud total del transportador (m)  
 a = Aceleración de la banda ( $m/s^2$ )  
 m'Redo = Masa reducida de los rodillos de carga (Kg/m)  
 m'Redo =  $0.9 * m'Ro$   
 m'G = Masa de la banda (Kg/m)  
 m'L = Masa de la carga (Kg/m)

La resistencia inercial en el transportador lado carga es:

$$F_{ao} = L_T * a * (m'_{Redo} + m'_G + m'_L) \quad (N)$$

$$F_{ao} = 120.5 * 0.76 * (11.15 + 11.6 + 239.22) = 23991 \quad (N)$$

**Lado retorno  $F_{au}$**

$$F_{au} = L_T * a * (m'_{Redu} + m'_G) \quad (N)$$

Donde:

LT = Longitud total del transportador (m)

a = Aceleración de la banda ( $m/s^2$ )

$m'_{Redu}$  = Masa reducida de los rodillos de retorno (Kg/m)

$m'_{Redu}$  =  $0.9 * m'_{Ro}$

$m'_G$  = Masa de la banda (Kg/m)

La resistencia inercial en el transportador lado retorno es:

$$F_{au} = L_T * a * (m'_u + m'_G) \quad (N)$$

$$F_{au} = 120.5 * 0.76 * (17.37 + 11.6) = 2653 \quad (N)$$

#### 5.1.1.11 Cálculos secuenciales

Las tensiones T1 a T4 se determinan mejor con el principio de cálculos secuenciales. Este método permite verificar la tensión en cualquier punto

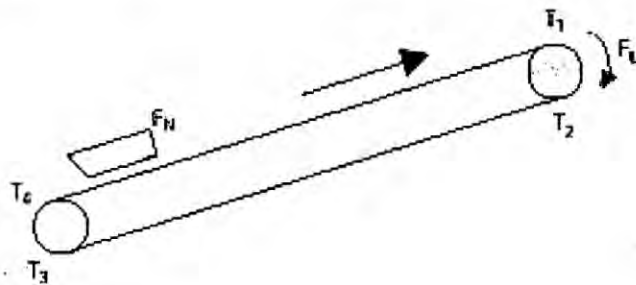


de la instalación así como también bajo ciertas condiciones de trabajo como los arranques y frenadas

### Cálculos secuenciales para T1 a T4

Para una instalación con polea conductora de cabeza se tiene la determinación de las tensiones (T1 a T4 y TA1 a TA4) con la ayuda de las resistencias individuales (Para fuerzas periféricas  $F_U \geq 0$ ).

Figura 8. Instalación con polea conductora de cabeza



Funcionamiento en estado estable.

$$T_2 = F_U + c_2 \quad (\text{N})$$

Donde:

$c_2$  = Factor de accionamiento lado flojo (-)

Este factor se evalúa con la siguiente ecuación:

$$C_2 = \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}$$

Donde:

$\mu$  = Coeficiente de fricción (tabla 29) (-)

$\alpha$  = Angulo de abrase polea conductora (°)

Para el transportador  $\alpha = 200^\circ = 3.49063$  rad.

Entonces:

$$C_2 = \frac{1}{e^{0.35 \cdot 3.490} - 1} = 0.41$$

Tabla 22. Coeficientes de fricción para diferentes condiciones de operación

| Condiciones de operación       | Superficie de la polea |  |                                     |                                 |
|--------------------------------|------------------------|--|-------------------------------------|---------------------------------|
|                                | Acero (liso)           | Recubrimiento de poliuretano (Acanalado) | Recubrimiento de caucho (Acanalado) | Recubrimiento cerámico (Poroso) |
| Seco                           | 0.35 a .4              | 0.35 a 0.4                               | 0.4 a 0.45                          | 0.4 a 0.45                      |
| Húmedo (limpio)                | 0.1                    | 0.35                                     | 0.35                                | 0.35 a 0.4                      |
| Húmedo (sucio, barro, arcilla) | 0.05 a 0.1             | 0.2                                      | 0.25 a 0.3                          | 0.35                            |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and

Calculation, sección 5.2

También el factor  $c_2$  se puede hallar con ayuda de la tabla en el anexo 4.

$$T_2 = F_U * c_2 \quad (N)$$

$$T_2 = 105460 * 0.41 = 43238 \quad (N)$$

$$T_3 = T_2 + F_U - F_{stu}(N)$$

$$T_3 = 43238 + 105460 - 9013 = 139685 \quad (N)$$

$$T_4 = T_3 \quad (N)$$

$$T_4 = 139685 \quad (N)$$

$$T_1 = T_4 + F_N + F_O + F_{sto} \quad (N)$$

$$T_1 = 139685 + 3297 + 48797 + 101374 = 293153 \quad (N)$$

La sumatoria de todas las tensiones es:

$$T_1 + T_2 + T_3 + T_4 = 571847(N)$$

Se comprueban los cálculos con la siguiente ecuación:

$$T_2 = T_1 - F_U \quad (N)$$

$$T_2 = 55116 - 38879 = 16237 \quad (N)$$

Esto permite verificar que los cálculos se están realizando correctamente.

### Funcionamiento en estado no estable

$$T_{A2} = F_A * c_{2A} \quad (N)$$

Donde:

$c_{2A}$  = Factor de accionamiento lado flojo para funcionamiento en estado no estable (-)

Este factor se evalúa con la siguiente ecuación

$$c_{2A} = \frac{1}{e^{\mu_A * \alpha} - 1}$$

Donde:

$\mu_A$  = Coeficiente de fricción para estado no estable (-)

$$\mu_A = \mu * 0.05 = 0.35 * 0.05 = 0.4)$$

$\alpha$  = Angulo de abrase polea conductora (°)

$$\alpha = 200^\circ = 3.490 \text{ rad (Para el transportador)}$$

Entonces:

$$c_{2A} = \frac{1}{e^{0.4 * 3.490} - 1} = 0.32$$

Con estos datos se halla  $T_{A2}$

$$T_{A2} = F_A * c_{2A} \quad (N)$$

$$T_{A2} = 158190 * 0.32 = 50621 \quad (N)$$

$$T_{A3} = T_{A2} + F_u - F_{stu} + F_{au} \quad (\text{N})$$

$$T_{A3} = 50621 + 105460 - 9013 + 2653 = 158734 \quad (\text{N})$$

$$T_{A4} = T_{A3} \quad (\text{N})$$

$$T_{A4} = 158734 \quad (\text{N})$$

$$T_{A4} = T_{A4} + F_N + F_O + F_{sto} + F_{ao} \quad (\text{N})$$

$$T_{A4} = 158734 + 3297 + 48797 + 101374 + 23991 = 336193 \quad (\text{N})$$

La sumatoria de todas las tensiones es:

$$T_{A1} + T_{A2} + T_{A3} + T_{A4} = 704282 \quad (\text{N})$$

Se comprueban los cálculos con la siguiente ecuación:

$$T_{A2} = T_{A1} - F_A \quad (\text{N})$$

$$T_{A2} = 704282 - 158190 = 446090 \quad (\text{N})$$

Esto permite verificar que los cálculos se están realizando correctamente.

#### **5.1.1.12 Corrección de la tensión de la banda**

Las tensiones  $T_1$  a  $T_4$  y  $T_{A1}$  a  $T_{A4}$  deben ser incrementadas por un valor de  $\Delta T$  si aplican las siguientes condiciones:

- Con tensor fijo si  $\Sigma T_A > \Sigma T$ .

- Con tensor móvil si  $T_{A2} > T_2$ .
- Con tensión mínima de banda si  $T_{min} > T_4$ .

Para este transportador se utiliza un tensor de peso móvil (peso tensor) por lo tanto solo se hará la corrección de la tensión por el factor de peso tensor y por el de tensión mínima  $T_{min}$ .

### **Corrección por peso tensor**

Con estos tensores la longitud de la banda no es constante. Con los cambios de esfuerzos en la banda, el tensor de peso se ajusta a los cambios de elongación de la banda. La tensión de la banda en la localización del tensor es siempre la misma.

El tensor tiene que calcularse para cumplir con las necesidades y condiciones de funcionamiento en estado estable y no estable como las condiciones de arranque y frenado. La tensión de la banda en el sitio del compensador siempre es mayor que la necesaria para las condiciones de funcionamiento en estado estable.

Una de las grandes ventajas de este tensor es que se puede instalar en cualquier localización a todo lo largo de de la carrera de retorno de la banda o en la polea de cola, ya que el peso del tensor es efectivo tanto en reposo como en funcionamiento, toda la tensión de la banda en estado

estable se incrementa por el valor de la corrección  $\Delta T$  para que se cumpla la condición  $T_{A2} = T_2$ .

$$T_{A2} = T_2 \quad (\text{Tensión constante})$$

$$\Delta T = T_{A2} - T_2 \quad (\text{N})$$

$$\Delta T = 50621 - 43238 = 7383 \quad (\text{N})$$

Después de realizar el incremento de todas las tensiones en estado estable por el factor de corrección  $\Delta T$  se tienen las tensiones ajustadas:

$$T_1 = 300536(\text{N}) \quad T_{A1} = 343576 \quad (\text{N})$$

$$T_2 = 50621 \quad (\text{N}) \quad T_{A2} = 58004 \quad (\text{N})$$

$$T_3 = 147069 \quad (\text{N}) \quad T_{A3} = 166126 \quad (\text{N})$$

$$T_4 = 147069 \quad (\text{N}) \quad T_{A4} = 166126 \quad (\text{N})$$

### **Corrección por control de la mínima tensión de banda $T_{\min}$ .**

Es necesario realizar esta corrección para que la deflexión entre los rodillos de carga no exceda ciertos límites. Para que no se excedan estos límites se tiene que cumplir que:

Si la tensión  $T_4 < T_{\min}$  la banda se flecta entre los rodillos de carga. Para evitar esta deflexión se tiene que cumplir que  $T_4 \geq T_{\min}$  y para esto todas las tensiones de la banda tanto las de estado estable como las de estado

no estable tienen que ser incrementadas por el valor de la corrección

$\Delta T_{\min}$ .

Para ello se tiene que hallar el valor de la tensión mínima  $T_{\min}$ .

$$T_{\min} = \frac{(m'_L + m'_G) * l_o * g}{8 * h_{\text{rel}}} \quad (\text{N})$$

Donde:

$h_{\text{rel}} = h / l_o$  Radio de deflexión

$h_{\text{rel}} = 0.005$  a  $0.015$  Para el lado de carga

$h_{\text{rel}} = 0.020$  a  $0.030$  Para el lado de retorno

$l_o$  (mm) Distancia entre los rodillos de carga

Esta deflexión tiene que estar entre 0.5% y el 1.5% de la distancia entre centros de los rodillos de carga y entre 2% y el 3% de la distancia entre centros de los rodillos de retorno, para este caso se toma  $h_{\text{rel}} = 1\% = 0.01$ .

$$T_{\min} = \frac{(m'_L + m'_G) * l_o * g}{8 * h_{\text{rel}}} \quad (\text{N})$$

$$T_{\min} = \frac{(239.22 + 11.60) * 11.2 * 9.81}{8 * 0.01} = 36908 \quad (\text{N})$$

$$\Delta T_{\min} = T_{\min} - T_4$$



$$\Delta T_{\min} = 36908 - 147069 = -110161$$

Con esto se hallan las tensiones aumentadas o incrementadas:

$$T_1 = 300536 \text{ (N)} \quad T_{A1} = 343576 \quad \text{(N)}$$

$$T_2 = 50621 \text{ (N)} \quad T_{A2} = 58004 \text{ (N)}$$

$$T_3 = 147069 \quad \text{(N)} \quad T_{A3} = 166126 \quad \text{(N)}$$

$$T_4 = 147069 \quad \text{(N)} \quad T_{A4} = 166126 \quad \text{(N)}$$

De esta forma se tienen los valores de las tensiones que soportará la banda transportadora, las cuales cumplen con los dos requisitos estipulados para este tipo de transportador.

$$T_{A2} = T_2$$

$$T_4 \geq T_{\min}$$

Después de hallar las tensiones de la banda se halla la pre-tensión y el peso del tensor móvil.

### **Peso y tensión necesaria para el tensor**

El tamaño del tensor por peso depende de la localización del sistema tensor.

Figura 9. Localización de peso tensor



$F_v = T_3 + T_4$  (N) Si el peso tensor se encuentra en la polea de cola

$F_v = 2 * T_2$  (N) Si el peso tensor está en la carrera de retorno de la banda

Para este diseño se cumple la segunda alternativa por lo tanto la tensión y el peso del dispositivo son:

#### Tensión del sistema tensor

$$F_v = 2 * T_2 \quad (\text{N})$$

$$F_v = 2 * 50621 = 101242 \quad (\text{N})$$

#### Peso del sistema tensor

$$G_v = \frac{F_v}{g} \quad (\text{Kg})$$

$$G_v = \frac{101242}{9.81} = 10320 \quad (\text{Kg})$$

### 5.1.1.13 Factor de seguridad

Ahora se debe determinar el factor de seguridad de la banda seleccionada. Para ciertas condiciones de funcionamiento se han fijado valores mínimos de seguridad.

$$S_B = \frac{K_N * B * C_V}{T_{\text{máx}}} \quad S_A = \frac{K_N * B * C_V}{T_{\text{Amáx}}}$$

Estado estable      Estado no estable

Donde:

CV = Factor de pérdida de esfuerzo de rotura en juntas.

Para este tipo de banda  $C_V = 0.75$  (tabla 25).

B = Ancho de banda (mm)

Tmax = Tensión máxima de la banda en estado estable  
(N)

TAmáx = Tensión máxima de la banda en estado no  
estable (N)

KN = Esfuerzo nominal de rotura (N/mm).

Es obtenido redondeando por arriba el esfuerzo de rotura (k)

Para este diseño y el tipo de banda escogido,  $k = 777.58$  (N/mm) y según la tabla de esfuerzos de rotura estándar, el próximo valor es de 800 (N/mm). Por lo tanto  $kN = 800$  (N/mm).

Ahora se hallan los factores de seguridad para la banda escogida

$$S_B = \frac{K_N * B * C_V}{T_{\text{máx}}} \quad S_A = \frac{K_N * B * C_V}{T_{\text{Amáx}}}$$

$$S_B = \frac{800 * 1200 * 0.75}{65724} = 10.9 \quad S_A = \frac{800 * 1200 * 0.75}{85163} = 8.4$$

Según las recomendaciones para un trabajo normal y una banda textil (ver tabla de valores mínimos para el factor de seguridad según las condiciones de trabajo, anexo 8) se tiene:

$$S_B \geq 8.0 \quad S_A \geq 5.4$$

Lo que indica que los valores de los factores de seguridad están dentro de los límites permitidos para una instalación como el que se tiene.

#### 5.1.1.14 Recorrido del tensor

Este recorrido se tiene que calcular teniendo en cuenta los cambios de tensión que ocurren en el arranque, funcionamiento con carga y en reposo.

$$S_D = \frac{\sum T * L}{2 * B * k_D * k_N} \quad (\text{m})$$

$\sum T$  (N) = Sumatoria de las tensiones

Para transportador en reposo

$$\sum T = 4 * T_2 \quad (\text{N})$$

$$\sum T = 4 * 26855 = 107420 \quad (\text{N})$$

Para transportador en funcionamiento en estado estable

$$\sum T = 143605 \quad (\text{N})$$

Para transportador en funcionamiento en estado no estable

$$\sum T_A = 167155 \quad (\text{N})$$

Donde:

B = Ancho de banda (m)

$k_N$  = Esfuerzo nominal de rotura (N/mm)

$k_D$  = Valor de elongación.

Este valor se obtiene de la gráfica de valores de elongación conociendo el esfuerzo nominal de rotura (Ver anexo 9):

Para un esfuerzo nominal de rotura

$k_N = 800$  (N/mm) se tiene

$k_D = 10.2$

Con estos datos se puede hallar los diferentes valores del recorrido del tensor según las diferentes condiciones de trabajo:

Transportador en reposo

$$S_D = \frac{\sum T * L}{2 * B * k_D * k_N} \quad (\text{mm})$$

$$S_D = \frac{107420 * 275.2}{2 * 1.2 * 10.2 * 800} = 1509.5 \quad (\text{mm})$$

Transportador en estado estable de funcionamiento

$$S_D = \frac{\sum T \cdot L}{2 \cdot B \cdot k_D \cdot k_N} \quad (\text{mm})$$

$$S_D = \frac{143605 \cdot 275.2}{2 \cdot 1.2 \cdot 10.2 \cdot 800} = 2018 \quad (\text{mm})$$

Transportador en estado no estable de funcionamiento

$$S_D = \frac{\sum T \cdot L}{2 \cdot B \cdot k_D \cdot k_N} \quad (\text{mm})$$

$$S_D = \frac{167155 \cdot 275.2}{2 \cdot 1.2 \cdot 10.2 \cdot 800} = 2348 \quad (\text{mm})$$

La instalación del peso tensor se tiene que diseñar basándose en estos datos de recorrido.

#### **5.1.1.15 Diámetro de las poleas del transportador**

Los diámetros de las poleas de una banda transportadora dependen principalmente de la construcción de la banda el material de la carcasa, el espesor, el servicio y el método de empalme. Las poleas se clasifican en 3 grupos según su posición y el ángulo de abrase  $\alpha$ .

Tabla 23. Clasificación de los tipos de poleas

| Grupo | Aplicación   |
|-------|--|
| A     | Poleas en áreas de alta tensión de banda <span style="float: right;">Polea conductora</span>                       |
| B     | Poleas en áreas de baja tensión de banda <span style="float: right;">Polea de cola</span>                          |
| C     | Poleas con angulote abrace $\alpha \leq 90^\circ$ <span style="float: right;">Poleas deflectoras o tensoras</span> |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.10

Para determinar los diámetros de las poleas primero se calcula el diámetro de la polea conductora con tensión máxima.

$$D_{Tr} = C_{Tr} * d \text{ (mm)}$$

Donde:

$C_{Tr}$  = Valor de la deformación del material de la carcasa

Para el diseño se tiene una banda SUPERFORT multi-capas; de acuerdo a este parámetro se tiene que  $C_{Tr} = 108$ .

Este valor se halla de la siguiente tabla conociendo el tipo de banda a utilizar.

Tabla 24. Valores de la deformación del material de la carcasa

| $C_{Tr}$ | Material de la carcasa o tipo de banda                                      |
|----------|---|
| 90       | Polyamide (P)   |
| 80       | DUNLOFLEX <span style="float: right;">Banda de 2 capas</span>               |
| 95       | TRIOFLEX <span style="float: right;">Banda de 3 capas</span>                |
| 108      | SUPERFORT <span style="float: right;">Bandas multicapas (EP)</span>         |
| 138      | FERROFLEX <span style="float: right;">Bandas con tejido metálico</span>     |
| 145      | SILVERCORD <span style="float: right;">Bandas con cordones metálicos</span> |
| 100      | DUNLOPLAST <span style="float: right;">Banda monocapa</span>                |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.10

$d =$  Espesor de la carcasa (mm) (anexo 4)

Para la banda escogida SUPRFORT S 800/4 se tiene un espesor de carcadas de  $d = 5.2$  (mm)

Con estos datos se calcula el diámetro de la polea conductora con tensión máxima:

$$D_{Tr} = C_{Tr} * d \quad (\text{mm})$$

$$D_{Tr} = 1108 * 561.6 \quad (\text{mm})$$

El valor del diámetro final de la polea se halla redondeando por arriba hasta el siguiente diámetro estándar de poleas (tabla 25) o si se trabaja en condiciones favorables se puede redondear por abajo. Para este caso se toma el siguiente valor (por encima) de diámetro para la polea.

$$D_{Tr} = 630 \quad (\text{mm})$$

Tabla 25. Valores estándar de diámetros de poleas

|     |     |      |      |      |      |      |      |
|-----|-----|------|------|------|------|------|------|
| 100 | 125 | 160  | 200  | 250  | 315  | 400  | 500  |
| 630 | 800 | 1000 | 1250 | 1400 | 1600 | 1800 | 2000 |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.10

Una vez establecido el diámetro de la polea más grande, el diámetro del grupo de poleas A, B, C, puede ser obtenido de la siguiente tabla:



Tabla 26. Diámetros de los grupos de poleas

| Diámetro de polea C <sub>Tr</sub> (mm) | Diámetro de grupo de poleas (mm) |     |     |
|--|----------------------------------|-----|-----|
|  | A                                | B   | C   |
| 100                                    | 100                              | -   | -   |
| 125                                    | 125                              | 100 | -   |
| 160                                    | 160                              | 125 | 100 |
| 200                                    | 200                              | 160 | 125 |
| 250                                    | 250                              | 200 | 160 |
| 315                                    | 315                              | 250 | 200 |
| 400                                    | 400                              | 315 | 250 |
| 500                                    | 500                              | 400 | 315 |
| 630                                    | 630                              | 500 | 400 |
| 800                                    | 800                              | 630 | 500 |
| 1000                                   | 1000                             | 800 | 630 |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.11

Para una polea conductora (grupo A) con un diámetro D<sub>TrA</sub> = 630 mm se tiene:

- Diámetro polea de cola (grupo B)                      D<sub>TrB</sub> = 500 mm
- Diámetro poleas tensoras (grupo C)                      D<sub>TrC</sub> = 400 mm

### Porcentaje de utilización

$$k_A = \frac{T_{\max} * S}{B * k_N} * 100 \quad (\%)$$

Donde:

- S      =      Factor de seguridad en estado estable
- B      =      Ancho de banda (mm)
- k<sub>N</sub>   =      Esfuerzo nominal de rotura

$T_{max}$  = Tensión máxima en estado estable

$$k_A = \frac{T_{max} * S}{B * k_N} * 100 \quad (\%)$$

$$k_A = \frac{65724 * 10.9}{1200 * 800} * 100 = 75 (\%)$$

Este valor quiere decir que la rata de tensión de utilización de la banda es totalmente empleada; si no se cumplen con estos valores se tienen que realizar las correcciones señaladas en la siguiente tabla.

Tabla 27. Valores límites del porcentaje de utilización de las poleas

| Grado de utilización | Diámetro de polea                  |
|----------------------|------------------------------------|
| $k_A > 0.6$ a 1      | Diámetro de tabla                  |
| $k_A > 0.3$ a 0.6    | Grupo A, B, C      Un tamaño menor |
| $k_A < 0.3$          | Grupo A y B      2 tamaños menores |
|                      | Grupo C      Un tamaño menor       |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.11

### Revoluciones de la polea conductora

Con este cálculo se halla la velocidad de salida del sistema de transmisión que se va a utilizar en la instalación

$$n_T = \frac{v * 60}{\pi * D_{Tr}} \quad (\text{rpm})$$

Donde:

$V$  = Velocidad de la banda (m/s)

$D_{Tr}$  = Diámetro de la polea conductora (m)

$$n_T = \frac{v * 60}{\pi * D_{Tr}} \quad (\text{rpm})$$

$$n_T = \frac{1.31 * 60}{\pi * 0.63} = 39.7 \quad (\text{rpm})$$

### **Torque máximo en el arranque**

Se refiere al torque máximo alcanzado por el transportador en el momento del arranque de la instalación.

$$M = \frac{F_A * D_{Tr}}{2} \quad (\text{Nm})$$

Donde:

$F_A$  = Fuerza periférica en el arranque (N)

$D_{Tr}$  = Diámetro de la polea conductora (m)

$$M_A = \frac{F_A * D_{Tr}}{2} \quad (\text{Nm})$$

$$M_A = \frac{58319 * 0.63}{2} = 18370.4 \quad (\text{Nm})$$

### **Carga de la polea conductora**

$$F_T = \frac{T_{A1} + T_{A2}}{9.81} \quad (\text{Kg})$$

$$F_T = \frac{85163 + 26855}{9.81} = 11418.74 \quad (\text{Kg})$$

### **Presión de superficie**

Con poleas recubiertas de caucho, la presión límite promedio de la superficie es aproximadamente 70 N/cm<sup>2</sup>. Estos límites solo son alcanzados en condiciones de trabajo pesado y con diámetros pequeños de poleas.

$$\rho_T = \frac{T_{A1} + T_{A2}}{D_{Tr} * B} \quad (\text{N/cm}^2)$$

Donde:

$D_{Tr}$  = Diámetro de la polea conductora (cm)

$B$  = Ancho de banda (cm)

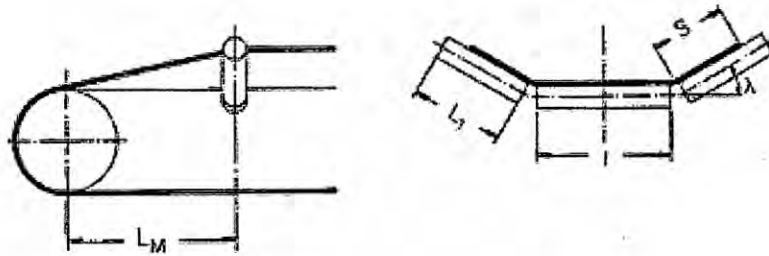
$$\rho_T = \frac{T_{A1} + T_{A2}}{D_{Tr} * B} \quad (\text{N/cm}^2)$$

$$\rho_T = \frac{85163 + 26855}{63 * 120} = 14.8 \quad (\text{N/cm}^2)$$

#### **5.1.1.16 Transición de canales**

La distancia entre una polea terminal y el juego adyacente de rodillos acanalados en cualquiera de los extremos de un transportador es conocida como distancia de transición, en esta distancia la banda cambia de un acanalado completo a un perfil plano o viceversa; la banda adicionalmente se estira en la zona del borde y se comba en el centro.

Figura 10. Distancia de transición



$$L_M = x * s * \text{sen}(\lambda) \text{ (mm)}$$

Donde:

x = Factor de carcasa

x = 8      Para bandas textiles

x = 16     Para bandas ST

λ = Angulo de acanalado (°)

s = Porción de la banda en contacto con los rodillos de carga laterales (mm)

$$s = 0.5 * (B - l) \text{ (mm)}$$

l = Longitud rodillo de carga central (mm)

B = Ancho de banda (mm)

$$s = 0.5 * (1200 - 465) = 367.5(\text{mm})$$

$$L_M = x * s * \text{sen}(\lambda) \text{ (mm)}$$

$$L_M = x * s * \text{sen}(\lambda) \text{ (mm)}$$

### 5.1.1.17 Elevación de la polea

Para aliviar la banda de los esfuerzos de borde la polea puede ser levantada ligeramente el valor  $h$ .

Figura 11. Elevación de polea



$$h = \frac{S^2}{B} * \text{sen}(\lambda) \quad (\text{mm})$$

$$h = \frac{367.5^2}{1200} * \text{sen}(30) = 56.3 \quad (\text{mm})$$

También se tiene la distancia reducida de transición:

$$L_{\text{red}} = x * (s * \text{sen}(\lambda) - h) \quad (\text{mm})$$

$$L_{\text{red}} = 8 * (367.5 * \text{sen}(30) - 56.3) = 1019.6 \quad (\text{mm})$$

Esta distancia se puede utilizar cuando el valor de la elevación de la polea no difiere con los valores de la siguiente tabla para el ancho de la banda y el ángulo de acanalado.

Tabla 28. Valores de elevación de la polea

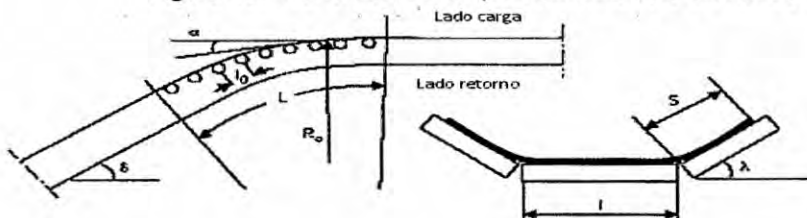
| Ancho de banda<br>(mm) | Angulo de acanalado $\lambda$ |     |     |
|------------------------|-------------------------------|-----|-----|
|                        | 30°                           | 40° | 45° |
| 800                    | 37                            | 47  | 52  |
| 1000                   | 48                            | 62  | 68  |
| 1200                   | 56                            | 72  | 80  |
| 1400                   | 68                            | 87  | 96  |
| 1600                   | 78                            | 100 | 110 |
| 1800                   | 89                            | 114 | 125 |
| 2000                   | 98                            | 126 | 138 |
| 2200                   | 112                           | 143 | 158 |

Fuente: FENNER DUNLOP, Conveyor Belt Technique Design and Calculation, sección 11.13

### 5.1.1.18 Curva vertical convexa

En la transición de un plano inclinado a uno horizontal la zona del borde de la banda esta sujeto a estiramientos adicionales, para no exceder ciertos límites (como por ejemplo y para tomarlo como regla, 0.8% de estiramiento adicional) el radio de transición tiene que ser dimensionado consecutivamente.

Figura 12. Transición de un plano inclinado a un horizontal



### Radio de la curva vertical convexa

$$R_e = x * s * \text{sen}(\lambda)$$

Donde:

S = Porción de la banda en contacto col los rodillos de carga laterales  
(mm)

X = Factor de carcasa

x = 125 Para bandas textiles

x = 400 Para bandas con cordones metálicos.

$\lambda$  = Angulo de acanalado ( $^{\circ}$ )

$$R_e = x * s * \text{sen}(\lambda) \text{ (mm)}$$

$$R_e = x * s * \text{sen}(\lambda) \text{ (mm)}$$

### **Longitud de la curva**

$$L = \frac{\pi * \delta * R_e}{180} \quad (\text{m})$$

Donde:

$\delta$  = Gradiente de la instlación ( $^{\circ}$ )

$$L = \frac{\pi * 14.5 * 22.96}{180} = 5.8 \text{ (m)}$$

### **Número de rodillos en la curva**

$$z = \frac{\delta}{\alpha} \quad (\text{Piezas})$$

Donde:

$\alpha$  = Desviación por rodillo ( $^{\circ}$ )



$$z = \frac{\delta}{\alpha} \quad (\text{Piezas})$$

$$z = \frac{14.5}{2} = 7.25 = 8 \quad (\text{Piezas})$$

### **Separación de los rodillos de carga en la curva**

$$l_o = \frac{L}{z} \quad (\text{m})$$

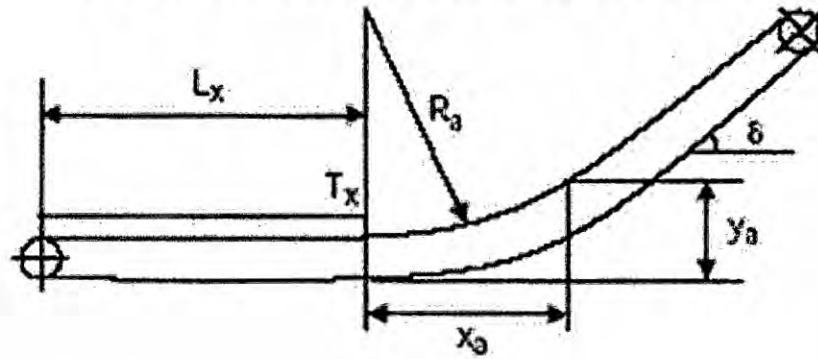
$$l_o = \frac{5.8}{8} = 0.725 \quad (\text{m})$$

#### **5.1.1.19 Curva vertical cóncava**

En una curva cóncava vertical la banda va de horizontal a inclinada. En el arranque o en el cambio de carga existe la probabilidad de que la banda se despegue de los rodillos de carga en esta región. Esto puede conducir a una disminución de la pretensión de la banda. En condiciones especiales se permite un pequeño levantamiento. Una forma de controlar este efecto es con rodillos por encima de los rodillos de carga, esto con el fin de que la banda no pierda material de carga durante el funcionamiento.

$\alpha \approx 2^\circ$  para ángulo de acanalado de  $30^\circ$

Figura 13. Transición de un plano horizontal a un inclinado



### Radio de concavidad

$$R_a = \frac{T_x}{m'_G \cdot \cos(\delta) \cdot g} \quad (\text{m})$$

Donde:

$T_x$  = Tensión al comienzo de la curva cuando la banda va con carga plena. (N)

$$T_x = T_4 + f \cdot L_x \cdot g \cdot (m'_{Ro} + m'_G + m'_L) \quad (\text{N})$$

$T_4$  = Tensión de la banda en funcionamiento(N)

$f$  = Factor de fricción artificial

$L_x$  = Longitud horizontal de la banda antes de la curva (m). Para este caso se toma el punto mas extremo cuando el apilador se encuentra más cerca de la polea conductora.  $L_x = 230$  (m)aproximadamente.

$m'_{Ro}$  = Masa del conjunto de rodillos de carga (Kg)

$m'_G$  = Masa de la banda (Kg/m)

$m'_L =$  Masa de la carga (Kg/m)

Entonces:

$$T_x = T_4 + f * L_x * g * ( m'_{Ro} + m'_G + m'_L ) \text{ (N)}$$

$$T_x = 25513 + 0.016 * 230 * 9.81 * (22.3 + 15.24 + 158.14) \text{ (N)}$$

Y el radio de concavidad es:

$$R_a = \frac{T_x}{m'_G * \cos(\delta) * g} \quad (\text{m})$$

$$R_a = \frac{32577.5}{15.24 * \cos(13.5) * 9.81} \quad (\text{m})$$

#### 5.1.1.20 Ajuste adicional de banda

En regiones donde la banda llega de la parte acanalada a plana, canal vertical y curva horizontal o si es volteada o girada, tensiones y esfuerzos adicionales ocurren en los bordes y en el centro de la banda. Esto resulta en la reducción de la seguridad mínima permisible en estos sectores de la banda. La tensión puede llegar a ser negativa creando deformaciones en el centro o sacudidas en los bordes.

#### Seguridad en la zona de bordes

- Promedio de elongación

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{K_D * S_B}$$

Donde:

$K_D$  = Valor de la elongación de la banda

$S_B$  = Factor de seguridad en estado estable

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{K_D * S_B}$$

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{10.2 * 10.96} = 0.0089$$

- Longitud de la curva

$$\lambda = \frac{\pi}{180} * \lambda$$

Donde:

$\lambda$  = Angulo de acanalado

$$\lambda = \frac{\pi}{180} * \lambda$$

$$\lambda = \frac{\pi}{180} * 30 = 0.5235$$

- Elongación adicional

$$\varepsilon_K = \frac{S^2 * \lambda^2}{L_2} * \frac{s_2}{B_2} * \left( 0.5 - \frac{s}{3 * B} \right)$$

Donde:

$s$  = Longitud de banda en contacto con rodillos laterales de carga

(mm)

B = Ancho de banda (mm)

L = Longitud de transición (mm)

$$\varepsilon_K = \frac{s^2 * \lambda^2}{L^2} * \frac{s^2}{B^2} * \left(0.5 - \frac{s}{3 * B}\right)$$

$$\varepsilon_K = \frac{367.5^2 * 0.5235^2}{1470^2} * \frac{367.5^2}{1200^2} * \left(0.5 - \frac{367.5}{3 * 1200}\right) = 0.0084$$

- Elongación total

$$\varepsilon_{ges} = \varepsilon_0 + \varepsilon_K$$

$$\varepsilon_{ges} = 0.0089 + 0.0084 = 0.01734$$

- Factor mínimo de seguridad

$$S_{min} = \frac{1}{K_D * \varepsilon_{ges}}$$

$$S_{min} = \frac{1}{10.2 * 0.01734} = 5.65$$

Y según la tabla de valores del factor de seguridad mínimo (anexo 11) para una banda textil y una condición normal de funcionamiento, el factor mínimo de seguridad  $S_{min} \geq 3.5$ . Por lo tanto en los bordes de la banda en la zona de transición no se presentaran sacudidas.

## Elongación en el centro de lavanda del punto de descarga

- Factor de seguridad mínimo en le punto de descarga del transportador

$$S_{\min} = \frac{k_N * B * C_V}{T_2}$$

$$S_{\min} = \frac{800 * 1200 * 0.75}{26858} = 26.8$$

Donde:

$k_N$  = Esfuerzo nominal de rotura (N / mm)

$C_V$  = Factor de junta

$T_2$  = Tensión en la zona de descarga

- Promedio de elongación

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{K_D * S_{\min}}$$

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{10.2 * 26.8} = 0.0036$$

- Elongación adicional

$$\varepsilon_M = \frac{s^3 * \lambda^2}{3 * B * L^2}$$

$$\varepsilon_M = \frac{367.5^3 * 0.5235^2}{3 * 1200 * 1470^2} = 0.00175$$

- Elongación total

Para que no se presenten deformaciones en el centro de la banda se tiene que cumplir que:  $\epsilon_{\min} \geq 0$

$$\epsilon_{\text{ges}} = \epsilon_0 + \epsilon_M$$

$$\epsilon_{\text{ges}} = 0.0036 - 0.00175 = 0.0019$$

Por lo tanto en la mitad de la banda del punto de descargue no se presentaran deformaciones.

### **Elongación en el centro de la banda en la polea de cola**

- Factor de seguridad mínimo en la polea de cola

$$S_{\min} = \frac{k_N * B * C_V}{T_3}$$

$$S_{\min} = \frac{800 * 1200 * 0.75}{25513} = 28.22$$

Donde:

$k_N$  = Esfuerzo nominal de rotura (N / mm)

$C_V$  = Factor de junta

$T_2$  = Tensión en la zona de descarga

- Promedio de elongación

$$\epsilon_0 = \frac{1}{K_D * S_{\min}}$$



$$\varepsilon_0 = \frac{1}{10.2 * 28.22} = 0.0034$$

- Elongación adicional

$$\varepsilon_M = \frac{s^3 * \lambda^2}{3 * B * L^2}$$

$$\varepsilon_M = \frac{367.5^3 * 0.5235^2}{3 * 1200 * 1470^2} = 0.00175$$

- Elongación total

Para que no se presenten deformaciones en el centro de la banda se

tiene que cumplir que:  $\varepsilon_{\min} \geq 0$

$$\varepsilon_{\text{ges}} = \varepsilon_0 + \varepsilon_M$$

$$\varepsilon_{\text{ges}} = 0.0034 - 0.00175 = 0.0017$$

Por lo tanto en la mitad de la banda de la polea de cola no se presentarán deformaciones.

### **5.1.2 Etapas en el desarrollo del proyecto de construcción de la faja transportadora**

Toda construcción de equipos que desarrollamos en Fabrime Industrial" SRL pasa a ser un proyecto, y como tal tiene sus etapas que deberán ejecutarse mediante un estudio riguroso y en el que tienen un papel preponderante, los datos históricos registrados en nuestro departamento Técnico.

En este caso particular, nuestro proyecto consiste en la construcción de un transportador de faja de 28 m de largo entre ejes, con ángulo de inclinación de 14°, por encargo de la CÍA. MINERA CASAPALCA S.A. cuyas oficinas administrativas se encuentran ubicadas en la ciudad de Lima, en la calle Los Carolinos N° 199.Miraflores, para operaren su planta concentradora en la zona de Casapalca, provincia de Huarochirí, departamento de Lima a 4,700 m sobre el nivel del mar.

Las etapas que se presentan en el desarrollo del proyecto son las siguientes:

1. Solicitud de la empresa cliente ("El cliente") invitándonos a presentar nuestra propuesta técnica - económica, para construir el equipo según las especificaciones dadas por su Departamento de Ingeniería. Por le .general, las empresas industriales tienen una cartera de proveedores v contratistas, con la participación de los cuales ejecutan los trabajos en cada área: mantenimiento,

construcción de equipos, prestación de servicios, venta de materiales y repuestos etc.

Estos proveedores y contratistas deben reunir ciertos requisitos, tales como suficiente capacidad técnica, personal debidamente calificado, adecuada infraestructura operativa, respaldo económico y financiero, etc. Estos requisitos son evaluados por el usuario en forma permanente.

2. Evaluación del trabajo solicitado, acopio de información y elaboración de un diseño básico, análisis de costos operativos, de materiales y repuestos y planteamiento de un programa preliminar para la ejecución del trabajo.
3. Elaboración y presentación de la propuesta técnico – económico al cliente. Esta presentación, de ser posible, se hará en una reunión de trabajo, para explicar detalladamente los alcances de nuestra propuesta. En esta etapa, se pueden incluir algunos croquis o planos preliminares, observaciones y alternativas que mejoren la idea original.

4. En el caso de ser aceptada nuestra propuesta, y después de recibir la respectiva orden de trabajo, se elabora el programa definitivo de operaciones, se optimiza costos y se completa el estudio técnico.
5. Se ejecuta el programa de trabajo hasta su culminación, teniendo cuidado de respetar los plazos de entrega establecidos y las condiciones propuestas en la proforma.
6. Entrega de la obra al cliente previa inspección y aceptación. En algunos casos se incluye el montaje e instalación de los equipos construidos, además de las pruebas respectivas y la puesta en marcha.
7. Servicio post – venta, que incluye la reparación, modificaciones y el mantenimiento general del equipo, aun cuando se encuentre instalado fuera de la ciudad de Lima.

Es muy importante conservar en forma organizada todos los datos referentes a cada proyecto, pues periódicamente, el cliente solicita la fabricación de diversos repuestos o componentes que sufren el desgaste natural por trabajo. En estos casos, teniendo un buen banco de datos, con planos y cálculos ordenados, es fácil atender

estas solicitudes, aún de f introducir mejoras en el diseño según los requerimientos de trabajo.

#### **5.1.2.1 Características requeridas del transportador a construir**

La empresa contratante indica los parámetros básicos que requiere del transportador de faja a construir, en función a sus necesidades y al estudio técnico efectuado por su departamento de ingeniería. En este caso los principales parámetros requeridos son los siguientes:

- Capacidad de trabajo : Tm/Hora
- Velocidad de faja : m/m
- Distancia entre ejes del transportador : 28 m
- Ángulo de elevación del transportador : 14°
- Material a transportar : Mineral polimetálico  
Triturado (2,400 kg/m<sup>3</sup>)

#### **5.1.2.2 Calculo de la capacidad de diseño (Qm)**

$$Q_m = Q_t \times (\text{Factor})$$

Donde:  $Q_1$ : Capacidad de trabajo = 220 Tm/Hora

#### **Determinación del ángulo de reposo**

En la pág. 1518 del Manual del ingeniero Mecánico se lee lo siguiente: "El ángulo de reposo promedio para caliza machacada y cribada, mineral de hierro y de cobre y materiales semejantes-, se considera de 37°.

### **Determinación de la capacidad de diseño**

En la Tabla A -1 : "Factores de Capacidad de Diseño", tomada del Catálogo de la REX CHAINBELT INC, para material normal, con ángulo de reposo entre 30° y 50°, para ángulo de inclinación entre 12° y 22° , vemos FACTOR : 1.1

$$Q_m = 220 \text{ Tm/Hora} \times 1.10 = 242 \text{ Tm/Hora}$$

Redondeando tomaremos:  $Q_m = 250 \text{ Tm/Hora}$

### **Selección del ancho de la banda**

Con los datos proporcionados por el cliente y teniendo en cuenta los registros históricos y la experiencia en casos anteriores, seleccionamos tentativamente un ancho de faja determinado que luego verificaremos, usando tablas, si cumple o no con lo requerido.

ANCHO DE FAJA SELECCIONADO:  $B = 24 \text{ PULGADAS (610 mm)}$

El ancho de 24" es un valor estandarizado, que se encuentra fácilmente en el mercado. También disponemos de tablas y gráficos que relacionan diferentes parámetros para estas dimensiones estandarizadas.

### **Velocidad máxima admisible para la banda**

La velocidad máxima admisible está en función al ancho de la faja y del tipo de material a transportar. En la Tabla A-2., de: anexo A, "Velocidades Máximas de Bandas Transportadoras para Diversos Materiales, "tomada del Manual del Ingeniero Mecánico de Marks, pág. 1563 observamos que

para bandas de 20" a 24" y tipo de material:--mineral, machacado (triturado), la velocidad máxima admisible es:  $V_{MÁX.ADMISIBLE} = 105$  m/min.

La velocidad requerida para la banda es  $V = 60$  m/min. = 196.8 Pies/min. Esta velocidad satisface los requerimientos del transportador y se encuentra dentro del rango permitido para la velocidad máxima.

### **Verificación de la capacidad de la banda**

En la tabla A-3 del anexo A, "Cálculo de la Capacidad para Bandas Normales", vemos:

Para ancho de banda: 650 mm y bastidores con 3 polines dispuestos en forma acanalada, con ángulo de inclinación de  $20^\circ$  para los polines extremos y para velocidad de faja  $v = 60$  m/min.

Obtenemos: Capacidad =  $126$  m<sup>3</sup>/hora

Como el peso del material por unidad de volumen es  $2,400$  Kg/m<sup>3</sup> la capacidad de esta banda es:

$$Q_a = 126 \text{ m}^3/\text{hora} \times 2400 \text{ Kg/m}^3 = 302,400 \text{ Kg/hora.}$$

$$\text{Luego: } Q_a = 302.4 \text{ Tm/hora}$$

En forma proporcional, para la banda de 610 mm de ancho (24 pulgadas), obtenemos:

$$Q_b = \frac{610}{650} \times 302.4 = 283.80 \text{ Tm/Hora}$$

Esta capacidad de banda es considerablemente mayor que la capacidad de diseño ( $Q_m = 250$  TM/hora) por lo tanto cumple las condiciones.

También, podemos determinar  $Q_b$  utilizando la tabla No. A-4 del anexo A, "Belt Capacity", tomada del catálogo de la REX CHAINBELT INC. Donde: para banda de 24", material con 150 Libras/pie<sup>3</sup> (2,400 Kg/m<sup>3</sup>), velocidad de faja de 200 pies/min. (60 m/min), y polines dispuestos con 20° de inclinación, obtenemos en la tabla: CAPACIDAD = 288 TM/hora, que coincide con nuestro cálculo anterior.

Empleando el factor de corrección de la tabla A-1, del anexo A, para inclinación del transportador entre 12° y 22° y ángulo de reposo del material entre 30° y 50°, el factor correspondiente es 1.10. La capacidad será:

$$Q_b = 288 \times 1.1 = 316.8 \text{ Ton/Hora}$$

Lo que confirma la validez de nuestra selección.

### **5.1.2.3 Verificación del ángulo de inclinación del transportador de faja**

La máxima pendiente admisible varía en función al tipo de material a transportar y su valor depende del grado de facilidad o dificultad que presenta al deslizamiento sobre la superficie de la banda. En la tabla



A - 5 (b) del anexo A, tomada del Manual del Ingeniero Mecánico de Marks, "Pendiente Máxima para Transporte en Bandas", vemos que para material machacado (triturado) se tiene ángulo de inclinación máximo: 20°, valor que coincide con lo indicado en diversos catálogos de fabricantes y manuales técnicos. También podemos verificar en la tabla A-5 (a): "Características de los Materiales a Granel", del anexo A, tomada del Manual de Ingeniería para Bandas Transportadoras de EUZKADI PRODUCTOS INDUSTRIALES, que la máxima inclinación para transportar minerales triturados de hierro, cobre y zinc es de 20°. Nuestro transportador tendrá un ángulo de inclinación de 14° que representa una pendiente moderada, frecuentemente adoptada para el transporte inclinado de minerales triturados.

### **Tensión efectiva de la banda**

La tensión máxima de operación se presenta cuando la banda trabaja con carga máxima y a la velocidad máxima. La tensión total se puede descomponer en los siguientes componentes:

$T_x$ : Tensión para mover la banda vacía venciendo la resistencia de fricción.

$T_y$  : Tensión para mover la carga horizontalmente.

$T_z$  : Tensión para levantar la carga (o para bajar la carga si ese es el caso)

La Tensión efectiva ( $T_e$ ) de la banda en la polea motriz es igual a la suma de estas tres tensiones.

$$T_e = T_x + T_y + T_z$$

### **CALCULO DE $T_x$**

$$T_x = F_x \cdot L_c \cdot G \cdot F_e$$

Donde :

$F_x$  : Coeficiente de fricción giratorio en rodillos y poleas para mover la banda vacía. En la Tabla A-6 : "Factores de Fricción", ubicada en el anexo A, tomada del Manual de Ingeniería para Bandas Transportadoras de Euskadi Productos Industriales, determinamos:  $F_x$  0.030.

$L_c$  : Longitud corregida determinada en base a la longitud ( $L$ ) entre centros de poleas del transportador.  $L_c$  está expresada en pies.

Como  $L = 28 \text{ m} = 91.84 \text{ pies}$ .

Usando la Tabla A-7 del anexo A: "Factores de Longitud", por interpolación obtenemos:  $U = 165.5 \text{ pies}$ .

$G$  : Peso de las partes en movimiento, del transportador, en libras/pie de banda (rodillos, ejes, poleas, piñones, cojinetes etc.).

En la tabla A-8 "Pesos de las Partes en Movimiento, G", del anexo A: para banda de 24 pulgadas y rodillos de 4 pulgadas de diámetro nominal, obtenemos:  $G = 19$  lbs/pie de banda.

$F_a$ : Factor de ajuste. En la Tabla A-9 del anexo A, "Factor de Corrección para Transportadores Menores de 150 Pies entre Centros", vemos que para  $L$  : (70 a 100) pies

$$F_B = 1.2$$

$$T_x = 0.030 \times 165.5 \text{ pies} \times 19 \text{ lbs/pie} \times 1.2 = 113.20 \text{ lbs.}$$

$$T_x = 113.20 \text{ lbs.}$$

#### Calculo De $T_y$

$$T_y = F_y \cdot L_c \cdot Q$$

Donde:

$Q$  : Peso de la carga en lbs/pie de longitud del transportador

$$Q = \frac{33.3 \times Q_m}{V}$$

Donde:

$Q_m$  : Capacidad de carga, en Tm/hora.

$V$  : Velocidad de la banda, en pies/min.

Para este caso particular:  $Q_m = 250$  Tm/hora

$V = 60$  m/min = 196.8 pies/min.

$$Q = \frac{33.3 \times 250}{196.8} = 42.3 \text{ lbs/pie}$$

Para determinar el valor de  $F_y$  necesitamos conocer la relación  $Q/Q$  normal.  $Q$  normal: se determina empleando la Tabla.A-10 del anexo A, "Valores de  $Q$  Normal".

Para ancho de banda: 24 pulg. y peso de material: 150 lbs/pie<sup>3</sup>

Obtenemos:  $Q$  normal = 50.4 lbs/pie de banda.

Entonces: 
$$\frac{Q_{100}}{Q_{\text{normal}}} = \frac{42.30}{50.4} \times 100 = 84$$

En la Tabla A-11 del anexo A, "Factores de Fricción,  $F_y$ ", con estos datos, obtenemos:  $F_y = 0.038$  Como  $L_c = 165.5$  pies.

$$T_y = F_y \cdot L_c \cdot Q$$

$$T_y = 0.038 \times 165.5 \text{ pies} \times 42.30 \text{ lbs/pie} = 266.02 \text{ Ty} = 266.02 \text{ lbs.}$$

$$T_y = 266.02 \text{ lbs}$$

### Calculo de $T_z$

$$T_z = H \cdot Q$$

H: altura vertical en pies, entre centros de poleas.

Como  $L = 28 \text{ m} = 91.84 \text{ pies.}$

$$H = 91.84 \text{ Sen } 14^\circ = 22.22 \text{ pies.}$$

$$T_z = 22.22 \text{ pies} \times 42.30 \text{ lbs/pie} = 939.91 \text{ lbs.}$$

$$T_z = 939.91 \text{ lbs.}$$

#### 5.1.2.4 Calculo de la tensión efectiva ( $T_e$ )

$$T_e = T_x + T_y + T_z$$

$$T_e = 113.20 + 266.02 + 939.91 = 1319.13$$

$$T_e = 1319.19 \text{ lbs}$$

La tensión efectiva ( $T_e$ ) es la suma de la tensión necesaria para mover la banda vacía, más la tensión para mover horizontalmente la carga y la tensión resultante de levantar la carga. Esta tensión efectiva puede ser expresada también como la tensión que debe producir el motor para que se efectúe la transportación del material.

Esto no es sin embargo la tensión total máxima de la banda. En sistemas de transmisión por fricción como transportadores de fajas, elevadores de cangilones, bandas planas y en V, hay que introducir una tensión adicional en la banda con la finalidad de prevenir el deslizamiento en la polea motriz. Esta tensión adicional es también la tensión de la banda en el lado de retorno, lo designaremos como  $T_2$ .

### **Calculo de la tensión en el lado de retorno ( $T_2$ )**

$$T_2 = K \times T_e$$

Donde:

K es el factor de transmisión para prevenir el deslizamiento.

En la Tabla A - 12 del anexo A: "Factores de Transmisión para Evitar el Deslizamiento", Para ángulo de contacto en la banda:  $180^\circ$  (Transmisión recta), con tensor de tornillo y poleas de cabeza y cola recubiertas con jebe, obtenemos:  $K = 0.8$

$$T_2 = 0.8 \times 1319.19 = 1055.35 \text{ lbs.}$$

$$T_2 = 1055.35 \text{ lbs.}$$

### **Calculo de la tensión del lado de carga ( $T_1$ )**

$$T_1 = T_e + T_2$$

$$T_1 = 1319.19 + 1055.35 = 2374.54 \text{ lbs.}$$

$$T_1 = 2374.54 \text{ lbs}$$

$T_1$  representa la tensión total en la banda en el lado de carga o lado tenso.

### **Calculo de la tensión de operación unitaria ( $T_u$ )**

Por conveniencia, las construcciones de las bandas normalmente son clasificadas de acuerdo con su unidad de tensión máxima de operación, expresada en lbs/pulgada de ancho de la banda.

$$T_u = \frac{T_1}{A} \quad \text{donde :}$$

A : Ancho de la banda en pulgadas.

$$T_u = \frac{2,374.54}{24} = 98.94 \quad T_u$$

= 99 lbs/pulg de ancho de banda

### **Potencia requerida del motor**

El motor que va dar movimiento a la banda transportadora, debe producir la tensión efectiva ( $T_e$ ) para cumplir sus objetivos.

#### **5.1.2.5 Calculo de la potencia en la polea motriz ( $P$ )**

$$P = \frac{T_e \cdot V}{33,000}$$

Donde:

$P$  : Potencia, en HP.

$V$  : Velocidad de la faja en pies/min.

$T_e$ : Tensión efectiva, en lbs.

$$P = \frac{1,319.19 \times 197}{33,000} = 7.875 \text{ HP}$$

#### **Calculo de la potencia del motor ( $P_m$ )**

Para calcular la potencia del motor, debemos considerar que la eficiencia se verá afectada en este caso, fundamentalmente por dos causas:

- a) El motor no trabaja aislado, sino que lo hace acoplado a otros elementos como el reductor de velocidad, piñones, cadena, cojinetes etc. que ocasionan pérdidas por fricción.

Para compensar esta situación, debemos afectar la potencia con un factor de rendimiento por fricción. Euskadi Productos industriales, importante fabricante de transportadores de faja, propone este valor entre 0.85 y 0.90, nosotros lo consideraremos como  $\eta_f = 0.85$ .

- b) El centro minero donde se va instalar el transportador se encuentra ubicado a 4,700 metros sobre el nivel del mar, por consiguiente el motor va trabajar en altura. Este factor también afecta su rendimiento por lo que debemos introducir un factor de rendimiento por altitud, que de acuerdo a catálogos de fabricantes de motores eléctricos se considera como 0.90. Lo denominaremos  $\eta_a = 0.90$ .

Por tanto la potencia adecuada para el motor será:

$$P_m = \frac{P}{\eta_1 \cdot \eta_a} \qquad P_m = \frac{7.875}{0.85 \times 0.90} = 10.30 \text{ HP}$$

Seleccionamos un motor eléctrico de 12 HP.

$$P_m = 12 \text{ HP}$$

### **Determinación del número de capas de la banda**

El número de capas que va tener la faja o banda se determina en función a la tensión máxima que va soportar el lado de la banda. A mayor número de capas, la banda tiene mayor capacidad de



soportar las tensiones, para cada ancho de la misma. Por otra parte la banda seleccionada debe tener una buena capacidad de acanalamiento, es decir de acomodarse bien a la forma de artesa que presentan cada juego de tres polines, según el grado de inclinación de los rodillos laterales. Las bandas con mayor número de capas tienen mayor dificultad para el acanalamiento, por lo que se considera un máximo número de capas para cada ancho de faja.

#### **Máximo numero de capas admisible para el acanalamiento en artesa**

En la tabla A-13 del anexo A : "Máximo Número de Capas Admisible" vemos que para una banda de 650 mm de ancho, que es el ancho más aproximado al que estamos considerando (610 mm), trabajando con polines con inclinación de 20°, para bandas de 28 y 32 onzas, se admite como máximo 6 capas.

#### **Mínimo numero de capas necesarias para soportar la carga**

En la tabla A -14 del anexo A : "Número Mínimo de Capas para Soportar la Carga", tenemos que para una banda de 650 mm de ancho y para un material a transportar con un peso específico de 2,400 Kg/m<sup>3</sup> (2.4 Kg/dm<sup>3</sup>), el mínimo número de capas necesarias en una banda de 28 onzas o de 32 onzas es 5.

### 5.1.2.6 Selección de la banda

Teniendo en consideración que el contratante prefiere, en este caso, emplear una banda con armadura con capas de algodón embebido en jebe, vemos en la, tabla A-15 del anexo A : "Tensiones de trabajo máximas, en Kg/cm por capa", para bandas con unión vulcanizada y tensor de husillo (Tornillo). La banda de 28 onzas tiene 4.8 Kg/cm por capa y la banda de 32 onzas tiene 5.7 Kg/cm por capa.

Si empleamos banda con 5 capas :

Para banda de 28 onzas:

Tensión máxima de la banda =  $5 \times 4.8 = 24.0$  Kg/cm

Para banda de 32 onzas:

Tensión máxima de la banda =  $5 \times 5.7 = 28.5$  Kg/cm

Como la Tensión de Operación Unitaria ( $T_u$ ) calculada para nuestro transportador es:

$T_u = 99$  lbs/pulg de ancho de la banda ó

$T_u = 17.7$  Kg/cm

$T_u 17.7$  Kg/cm < 24 Kg/cm.

Tomamos BANDA DE 24 PULGADAS CON 5 CAPAS Y DE 28 ONZAS. Banda de jebe con capas de algodón.

### **Selección de las cubiertas de la banda:**

Para seleccionar la calidad y espesor de la cubierta superior de la banda, usamos la tabla A-16 del anexo A: "Espesor de la Cubierta Superior" Para material abrasivo, el espesor de la cubierta superior está en un rango entre 3/16" a 1/4" ó su equivalente entre 4.7 a 6.4 mm. Tomaremos como espesor de cubierta: 1/4" (6.4 mm). La banda EUSKADI LONGLIFE cumple bien con este requisito.

El espesor de la cubierta inferior lo consideraremos como 1/8" (3.2 mm) Euskadi Productos Industriales S.A. recomienda que el espesor de la cubierta inferior sea de 1/16" ó mayor, (ver tabla A - 17 "Relación de espesores de cubiertas para bandas").

### **Calculo de las dimensiones de las poleas de cabeza y cola (motriz y conducida)**

#### **Calculo del diámetro de las poleas**

$$\text{Como } \frac{T_u \times 100}{T_{\text{MÁX. TRABAJO}}} = \frac{17.7 \times 100}{24} = 73.75\%$$

Valor que está muy cercano al 75 %, por tanto, tomamos el valor indicado en la tabla A-18 del anexo A: "Diámetros mínimos de las poleas en mm, por capa". Para banda con capas de algodón, de 28 onzas:

Polea motriz: Diámetro recomendable 100 mm por capa.

Entonces, Diámetro Polea motriz:  $100 \times 5 = 500$  mm.

Polea conducida: Diámetro recomendable 75 mm por capa.

Diámetro de polea conducida:  $75 \times 5 = 375$  mm.

Por mayor eficiencia observada en casos prácticos, decidimos que:

$$D_m = D_c = 500 \text{ mm.}$$

Donde:

$D_m$  : Diámetro de la polea motriz.

$D_c$  : Diámetro de la polea conducida.

### **Calculo del ancho de las poleas**

En el catálogo de FAMILIA INTERNACIONAL S.A. "RODILLOS Y POLEAS PARA FAJAS TRANSPORTADORAS HANDLING", vemos que el ancho recomendado para las poleas es igual al ancho de la faja seleccionada más 3 pulgadas de incremento y que están en concordancia con las normas CEMA (CONVEYOR EQUIPMENT MANUFACTURERS ASSOCIATION) USA.

Entonces:  $A = 24" + 3" = 27" = 686$  mm.

Por tanto, las dimensiones generales de ambas poleas son:

DIÁMETRO EXTERIOR : 500 MM.

ANCHO : 686 MM.

Las dimensiones completas de las poleas se muestran en el plano N° 2.

#### **5.1.2.7 Calculo del sistema de transmisión**

Nuestro esquema para el sistema de transmisión se muestra en la figura N° 19. El movimiento se inicia en el motorreductor, que comprende un motor eléctrico de 12 HP y un reductor de velocidad, acoplados internamente formando un solo bloque. La velocidad del motor se reduce considerablemente en el reductor de velocidad. En el eje de salida del motorreductor se instala un piñón de cadena o sprocket motriz, que trabaja en pareja con otro piñón ó sprocket conducido que se monta en el eje de la polea de cabeza o polea motriz del transportador. Ambos sprockets se enlazan mediante la cadena, cuyo paso vamos a determinar más adelante.

En esta etapa, la reducción de velocidad se realiza en función de la relación de número de dientes de los dos piñones. La velocidad de rotación del piñón conducido es la misma que adopta la polea motriz, por estar montados sobre el mismo eje y está directamente relacionada a la velocidad lineal ( $V$ ) de la banda transportadora, la cual es de 60 m/min. (Dato del proyecto).

### **Determinación de la velocidad de rotación de la polea motriz**

**(N<sub>1</sub>)**

Según los datos del proyecto, necesitamos que la velocidad de la faja sea  $V = 60$  m/min. Esta misma velocidad será la velocidad tangencial de la polea motriz, para lo cual deberá girar a la velocidad de rotación  $N_1$  que calcularemos a continuación:

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot N_1}{1000} \quad \text{ó} \quad N_1 = \frac{1000 V}{\pi \cdot D_1}$$

Donde:

$N_1$  : Número de RPM de la polea motriz.

$V$  : Velocidad de la banda, en m/min.

$D_1$  : Diámetro de la polea motriz, en mm.

$$N_1 = \frac{1,000 \times 60}{\pi \times 500} = 38.2 \text{ RPM}$$

$$N_1 = 38.2 \text{ RPM}$$

Como el diámetro de la polea motriz es igual al de la polea conducida, las velocidades de ambas poleas también serán iguales. Por lo tanto:

$$N_2 = 38.2 \text{ RPM}$$

### **Selección del Motorreductor**

Un motorreductor adecuado para el transportador de faja, que trabaja en las condiciones que se presentaren una planta minera, es el motorreductor coaxial con sistema planetario de engranajes, sumergidos en aceite de transmisión.

En las tablas A -19 : "Motorreductores de Velocidad Delcrosa" y A - 20 : "Motórreductores Coaxiales Delcrosa" del anexo A, tomadas del catálogo de la fábrica de motores y reductores de velocidad Delcrosa S.A, como referencia, pues se puede seleccionar en cualquier otra marca conservando las características, seleccionamos el motorreductor de 12 HP compuesto de la siguiente manera:

Motor eléctrico 132 M 4; Reductor de velocidad P 28, con las siguientes características:

|   |                         |   |                                |
|---|-------------------------|---|--------------------------------|
| ◆ | Potencia del motor      | : | 12 HP, Trifásico               |
| ◆ | Tipo de protección      | : | Con jaula de ardilla, aleteado |
| ◆ | Tensión de alimentación | : | 220 V/440 V                    |
| ◆ | Frecuencia              | : | 60 HTZ                         |
| ◆ | Temperatura admisible   | : | 75°C                           |
| ◆ | Velocidad de entrada    | : | 1745 RPM                       |
| ◆ | Velocidad de salida     | : | 46 RPM                         |
| ◆ | Peso                    | : | 222 Kg                         |

- ◆ Diámetro del eje : 50 mm
- ◆ Dimensiones generales : 430 x 918.5 x 430 mm  
(Ancho, largo, altura)
- ◆ Sistema de refrigeración : Con ventilador de aluminio.

### 5.1.2.8 Calculo del sistema de piñones y cadena

Como la velocidad de salida del motorreductor es 46 RPM y la de la polea motriz o polea de cabeza es 38.2 RPM, entonces la relación de transmisión (i) será:

$$i = \frac{46}{38.2} = 1.204$$

El sprocket motriz se montará en el eje de salida del motorreductor. En la tabla A-21 del anexo A : "Dimensiones de Engranajes para Cadena ASA 120", seleccionamos un sprocket motriz de 20 dientes. Esta selección se hace considerando que tenga un número bajo de dientes, pero teniendo presente el diámetro del eje de salida del reductor, por lo que el cubo o núcleo del piñón deberá tener el diámetro necesario que permita alojar el eje y maquinar el canal de chaveta, quedando un espesor de pared suficiente para colocar el perno de sujeción en un agujero roscado en este núcleo.

⇒  $Z_1 = 20$  dientes

$Z_1$  : Número de dientes del piñón motriz

$$\text{Como } i = \frac{46}{38.2} \Rightarrow Z_2 = \frac{46 \times 20}{38.2} = 24.08$$



Adoptamos  $Z_2 = 24$  dientes

$Z_2$ : Número de dientes del piñón conducido.

Con lo cual tendremos el piñón motriz con 20 dientes y el piñón conducido con 24 dientes. Con estos piñones seleccionados volvemos a calcular la velocidad exacta de la faja.

La velocidad de rotación corregida de la polea motriz es:

$$N_1 = \frac{46 \times 20}{24} = 38.33 \text{ RPM}$$

Comparando este valor con el  $N_1$  inicialmente calculado (38.2 RPM) vemos que la diferencia no es significativa.

La velocidad ( $V$ ) de la faja será:

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot N_1}{1,000} = \frac{\pi \times 500 \times 38.33}{1,000} = 60.20 \text{ m/min}$$

Comparando  $V = 60.2$  m/min con la velocidad propuesta como dato:

$V = 60$  m/min, vemos que no existe variación considerable que afecte significativa a los demás parámetros.

El paso de los piñones y la cadena está en función de la potencia a transmitir y del número de RPM del piñón motriz. Para calcular el paso de los piñones previamente debemos determinar la potencia de diseño y la potencia equivalente.

### **Calculo de la potencia de diseño ( $P_d$ )**

De la tabla A-22 del anexo A: "Factores de Servicio para Transmisiones por Cadena de Rodillos", tomada del libro "Diseño de Elementos de Máquinas" de Juan J. Hori, determinamos el factor de servicio para transmisiones por cadena de rodillos: Para maquinarias movidas por motores eléctricos (Clase B), específicamente para transportadores alimentados o cargados uniformemente, el factor de servicio correspondiente es 1.0

Donde:

$P_d = P_m \times \text{Factor de servicio.}$

$P_d$  : Potencia de diseño.

$P_m$  : Potencia del motor.

$$P_d = 12 \times 1.0 = 12 \text{ HP}$$

$$P_d = 12 \text{ HP}$$

### **Calculo de la potencia nominal equivalente ( $P_e$ )**

En la tabla A-23 del anexo A : Tactor Modificadorio de la Potencia a Transmitir", tomada del "Diseño de Elementos de Máquinas" de Juan J. Hori, determinamos el Factor Modificadorio . Para piñón motriz con 20 dientes, el factor correspondiente es 0.95.

$$P_e = 0.95 \times P_d = 0.95 \times 12 = 11.4 \text{ HP} \quad P_e = 11.4 \text{ HP}$$

### **Selección de la cadena:**

En el gráfico A-23 (a) del anexo A : "Gráfico para Selección de Cadenas ASA", tomado del "Diseño de Elementos de Máquinas" de Juan J. Hori, para  $P_e = 11.4 \text{ HP}$  y velocidad de rotación del piñón motriz = 46 RPM, tenemos dos opciones:

- a) Cadena ASA 140 - 1          Cadena simple - Paso 1.75 pulg.
- b) Cadena ASA 120-2      Cadenas doble - Paso 1,50 pulg.

Teniendo en cuenta el juego de piñones seleccionados y que en este caso, la cadena de paso 1.5" tiene una marcha más suave y uniforme que la de paso 1.75", seleccionamos la CADENA ASA 120 -2.

### **Calculo de la velocidad tangencial de la cadena ( $V_t$ )**

$$V_t = \frac{\pi \cdot D_{p1} \cdot N_1}{12}$$

Donde:

$V_t$  : Velocidad tangencial de la cadena, en pies/min.

$D_{p1}$  : Diámetro de paso del piñón motriz, en pulgadas.

$N_1$  : Número de RPM del piñón motriz.

$$D_{p1} = \frac{P}{\text{Sen} \frac{180^\circ}{Z_1}}$$

Donde:

P: Paso de la cadena, en pulgadas. (P = 1.5"). Zi : Número de dientes del piñón motriz.

$$D_{p1} = \frac{1.5}{\text{Sen} \frac{180^\circ}{20}} = 9.59 \text{ pulgadas} \quad D_{P1} = 9.59 \text{ pulg.}$$

$$V_t = \frac{\pi \times 9.59 \times 46}{12} = 115.5 \text{ pies/min}$$

$$V_t = 115.5 \text{ pies/min.}$$

En la tabla A-24 "Especificaciones para las Cadenas de Rodillos ASA". Tomada del "Diseño de Elementos de Máquinas" de Juan J. Hori, observamos que para cadena ASA 120, la velocidad máxima permisible, funcionando con sistema de lubricación manual es de 130 pies/min. Por tanto, como la velocidad tangencial de la cadena es menor que la velocidad máxima permisible, la cadena ASA 120 seleccionada cumple con los requerimientos.

### **Calculo de la longitud de cadena (Lp)**

La longitud de cadena se puede calcular empleando la siguiente expresión:

$$L_p = 2 C_p + 0.53 (Z_1 + Z_2)$$

Donde:

$L_p$ : Longitud de la cadena, en número de pasos.

$C_p$ : Distancia entre centros de piñones, en número de pasos.

$Z_1$ : Número de dientes del piñón motriz.

$Z_2$ : Número de dientes del piñón conducido.

Se recomienda asumir  $C_p$  de 30 a 50 pasos. (Diseño de Elementos de Máquinas, Hori - pag. 90).

Considerando que los piñones motriz y conducido tienen relativamente bajo número de dientes, asumiremos:  $C_p = 30$  pasos.

$$L_p = 2 (30) + 0.53 (20 + 24) = 83.32 \text{ pasos}$$

Tomamos:  $L_p = 84$  pasos (Número par más cercano).

Ó  $L_p = 84 \times 1.5" = 126$  pulgadas = 3.200.4 mm.

$$L_p = 84 \text{ pasos } (3,200.4 \text{ mm}).$$

Volvemos a calcular la distancia entre centros  $C_p$  exacta para  $L_p = 84$  pasos, con la siguiente expresión:

Volvemos a calcular la distancia entre centros  $C_p$  exacta para  $L_p = 84$  pasos, con la siguiente expresión:

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

$$84 = 2C_p + \frac{20 + 24}{2} + \frac{20 - 24}{4\pi^2 C_p}$$

Resolviendo esta ecuación de segundo grado, obtenemos:  $C_p = 30.994$  pasos Entonces:  $C = 30.994 \text{ pasos} \times 1.5 \text{ pulg/paso} = 46.49$  pulgadas. La distancia entre centros será:

$$C = 46.49" = 1,180.85 \text{ mm.}$$

**CONCLUSIÓN:** Usaremos piñones dobles de 20 y 24 dientes con cadena doble ASA 120, paso: 1.5 pulg. Longitud de cadena: 84 pasos. Distancia entre centros de piñones: 1 180.85 mm.

Tabla 29. Resumen de los elementos que conforman el sistema de transmisión del transportador de faja

| ELEMENTO                        | CARACTERÍSTICAS  |
|---------------------------------|--|
| MOTO -<br>RREDUCTOR             | Tipo coaxial, sistema planetario, con engranajes sumergidos en aceite de transmisión. Potencia: 12 HP, trifásico. Tensión: 220V/440V. Frecuencia: 60 HTZ. Veloc. entrada: 1745 RPM. Veloc. salida: 46 RPM. Diámetro de eje: 50 mm. |
| PIÑÓN<br>MOTRIZ                 | Tipo: Piñón doble. N°. de dientes: 20. Paso: 1.5 pulg. Diámetro de paso: 9.59 pulg. Veloc. de rotación: 46 RPM.  |
| PIÑÓN<br>CONDUcido              | Tipo: Piñón doble. N°. de dientes: 24. Paso: 1.5 pulg. Diámetro de paso: 11.49 pulg. Veloc. de rotación: 38.33 RPM   |
| DISTANCIA                       | Distancia entre centros de piñones:<br>46.49 pulg. = 1180.85 mm.   |
| CADENA                          | Tipo: Cadena de rodillos ASA 120 - doble. Paso:1.5 pulg. Longitud: 84 pasos = 126 pulg. = 3200.4 mm.<br>Velocidad tangencial: 115.5 pies/min. = 35.2 m/min.  |
| POLEA<br>MOTRIZ O DE<br>CABEZA  | Diámetro exterior: 500mm. Ancho: 686mm. con recubrimiento de jebe tipo "Herringbone" de 12 mm espesor. Velocidad de rotación: 38.33 RPM.   |
| POLEA<br>CONDUcida O<br>DE COLA | Diámetro exterior: 500mm. Ancho: 686mm. Con recubrimiento de jebe tipo "Herringbone" de 12 mm espesor. Velocidad de rotación: 38.33 RPM.   |
| BANDA O FAJA<br>TRANSPORTA      | Banda de 24" de ancho. Armadura con capas de algodón embebidos en jebe. N°. de capas: 5. Capacidad: 283.80<br>Capacidad: 283.80 TM/hora. Recubrimiento sup. De jebe  |

|      |   |
|------|---|
| DORA | de 1/4" espesor (6.4 mm). Recubrimiento inf. .De jebe de 1/8" espesor (3.2 mm). Velocidad: 60.2 m/min.<br>Longitud: 57.6 m. |
|------|---|

### 5.1.2.9 Diseño de los ejes de las poleas motriz y conducida

Tomando en consideración nuestros estándares de trabajo y de reconocidos fabricantes, construimos el siguiente diagrama que representa la ubicación de los diferentes elementos que van montados en el eje o árbol de la polea de cabeza. El diámetro de los ejes será calculado a continuación según, normas internacionales de diseño.

#### Calculo del peso de la polea motriz

- 01 plancha de 3/8" x 686 x 1508 mm..... 83 Kg.
- 03 discos ( $\phi$ ) 460 x 3/8"..... 39 Kg.
- 02 bocamazas ( $\phi$ ) 6" x 100 mm..... 28 Kg.
- 01 recubrimiento de jebe..... 18 Kg.

PESO TOTAL DE POLEA: 168 Kg = 370 LIBRAS

#### Peso del piñón conducido de 24 dientes

En el catálogo de la **REX CHAINBELT INC.** Para piñón de cadena ASA 120 (paso 1.5 pulgadas, doble, con 24 dientes: estimamos el peso en 48 libras.



### 5.1.2.10 Calculo del momento de torsión ( $M_t$ )

El momento de torsión entre la polea y el piñón conducido es:

$$M_t = \frac{63,000 \times P}{N}$$

Donde:

$M_t$ : Momento de torsión, en lbs/pulg.

P : Potencia a transmitir, en HP.

N : Número de RPM del eje.

$$M_t = \frac{63,000 \times 12}{38.33} = 19,723 \text{ lbs. pulg}$$

$$M_t = 19,723 \text{ lbs. pulg.}$$

### Calculo de la tensión que actúa sobre el piñón conducido

Sobre el piñón conducido actúan:

$T_a$ : tensión en el lado tenso.

$T_b$ : tensión en el lado flojo.

La tensión en el lado flojo de la cadena generalmente se considera despreciable por ser de magnitud muy pequeña. La cadena en este lado flojo cuelga considerablemente. Por esta razón, sobre el piñón conducido se considerará solamente la tensión en el lado tenso ( $T_a$ ).

$$M_t = T_a \times \frac{D_p}{2}$$

Donde:

$M_t$ : Momento de torsión, en lbs.pulg.

$T_a$ : Tensión en el lado tenso, en lbs.

$D_p$ : Diámetro de paso del piñón conducido. (11.49 pulg).

$$T_a = \frac{2M_t}{D_p} = \frac{2 \times 19,723}{11,49} = 3,433 \text{ lbs}$$

$T_a$ : está en un plano vertical.

### **Tensión total que actúa sobre la polea motriz ( $T_t$ )**

$$T_t = T_1 + T_2$$

Donde:

$T_1$  : Tensión en el lado de carga de la banda.  $T_1 = 2,374.54$  lbs.

$T_2$  : Tensión en el lado de retorno de la banda.  $T_2 = 1,055.35$  lbs.

$$T_t = 2,374.54 + 1055.35 = 3,429.89 \text{ lbs.}$$

Tomamos:  $T_t = 3,430$  Lbs

$T_1$  y  $T_2$  están contenidos en un plano horizontal, perpendicular a  $T_a$ .

### **Calculo de las reacciones y momentos. Flectores en el plano vertical**

Refiriéndonos al diagrama de montaje de la polea de cabeza, eje, cojinetes y piñón de cadena, y empleando las ecuaciones del equilibrio estático, determinamos las reacciones en las secciones

donde trabajan los cojinetes y mediante el método de cortes sucesivos en el eje considerado como una viga (para efectos de flexión), calculamos los momentos flectores en cada sección y trazamos el respectivo diagrama de momentos flectores.

**REACCIONES EN EL PLANO VERTICAL:**

$$R_{by} + R_{ey} + 3,433 = 48 + 185 + 185$$

$$R_{by} + R_{ey} = - 3,015 \text{ lbs.}$$

**CALCULO DE MOMENTOS FLECTORES:**

$$\Sigma M_B = 0$$

$$R_{ey} (34.1) - 185 (27.8) - 185 (6.3) - 3,385 (6.7) = 0$$

$$R_{ey} = 850 \text{ lbs} \quad R_{by} = - 3,865 \text{ lbs.}$$

Para:  $0 < x < 6.7''$

$$M = 3,385x$$

$$X = 0 \quad , \quad M = 0$$

$$X = 6.7'' \quad M = 22,679.5 \text{ lbs.pulg.}$$

Para:  $6.7'' < x < 13''$

$$M = 3,385 x - 3,865 (x - 6.7)$$

$$M = 25,895.5 - 480 x$$

$$X = 6.7'' \quad , \quad M = 22,679.5 \text{ lbs.pulg.}$$

$$X = 13'' \quad , \quad M = 19,655.5 \text{ lbs.pulg.}$$

Para:  $0 < x < 6.3''$

$$M = 850 x$$

$$M = 0 \quad , \quad M = 0$$

$$X = 6.3'' \quad , \quad M = 5,355 \text{ lbs.pulg.}$$

Para:  $6.3'' < x < 27.8''$

$$M = 850 x - 185 (x - 6.3)$$

$$M = 665 x + 1,165.5$$

$$X = 6.3'' \quad , \quad M = 5,355 \text{ lbs.pulg.}$$

$$X = 27.8'' \quad , \quad M = 19,655.5 \text{ lbs.pulg.}$$

### 5.1.2.11 Calculo de reacciones y momentos flectores en el plano horizontal

#### CALCULO DE REACCIONES HORIZONTALES:

Las tensiones y reacciones horizontales, en este caso, "salen del papel".

$$R_{bx} + R_{ex} = 1,715 + 1,715 = 3,430$$

$$\Sigma M_B = 0$$

$$R_{ex} (34.10) - 1,715 (27.8) - 1,715(6.3) = 0$$

$$R_{ex} = 1,715 \text{ lbs} \quad R_{bx} = 1,715 \text{ lbs}$$

#### CALCULO DE MOMENTOS FLECTORES

$$\text{Para: } 0 < x < 6.7'' \quad M = 0$$

$$\text{Para: } 6.7'' < x < 13''$$

$$M = 1,715 (x - 6.7)$$

$$X = 6.7'' \quad , \quad M = 0$$

$$X = 13'' \quad , \quad M = 10,804.5$$

$$M = 10,804.5 \text{ lbs.pulg.}$$

Para:  $0 < x < 6.3''$

$$M = 1,715 x$$

$$X = 0 , M = 0$$

$$X = 6.3'' , M = 10,804.5 \text{ lbs.pulg.}$$

Para:  $6.3'' < x < 27.8''$

$$M = 1,715 x - 1,715 (x - 6.3)$$

$$M = 10,804.5 \text{ lbs.pulg}$$

### **CALCULO DE MOMENTOS FLECTORES TOTALES**

$$\text{En A : } M = 0$$

$$\text{En B : } M = 22,680 \text{ lbs.pulg}$$

$$\text{En C : } M = \sqrt{19,655.5^2 + 10,804.5^2} = 22,429 \text{ lbs.pulg}$$

$$\text{En D : } M = \sqrt{5355^2 + 10,804.5^2} = 12,059 \text{ lbs.pulg}$$

$$\text{En E : } M = 0$$

$$\text{En O : } M = \sqrt{12,504^2 + 10,804.5^2} = 16,525 \text{ lbs.pulg}$$

#### **5.1.2.12 Calculo del diámetro de los ejes**

El diámetro de los ejes lo calcularemos empleando la ecuación del código ASME para ejes macizos sometidos a esfuerzos de torsión y flexión, que podemos verlo en la obra "Diseño de Máquinas" de Hall - Hallowenco:

$$D^3 = \frac{16}{\pi S_S} \sqrt{K_f M_f^2 + K_t M_t^2}$$

Donde:

$D$  : Diámetro de la sección, en pulgadas.

$K_f$  : Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector.

$K_t$  : Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento torsor.

$M_f$  : Momento flector, en lbs.pulg.

$M_r$  : Momento torsor, en lbs.pulg.

$S_s$  : Esfuerzo permisible para ejes de acero, en libras/pulg<sup>2</sup>.

El código ASME especifica:  $S_s = 0.3 S_Y$  para ejes sin canal de chaveta. Donde:  $S_Y$  : Límite de fluencia del material, en lbs/pulg<sup>2</sup>.

En el caso de que la sección del eje lleve canal de chaveta, ASME recomienda tomar como esfuerzo permisible, sólo el 75 % del valor anterior.

En este caso, el momento flector máximo se da en la sección B, lugar donde trabaja uno de los cojinetes. Como los dos cojinetes deben tener las mismas dimensiones y el diámetro en las secciones B y E no puede ser mayor que en C y D (secciones en que se apoya la polea), entonces es conveniente que el eje tenga un mismo diámetro estandarizado en toda su longitud. Por esta

razón es práctica general diseñar los ejes de las poleas de cabeza y cola con un mismo y único diámetro estandarizado.

Este diámetro del eje lo determinaremos tomando en consideración el momento flector total calculado y el momento de torsión que también ya ha sido determinado.

**MATERIAL.-** Para la fabricación del eje o árbol emplearemos como material: **ACERO AISI 4142**, que en la distribuidora **ACEROS BOEHLER S.A.** lo encontramos con el código **BOEHLER VCL - 140**. (Ver anexo A, Referencia A -25 "Características del Acero Boehler VCL -140"). Este material es un acero aleado con cromo y molibdeno, que presenta alta resistencia a los esfuerzos de tracción y de torsión, como también a los cambios de flexión. Se suministra en estado bonificado, lo cual permite su empleo en la mayoría de los casos sin necesidad de un tratamiento térmico adicional. Los elementos aleantes de este acero se presentan en las siguientes cantidades porcentuales:

Carbono 0.42 %; cromo 1.0 %; molibdeno 0.2 %.

Su límite de fluencia mínimo para diámetros entre 40 y 100 mm es:

$$S_Y = 70 \text{ Kg/mm}^2 = 99.3 \text{ KPSI.}$$

**VALORES DE LOS FACTORES  $K_f$  y  $K_t$  RECOMENDADOS POR ASME:**

| Para ejes en rotación               | $K_f$     | $K_t$     |
|-------------------------------------|-----------|-----------|
| Carga aplicada gradualmente         | 1.5       | 1.0       |
| Carga repentina con choque moderado | 1.5 a 2.0 | 1.0 a 1.5 |
| Carga repentina con choque          | 2.0 a 3.0 | 1.5 a 3.0 |

Consideremos:  $K_f = 2.0$  y  $K_t = 1.5$

$$S_s = 0.3 \quad S_y = 0.3 \times 99300 = 29,800 = \text{lbs/pulg}^2$$

Como el eje debe tener canales de chaveta para fijar la polea y el piñon, consideraremos:  $S_s = 0.75 \times 29,800 = 22,350 \text{ lbs/pulg}^2$

$$D_B^3 = \frac{16}{\pi \times 22350} \sqrt{2 \times 22,680^2 + 1.5 \times 19,723^2} = 12.34$$

$$D_B = 2.31 \text{ pulgadas}$$

Tomaremos un diámetro estandarizado  $D = 2.50 \text{ pulg.}$

Las dimensiones de los ejes son las siguientes:

**EJE DE LA POLEA MOTRIZ:**

- Diámetro : 2.5 pulgadas
- Largo : 1150 mm

**EJE DE LA POLEA CONDUCTIDA:**

- Diámetro : 2.5 pulgadas
- Largo : 1005 mm



Las dimensiones de los canales de chaveta se especifican en el plano del anexo B:

## **5.2 Diseño de la estructura principal o cuerpo del transportador**

La estructura principal del transportador estará constituida por dos vigas de acero con perfil tipo "C", enlazados mediante barras estructurales en disposición diagonal. Este tipo de material es lo que generalmente se usa para construir la estructura del transportador, aun cuando puede emplearse también otros materiales. Sobre las vigas, ubicadas en posiciones equidistantes, se montan los bastidores que contienen a los polines del lado de carga, los que a su vez soportan a la banda que se desliza cargada de material.

La estructura está sometida a esfuerzos de flexión y de corte debido al peso del material transportado y al peso de todos los elementos que se apoyan directa o indirectamente sobre la estructura, como son los polines de carga y retorno, la banda misma, las poleas, ejes, cojinetes, motorreductor etc. Debemos calcular estos esfuerzos generados por la flexión y el corte y verificar si la viga seleccionada resiste adecuadamente estos esfuerzos.

### **5.2.1 Determinación del número de bastidores con polines triples del lado de carga y de polines de retorno**

La distancia entre los polines está generalmente entre 1200 mm y 1250mm. En este criterio coinciden la mayoría de los fabricantes. En la tabla A -26 del anexo A. "Distancia Promedio Entre Polines",

tomada del catálogo de Transportadores HANDLING de FAMIA S.A. Para un ancho. de faja de 24", peso de material transportado: 1.60 TM/M3, vemos:

- Distancia entre rodillos del lado de carga:  $d_1 = 1200 \text{ mm}$ .
- Distancia entre rodillos del lado de retorno:  $d_2 = 3000 \text{ mm}$ .

Como la estructura tiene 28 metros de longitud entre centros de poleas de cabeza y cola, se requieren:

$$\text{N}^\circ \text{ de juegos de rodillos del lado de carga} = \frac{28}{1.2} - 1 = 22.3$$

Tomaremos 23 bastidores con rodillos triples.

$$\text{N}^\circ \text{ de polines de retorno} = \frac{28}{3} - 1 = 8.3 \text{ Tomaremos 09 rodillos de retorno.}$$

La distancia reajustada entre los rodillos de carga es:

- $L_1 = \frac{28}{23+1} = 1.17 \text{ m}$

La distancia reajustada entre los rodillos de retorno es: 28

- $L_2 = \frac{28}{9+1} = 2.80 \text{ m}$

## **5.2.2 Calculo de las cargas que actúan sobre la estructura**

### **PESO DE CADA BASTIDOR CON TRES POLINES:**

En el Manual de Ingeniería para Transportadores, de la REX CHAINBELT INC. PAG. 318: "Polines de Carga Triple", para bastidores con tres rodillos de 4" <j> con inclinación de 20°, tenemos:

Peso de cada bastidor con tres rodillos: 43 lbs = 19.5 Kg.

Peso de 23 .bastidores: 989 lbs = 450 Kg.

### **PESO DE 09 POLINES DE RETORNO:**

En el mismo Manual, anteriormente citado, en la sección "Polines de Retorno" vemos que cada rodillo de retorno con sus respectivos soportes pesa 27 lbs = 12.3 Kg.

Peso de 09 polines + soportes = 243 lbs = 110 Kg.

### **PESO DE LAS POLEAS DE CABEZA Y DE COLA:**

Hemos determinado en las secciones anteriores que cada una de las poleas pesa 370 libras = 168 Kg.

### **PESO DE LOS PIÑONES MOTRIZ Y CONDUCIDO:**

Determinado en el catálogo de la Rex Chainbelt INC.

Piñón motriz: 20.5 Kg.

Piñón conducido: 22 Kg.

**PESO DEL EJE DE LA POLEA DE CABEZA:**

Dimensiones: 2.5" X 1150 mm. Peso: 28.6 Kg.

**PESO DEL EJE DE LA POLEA DE COLA:**

Dimensiones:  $\phi$  2.5" X 1005 mm. Peso: 25 Kg.

**PESO DE LOS COJINETES:**

En la tabla A-27 del anexo A: "Características de los Cojinetes Serie 2000", tomada del Manual de Ingeniería de la Rex Chainbelt INC: peso de un cojinete de pedestal, de 2.5" Diámetro, para trabajo normal, con caja de hierro fundido:

15 libras s 7 Kg. aprox. Cada uno.

**PESO DEL MOTORREDUCTOR DE 12 HP**

En la tabla A -19 del anexo A, peso del motor-reductor: 222 Kg.

Peso del motorreductor incluyendo la base - soporte. Incremento aprox. 10 %. Peso total: 244 Kg.

**PESO DE LA CADENA DE PIÑONES:**

Cadena ASA 120 - doble. Paso: 1.5 pulg. Longitud: 84 pasos = 84 X 1.5" = 126 pulg. = 10.5 pies.

Del Manual de Ingeniería de la Rex Chainbelt INC: peso de cadena doble = 83 Kg.

### **PESO DEL MATERIAL TRANSPORTADO:**

En el transportador:  $Q = 42.30 \text{ lb / pie} = 63 \text{ Kg / m}$ .

Donde:

$Q$  = Peso de la carga transportada, en lbs/pie o Kg/m. (peso de material transportado por unidad de longitud de la banda transportadora).

El peso del material transportado, en cualquier instante es:

$$W_m = 63 \text{ Kg/m} \times 28 \text{ m} = 1764 \text{ Kg.}$$

### **PESO DE LA BANDA TRANSPORTADORA:**

En primer lugar debemos calcular la longitud total de la banda, para ello contamos con los siguientes datos: Distancia entre centros de poleas,  $L_c = 28$  metros. Ángulo de contacto en las poleas:  $180^\circ$ .

Diámetro exterior de las poleas  $D = 20 \text{ Pulg.} = 508 \text{ mm}$ .

La longitud total de la banda es:  $L_b = 2 L_c + \pi D$

$$L_b = 2 \times 28 \text{ m} + \pi (0.508 \text{ m}) = 57.60 \text{ m.}$$

Luego calculamos el peso total de la banda:

La banda tiene las siguientes características: Ancho = 24 pulg.

Armadura con 5 capas de algodón embebidos en jebe.

Espesor de la capa superior = 6.4 mm.

Espesor de la capa inferior = 3.2mm.

Empleando las tablas A-28 "Coeficientes para determinar el peso de la armadura de la banda en lbs/pulg de ancho y por pie de longitud" y A -29 del anexo A : "Coeficientes para Determinar El Peso de las Cubiertas de la Banda Transportadora", en lbs/pulg. de ancho y por pie de longitud" tomada del Manual de ingeniería de EUSKADI PRODUCTOS INDUSTRIALES :

Peso de la banda de 24" seleccionada, en lbs/pie de longitud :

Peso =  $(0.16 + 0.12 + 0.06) \times 24" = 8.16$  lbs/pie.

Peso = 12.17 Kg/m.

Peso de la banda = 12.17 Kg/m x 57.60 m = 701 Kg.

### **5.2.3 Distribución de cargas sobre la estructura del transportador**

#### **I. EN EL PUNTO A. ( ZONA DE LA POLEA CONDUCCIDA ):**

|  |                |
|--|----------------|
| ✓ Peso de la polea conducida           | 168 Kg.        |
| ✓ Peso del eje de la polea conducida   | 25             |
| ✓ Peso de dos cojinetes de 2.5" $\phi$ | 14             |
| <b>TOTAL:</b>                          | <b>207 Kg.</b> |

#### **II. EN EL PUNTO D (CENTRO DE LA POLEA MOTRIZ ):**

|   |         |
|---|---------|
| ✓ Peso de la polea motriz                 | 168 Kg. |
| ✓ Peso del eje de la polea motriz         | 28.5    |
| ✓ Peso de dos cojinetes de 2.5" $\phi$    | 14      |
| ✓ Peso, del motorreductor de 12 HP + base | 244     |

|   |                |
|---|----------------|
| ✓ Peso del piñón motriz                       | 20.5           |
| ✓ Peso del piñón conducido                    | 22             |
| ✓ Peso de la cadena ASA 120 doble x 10.5 pies | 83             |
| <b>TOTAL:</b>                                 | <b>580 Kg.</b> |

### **III. REPARTIDAS UNIFORMEMENTE EN TODA LA LONGITUD (28 M) DE LA ESTRUCTURA DEL TRANSPORTADOR:**

Aun cuando el peso de los polines y de la banda del lado de carga, más el peso del material transportado, se aplican como cargas puntuales cada 1.17 metros, siendo la distancia entre carga y carga relativamente pequeña comparada con la longitud total del transportador, además de tener todas estas cargas un valor constante, sin introducir un error considerable, podemos asumir que las cargas enunciadas en el acápite III, están distribuidas uniformemente a lo largo del transportador.

En igual forma el peso de los 9 polines de retorno distribuidos cada 3 metros, más el peso de la banda vacía en el lado de retorno, podemos agregar como carga uniformemente distribuida a lo largo de la estructura.

Totalizando las cargas uniformemente distribuidas:

|  |          |
|--|----------|
| ✓ Peso del material transportado             | 1764 Kg. |
| ✓ Peso total de la banda                     | 701      |
| ✓ Peso de 23 bastidores con polines de carga | 450      |



|                                 |                 |
|---------------------------------|-----------------|
| ✓ Peso de 09 polines de retorno | 110             |
| <b>TOTAL:</b>                   | <b>3025 Kg.</b> |

**CARGA UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA SOBRE LA ESTRUCTURA DE 28 MTS DE LARGO INCLINADA 14°**

$$\text{Carga distribuida} = \frac{3025 \text{ kg}}{28 \text{ m}} = 108.04 \text{ Kg/m}$$

Las cargas que van producir esfuerzos de flexión en la viga, son aquellas que actúan en forma perpendicular a la viga, por tanto, determinamos las componentes normales de dichas fuerzas y reacciones respecto a la viga, considerando que ésta tiene una inclinación de 14° respecto a la horizontal y que todas las fuerzas aplicadas son pesos, tanto las cargas puntuales como las uniformemente distribuidas, por esta razón actúan en dirección vertical. Este resultado se muestra en los diagramas de cargas totales sobre la viga inclinada y de cargas normales sobre la viga.

La estructura principal del transportador está conformada por dos vigas paralelas, orientadas en la misma dirección y con el mismo ángulo de inclinación (14°), que soportan en partes iguales todas las cargas aplicadas, tanto las puntuales en los extremos como la carga uniformemente distribuida a lo largo de las vigas. Por esta

razón, cada viga soportará la mitad de las cargas puntuales y de la uniformemente distribuida.

Las cargas que ocasionan esfuerzos de flexión son las componentes normales a las vigas, por lo que las componentes normales de estas fuerzas debemos repartirlas en igual proporción entre las 2 vigas.

Cada una de las dos vigas soporta las siguientes cargas normales:

- ✓ En la sección A : 100.5 Kg.
- ✓ En la sección D : 281.5 Kg.
- ✓ Distribuida en toda su longitud : 52.4 Kg/m.

#### **5.2.4 Calculo de las reacciones**

En la viga tenemos un sistema estáticamente indeterminado, para resolverlo emplearemos análisis ya presentados en textos de reconocido prestigio, en este caso utilizaremos las fórmulas descritas para vigas estáticamente indeterminadas, en la obra Resistencia de Materiales Aplicada, tercera edición, de la Editorial Prentice Hall Hispanoamericana, autor: Robert L. Mott. Ver Anexo A, tabla A-30 "Especificaciones Para el Cálculo de Vigas Estáticamente Indeterminadas".

Sin considerar las cargas puntuales aplicadas:

$$R_A = R_D = 0.4wL$$

Donde:

$R_A$  y  $R_D$  son las reacciones en las secciones A y D respectivamente, en Kg.

w : Carga uniformemente distribuida, en Kg/m.

L : Distancia entre las reacciones, en m.

$$R_A = R_D = 0.4 \times 52.4 \text{ Kg/m} \times 9.33 \text{ m} = 195.56 \text{ Kg.}$$

Considerando las cargas puntuales aplicadas en A y D :

$$R_A = 195.56 + 100.5 = 296 \text{ Kg.}$$

$$R_D = 195.56 + 281.5 = 477 \text{ Kg.}$$

$$R_B = R_C = 1.1 \text{ Owl}$$

$$R_B = R_C = 1.10 \times 52.4 \text{ Kg/m} \times 9.33 \text{ m} = 537.78 \text{ Kg} \text{ s } 538 \text{ Kg.}$$

En consecuencia, las reacciones son:

$$R_A = 296 \text{ Kg}$$

$$R_B = 538 \text{ Kg}$$

$$R_C = 538 \text{ Kg}$$

$$R_D = 477 \text{ Kg}$$

### **CALCULO DE LAS FUERZAS CORTANTES**

$$0 < X < 9.33 \text{ m}$$

$$98 - 100.5 = 195.5 \text{ Kg.}$$

$$T = 195.5 - 52.4 X$$

$$X = 0 \quad ; \quad T = 195.5 \text{ Kg}$$

$$X = 9.33 : \quad T = - 293.4 \text{ Kg.}$$

$$9.33 < X < 18.66$$

$$T = 195.5 + 538 - 52.4 X$$

$$X = 9.33 \text{ ; } T = 244.6 \text{ Kg,}$$

$$X = 18.66 \text{ ; } T = - 244.3 \text{ Kg.}$$

$$18.66 < X < 28$$

$$T = 195.5 + 538 - 52.4 X$$

$$X = 18.66 \text{ ; } T = - 293.7 \text{ Kg.}$$

$$X = 28 \text{ ; } T = - 195.7 \text{ Kg.}$$

### **CALCULO DEL MOMENTO FLECTOR MAXIMO**

Los momentos flectores en las diferentes secciones de la viga, se calcularán empleando las fórmulas consignadas en la obra Resistencia de Materiales Aplicada, de Robert L. Mott. Ver anexo A, Tabla A-30.

$$M_E = M_F = 0.08 w L^2$$

$$M_E = M_F = 0.08 \times 52.4 \text{ Kg/m} \times (9.33 \text{ m})^2 = 364.91 \text{ Kg.m.}$$

$$M_B = M_C = - 0.10 w L^2 = M_{\text{máx.}}$$

$$M_B = M_C = - 0.10 \times 52.4 \text{ Kg/m} \times (9.33 \text{ m})^2 = - 456.14 \text{ Kg.m.}$$

$$M_G = 0.025 w L^2$$

$$M_G = 0.025 \times 52.4 \text{ Kg/m} \times (9.33 \text{ m})^2 = 114.03 \text{ Kg.m.}$$

Vemos que el momento flector máximo ocurre en las secciones B y C de cada viga y tiene el siguiente valor:

$$M_{\text{máx.}} = - 456.14 \text{ Kg.m}$$

Los resultados de las secciones 6.14.5 y 6.14.6 los vemos graficados en los diagramas de fuerzas cortantes y de momentos flectores, respectivamente.

### **5.2.5 Determinación del perfil de las vigas y de sus dimensiones**

Para formar la estructura principal del transportador de faja, se emplean muy frecuentemente, perfiles tipo "C, de acero estructural ASTM A 36, debido a su buena resistencia a los esfuerzos y a su geometría que permite el montaje adecuado de los elementos sostenidos por las vigas. Considerando este material, calcularemos las dimensiones del perfil en función a las tensiones generadas que deban resistir adecuadamente.

#### **CALCULO DEL ESFUERZO DE DISEÑO ( $\sigma_d$ )**

De la tabla A-31 del anexo A : "Indicaciones Para Determinar el Esfuerzo de Diseño - Esfuerzos Flexionantes", tomada de Resistencia de Materiales Aplicada, pág. 288, de Robert L. Mott: para carga repetida sobre material dúctil.

$$\sigma_d = \frac{S_U}{8}$$

Donde:  $S_U$  = Resistencia última del material.

Del Anexo A, tabla A-32 : "Propiedades de Aceros Estructurales", para perfiles de acero A 36 :

$$S_u = 58000 \text{ lbs/pulg}^2.$$

$$\sigma_d = \frac{58000}{8} = 7250 \text{ lbs/pulg}^2$$

## DETERMINACIÓN DE LAS DIMENSIONES DEL PERFIL SELECCIONADO

$$\text{Sabemos que: } \sigma_{\text{máx.}} = \frac{MC}{I}$$

Donde:

$\sigma_{\text{máx.}}$  : Esfuerzo máximo de flexión.

M : Momento flector en la sección analizada.

C : Distancia del eje centroidal de la viga a las fibras externas.

I : Momento de inercia de la sección transversal con respecto a su eje centroidal.

$$\text{Además si: } S = \frac{I}{C}$$

Donde:

S : Módulo de sección.

$$\text{Entonces: } \sigma_{\text{máx.}} = \frac{M}{S}$$

$$\text{Luego el S requerido será : } S = \frac{M}{\sigma_d}$$

Como: M = - 456.14 Kg.m = - 39 508.11 lbs.pulg. (Momento flector máximo).

Para el cálculo que estamos efectuando, el signo + ó - , es irrelevante, por lo que se toma el valor absoluto, entonces:

$$S = \frac{39\,508.11 \text{ lbs. pulg}}{7250 \text{ lbs/pulg}^2} = 5.45 \text{ pulg}^3$$

Por tanto, debemos seleccionar un perfil "C" cuyo módulo S sea igual o ligeramente mayor que 5.45 pulg<sup>3</sup>.

Hacemos notar que el factor de seguridad ya ha sido adoptado al tomar el esfuerzo de diseño como fracción de la resistencia última del material.

En el Anexo A, Tabla A-33: "Propiedades de Canales de Acero American Standard: Perfilése" tenemos:

El perfil: "C" 6x13 tiene S = 5.80 pulg<sup>3</sup>, que es mayor que el S requerido.

Por tanto, adoptaremos este perfil estructural "C" 6 X 13, cuya designación, (Ver Anexo A, Tabla A - 33), se expresa a continuación:

- ✓ Dimensión del peralte (altura) : 6 pulgadas.
- ✓ Peso por unidad de longitud : 13 lbs/pie.

## **DIMENSIONES DEL PERFIL "C" 6 x 13**

Del anexo A, Tabla A-33 :

|                         |   |                        |
|-------------------------|---|------------------------|
| ✓ Peralte (altura)      | : | 6 pulg.                |
| ✓ Ancho del patín (ala) | : | 2.157 pulg.            |
| ✓ Espesor del patín     | : | 0.343 pulg.            |
| ✓ Espesor del alma      | : | 0.437 pulg.            |
| ✓ Área de sección       | : | 3.83 pulg <sup>2</sup> |

### **5.2.6 Verificación de la idoneidad del perfil "c" 6x13 por esfuerzo de corte**

Las cargas aplicadas en las vigas tienden a crear esfuerzos cortantes transversales, que deben ser evaluados para la seguridad del diseño. La siguiente es una fórmula general con la que se puede calcular la magnitud del esfuerzo cortante en un punto cualquiera de una sección transversal de una viga sometida a fuerzas verticales.

$$\tau = \frac{T \cdot Q}{I \cdot t}$$

Donde:

$\tau$  : Esfuerzo cortante en la sección analizada, en lbs/pulg<sup>2</sup>.

T : Fuerza cortante vertical en la sección, en lbs. Se determina en el diagrama de fuerzas cortantes, y se toma el mayor valor absoluto.



- I : Momento de inercia de la sección transversal completa de la viga con respecto a su eje centroidal, en  $\text{pulg}^4$ .
- t : Espesor de la sección transversal, en pulgadas, medido en el eje donde se va calcular el esfuerzo cortante.
- Q : Momento estático, en  $\text{pulg}^3$ .

El momento estático Q se determina mediante la siguiente expresión:

$$Q = A_p \cdot Y = A_1 \cdot Y_1 + A_2 \cdot Y_2 + \dots + A_n \cdot Y_n$$

Donde:

$A_p$  : Área de la parte de la sección transversal distante del eje donde se va calcular el esfuerzo cortante, en  $\text{pulg}^2$ .

$A_1, A_2, A_3, \dots$  son las áreas componentes del área parcial en estudio.

Y : Distancia al centroide de  $A_p$ , en pulgadas, medida a partir del eje centroidal de la sección transversal completa.

$Y_1, Y_2, \dots, Y_n$  : Distancia desde cada uno de los centroides de las áreas componentes hasta el eje centroidal de la sección transversal completa.

## CALCULO DEL MOMENTO ESTÁTICO Q

Consideremos:

$A_p$  = Área parcial. Es la parte sombreada del perfil. El área sombreada se descompone en 2 partes: La mitad superior del alma es 1 y el patín superior es 2.

$$\begin{aligned}A_1 &= (h/2 - t_f) t_w \\ &= (3 - 0.343) \times 0.437 = 1.17 \text{ pulg}^2.\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}A_2 &= b \cdot t_f \\ &= 2.157 \times 0.343 = 0.74 \text{ pulg}^2.\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Y_1 &= \frac{1}{2} (\frac{1}{2} h - t_f) \\ &= \frac{1}{2} (3 - 0.343) = 1.329 \text{ pulg.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Y_2 &= \frac{1}{2} h - \frac{1}{2} t_f \\ &= (3 - 0.343/2) = 1.329 \text{ pulg.}\end{aligned}$$

$$Q = A_1 \cdot Y_1 + A_2 \cdot Y_2$$

$$Q = A_1 \cdot Y_1 + A_2 \cdot Y_2$$

$$Q = (1.17) (1.329) + (0.74) (2.829)$$

$$Q = 3.65 \text{ pulg}^3$$

$$\text{Como } T = 293.7 \text{ Kg} = 646.14 \text{ lbs}$$

Es la fuerza cortante máxima que se presenta en la viga

$I = 17.4 \text{ pulg}^4$  Momento de inercia del perfil respecto al eje x-x, determinado en el Anexo A, Tabla A -33.

$t = 0.437 \text{ pulg.}$  Espesor de la sección transversal en el eje x-x.

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{T \cdot Q}{I \cdot t} = \frac{646.14 \text{ lbs} \times 3.65 \text{ pulg}^3}{17.4 \text{ pulg}^4 \times 0.437 \text{ pulg}} = 310.2 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$\tau_{\text{máx}} = 310.2 \text{ lbs/pulg}^2$$

### **CALCULO DEL ESFUERZO CORTANTE DE DISEÑO**

El **AISC (AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION)**, recomienda para perfiles de acero laminado en general, usar el siguiente esfuerzo cortante de diseño:

$$\tau_d = 0.40 S_y$$

$S_y$ : Esfuerzo de fluencia del material.

Para perfiles de acero estructural ASTM A 36:  $S_y = 36\ 000$  lbs/pulg<sup>2</sup>.

(Ver Anexo A, Tabla A-32 : "Propiedades de los Aceros Estructurales").

$$\begin{aligned} \text{Entonces: } \tau_d &= 0.4 \times 36\ 000 \text{ lbs/pulg}^2 \\ &= 14\ 400 \text{ lbs/pulg}^2. \end{aligned}$$

Vemos que el esfuerzo cortante producido en la viga es muy inferior al esfuerzo cortante de diseño del material, lo que era previsible dadas las bajas fuerzas cortantes que actúan sobre la viga.

Después de esta verificación, podemos tomar con seguridad el perfil "C" 6x13 de acero estructural ASTM A 36 para construir la estructura principal del transportador.

### **5.2.7 Diseño de las columnas que van a soportar la estructura**

Las columnas son elementos estructurales que soportan cargas axiales a compresión. Las columnas cortas fallan por aplastamiento y los esfuerzos se pueden determinar a partir de la expresión:  $\sigma = P/A$ . Las columnas largas fallan por pandeo que consiste en una gran deflexión lateral producida por la inestabilidad de la barra cuando se alcanza una cierta carga crítica.

En el cálculo de las columnas largas e intermedias debe considerarse el fenómeno del pandeo, para ello tenemos diversas expresiones que nos proporcionen la forma de calcular estas columnas, tales como la fórmula de Euler que es solamente aplicable a columnas largas.

Para el caso de las columnas intermedias y también de las columnas largas se pueden usar para su diseño, las fórmulas de la

AISC (American Institute of Steel Construction) y también la fórmula de J.B. Johnson que generalmente se emplea para barras que constituyen elementos de máquinas. La diferenciación entre columnas largas, cortas o intermedias está determinada por la relación de esbeltez (SR) y la constante de columna ( $C_c$ ), términos que analizaremos y emplearemos en los pasos siguientes.

Vemos que el esfuerzo cortante producido en la viga es muy inferior al esfuerzo cortante de diseño del material, lo que era previsible dadas las bajas fuerzas cortantes que actúan sobre la viga.

#### **NUMERO DE COLUMNAS A UTILIZAR - DISTRIBUCIÓN EN LA ESTRUCTURA - TIPO DE MATERIAL A EMPLEAR EN SU CONSTRUCCIÓN. "X**

En el capítulo 6 sección 14, al analizar las reacciones, hemos propuesto que la cantidad razonable de columnas para soportar la estructura de 28m. de largo es de 4 unidades por viga, haciendo un total de 8 columnas para las 2 vigas paralelas.

Las columnas son equidistantes unas de otras y está ubicadas una en cada extremo y 2 en los intermedios. La altura de las columnas es variable de modo que permita sostener a la estructura en su posición inclinada de  $14^\circ$ .

La distribución y la geometría conformada por las columnas están representadas en el "Diagrama de Distribución de Cargas" (Capítulo VI, Sección 6.3)

En la construcción de columnas se emplea generalmente acero estructural del tipo ASTM A 36 en forma de perfiles. Uno de los más eficientes por sus características geométricas y mecánicas es el perfil hueco o tubo redondo, le sigue de cerca el tubo cuadrado y los perfiles tipo "C", solos o combinados.

Nosotros adoptaremos bajo estas consideraciones como material para las columnas, el tubo redondo de acero estructural ASTM A 36 y tentativamente las dimensiones correspondientes al tubo de 4"  $\phi$  Sch 40.

#### **DIMENSIONES Y CARACTERÍSTICAS DEL TUBO 4" $\phi$ Sch 40 ESTÁNDAR AMERICANO**

En el Anexo A, tabla A-34, tomada del "Manual of Steel Construction" del AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION – AISC, vemos:

El factor de fijación de los extremos mide el grado de limitación contra la rotación de cada extremo. En la otra Resistencia de

Materiales Aplicada, Tercera edición, de Robert L. Mott, vemos la siguiente tabla para determinar el Factor de fijación (K):

Tabla 30. Determinación del factor de fijación (K)

|                                    | <b>AMBOS<br/>EXTREMOS<br/>DE PASADOR</b> | <b>AMBOS<br/>EXTREMOS<br/>FIJOS</b> | <b>UN<br/>EXTREMO<br/>FIJO Y EL<br/>OTRO LIBRE</b> | <b>UN<br/>EXTREMO<br/>FIJO Y EL<br/>OTRO<br/>PASADOR</b> |
|------------------------------------|--|-------------------------------------|--|--|
| <b>K<br/>VALORES<br/>TEÓRICOS</b>  | 1.0                                      | 0.5                                 | 2.0  | 0.7  |
| <b>K<br/>VALORES<br/>PRÁCTICOS</b> | 1.0                                      | 0.65                                | 2.10   | 0.8  |

En el caso nuestro, todas las columnas son de extremos fijos, puesto que el extremo superior se fijará al cuerpo de las vigas de estructura y la parte inferior irá anclado en el piso, por lo que el valor practico del factor de fijación para el diseño es  $K = 0.65$

### 5.2.8 Análisis de las columnas

#### **COLUMNA EN LA SECCIÓN C:**

Las 2 columnas en la sección C son las que soportan la mayor carga (538 kg. por columna), que los convierte en columnas críticas, por lo que haremos, a estas columnas, el análisis correspondiente.

LONGITUD REAL:

$$L = \frac{5116}{\cos 8^\circ} = 5,166 \text{ mm}$$

### DETERMINACIÓN DE LA CARGA AXIAL DE COMPRESIÓN

$$F = 538 \cos 8^\circ = 532.8 \text{ kg}$$

### LONGITUD EFECTIVA ( $L_e$ )

$$L_e = k.l = 0.65 \times 5,166 \text{ mm} = 3,358 \text{ mm.}$$

Donde:

L = Longitud real de la columna

$L_e$  = Longitud efectiva (Distancia entre los puntos de inflexión de la curva que adopta el eje de la columna al deformarse).

K = 0.65, Factor de Fijación de los extremos.

### RADIO DE GIRO ( $r$ )

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = 38.34 \text{ (ver 6.15.2)}$$

### RELACIÓN DE ESBELTEZ (SR)

$$SR = \frac{L_e}{r} = \frac{3358}{38.34} = 87.58$$

### CONSTANTE DE COLUMNA ( $C_c$ )



$$C_c = \frac{2 \pi^2 E}{S_Y}$$

Donde:

$S_Y$  : Esfuerzo en el límite de fluencia

$E$  : Módulo de elasticidad

Para acero estructura ASTM A – 36:

$S_Y$  : 36,000 Lbs/Pulg<sup>2</sup>

$E$  : 30,000 Lbs/Pulg<sup>2</sup>

$$C_c = \frac{2^2 \times 30 \times 10^6 \text{ lbs/pulg}^2}{36 \times 10^3 \text{ lbs/pulg}^2} = 128$$

Como  $\frac{L_e}{r} < C_c$  entonces, usaremos la fórmula del AISC para columnas intermedias.

### FORMULA DEL AISC

$$\frac{P_a}{A} = I - \frac{L_e^2}{2C_c^2} \frac{S_Y}{fS}$$

Donde:

$P_a$  = Carga admisible o de diseño

$S_Y$  = Esfuerzo al límite de frecuencia

f.s = Factor de seguridad

$$f_s = \frac{5}{3} + \frac{3 L_e/r}{8C_c} - \frac{L_e/r^3}{8C_c^3}$$

$$f_s = \frac{5}{3} + \frac{3 \frac{3358}{38.34}}{8 \times 128} - \frac{3358^3}{8128^3} = 1.88$$

$$\frac{P_a}{A} = 1 - \frac{87.58^2}{2 \cdot 128^2} \times \frac{36,000 \text{ lb/pg}^2}{1.88} = 14666.60$$

$$\frac{P_a}{A} = 14666.60 \text{ lb/pulg}^2$$

Como  $A = 3.17 \text{ pulg}^2$

$$P_a = 14,666.60 \text{ lb/pulg}^2 \times 3.17 \text{ pulg}^2$$

$$P_a = 46,493 \text{ lbs}$$

$$= 21,133 \text{ kg.}$$

La carga que soporta la columna es mucho menor que la carga admisible o de diseño lo que nos da seguridad en nuestro diseño.

Este resultado podemos también determinarlo empleando la tabla A-35 del Anexo A : "Esfuerzo de Compresión Admisible para

Acero de 36 Klbs/pulg<sup>2</sup>." Tomada del Manual of Steel Construction del American Institute of Steel Construction, donde:

$$KL/r = 87.58 \approx 88$$

Le corresponde:  $P_a/A = 14.44 \text{ Klbs/pulg}^2$

$$P_a = 14,444 \times 3.17 = 45,787 \text{ lbs}$$

$$P_a = 20,812 \text{ Kg}$$

### **ANÁLISIS DE LA COLUMNA EN EL PUNTO D**

Las columnas en la sección D .son las que tienen la mayor longitud real, que también las hace susceptibles al pandeo, por ello analizaremos el análisis respectivo.

$$L = \frac{7,374}{\cos 8^\circ} = 7,446 \text{ mm}$$

$$F = 477 \cos 8^\circ = 472.4 \text{ kg (Carga real que soporta la columna)}$$

$$L_e = k.l = 0.65 \times 7,446 = 4,840 \text{ mm.}$$

$$SR = \frac{L_e}{r} = \frac{4840}{38.34} = 126$$

Todavía:

$$\frac{L_e}{r} < C_c$$

En el Anexo A, Tabla A -35, vemos que para  $L_e/r = 126$ , corresponde un esfuerzo admisible  $\sigma_a = P_a/A = 9.41 \text{ Klbs/pulg}^2$

$$P_a = 9.41 \times 3.17 = 29.83 \text{ Klbs}$$

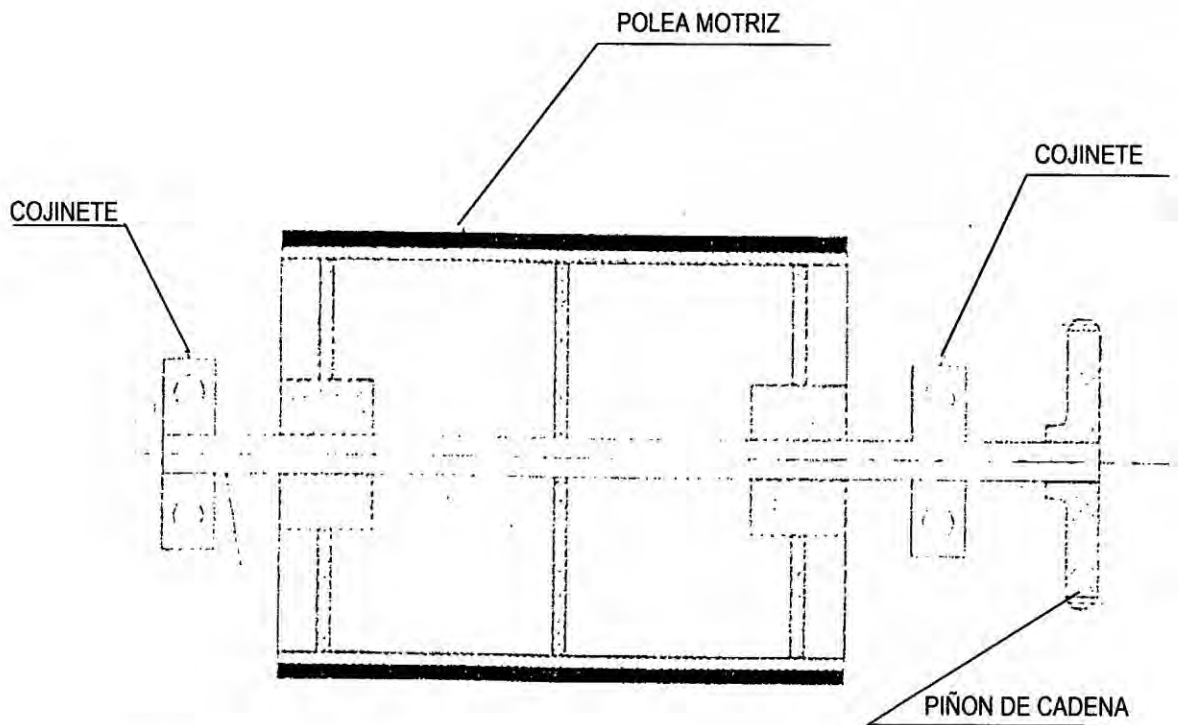
$$P_a = 29,830 \text{ lbs} = 13,559 \text{ Kg}$$

La columna soporta en esta sección, una carga menor que la carga admisible por diseño, lo que es correcto.

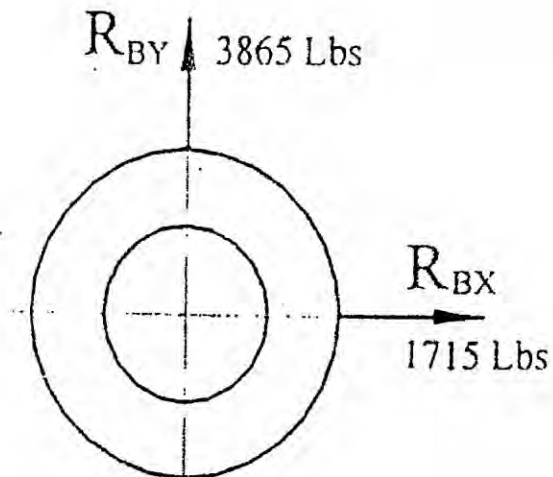
Hemos analizado las 2 columnas más críticas lo que nos asegura que todo el conjunto de columnas soportará adecuadamente las cargas aplicadas

### 5.2.9 Selección de los cojinetes

Considerando las reacciones – cargas que actúan sobre los cojinetes – calculadas en las secciones 13.6 y 13.7, tenemos:



### CARGAS QUE ACTUAN SOBRE EL COJINETE B



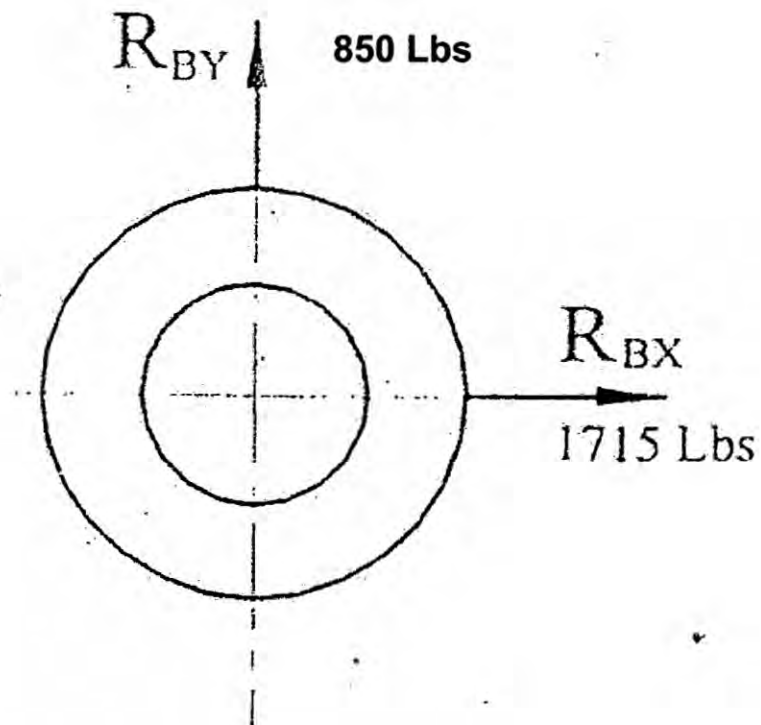
$R_{BY}$  : Reacción en el plano vertical, en la sección B.

(donde se ubica el cojinete B)

$R_{BX}$  : Reacción en el plano horizontal, en la sección B.

$$F_B = \sqrt{3865^2 + 1715^2} = 4,228 \text{ lbs}$$

### CARGAS QUE ACTUAN SOBRE EL COJINETE E



$R_{EY}$  : Reacción en el plano vertical, en la sección E.

(donde se ubica el cojinete E)

$R_{EX}$  : Reacción en el plano horizontal, en la sección E.

$$F_E = \sqrt{850^2 + 1715^2} = 1,945.5 \text{ lbs}$$

## **SELECCIÓN DEL COJINETE EN FUNCIÓN A LA CARGA CRÍTICA**

La carga crítica se encuentra en el cojinete B ( $F_B = 4,228.4$  lbs)

En la Tabla A-36 del Anexo A: "Tabla de cargas radiales trabajo normal series 2000", tomada del Manual de Ingeniería de la Rex Chainbelt Inc."

Tenemos para:

Diámetro de eje =  $2\frac{1}{2}$  pulgadas.

Duración nominal de cojinete: 30,000 horas

Velocidad del eje: 38.33 RPM (Interpolando en la tabla), para el

### **Cojinete 2208**

Carga admisible: 5,474 libras

Carga admisible mayor que la carga crítica  $F_B = 4,228$  lbs

Concluimos que podemos utilizar los cojinetes de pedestal N° 2208 con 2.5" de diámetro interior, tanto para soportar el eje de la polea motriz como el eje de la polea conducida.

Estos cojinetes se presentan con caja de fierro fundido, con agujeros para unión por pernos a la base y son lubricados con grasa.

### 5.3 Calculo de costos en la construcción del transportador

#### 5.3.1 Procedimiento del cálculo de costos

En la Construcción de estructuras metálica, en los que se incluye puentes, techos, pisos, barandas, transportadores de diversos, entre ellas los transportadores de fajas, se acostumbra calcular los costos de fabricación, empleando estándares.

Cada empresa maneja sus propios estándares de trabajo. Evidentemente, no puede haber mucha variación entre ellos, para poder mantener la competitividad entre las diversas constructoras.

#### COMPOSICIÓN DEL ESTÁNDAR DE COSTOS

La composición del estándar de costos por Kg de material trabajado que nosotros empleamos para este tipo de construcciones, efectuadas y entregadas en la ciudad de Lima es la siguiente:

| DESCRIPCIÓN                | US\$/Kg     |
|----------------------------|-------------|
| Materiales: fierro y acero | 1.00        |
| Mano de obra               | 1.00        |
| Gastos administrativos     | 0.40        |
| Gastos financieros         | 0.20        |
| Transporte de materiales   | 0.15        |
| <b>TOTAL US\$/kg</b>       | <b>2.75</b> |



**Nota:** En el caso de que fabricarse por maquinado algún elemento o pieza que requiera de materiales costosos (ejemplo: aceros inoxidables, antitérmicos, etc., o que su maquinado sea relativamente complejo, empleando muchas horas o usando máquina especiales. (Tornos de gran volteo, rectificadoras, modelos complejos para fundición, etc.). En esos casos consideramos en forma independiente el costo de estos elementos complejos adicionales en la relación total de costos.

### **COSTO DE ELEMENTOS COMERCIALES**

Dentro de este rubro se consideran aquellos elementos que no vamos a construir sino a comprarlo en el mercado según nuestros requerimientos y las especificaciones técnicas correspondientes, así por ejemplo son elementos comerciales: los cojinetes de pedestal, los rodamientos, la banda transportadora, el motorreductor, electrodos de soldadura, oxígeno, acetileno, pernos y tuercas etc.

#### **5.3.2 Composición de los costos totales**

$$C_T = (W_M \times K_C) + C_{EC}$$

Donde:

$C_T$  = Costo total del equipo

$W_M$  = Peso de materiales, en kg.

$K_C$  = Estandar de costo

$C_{EC}$  = Costo de elementos comerciales

## CALCULO DEL PESO TOTAL DE MATERIALES

### A. EN LA ESTRUCTURA:

|   | Kg.             |
|---|-----------------|
| ✓ 12 vigas "C" de 6" x 13 lbs/pie         | 1,416           |
| ✓ 02 perfiles "L" 2.1/2" x 2.1/2" x 1/4 " | 74              |
| ✓ 01 plancha 1/2" x 460 mm x 1020 mm      | 50              |
|   | <hr/> 1,540 kg. |

### B. EN LAS POLEAS MOTRIZ Y CONDUcida

|   | Kg.           |
|---|---------------|
| ✓ 01 polea motriz, sin eje                          | 168           |
| ✓ 01 polea conducida, sin eje                       | 168           |
| ✓ 01 eje de polea motriz, 2 1/2 $\phi$ x 1150mm     | 29            |
| ✓ 01 eje de polea conducida, 2 1/2 $\phi$ x 1050 mm | 27            |
|   | <hr/> 392 kg. |

### C. EN LAS COLUMNAS:

#### COLUMNA A:

- ✓ Tubería de 6" Sch. 40 x 1212 mm.
- ✓ Tubería de 3" Sch. 40 x 1030 mm.
- ✓ Perfil L 2 1/2" x 1/4" x 2384 mm.

- ✓ Plancha ½" x 165 x 970 mm.
- ✓ 02 Plancha ½" x 180 x 180 mm.

**COLUMN B:**

- ✓ Tubería de 6" Sch. 40" x 5772 mm.
- ✓ Tubería de 3" Sch. 40 x 2920 mm.
- ✓ Perfil L21/2." x ¼ " x 8190 mm.
- ✓ 01 Plancha ½ " x 165 x 970 mm.
- ✓ 02 plancha ½" x 180 x 180 mm

**COLUMN C:**

- ✓ Tubería de 6" Sch. 40 x 10332 mm.
- ✓ Tubería de 3" Sch. 40 x 4003 mm.
- ✓ Perfil L2 ½" x ¼ " x 13124 mm.
- ✓ 01 Plancha ½ " x 165 x 970 mm.
- ✓ 02 Plancha ½" x 180 x 180 mm.

**COLUMN D:**

- ✓ Tubería de 6" Sch.40 x 14895 mm.
- ✓ Tubería de 3" Sch. 40 x 5850 «gm.
- ✓ Perfil L 21/2" x ¼" x 19204 mm.
- ✓ 01 Plancha ½ " x 165 x 970 mm.
- ✓ 02 Plancha ½ " x 180 x 180 mm.

**TOTAL MATERIALES PARA COLUMNAS:**

| <b>CANT.</b>  | <b>UNID.</b> | <b>DESCRIPCIÓN</b>                        | <b>PESO (Kg).</b> |
|---------------|--------------|---|-------------------|
| 06            | Pza.         | Tubería de 6" x 20 pies, Sch. 40          | 1017              |
| 03            | Pza.         | Tubería de 3" x 20 pies, Sch. 40          | 203               |
| 07            | Pza.         | Perfil L 2.1/2" x 1/4" x 20 pies.         | 260               |
| 01            | Pza.         | Plancha 1/2" x 1 m x 1 m. Ac. Estructural | 94                |
| <b>TOTAL:</b> |              |   | <b>1574</b>       |

**D. EN LOS POLINES:**

**EN EL LADO DE CARGA :**

N° de Bastidores con 3 polines c/u : 23 unidades.

N° de polines : 23 x 3 = 69 unidades.

N° de polines autoalineantes: 08 unidades.

- ✓ Tubería de 4" sch 40 x 15.80 m.
- ✓ Eje de acero 3/4"  $\phi$  x 18.0m.
- ✓ 138 tapas portarodaje, de fierro fundido.
- ✓ Perfil L 2. 1/2" x 3/16" x 20.80 m.
- ✓ Platina de 1/4" x 2. 1/2" x 27.5 m.
- ✓ Tubería de 2" Sch 40 x 0.60 m.

**EN EL LADO DE RETORNO:**

N° de polines : 09 unidades

- ✓ Tubería de 4" Sch 40 x 6.20 m.
- ✓ Platina ¼ " x 9 " x 2.70 m.
- ✓ Eje de ¾ "  $\phi$  x 6.80 m.
- ✓ 18 tapas portarodaje, de hierro fundido.

**TOTAL MATERIALES PARA POLINES:**

| <b>CANT.</b>  | <b>UNID.</b> | <b>DESCRIPCIÓN</b>                         | <b>PESO (Kg).</b> |
|---------------|--------------|--|-------------------|
| 04            | Pza.         | Tubería de 4" Sch 40 x 20 pies.            | 386               |
| 25            | m.           | Eje redondo lizo ¾ " $\phi$                | 56                |
| 04            | Pza.         | Perfil L 2. ½ x 2. ½ " x 3/16 " x 20 pies. | 112               |
| 05            | Pza.         | Platina de ¼ " x 2. ½ " x 20 pies.         | 97                |
| 2.70          | m.           | Platina de ¼ " x 9"                        | 31                |
| 156           | Pza.         | Tapas portarodaje, de hierro fundido.      | 110               |
| 0.60          | m.           | Tubería de 2" Sch. 40.                     | 3                 |
| <b>TOTAL:</b> |              |  | <b>795 kg.</b>    |

### E. EN LOS TEMPLADORES:

| CANT. | UNID. | DESCRIPCIÓN                          | PESO (KG) |
|-------|-------|--------------------------------------|-----------|
| 1.60  | m.    | Perfil L 2. ½ " x 2. ½ /2" x 3/16"   | 8         |
| 1.20  | m.    | Eje de acero SAE 1045 de 1" φ.       | 5         |
| 01    | Pza.  | Plancha de fierro de 3/8" x 6" x 12" | 4         |
|       |       |                                      | 17 kg.    |

PESO TOTAL DE MATERIALES: 4318 kg.

### COSTO DE LOS ELEMENTOS COMERCIALES

|   |   |       |
|---|---|-------|
| ✓ | Motorreductor 12 HP, 1745/46 RPM\$  | 1,400 |
| ✓ | Banda de jebe, de 24" x 57.5 m con 5 capas de algodón embebidos en jebe. \$59/mt. | 3,398 |
| ✓ | Piñón doble ASA 120 de 20 dientes con tratamiento térmico de endurecimiento.      | 140   |
| ✓ | Piñón doble ASA 120 de 24 dientes con tratamiento térmico de endurecimiento.      | 180   |
| ✓ | Cadena doble ASA 120, Long: 3.20 m (84 pasos) \$130/m                             | 416   |
| ✓ | 04 Cojinetes de pedestal, de 2. ½ φ \$ 63.50 c/u                                  | 254   |
| ✓ | 154 Rodamientos de bolas 6203-2Z \$ 2.15 c/u.                                     | 331   |
| ✓ | Recubrimiento con jebe, de poleas Motriz y conducida (2pzas) \$ 140 c/u.          | 280   |
| ✓ | Recubrimiento con jefe, de 12 polines de impacto. \$ 9 c/u                        | 108   |
| ✓ | 12 pernos de 5/8 NC x 2½" con tuerca y arandela de presión.                       | 6.10  |
| ✓ | 128 pernos de ½ " NC x 1", con tuerca   | 29.30 |

|  |       |
|--|-------|
| y arandela de presión.                                     |       |
| ✓ 16 pernos 5/8 NC x 3" , con tuerca<br>arandela plana.    | 7.50  |
| ✓ 32 pernos 3/4 NC x 3 " , con tuerca y<br>arandela plana. | 25.60 |
|  | <hr/> |

COSTO ELEMENTOS COMERCIALES: US \$ 6,575.50

### **DETERMINACIÓN DEL COSTO TOTAL DEL TRANSPORTADOR DE FAJA**

$$C_T = (W_M \times K_c) + C_{EC}$$

$$C_T = (4,318 \text{ Kg} \times 2.75 \text{ \$/kg}) + \$ 6,575.50$$

$$C_T = \text{US } \$ 18,406.75 + \text{IGV.}$$

Este valor podemos redondear a:

$$**C_T = \text{US } \$ 18,450.00 + \text{IGV.}**$$

Por tanto, el costo total del transportador es de **US \$ 18,450.00 + IGV.**

## 5.4 Resultados de la encuesta

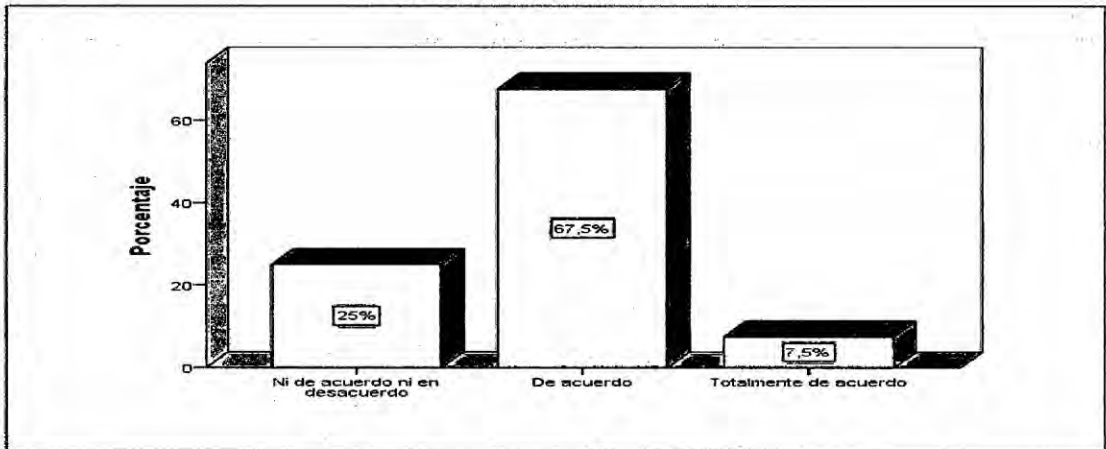
Tabla 31. Pregunta 1 encuesta

A su criterio la implementación de un sistema de transporte de polimetales disminuirá la contaminación al entorno producida por la carga y descarga de polimetales como se realiza en la actualidad

|                                | Frecuencia | Porcentaje | Porcentaje válido | Porcentaje acumulado |
|--------------------------------|------------|------------|-------------------|----------------------|
| Ni de acuerdo ni en desacuerdo | 10         | 25,0       | 25,0              | 25,0                 |
| Válidos De acuerdo             | 27         | 67,5       | 67,5              | 92,5                 |
| Totalmente de acuerdo          | 3          | 7,5        | 7,5               | 100,0                |
| Total                          | 40         | 100,0      | 100,0             |                      |

Fuente: Base de datos

Figura 14. Pregunta 1 encuesta



Fuente: Base de datos

### Interpretación

Se observa que 10 encuestados que representa al 25.0% contestó ni de acuerdo ni en desacuerdo, 27 encuestados que representan al 67.5% respondieron de acuerdo y 3 encuestados que representan al 7.5% indicaron totalmente de acuerdo.



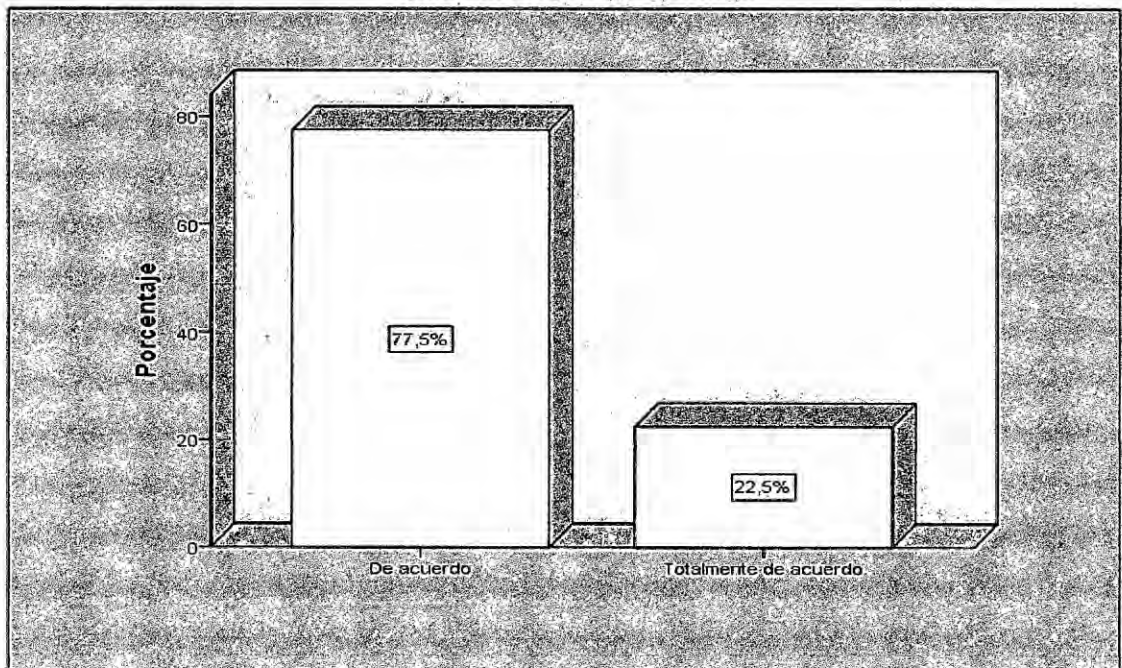
Tabla 32. Pregunta 2 encuesta

Usted cree que un sistema de transporte de polimetales permitirá el aumento de la capacidad instalada de los almacenes de Comin en el puerto del Callao

|                               | Frecuencia | Porcentaje | Porcentaje válido | Porcentaje acumulado |
|-------------------------------|------------|------------|-------------------|----------------------|
| De acuerdo                    | 31         | 77,5       | 77,5              | 77,5                 |
| Válidos Totalmente de acuerdo | 9          | 22,5       | 22,5              | 100,0                |
| Total                         | 40         | 100,0      | 100,0             |                      |

Fuente: Base de datos

Figura 15. Pregunta 2 encuesta



Fuente: Base de datos

### Interpretación

Se observa que 31 encuestados que representa al 77.5% contestó de acuerdo, 9 encuestados que representan al 22.5% respondieron totalmente de acuerdo.

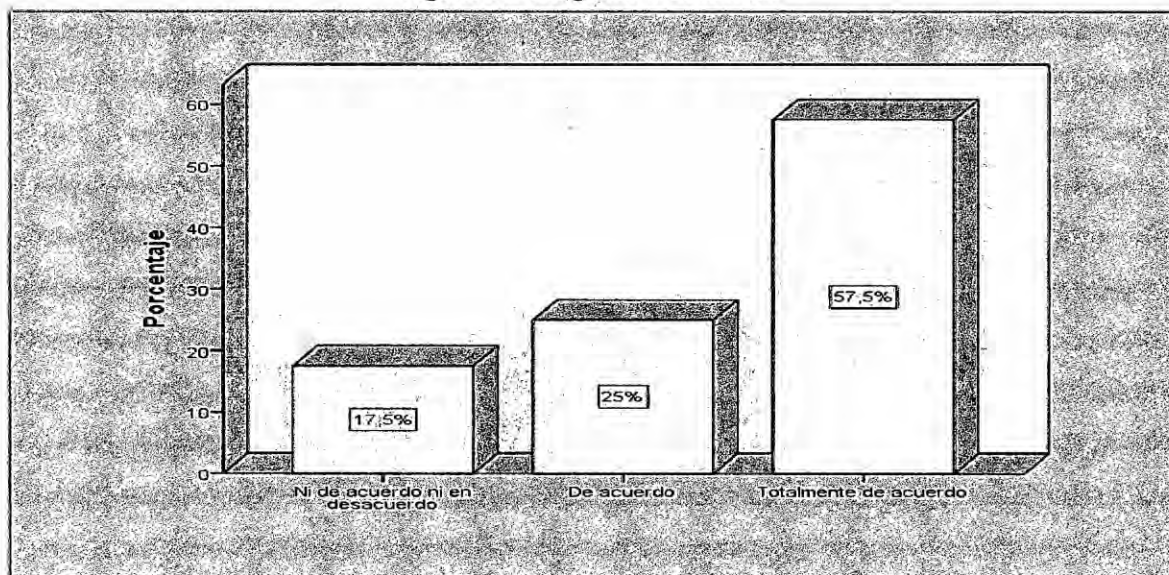
Tabla 33. Pregunta 3 encuesta

Al contar con un sistema de transporte de polimetales por faja transportadora disminuirá los costos de traslado

|                                | Frecuencia | Porcentaje | Porcentaje válido | Porcentaje acumulado |
|--------------------------------|------------|------------|-------------------|----------------------|
| Ni de acuerdo ni en desacuerdo | 7          | 17,5       | 17,5              | 17,5                 |
| Válidos De acuerdo             | 10         | 25,0       | 25,0              | 42,5                 |
| Totalmente de acuerdo          | 23         | 57,5       | 57,5              | 100,0                |
| Total                          | 40         | 100,0      | 100,0             |                      |

Fuente: Base de datos

Figura 16. Pregunta 3 encuesta



Fuente: Base de datos

### Interpretación

Se observa que 7 encuestados que representa al 17.5% contestó ni de acuerdo ni en desacuerdo, 10 encuestados que representan al 25.0% respondieron de acuerdo y 23 encuestados que representan al 57.5% indicaron totalmente de acuerdo.

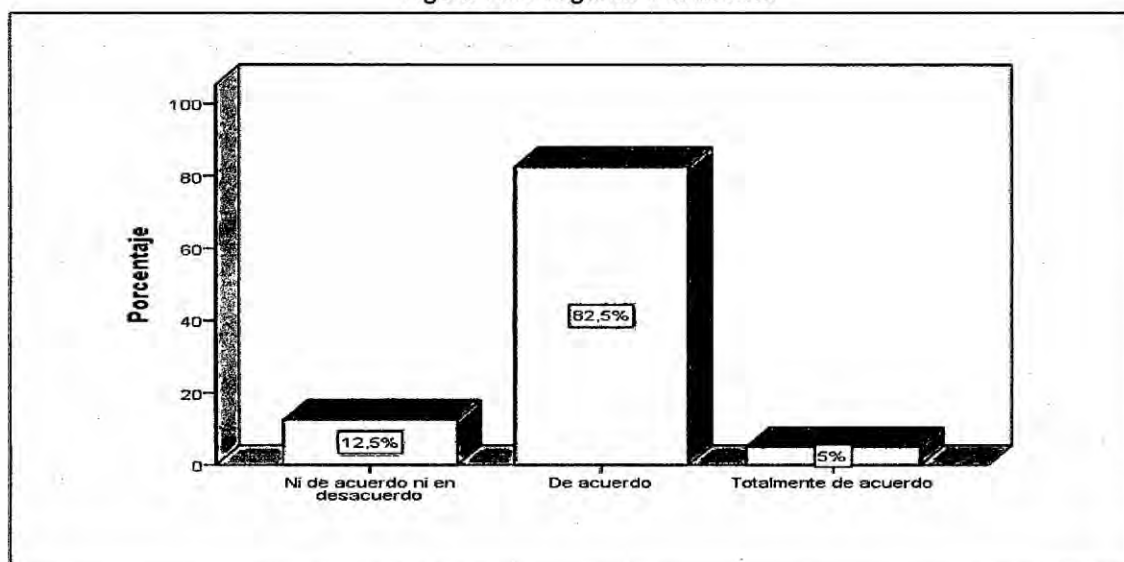
Tabla 34. Pregunta 4 encuesta

La implementación de una faja transportadora optimizaría el proceso de traslado de polimetales

|                                | Frecuencia | Porcentaje | Porcentaje válido | Porcentaje acumulado |
|--------------------------------|------------|------------|-------------------|----------------------|
| Ni de acuerdo ni en desacuerdo | 5          | 12,5       | 12,5              | 12,5                 |
| Válidos De acuerdo             | 33         | 82,5       | 82,5              | 95,0                 |
| Totalmente de acuerdo          | 2          | 5,0        | 5,0               | 100,0                |
| Total                          | 40         | 100,0      | 100,0             |                      |

Fuente: Base de datos

Figura 17. Pregunta 4 encuesta



Fuente: Base de datos

### Interpretación

Se observa que 5 encuestados que representa al 12.5% contestó ni de acuerdo ni en desacuerdo, 33 encuestados que representan al 82.5% respondieron de acuerdo y 2 encuestados que representan al 5.0% indicaron totalmente de acuerdo.

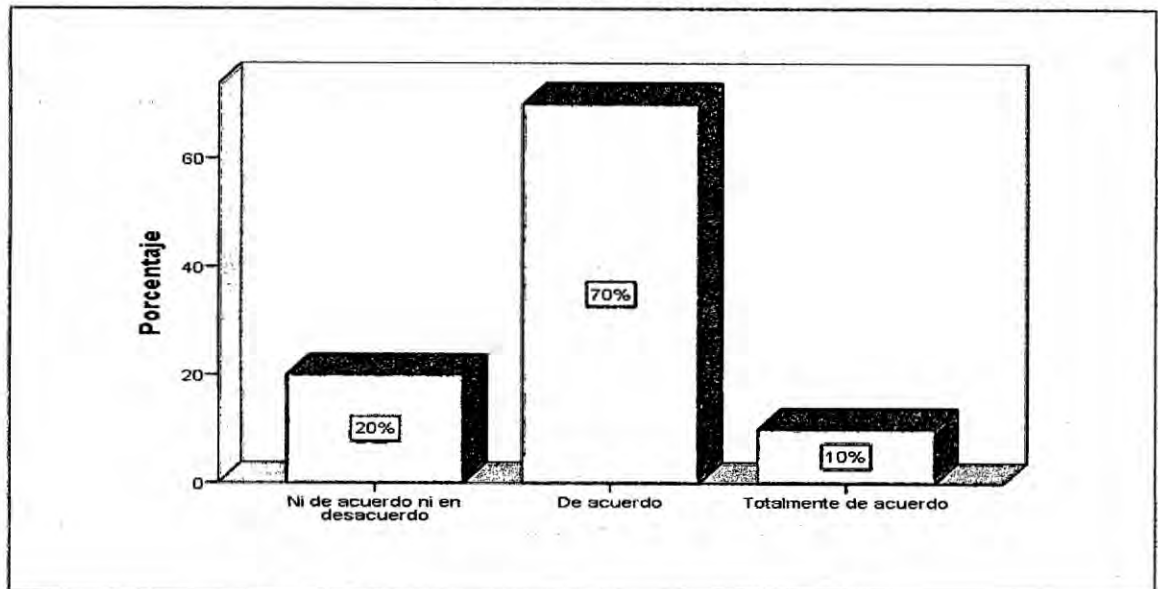
Tabla 35. Pregunta 5 encuesta

Cree usted que la implementación de una faja transportadora impactará positivamente en el entorno, generando un mayor flujo económico, para la empresa y la población

|                                | Frecuencia | Porcentaje | Porcentaje válido | Porcentaje acumulado |
|--------------------------------|------------|------------|-------------------|----------------------|
| Ni de acuerdo ni en desacuerdo | 8          | 20,0       | 20,0              | 20,0                 |
| Válidos De acuerdo             | 28         | 70,0       | 70,0              | 90,0                 |
| Totalmente de acuerdo          | 4          | 10,0       | 10,0              | 100,0                |
| Total                          | 40         | 100,0      | 100,0             |                      |

Fuente: Base de datos

Figura 18. Pregunta 5 encuesta



Fuente: Base de datos

### Interpretación

Se observa que 8 encuestados que representa al 20.0% contestó ni de acuerdo ni en desacuerdo, 28 encuestados que representan al 70.0% respondieron de acuerdo y 4 encuestados que representan al 10.0% indicaron totalmente de acuerdo.

## **VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS**

### **6.1 Análisis de la propuesta**

Un moderno volteador de vagones y vías conectadas al Ferrocarril Central Andino, le permiten mejorar su eficiencia en la recepción y descarga e incrementar su productividad hasta en 500%. Se duplicará su capacidad de almacenamiento de minerales a partir del 2014 de 2 a 4 millones de Tn métrica por año, construyendo así con la eficacia de las exportaciones mineras y con ello al crecimiento del sector minero en el Perú, reafirmando su posición como un país referente en esta actividad.

Es importante señalar que la empresa Impala Terminals Perú ha comenzado una segunda etapa que culminará en el 2015, en la que invertirá US\$45 millones adicionales, la misma que comprende el techado y cierre completo del Terminal de almacenamiento principal con 120,000m<sup>2</sup>, nuevos laboratorios, muestras y edificio administrativo, así como la modificación del circuito de ingreso de camiones por la Av. Atalaya con salida por la Av. Gambeta, a fin de descongestionar la Av. Mora y el acceso al muelle norte.

### **6.2 Ingeniería del proyecto**

Contó con tres etapas las cuales fueron: conceptual, (4,000 H-H); básica (20,000 H-H); y de detalle (60,000 H-H).

Obras civiles y montajes de estructuras. Las obras civiles y montaje de estructura incluyen dos nuevos almacenes:

- Almacén Mariátegui. Será de uso exclusivo de la compañía minera Chinalco. Su capacidad es de hasta 140,000 Tn de concentrado. Cuenta con un área 12,000 m<sup>2</sup>. Tiene techo triangular reforzado polimérico reforzado con fibras (FRP) de 19,000m<sup>2</sup>.
- Almacén de pre-embarque. Tiene una capacidad de hasta 50,000 Tn de concentrado en cinco calidades diferentes. Cuenta con un área de 7,000m<sup>2</sup> techo triangular reforzado para soportar el peso de un tripper de 792 Tn de estructuras, así como cerramiento polimérico reforzado con fibras (FRP) de 10,780m<sup>2</sup>.
- Ampliación de almacén de plomo existente. El área a ampliar es de 6,000m<sup>2</sup>. El techo triangular será de 240 Tn de estructuras y tendrá cerramiento polimérico reforzado con fibras (FRP) en 8720m<sup>2</sup>.
- Edificios:
  - Para volteador de vagones: 813m<sup>2</sup>
  - Para muestrera: 210m<sup>2</sup>
  - Para oficinas administrativas (dos pisos): 900m<sup>2</sup>
  - Para talleres: 144m<sup>2</sup>
  - 03 sub estaciones: 70m<sup>2</sup>

Se necesitaron obras para las instalaciones de los sistemas de fajas, volteador de vagones y equipos auxiliares, las cuales incluían

excavaciones de hasta 12m de profundidad. La construcción de un caisson de concreto armado de 17m por 8m y 5.50m de altura debió hincarse hasta una profundidad de 12m, lo que permitió construir la estructura enterrada del volteador de vagones a una profundidad de 10m bajo el nivel de la napa freática. También realizaron galerías subterráneas y puentes metálicos piloteados provisionales para evitar parar las operaciones actuales.

Realizar todo lo anterior y teniendo en cuenta que en la zona el nivel freática se encuentra desde 1.5m de profundidad requirió entre otras cosas, de 80,000 m<sup>3</sup> de excavaciones para cimentaciones, y debido a la presencia de la napa freática fue necesario vaciar 36,000 m<sup>3</sup> de concreto, colocar 2,000 Tn de acero de refuerzo, montar 2,400 Tn de estructuras para techos (no incluye estructuras de equipos).

También se hizo el bombeo continuo (24 horas todos los días) de agua subterránea para deprimir el nivel de la napa freática existente por más de 18 meses, incluyendo todos los trabajos asociados como construcción de drenes, pozas, y garzas para la evacuación. Además fue necesario mejorar el suelo existente con un sistema de confinamiento geocelular (se tendieron más de 50,000 m<sup>2</sup> de geoceldas), con lo que se logró mejorar la capacidad portante del terreno existente de 0.5 kg/cm<sup>2</sup> a 2.0 kg/cm<sup>2</sup> y permitió reducir dimensiones y mejorar el control de los asentamientos en cimentaciones.

En los pavimentos de concreto de los almacenes se redujo el espesor de la losa y se mejoró el control de los asentamientos. Se instaló un sistema de impermeabilización bajo todas las losas de concreto, el cual consta de geomembrana de HDPE y geotextil no tejido.

### **6.3 Montajes mecánicos**

Comprende la implementación de tres sistemas mecanizados de transporte de concentrados:

- Recepción. Sistema de descarga de vagones y transporte de concentrados hacia el depósito Mariátegui y hacia el almacén principal.
- Transvase 1. Sistema de reclamo y despacho de los concentrados del almacén actual hacia el almacén de pre-embarque.
- Transvase 2. Sistema común que permite el despacho desde los almacenes de pre-embarque y Mariátegui hasta el punto denominado "Open Access", que corresponde al punto de inicio del proyecto de la faja tubular de minerales.

Todo esto implicó el montaje de 1,700 m lineales de fajas transportadoras de mineral y 1,000 Tn de estructuras asociadas distribuidas en 11 fajas convencionales, dos fajas tubulares aéreas y seis alimentadores.

Así como la instalación de los siguientes equipos y/o sistemas asociados:



Volteador de vagones con capacidad para descargar vagones de 100 ton. en 90s.

- Muestreadores automáticos en faja (02;und).
- Plataforma móvil para muestreo de vagones (01 und).
- Sistemas colectores de polvo (06 und).
- Electroimanes (03 und).
- Detectores de Metal (03 und).
- Balanzas en faja (02 und).
- Sistema de lavado de camiones (02 sistemas).
- Sistema de lavado de vagones (02 sistemas).
- Sistema de Espesadores especializado.
- Sistema de aire comprimido.

#### **6.4 Sistemas eléctricos**

La filosofía del sistema eléctrico previó el trabajar por sistemas según lo siguiente:

- Sistema de distribución. Comprende la distribución en media tensión y las subestaciones eléctricas internas.
- Sistema de recepción. Comprende el volteador de vagones, las fajas 3000-CV-001, 3000-CV-002, 3000-CV-003 y sus equipos anexos.
- Sistema de trasvase 1. Comprende las fajas 1 000-CV-001, 1 000-CV-002, 2000-PC-001, 2000-CV-001 y sus equipos anexos.

- Sistema de trasvase 2. Comprende las fajas 3000-CV-004, 3000-CV-005 y 3000-CV-006 y sus equipos anexos.
- Sistema de alimentación de servicios auxiliares. Comprende lavado de camiones y vagones, espesadores, compresoras y ventiladores.
- Sistema de alumbrado y tomacorrientes. Comprende las áreas de talleres, subestaciones, fajas, naves, almacenes, garitas de seguridad y edificios administrativos. Además se cuenta con un generador de emergencia de 1.6 kW que puede alimentar hasta dos sistemas a la vez.

El suministro está previsto para una máxima demanda de 4,153 kVA, a través de una nueva subestación de suministro de Edelnor y esta a su vez se alimenta desde la subestación de transformación de Santa Marina de 40 MVA.

La tensión nominal en el punto de entrega es de 20 kV, y en la subestación principal se instaló un transformador de 20/10 kV ya que la red interna en media tensión se ha diseñado para 10 kV. El sistema de 20kV es de estrella con neutro aterrado. La corriente de cortocircuito monofásica a considerar es de 1 3kA @ 20 kV.

Para la alimentación de las cargas se utilizarán arrancadores directos, softstarters, variadores de velocidad, alimentadores protegidos por breakers de acuerdo a los requerimientos de las diferentes cargas. Todo el equipamiento exterior estándar es Nema 4x.

## 6.5 Sistemas de control

La plataforma del sistema de control para el proyecto se encuentra basada en controladores lógico programables, y está compuesta básicamente por cuatro gabinetes principales (que incluyen módulos de control, comunicaciones y E/S) y seis gabinetes RIO (que incluyen módulos de comunicaciones y E/S).

La plataforma del sistema SCAOA se encuentra compuesta por servidores redundantes, estaciones de operación y estación de ingeniería. Los equipamientos del sistema SCADA se encuentran ubicados en las oficinas del edificio administrativo e incluyen:

- Reclamo y apilamiento de concentrado de minerales almacén principal a nuevos almacenes. Para el presente circuito se ha considerado según el equipo mecánico asociado el montaje e instalación de la siguiente instrumentación de campo:
  - Faja alimentadora 1100-FE-001(Cu). Cuenta con un interruptor de velocidad cero, para detección y alarma de estado bajo y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; dos interruptores de desalineamiento, para detección y alarmas de estados alto y alto-alto y enclavamiento de protección (alto-alto) para la operación normal de la faja. También tiene dos interruptores de parada de emergencia para detectar este estado, así como enclavamiento de protección para

la operación normal de la faja; un interruptor de nivel en el chute de descarga para detectar un estado alto y enclavamiento de protección por atoro de chute para la operación normal de la faja; así como un dispositivo de indicación sonora (sirena) para la señalización y advertencia de operación de faja. Finalmente incluye un dispositivo de indicación luminosa (bauza) para la señalización y advertencia de operación de faja.

- Faja alimentadora 1200-FE-001(Pb).Presenta un interruptor de velocidad cero para detección y alarma de estado bajo, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja. Cuenta con dos interruptores de desalineamiento, para detección y alarmas de estado alto y alto-alto y enclavamiento de protección (alto-alto) para la operación normal de la faja; dos interruptores de parada de emergencia, para detección de estado de parada de emergencia y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja. Esta faja también incluye un interruptor de nivel en el chute de descarga para detectar el estado alto y enclavamiento de protección por atoro de chute para la operación normal de la faja; un dispositivo de

indicación sonora (sirena) para la señalización y advertencia de operación de faja, además de un dispositivo de indicación luminosa (baliza) para la señalización y advertencia de operación de faja,

- Faja alimentadora 1300-FE-001(Zn). Cuenta con un interruptor de velocidad cero para detección y alarma de estado bajo y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja. También presenta dos interruptores de desalineamiento para 1 a detección y alarmas de estados alto y alto-alto y enclavamiento de protección (alto-alto) para la operación normal de la faja. Presenta dos interruptores de parada de emergencia para detectar el estado de parada de emergencia y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; un interruptor de nivel en el chute de descarga para detectar el estado alto y enclavamiento de protección por atoro de chute para la operación normal de la faja, así como un dispositivo de indicación sonora (sirena) para la señalización y advertencia de operación de faja. También tiene un dispositivo de indicación luminosa (baliza) para la señalización y advertencia de operación de faja.

- Faja transportadora 1000-CV-001. Tiene un interruptor de velocidad cero para detección y alarma de estado bajo y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; cuatro interruptores de desalineamiento para la detección y alarmas de estados alto y alto-alto y enclavamiento de protección (alto-alto) para la operación normal de la faja; así como dos interruptores de ruptura de faja para la detección y alarmas de estado, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja. Esta faja transportador cuenta también con cuatro interruptores de parada de emergencia para la detección del estado de parada de emergencia y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; un interruptor de nivel en el chute de descarga, para la detección de estado alto y enclavamiento de protección por atoro de chute para la operación normal de la faja. Así mismo, cuenta con un dispositivo de indicación sonora (sirena) para la señalización y advertencia de operación de faja, y un dispositivo de indicación luminosa (baliza) para la señalización y advertencia de operación de faja.

- Faja transportadora 1000-CV-002. El equipo cuenta con un interruptor de velocidad cero para detección y alarma de estado bajo y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; cuatro interruptores de desalineamiento para la detección y alarmas de estados alto y alto-alto y enclavamiento de protección (alto-alto) para la operación normal de la faja; dos interruptores de ruptura de faja para la detección y alarmas de estado, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja, así como cuatro interruptores de parada de emergencia para la detección del estado de parada de emergencia y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja. También posee un detector de metales para la detección y alarma de estado y protección para la operación normal de la faja; un interruptor de nivel en el chute de descarga para la detección del estado alto y enclavamiento de protección por atoro de chute para la operación normal de la faja; además de un instrumento de medición de peso dinámico (incluye puente de pesaje basado en celdas de carga, sensor de velocidad, integrador electrónico y dispositivo de calibración), para el monitoreo del peso dinámico y su acumulado de concentrado. Finalmente

esta faja presenta dos dispositivos de indicación sonora (Sirena), para la señalización y advertencia de operación de faja; e igual cantidad de dispositivos de indicación luminosa (baliza) para la señalización y advertencia de operación de faja.

- Faja tubular 2000-PC-001. Cuenta con un interruptor de velocidad cero para la detección y alarma del estado bajo y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja, y cuatro interruptores de desalineamiento para la detección y alarmas de estados alto y alto-alto y enclavamiento de protección (alto-alto) para la operación normal de la faja. Esta faja también presenta dos interruptores de ruptura de faja para la detección y alarmas de estado, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; cuatro interruptores de parada de emergencia para la detección del estado de parada de emergencia y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; así como un interruptor de nivel en el chute de descarga para la detección del estado alto y enclavamiento de protección por atoro de chute para la operación normal de la faja. También incluye dos dispositivos de indicación sonora



(sirena), para la señalización y advertencia de operación de faja, y un dispositivo de indicación luminosa (bauza) para la señalización y advertencia de operación de faja.

- Faja transportadora 2000-CV-001. El equipo tiene un interruptor de velocidad cero para detección y alarma de estado bajo y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; así como cuatro interruptores de desalineamiento para la detección y alarmas de estados alto y alto-alto, y enclavamiento de protección (alto-alto) para la operación normal de la faja. Este equipo también presenta dos interruptores de ruptura de faja para detección y alarmas de estado, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; cuatro interruptores de parada de emergencia para detección del estado de parada de emergencia, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; además de 13 interruptores de posición para la detección y alarma de estado de posición del carro Tripper y enclavamiento para la operación normal de la faja y el tripper. Finalmente presenta un dispositivo de indicación sonora (sirena), para la señalización y advertencia de operación de faja; y un dispositivo de

indicación luminosa (baliza) para la señalización y advertencia de operación de faja.

- Recepción y apilamiento de concentrado de cobre y zinc. Para el presente circuito se ha considerado según el equipo mecánico asociado el montaje e instalación de la siguiente instrumentación de campo:
  - Faja alimentadora 3000-FE-001. Con un interruptor de velocidad cero para detección y alarma de estado bajo y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; y cuatro interruptores de desalineamiento para la detección y alarmes de estados alto y alto-alto y enclavamiento de protección (alto-alto) para la operación normal de la faja. Este equipo también presenta dos interruptores de ruptura de faja para la detección y alarmas del estado, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; dos interruptores de parada de emergencia para la detección del estado de parada de emergencia y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja. El equipo presenta un interruptor de nivel en el chute de descarga para la detección del estado alto y enclavamiento de protección por atoro de chute para la operación normal de la faja;

un dispositivo de indicación sonora (sirena) para la señalización y advertencia de operación de faja, así como un dispositivo de indicación luminosa (baliza) para la señalización y advertencia de operación de faja.

- Faja transportadora 3000-CV-001. Cuenta con un interruptor de velocidad cero para detección y alarma de estado bajo y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; cuatro interruptores de desalineamiento para la detección y alarmas de estado alto y alto-alto, y enclavamiento de protección (alto – alto) para la operación normal de la faja. Además tiene dos interruptores de ruptura de faja para la detección y alarmas de estado, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja siete interruptores de parada de emergencia para la detección del estado de parada de emergencia, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; un detector de metales para el monitoreo de estado y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja. También un interruptor de nivel en el chute de descarga para la detección del estado alto y enclavamiento de protección por atoro de chute para la operación normal de la faja. El equipo presenta dos interruptores de posición en

compuerta diverter de chute de descarga para detección de posición y alarma de estado, y enclavamiento para operación normal de la faja; dos dispositivos de indicación sonora (sirena) para la señalización y advertencia de operación de faja así como dos dispositivos de indicación luminosa (baliza) para la señalización y advertencia de operación de faja.

- Faja tubular 1300-PC-001 .El equipo incluye un interruptor de velocidad cero para la detección y alarma de estado bajo y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; cuatro interruptores de desalineamiento para la detección y alarmas de estados alto y alto-alto y enclavamiento de protección (alto-alto) para la operación normal de la faja; y dos interruptores de ruptura de faja para la detección y alarmas de estado, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja. También presenta cuatro interruptores de parada de emergencia para la detección del estado de parada de emergencia y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; un interruptor de nivel en el chute de descarga para la detección del estado alto y enclavamiento de protección por atoro de

chute para la operación normal de la faja; así como un instrumento de nivel tipo radar para monitorear el nivel de apilamiento del concentrado de zinc, alarma de estado alto, y enclavamiento de operación de faja. Finalmente esta faja tubular presenta un dispositivo de indicación sonora (sirena) para la señalización y advertencia de operación de faja, y un dispositivo de indicación luminosa (baliza) para la señalización y advertencia de operación de faja.

- Faja transportadora 3000-CV-002. Presenta un interruptor de velocidad cero para la detección y alarma del estado bajo y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja, también cuatro interruptores de desalineamiento para la detección y alarmas de estados alto y alto-alto y enclavamiento de protección (alto-alto) para la operación normal de la faja. Esta faja transportadora cuenta con dos interruptores de ruptura de faja para la detección y alarmas de estado, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; un interruptor de parada de emergencia para la detección del estado de parada de emergencia y enclavamiento de protección para la operación normal

de la faja. El equipo también incluye un interruptor de nivel en el chute de descarga para la detección del estado alto y enclavamiento de protección por atoro de chute para la operación normal de la faja; un dispositivo de indicación sonora (sirena) para la señalización y advertencia de operación de faja, así como un dispositivo de indicación luminosa (baliza) para la señalización y advertencia de operación de faja.

- Faja transportadora 3000-CV-003. Cuenta con un interruptor de velocidad cero para detección y alarma de estado bajo y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja. También presenta cuatro interruptores de desalineamiento para detección y alarmas de estados alto y alto-alto y enclavamiento de protección (alto-alto) para la operación normal de la faja. El equipo cuenta con dos interruptores de ruptura de faja para detección y alarmas de estado, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; ocho interruptores de parada de emergencia para la detección del estado de parada de emergencia y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; un distanciómetro para el monitoreo y control

de posición, así como alarma de estado para Operación normal de Carro Tripper. Finalmente cuenta con dos dispositivos de indicación sonora (sirena) para la señalización y advertencia de operación de faja.

- Reclamo para embarque de concentrado de minerales a Open Acces. Para el presente circuito se ha considerado, según el equipo mecánico asociado, el montaje e instalación de la siguiente instrumentación de campo:
  - Faja transportadora 3000-CV-004. El equipo presenta un interruptor de velocidad cero para la detección y alarma de estado bajo y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; cuatro interruptores de desalineamiento para la detección y alarmas de estados alto y alto-alto y enclavamiento de protección (alto-alto) para la operación normal; dos interruptores de ruptura de faja para la detección y alarmas de estado, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; así como 12 interruptores de parada de emergencia para la detección del estado de parada de emergencia y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja. También incluye un detector de metales para detección y alarma del estado, y

protección para la operación normal de la faja; y un interruptor de nivel en el chute de descarga para la detección del estado alto y enclavamiento de protección por atoro de chute para la operación normal de la faja. Finalmente tiene tres dispositivos de indicación sonora (sirena) para la señalización y advertencia de operación de faja; y tres dispositivos de indicación luminosa (baliza) para la señalización y advertencia de operación de faja.

- Faja transportadora 3000-CV-005. Cuenta con un interruptor de velocidad cero, para detección y alarma de estado bajo y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; cuatro interruptores de desalineamiento para detección y alarmas de estados alto y alto-alto y enclavamiento de protección (alto-alto) para la operación normal. Así mismo, este equipo tiene dos interruptores de ruptura de faja, para detección y alarmas de estado, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; y la misma cantidad de interruptores de parada de emergencia para la detección del estado de parada de emergencia y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja. La faja



transportadora posee un interruptor de nivel en el chute de descarga para la detección del estado alto y enclavamiento de protección por atoro de chute para la operación normal de la faja; un dispositivo de indicación sonora (sirena) para la señalización y advertencia de operación de faja; y un dispositivo de indicación luminosa (bauza) para la señalización y advertencia de operación de faja.

- Faja transportadora 3000-CV-006. Presenta un interruptor de velocidad cero para la detección y alarma de estado bajo y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja; cuatro interruptores de desalineamiento para detección y alarmas de estados alto y alto-alto y enclavamiento de protección (alto-alto) para la operación normal; dos interruptores de ruptura de faja para la detección y alarmas de estado, y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja. Además presenta tres interruptores de parada de emergencia para la detección del estado de parada de emergencia y enclavamiento de protección para la operación normal de la faja. La faja incluye otros elementos como un interruptor de nivel en el chute de

descarga para la detección del estado alto y enclavamiento de protección por atoro de chute para la operación normal de la faja; dos interruptores de posición en compuerta diverter de chute de descarga para la detección de posición y alarma de estado, y enclavamiento para operación normal de la faja; un instrumento de nivel tipo radar para el monitoreo de nivel en tolva de descarga concentrado de mineral, alarma de estado alto, y enclavamiento de operación de faja; así como un instrumento de medición de peso dinámico que incluye puente de pesaje basado en celdas de carga, sensor de velocidad, integrador electrónico y dispositivo de calibración, para el monitoreo del peso dinámico y su acumulado de concentrado. Finalmente el equipo presenta un dispositivo de indicación sonora (sirena) para la señalización y advertencia de operación de faja; así como un dispositivo de indicación luminosa (bauza) para la señalización y advertencia de operación de faja.

- Sistema de lavado agua, pulpa y reposición

- Bomba 4200-BS-001. Presenta un interruptor de nivel para detección y alarma de estado alto, bajo, y enclavamiento de operación normal de la bomba.
- Bomba 4200-BS-002. Cuenta con un interruptor de nivel para detección y alarma de estado alto, bajo, y enclavamiento de operación normal de la bomba.
- Bombas 4200-BA-001 y 4200-BA-002. Tienen un interruptor de nivel para detección alarma de estado alto, bajo, y enclavamiento de operación normal de la bombas. o Bomba 4400-BS-001 .Cuenta con un interruptor de nivel para detección y alarma de estado alto, bajo, y enclavamiento de operación normal de la bomba.
- Bomba 4400-BS-002. Presenta un interruptor de nivel para detección y alarma de estado alto, bajo, y enclavamiento de operación normal de la bomba.
- Bombas 4400-BA-001 y 4400-BA-002. Presentan un interruptor de nivel para detección y alarma de estado alto, bajo, y enclavamiento de operación normal de la bombas.

## VII. CONCLUSIONES

- Se pudo establecer que una faja transportadora con vagones y vías conectadas al ferrocarril central permitirá mejorar su eficiencia en la recepción y descarga e incrementar su productividad hasta en 500%.
- Se estableció que la capacidad de almacenamiento de minerales a partir de 2 a 4 millones de Tn métrica por año, contribuyendo así con la eficacia de las exportaciones mineras y con ello al crecimiento del sector minero en el Perú.
- La ingeniería del proyecto contó con tres etapas las cuales fueron: conceptual, (4,000 H-H); básica (20,000 H-H); y de detalle (60,000 H-H). El montaje mecánico comprende tres sistemas mecanizados de transporte de concentrados como es en la recepción, -transvase 1 transvase 2.
- Para la alimentación de las cargas se utilizarán arrancadores directos, softstarters, variadores de velocidad, alimentadores protegidos por breakers de acuerdo a los requerimientos de las diferentes cargas. Todo el equipamiento exterior estándar es Nema 4x. La plataforma del sistema SCAOA se encuentra

compuesta por servidores redundantes, estaciones de operación  
y estación de ingeniería

## VIII. RECOMENDACIONES

- Es necesario la inversión e innovación en sectores tan importante como la minería, por lo que la propuesta de un sistema de transporte de polimetales de 1000 tm/h por medio de fajas transportadoras es una alternativa de solución para aumentar la capacidad de carga y almacenaje de polimetales, garantizando así el flujo en la entrada y salida de estos minerales.
- Se debe tomar en cuenta la propuesta reflejada en el diseño de un sistema de transporte de polimetales de 1000 tm/h por medio de fajas transportadoras para aumentar la capacidad instalada de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao, ya que se ha podido demostrar que mejoraría su eficiencia en la recepción y descarga hasta en un 500%, siendo beneficioso para las empresas mineras y toda la cadena económica que depende del flujo continuo de polimetales.
- La propuesta del diseño de un sistema de transporte de polimetales por medio de fajas transportadoras puede ser tomado como referente por otras empresas de almacenaje de metales u otro rubro, así optimizar el flujo de entrada, almacenaje y salida de productos.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

### Fuentes Bibliográficas

Alcántara, R. (2010). Diseño de una planta móvil dosificadora de concreto con capacidad de 130 TM/Hr. (Tesis) para optar el grado académico de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional de Ingeniería.

Barreiro Fernández., J. et al (2003). Gestión científica empresarial. España: Netbiblo.

Castro, J. et al (2011). Diseño de una banda transportadora semiautomática para la fabricación de tanques de combustible de vehículos de carga. (Tesis) para optar el grado de Ingeniero Mecánico en el Instituto Politécnico Nacional Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Unidad Zacatenco México D.F.

Escudero S., J. (2014). Logística de almacenamiento. España: Paraninfo.

Hernández, José (2003). Análisis técnico-económico de sistemas de transporte de bauxita para la explotación de los bloques 5 al 10 del yacimiento de los Pijiguaos, Estado de Bolívar. (Tesis) para optar el grado académico de Ingeniero de Minas en la Universidad Central de Venezuela.

Hernández Muñoz, Fernando. (2008). Libro de logística de almacenes. Colombia: Paidós.

Hernández Sampieri, Collado, Baptista. (2008). Metodología de la investigación. México: McGraw Hill. 2008.

Rojas, E. Metodología de la investigación. Colombia: Unefa. 2010. pp-2-5.

Rondón, L. Y Valdivia, S. (2010). Diseño, fabricación y montaje de un sistema de transporte de carbón fino, mediante faja tubular. (Tesis) para optar el grado académico de Ingeniero Mecánico en la Universidad Católica Santa María, Arequipa.

### **Linkografía**

Changir, J. (2011). Transportadores Neumáticos. Información extraída de:

<http://ventilacionindustrialiiiunics.blogspot.pe/2014/01/transporte-neumatico.html>

Díaz, M. (2010). Carga, Transporte y Extracción en Minería. Información extraída de:

<http://www.septemediciones.com/files/resumenminy.pdf>

[http://www.legislacionambientalspda.org.pe/index.php?option=com\\_content&view=article&id=406&Itemid=4285](http://www.legislacionambientalspda.org.pe/index.php?option=com_content&view=article&id=406&Itemid=4285)

[http://www.cib.espol.edu.ec/Digipath/D\\_Tesis\\_PDF/D-27768.pdf](http://www.cib.espol.edu.ec/Digipath/D_Tesis_PDF/D-27768.pdf)

<http://bdigital.uao.edu.co/bitstream/10614/1242/1/TID00887.pdf>

<http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/4608/1/CD-4241.pdf>

[http://www.unac.edu.pe/documentos/organizacion/vri/cdcitra/Informes\\_Finales\\_Investigacion/2012/MAYO/ALFONSO%20SANTIAGO%20CALDAS%20BASAURI%20-%20FIME.pdf](http://www.unac.edu.pe/documentos/organizacion/vri/cdcitra/Informes_Finales_Investigacion/2012/MAYO/ALFONSO%20SANTIAGO%20CALDAS%20BASAURI%20-%20FIME.pdf)

<http://www.unjbg.edu.pe/coin2/pdf/01011001806.pdf>

[http://www.martinezgambino.com.ar/catalogo\\_cintas\\_transportadoras.pdf](http://www.martinezgambino.com.ar/catalogo_cintas_transportadoras.pdf)

[http://www.sistemasmotrices.cl/\\_pdf/Guia\\_Transporte\\_de\\_Materiales.pdf](http://www.sistemasmotrices.cl/_pdf/Guia_Transporte_de_Materiales.pdf)



[http://repositorio.utc.edu.ec/bitstream/27000/1809/1/T-UTC-1682\(1\).pdf](http://repositorio.utc.edu.ec/bitstream/27000/1809/1/T-UTC-1682(1).pdf)

<http://www.metalurgia.uda.cl/apuntes/Pavez/APUNTES%20%20DE%20CONCENTRACION%20DE%20MINERALES%20II.pdf>

<http://cip.org.pe/imagenes/temp/tesis/41249817.pdf>

[http://cybertesis.unac.edu.pe/bitstream/unac/171/3/altamirano\\_oj.pdf](http://cybertesis.unac.edu.pe/bitstream/unac/171/3/altamirano_oj.pdf)

<http://dspace.universia.net/bitstream/2024/473/1/proyecto+de+tesis.pdf>

<http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1717/1/108T0012.pdf>

<http://es.scribd.com/doc/207299465/Plan-de-Tesis>

# **ANEXOS**

## Anexo 01: Encuesta



La presente encuesta tiene como finalidad establecer la percepción de trabajadores, población clientes de la empresa Cormín, respecto del diseño de un sistema de transporte de polimetales: ~~este es completamente confidencial~~

**Instrucciones:** Puede escribir o marcar con una aspa (x) la alternativa que Ud. crea conveniente. Se le recomienda responder con la mayor sinceridad posible.

- (1) Totalmente en desacuerdo
- (2) En desacuerdo
- (3) Ni de acuerdo ni en desacuerdo
- (4) De acuerdo
- (5) Totalmente de acuerdo

|  | 1  | 2 | 3   | 4 |
|--|----|---|-----|---|
| Preguntas  | TD | D | NAD | A |
| ¿su criterio la implementación de un sistema de transporte de polimetales disminuirá la contaminación al entorno producida por la carga y descarga de polimetales como se realiza en la actualidad |    |   |     |   |
| ¿usted cree que un sistema de transporte de polimetales permitirá el aumento de la capacidad instalada de los almacenes de Cormin en el puerto del Callao  |    |   |     |   |
| ¿al contar con un sistema de transporte de polimetales por faja transportadora disminuirá los costos de traslado   |    |   |     |   |
| ¿la implementación de una faja transportadora optimizará el proceso de traslado de polimetales   |    |   |     |   |
| ¿cree usted que la implementación de una faja transportadora impactará positivamente en el entorno, generando un mayor flujo económico, para la empresa y la población                             |    |   |     |   |

## Anexo 05: Construcción de faja transportadora

Figura 22. Construcción de faja transportadora



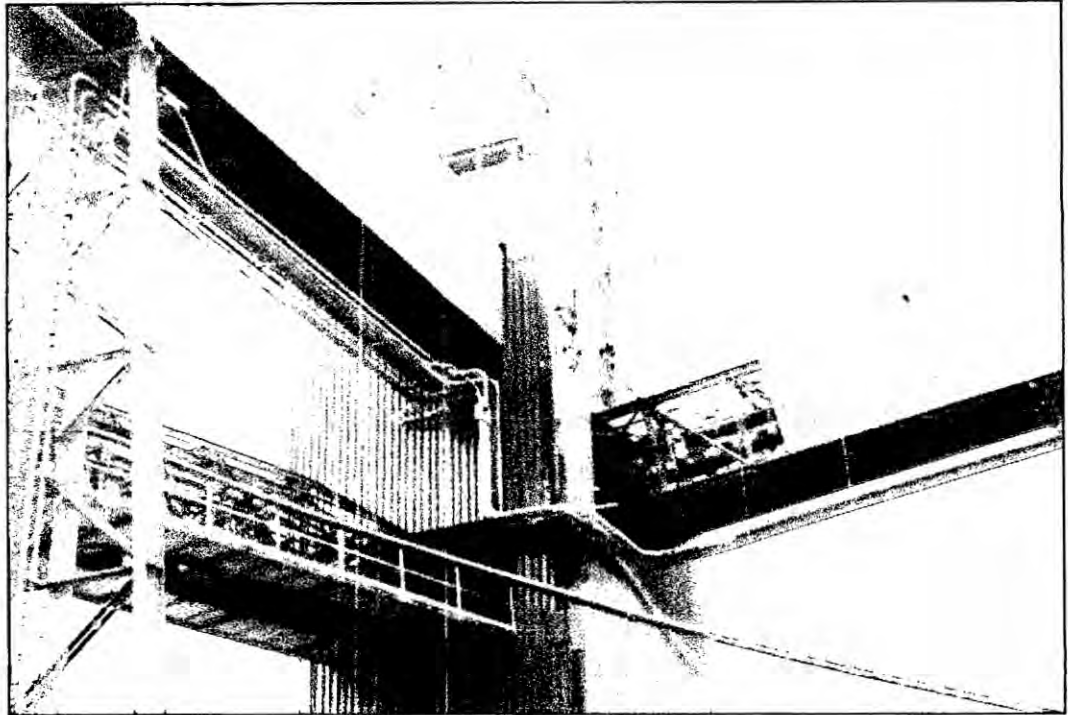
Fuente: Elaboración propia

Figura 23. Faja 3000 CV1



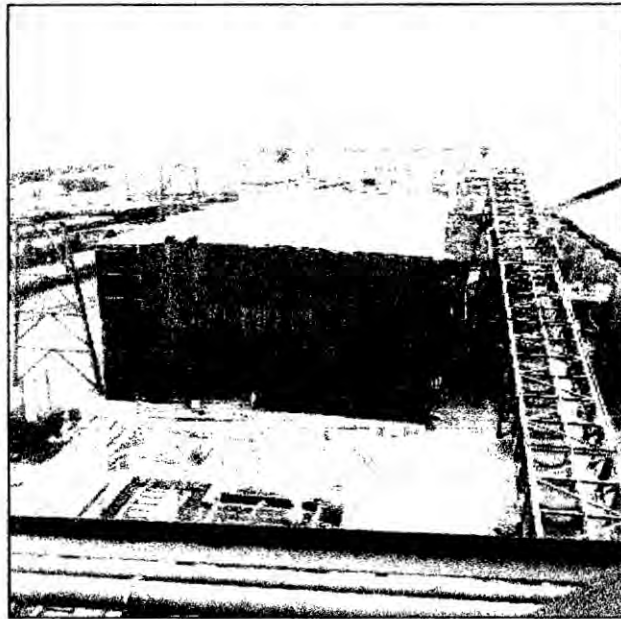
Fuente: Elaboración propia

Figura 24. Faja encapsulada



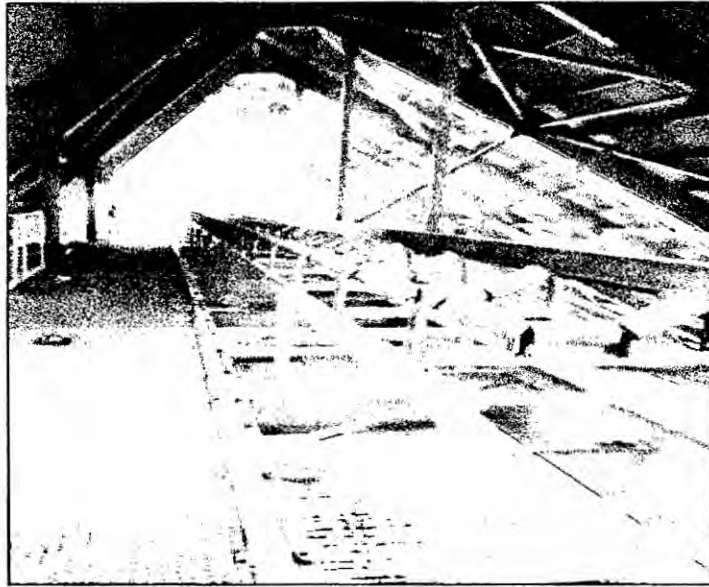
Fuente: Elaboración propia

Figura 25. Faja transporte



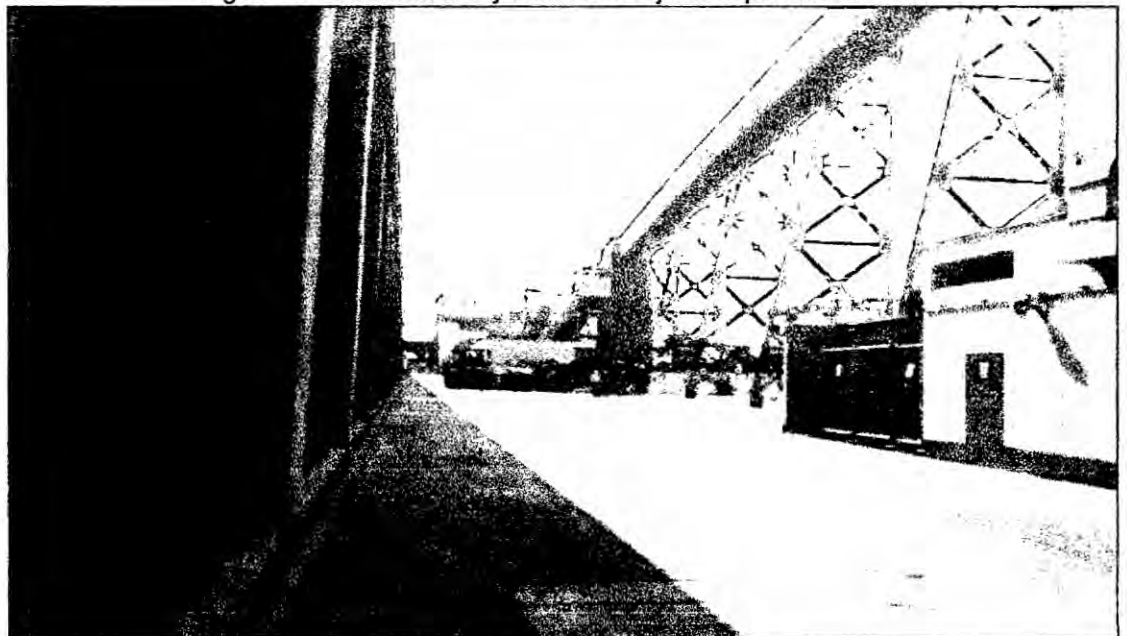
Fuente: Elaboración propia

Figura 26. Estructura de faja transportadora



Fuente: Elaboración propia

Figura 27. Construcción y diseño de faja transportadora



Fuente: Elaboración propia

Figura 28. Volteador de vagones



Fuente: Elaboración propia

## Anexo 06: Datos y cálculos de la faja transportadora

Tabla 36. Coste de la banda

| <b>B (mm)</b> | <b>L (m)</b> | <b>Coste de la Banda (% del total)</b> |
|---------------|--------------|--|
| 650           | 30           | 13                                     |
| 650           | 79           | 18                                     |
| 800           | 300          | 23                                     |
| 800           | 380          | 33                                     |
| 1000          | 100          | 16                                     |
| 1000          | 124          | 18                                     |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 37. Tipos de tejidos para el diseño de banda transportadora

| <b>Nombre Común</b> | <b>Designación</b> |
|---------------------|--------------------|
| Algodón             | B                  |
| Rayón               | Z                  |
| Poliéster           | E                  |
| Poliamida           | P                  |
| Cable de Acero      | St                 |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 38. Calidad de los recubrimientos. Norma DIN 22102

| <b>Calidad de los Recubrimientos</b>                              | <b>W</b> | <b>X</b> | <b>Y</b> | <b>Z</b> |
|---|----------|----------|----------|----------|
| Resistencia a la tracción Longitudinal [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ] | 18       | 25       | 20       | 15       |
| Alargamiento de rotura longitudinal [%]                           | 400      | 450      | 400      | 350      |
| Abrasión [ $\text{mm}^3$ ]  | 90       | 120      | 150      | 250      |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop



Tabla 39. Anchos de banda normalizados

|      |      |      |      |      |      |
|------|------|------|------|------|------|
| 300  | 400  | 500  | 650  | 800  | 1000 |
| 1200 | 1400 | 1600 | 1800 | 2000 | 2200 |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 40. Diámetros de los rodillos

| Diámetro de los rodillos [mm] |    |      |      |     |     |     |       |     |
|-------------------------------|----|------|------|-----|-----|-----|-------|-----|
| Rodillos portantes            | 51 | 63,5 | 88,9 | 108 | 133 | 159 | 193,7 | 219 |
| Rodillos de impacto           |    |      |      | 156 | 180 | 215 | 250   | 290 |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 41. Diámetros de tambores DIN 22101

| Diámetro de los tambores [mm] |     |     |     |     |     |     |      |      |      |      |
|-------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| 190                           | 250 | 320 | 400 | 500 | 630 | 800 | 1000 | 1250 | 1400 | 1600 |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 42. Tamaño de las carcasa / Potencia del motor. Norma HD 213

|                     |          |          |          |          |          |          |          |          |          |          |          |          |
|---------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| Tamaño carcasa [mm] | 112<br>M | 132<br>S | 132<br>M | 160<br>M | 160<br>L | 180<br>M | 180<br>L | 200<br>L | 225<br>S | 225<br>M | 250<br>M | 280<br>S |
| Potencia [Kw]       | 4        | 5,5      | 7,5      | 11       | 15       | 18,5     | 22       | 30       | 37       | 45       | 55       | 75       |
| Tamaño carcasa [mm] | 280<br>M | 315<br>S | 315<br>M | 315<br>L | 315<br>L | 315      | 315      | 355      | 355      | 355      | 400      | 400      |
| Potencia [Kw]       | 90       | 110      | 132      | 160      | 200      | 250      | 315      | 355      | 400      | 500      | 560      | 630      |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 43. Potencia en función de la altura sobre el nivel del mar

| Altitud (h) sobre el nivel del mar (m). | $h \leq 1000$ | $1000 \leq h \leq 2000$ | $2000 \leq h \leq 3000$ | $3000 \leq h \leq 4000$ | $4000 \leq h \leq 5000$ |
|---|---------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Potencia en % de la nominal.            | 100           | 95                      | 90                      | 85                      | 80                      |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 44. Selección del ancho de banda según tamaño de material

| Ancho mínimo de Banda | Tamaños  |       |
|-----------------------|----------|-------|
|                       | Uniforme | Mixto |
| 400                   | 50       | 100   |
| 500                   | 75       | 150   |
| 650                   | 125      | 200   |
| 800                   | 170      | 300   |
| 1000                  | 250      | 400   |
| 1200                  | 350      | 500   |
| 1400                  | 400      | 600   |
| 1600                  | 450      | 650   |
| 1800                  | 500      | 700   |
| 2000                  | 550      | 750   |
| 2200                  | 600      | 800   |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 45. Características de los materiales

| MATERIAL          | TAMAÑO [mm] | PEÑO ESPECÍFICO [T/m <sup>3</sup> ] | ANGULOS         |                                  | ABRASIVIDAD   |
|-------------------|-------------|-------------------------------------|-----------------|----------------------------------|---------------|
|                   |             |                                     | REPOSO $\alpha$ | INC. MÁXIMA DE LA BANDA $\delta$ |               |
| ARCILLA fina      | 3           | 1,0-1,6                             | -               | 15                               | Muy abrasiva  |
| Arena seca        | 3           | 1,5-1,8                             | 35°             | 16°-18°                          | Muy abrasiva  |
| Asfalto           | 15          | 0,75                                | 30°-45°         | 16°-18°                          | Abrasivo      |
| Basalto           | 75-150      | 1,4-1,7                             | 27°-35°         | 18°                              | Abrasivo      |
| Caliza            | 3-15        | 1,3-1,5                             | 38°             | 18°                              | Abrasivo      |
| Cal               | 3           | 0,6                                 | 40°             | 21°                              | Abrasiva      |
| Cemento           | 2,5-40      | 1,3-1,5                             | 30°-40°         | 18°-20°                          | Muy abrasiva  |
| Cenizas carbón    | 10-75       | 0,7-0,8                             | 45°             | 20°                              | Algo Abrasivo |
| Cuarzo            | 15          | 1,3-1,45                            | 20°-29°         | 18°                              | No Abrasivo   |
| Esconia           | 3-10        | 1,3-1,4                             | 30°             | 10°                              | Muy Abrasiva  |
| Granito           | 10-150      | 1,4-1,5                             | 35°             | 18°                              | Muy Abrasivo  |
| Grava             | 10-75       | 1,5-1,7                             | 32°             | 20°                              | Muy Abrasivo  |
| Harina            | 0-2,5       | 0,6-0,9                             | 0-10°           | 10°                              | No Abrasivo   |
| Tierra            | 2,5-10      | 1,2-1,3                             | 35°             | 17°                              | -             |
| Coke              | 3-15        | 0,5-1                               | 30°-45°         | 18°                              | Muy abrasivo  |
| Lignito           | 15          | 0,7-1                               | 40°             | 18°-22°                          | Abrasivo      |
| Fosfatos          | 3           | 1                                   | 26°             | 11°                              | Abrasivo      |
| Nitratos de Sodio | 75          | 1,1-1,4                             | 24°             | 11°                              | No Abrasivo   |
| Cobre             | 75          | 1,9-2,2                             | 30°-45°         | 20°                              | Muy Abrasivo  |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 46. Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

| Ancho mínimo de Banda (mm) | Tamaños máximos (mm) |       | Velocidad máxima en m/s |      |      |      |
|----------------------------|----------------------|-------|-------------------------|------|------|------|
|                            | Uniforme             | Mixto | A                       | B    | C    | D    |
| 400                        | 50                   | 100   | 2,62                    | 2,09 | 2,09 | 1,31 |
| 500                        | 75                   | 150   | 2,62                    | 2,62 | 2,09 | 1,68 |
| 650                        | 125                  | 200   | 3,35                    | 2,62 | 2,62 | 1,68 |
| 800                        | 170                  | 300   | 3,35                    | 3,35 | 2,62 | 2,09 |
| 1000                       | 250                  | 400   | 4,19                    | 3,35 | 3,35 | 2,09 |
| 1200                       | 350                  | 500   | 4,19                    | 3,35 | 3,35 | 2,62 |
| 1400                       | 400                  | 600   | 4,19                    | 3,35 | 3,35 | 3,35 |
| 1600                       | 450                  | 650   | 4,19                    | 4,19 | 3,35 | 3,35 |
| 1800                       | 500                  | 700   | 4,19                    | 4,19 | 3,35 | 3,35 |
| 2000                       | 550                  | 750   | 5,24                    | 4,19 | 3,35 | 3,35 |
| 2200                       | 600                  | 800   | 5,24                    | 5,24 | 4,19 | 4,19 |

A- Materiales ligeros deslizables, no abrasivos con peso específico de 0,5 -1 T/m<sup>3</sup>  
 B- Materiales no abrasivos o muy poco abrasivos con tamaño medio, peso específico de 1 - 1,5 T/m<sup>3</sup>  
 C- Materiales medianamente abrasivos y pesados, con peso específico de 1,5 a 2 T/m<sup>3</sup>  
 D- Materiales muy abrasivos pesados y cortantes, peso específico mayor a 2 T/m<sup>3</sup>

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 47. Valores normalizados de velocidad, según la norma DIN 22101

|      |      |      |      |
|------|------|------|------|
| 0,66 | 0,84 | 1,05 | 1,31 |
| 1,68 | 2,09 | 2,62 | 3,35 |
| 4,19 | 5,24 |      |      |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 48. Factores de reducción de capacidad por inclinación según norma DIN 22101

| Inclinación [°]       | 2 | 4    | 6    | 8    | 10   | 12   | 14   | 16   | 18   | 20   |
|-----------------------|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Factor de Reducción K | 1 | 0,99 | 0,98 | 0,97 | 0,95 | 0,93 | 0,91 | 0,89 | 0,85 | 0,81 |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 49. Longitud de los rodillos

| ANCHO DE BANDA<br>B<br>(mm) | LONGITUD DE LOS RODILLOS (mm) |        |        |
|-----------------------------|-------------------------------|--------|--------|
|                             | Flat                          | 2 roll | 3 roll |
| 300                         | 380                           | 200    | -      |
| 400                         | 500                           | 250    | 160    |
| 500                         | 600                           | 315    | 200    |
| 600                         | 700                           | 340    | 250    |
| 650                         | 750                           | 380    | 250    |
| 800                         | 950                           | 465    | 315    |
| 1000                        | 1150                          | 600    | 380    |
| 1200                        | 1400                          | 700    | 465    |
| 1400                        | 1600                          | 800    | 530    |
| 1600                        | 1800                          | 900    | 600    |
| 1800                        | 2000                          | 1000   | 670    |
| 2000                        | 2200                          | 1100   | 750    |
| 2200                        | 2500                          | 1250   | 800    |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 50. Factor de ancho de banda C<sub>b</sub>

| Peso específico<br>$\gamma$ [t/m <sup>3</sup> ] | Ancho de Banda [mm] |     |     |     |     |      |      |      |      |      |      |      |
|---|---------------------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|
|   | 300                 | 400 | 500 | 650 | 800 | 1000 | 1200 | 1400 | 1600 | 1800 | 2000 | 2200 |
| $\gamma \leq 1$                                 | 31                  | 54  | 67  | 81  | 108 | 133  | 194  | 227  | 291  | -    | -    | -    |
| $1 < \gamma < 2$                                | 36                  | 59  | 76  | 92  | 126 | 187  | 277  | 320  | 468  | 554  | 691  | 745  |
| $\gamma > 2$                                    | -                   | 65  | 86  | 103 | 144 | 241  | 360  | 414  | 644  | 727  | 957  | 1033 |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 51. Factor de longitud de banda C<sub>1</sub>

|                |     |     |     |      |      |      |       |     |     |
|----------------|-----|-----|-----|------|------|------|-------|-----|-----|
| Longitud [m]   | 3   | 4   | 5   | 6    | 8    | 10   | 1,5   | 16  | 20  |
| C <sub>L</sub> | 667 | 625 | 555 | 526  | 454  | 417  | 370   | 323 | 286 |
| Longitud [m]   | 25  | 32  | 40  | 50   | 63   | 80   | 90    | 100 | 150 |
| C <sub>L</sub> | 250 | 222 | 192 | 167  | 145  | 119  | 109   | 103 | 77  |
| Longitud [m]   | 200 | 250 | 300 | 350  | 400  | 450  | 500   | 550 | 600 |
| C <sub>L</sub> | 63  | 53  | 47  | 41   | 37   | 33   | 31    | 28  | 26  |
| Longitud [m]   | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1500 | 2000 | >2000 |     |     |
| C <sub>L</sub> | 23  | 20  | 18  | 17   | 12   | 9    | 8     |     |     |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 52. Factor de servicio, según condiciones de trabajo k<sub>f</sub>

| Condiciones de Trabajo                            | k <sub>f</sub> |
|---|----------------|
| Favorables, buena alimentación, bajas velocidades | 1,17           |
| Normal, condiciones estándar.                     | 1              |
| Desfavorables, baja temperatura y alta velocidad. | 0,87-0,74      |
| Temperaturas extremadamente bajas.                | 0,57           |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

dispositivos

Tabla 53. Potencias adicionales necesarias para otros

| <b>POTENCIA ADICIONALES</b>                       |                                  |                      |
|---|----------------------------------|----------------------|
| <b>Trippers,<br/><i>Pa</i></b>                    | <b>Ancho de Banda [m]</b>        | <b>Potencia [Kw]</b> |
|   | ≤ 500                            | 0,8·v                |
|   | ≤ 1000                           | 1,5·v                |
|   | > 1000                           | 2,3·v                |
| <b>Dispositivos de<br/>limpieza<br/><i>Pb</i></b> | <b>Tipo de contacto/ Presión</b> |                      |
|   | Contacto Simple                  | 0,3·B·v              |
|   | Contacto de Presión elevada      | 1,5·B·v              |
| <b>Guías de<br/>Carga <i>Pc</i></b>               | <b>Longitud <i>Lf</i> [m]</b>    |                      |
|   | Desde punto de carga             | 0,16·v· <i>Lf</i>    |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 54. Eficiencia de los diferentes mecanismos reductores

| <b>Tipo de mecanismo reductor</b>                     | <b>Eficiencia</b> |
|---|-------------------|
| Poleas y bandas en V                                  | 94%               |
| Cadena de rodillos                                    | 93%               |
| Cadena de rodillos lubricados en aceite               | 95%               |
| Reductor de engranajes helicoidales, una reducción    | 95%               |
| Reductor de engranajes helicoidales, doble reducción  | 94%               |
| Reductor de engranajes helicoidales, triple reducción | 93%               |
| Reductor de tronillo sin fin (relación 20:1)          | 90%               |
| Reductor de tronillo sin fin (relación 20:1 a 60:1)   | 70%               |
| Reductor de tronillo sin fin (relación 60:1 a 100:1)  | 50%               |
| Reductor de engranajes rectos (mecanizados)           | 90%               |
| Reductor de engranajes rectos (fundidos)              | 85%               |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 55. Potencia de motores, valores normalizados (Kw)

| <b>Valores de las potencias de los motores normalizadas. HD 231 de CENELC</b> |      |     |     |     |     |     |
|---|------|-----|-----|-----|-----|-----|
| 1,5   | 2,2  | 3   | 4   | 5,5 | 7,5 | 11  |
| 15  | 18,5 | 22  | 30  | 37  | 45  | 55  |
| 75  | 90   | 110 | 132 | 160 | 200 | 250 |
| 315   | 355  | 400 | 500 | 560 | 630 |     |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 56. Coeficiente de fricción según superficie de tambor  $C_R$

|                                     |                               | FACTOR DE FRICCIÓN $C_R$ |     |     |     |     |      |      |      |      |      |      |      |
|-------------------------------------|-------------------------------|--------------------------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|
| Superficie del tambor matriz        | Coeficiente de fricción $\mu$ | Ancho de banda [mm]      |     |     |     |     |      |      |      |      |      |      |      |
|                                     |                               | 300                      | 400 | 500 | 650 | 800 | 1000 | 1200 | 1400 | 1600 | 1800 | 2000 | 2200 |
| Sin recubrimiento y mojado          | 0,15                          | 98                       | 74  | 59  | 45  | 37  | 30   | 25   | 21   | 18   | 16   | 15   | 14   |
| Recubierto con goma, mojado y sucio | 0,3                           | 62                       | 46  | 37  | 28  | 23  | 18   | 15   | 13   | 12   | 10   | 9    | 8    |
| Sin recubrimiento y seco            | 0,35                          | 57                       | 43  | 34  | 26  | 21  | 17   | 14   | 12   | 11   | 9    | 8    | 8    |
| Con recubrimiento de goma y seco    | 0,4                           | 53                       | 40  | 32  | 25  | 20  | 16   | 13   | 11   | 10   | 9    | 8    | 7    |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 57. Factor de pérdida de resistencia a tracción según empalme/nº de telas  $C_v$

| Tipo de banda DUNLOP | Tipo de empalme por número de telas |         | Factor $C_v$ |
|----------------------|-------------------------------------|---------|--------------|
| DUNLOPFLEX           | 2 capas superpuestas                | Al 100% | 1            |
|                      | 2 capas superpuestas                | Al 50%  | 0,5          |
| TRIOFLEX             | 3 capas superpuestas                | Al 100% | 1            |
|                      | 2 capas superpuestas                | Al 67%  | 0,67         |
| SUPERFORT            | Número de capas                     | 1       | 0,7          |
|                      |                                     | 2       | 0,5          |
|                      |                                     | 3       | 0,67         |
|                      |                                     | 4       | 0,75         |
|                      |                                     | 5       | 0,8          |
|                      |                                     | 6       | 0,83         |
| FERROFLEX            | Zig-Zag                             |         | -            |
| STEELCORD            | Número de escalones                 | 1-2     | 1            |
|                      |                                     | 3       | 0,95         |
|                      |                                     | 4       | 0,9          |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 58. Resistencias nominales de bandas textiles

| Resistencias nominales de las bandas textiles [N/mm] |     |      |      |      |      |      |
|--|-----|------|------|------|------|------|
| 125  | 160 | 200  | 250  | 315  | 400  | 500  |
| 630  | 800 | 1000 | 1250 | 1600 | 2000 | 2500 |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 59. Espesor de los recubrimientos superiores

| ESPESOR DE RECUBRIMIENTO SUPERIOR RECOMENDADO (MM.) |                        |        |      |                     |        |      |              |         |     |
|---|------------------------|--------|------|---------------------|--------|------|--------------|---------|-----|
| Tamaño en mm  | Abrasión Alta/Muy Alta |        |      | Abrasion Media/Alta |        |      | Sin Abrasión |         |     |
|   | 0-50                   | 50-150 | >150 | 0-50                | 50-150 | >150 | 0-50         | 50-150  |     |
| Tiempo de Recorrido                                 |                        |        |      |                     |        |      |              |         |     |
| < 0,2 minutos                                       | 5-6                    | 6-8    | 8-10 | 3,5                 | 5-6    | 6-8  | 2-3          | 3-4     | 4-6 |
| 0,2-0,4 minutos                                     | 4-5                    | 5-6    | 6-8  | 3-4,5               | >=5    | >=6  | 2-2,5        | 2,5-4   | 4-5 |
| 0,4-1 minutos                                       | 4-5                    | >=6    | >=8  | 3-4                 | 4-5    | 5-6  | 2-2,5        | 2,5-3,5 | 3,5 |
| 1-5 minutos   | 3-5                    | 5-6    | 7-8  | 3-5                 | 4-5    | 5-6  | 2-2,5        | 2,5-3,5 | 3,5 |
| > 5 minutos   | 3-5                    | 5-6    | 7-8  | 3-5                 | 4-5    | 5-6  | 2-2,5        | 2,5-3,5 | 3,5 |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 60. Espesor de los recubrimientos inferiores

| Superiores | Inferiores |
|------------|------------|
| 2 - 3      | 1,5        |
| 4          | 2          |
| 6          | 1,5 - 3    |
| 8 - 10     | 2 - 3      |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop



Tabla 61. Coeficiente de fricción de las partes móviles

| CONDICIONES DE OPERACIÓN  | Coefficiente <i>f</i> |
|---|-----------------------|
| Bandas transportadoras descendentes que requieren frenado mediante motor.   | 0,012                 |
| Condiciones favorables con buenas bandas transportadoras con rodillos de marcha suave y pequeña fricción en el material | 0,017                 |
| Condiciones con ambiente normal de trabajo  | 0,02                  |
| Condiciones de marcha desfavorables con ambientes polvorientos y sobrecargas periódicas.                                | 0,023-0,03            |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 62. Masas de las bandas según el tipo

| TIPO DE BANDA | ESPESOR DE LA CARCASA [mm] | MASA DE LA CARCASA [Kg/m <sup>2</sup> ] | MASA TOTAL DE LA BANDA m <sup>2</sup> G [Kg/m <sup>2</sup> ] |      |      |      |      |      |
|---------------|----------------------------|---|--|------|------|------|------|------|
|               |                            |   | SUMA TOTAL DE LOS RECUBRIMIENTOS [mm]                        |      |      |      |      |      |
|               |                            |   | 4  | 5    | 6    | 8    | 10   | 12   |
| D 160         | 2.3                        | 2.7                                     | 7.3  | 8.5  | 9.6  | 11.9 | 14.2 | 16.5 |
| D 200         | 2.7                        | 3.1                                     | 7.7  | 8.9  | 10.0 | 12.3 | 14.6 | 16.9 |
| D 250         | 3.0                        | 3.6                                     | 8.2  | 9.4  | 10.5 | 12.8 | 15.1 | 17.4 |
| D 315         | 3.2                        | 3.7                                     | 8.3  | 9.5  | 10.6 | 12.9 | 15.2 | 17.5 |
| D 400         | 3.7                        | 4.3                                     | 8.9  | 10.1 | 11.2 | 13.5 | 15.8 | 18.1 |
| D 500         | 4.1                        | 4.7                                     | 9.3  | 10.5 | 11.6 | 13.9 | 16.2 | 18.5 |
| D 630         | 4.5                        | 5.0                                     | 9.6  | 10.8 | 11.9 | 14.2 | 16.5 | 18.8 |
| D 800         | 4.8                        | 5.5                                     | 10.1   | 11.3 | 12.4 | 14.7 | 17.0 | 19.3 |
| T 315         | 4.0                        | 4.8                                     | 9.4  | 10.6 | 11.7 | 14.0 | 16.3 | 18.6 |
| T 400         | 4.4                        | 5.3                                     | 9.9  | 11.1 | 12.2 | 14.5 | 16.8 | 19.1 |
| T 500         | 5.0                        | 5.9                                     | 10.5   | 11.7 | 12.8 | 15.1 | 17.4 | 19.7 |
| T 630         | 5.5                        | 6.5                                     | 11.1   | 12.3 | 13.4 | 15.7 | 18.0 | 20.3 |
| T 800         | 6.0                        | 7.2                                     | 11.8   | 13.0 | 14.1 | 16.4 | 18.7 | 21.0 |
| T 1000        | 6.5                        | 7.8                                     | 12.4   | 13.6 | 14.7 | 17.0 | 19.3 | 21.6 |
| T 1250        | 7.2                        | 8.1                                     | 12.7   | 13.9 | 15.0 | 17.3 | 19.6 | 21.9 |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 63. Masas los rodillos m'R

| Ancho de Banda [mm] | Configuración de los Rodillos | Diámetro de los rodillos [mm] |      |      |      |      |      |       |       |
|---------------------|-------------------------------|-------------------------------|------|------|------|------|------|-------|-------|
|                     |                               | 51                            | 63,5 | 68,8 | 103  | 133  | 158  | 193,7 | 218,1 |
| 300                 | 1st                           | 1,6                           | 2,2  | 3,2  |      |      |      |       |       |
|                     | 2 part                        | 2,3                           | 3,4  | 4,1  |      |      |      |       |       |
| 400                 | 1st                           | 2,0                           | 2,7  | 3,8  | 5,6  |      |      |       |       |
|                     | 2 part                        | 2,6                           | 3,7  | 4,7  | 8,6  |      |      |       |       |
|                     | 3 part                        | 2,9                           | 4,4  | 5,4  | 7,3  |      |      |       |       |
| 500                 | 1st                           | 2,2                           | 3,2  | 4,5  | 6,6  |      |      |       |       |
|                     | 2 part                        | 2,5                           | 4,1  | 5,5  | 7,8  |      |      |       |       |
|                     | 3 part                        | 3,2                           | 4,6  | 6,1  | 8,4  |      |      |       |       |
| 650                 | 1st                           |                               | 4,0  | 5,5  | 8,0  | 10,8 |      |       |       |
|                     | 2 part                        |                               | 4,7  | 6,3  | 9,0  | 12,1 |      |       |       |
|                     | 3 part                        |                               | 5,4  | 7,0  | 9,8  | 13,1 |      |       |       |
| 800                 | 1st                           |                               | 4,7  | 6,7  | 9,8  | 13,3 |      |       |       |
|                     | 2 part                        |                               | 5,6  | 7,4  | 10,6 | 14,2 |      |       |       |
|                     | 3 part                        |                               | 6,5  | 8,3  | 11,6 | 15,6 |      |       |       |
| 1000                | 1st                           |                               |      | 9,4  | 11,7 | 15,9 | 21,9 |       |       |
|                     | 2 part                        |                               |      | 11,3 | 13,2 | 17,8 | 24,7 |       |       |
|                     | 3 part                        |                               |      | 13,0 | 13,6 | 18,2 | 26,3 |       |       |
| 1200                | 1st                           |                               |      | 14,2 | 19,3 | 25,1 |      |       |       |
|                     | 2 part                        |                               |      | 15,0 | 20,9 | 28,0 |      |       |       |
|                     | 3 part                        |                               |      | 16,3 | 22,3 | 24,5 |      |       |       |
| 1400                | 1st                           |                               |      |      |      | 21,8 | 28,3 |       |       |
|                     | 2 part                        |                               |      |      |      | 23,3 | 31,6 |       |       |
|                     | 3 part                        |                               |      |      |      | 25,0 | 35,5 |       |       |
| 1600                | 1st                           |                               |      |      |      | 25,1 | 33,4 |       |       |
|                     | 2 part                        |                               |      |      |      | 28,5 | 35,0 |       |       |
|                     | 3 part                        |                               |      |      |      | 28,0 | 38,7 |       |       |
| 1800                | 1st                           |                               |      |      |      | 27,6 | 37,8 |       |       |
|                     | 2 part                        |                               |      |      |      | 28,1 | 38,5 |       |       |
|                     | 3 part                        |                               |      |      |      | 32,7 | 42,4 |       |       |
| 2000                | 1st                           |                               |      |      |      | 30,2 | 40,2 | 60,1  |       |
|                     | 2 part                        |                               |      |      |      | 31,8 | 43,3 | 76,4  |       |
|                     | 3 part                        |                               |      |      |      | 33,3 | 47,0 | 90,1  |       |
| 2200                | 1st                           |                               |      |      |      |      | 46,5 | 77,8  | 89,0  |
|                     | 2 part                        |                               |      |      |      |      | 49,0 | 82,6  | 97,1  |
|                     | 3 part                        |                               |      |      |      |      | 50,1 | 93,2  | 111,0 |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 64. Separación entre dos estaciones consecutivas de rodillos

| Ancho de Banda [mm] | Separación entre dos estaciones de rodillos superiores S1 [m] |     |     |     |      |      |      |      |      |     | Separación de estaciones, rodillos inferiores S2 [m] |
|---------------------|---|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|-----|--|
|                     | Peso específico [t/m <sup>3</sup> ]                           |     |     |     |      |      |      |      |      |     |  |
|                     | 0,5   | 0,8 | 1   | 1,4 | 1,6  | 2,4  | 3,2  | 4    | 5    | >6  |  |
| 400                 | 1,7   | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5  | 1,4  | 1,4  | 1,2  | 0,9  | 0,7 | 3  |
| 500                 | 1,5   | 1,4 | 1,4 | 1,4 | 1,2  | 1,2  | 1,2  | 1    | 0,9  | 0,6 | 3  |
| 650                 | 1,5   | 1,4 | 1,4 | 1,4 | 1,2  | 1,2  | 1,2  | 0,9  | 0,9  | 0,5 | 3  |
| 800                 | 1,4   | 1,4 | 1,4 | 1,2 | 1,2  | 1    | 1    | 0,9  | 0,9  | 0,5 | 3  |
| 1000                | 1,4   | 1,4 | 1,2 | 1,2 | 1    | 0,9  | 0,9  | 0,9  | 0,75 | 0,5 | 3  |
| 1200                | 1,4   | 1,4 | 1,2 | 1,2 | 1    | 0,9  | 0,9  | 0,9  | 0,75 | 0,5 | 3  |
| 1400                | 1,4   | 1,2 | 1,2 | 1   | 1    | 0,9  | 0,9  | 0,75 | 0,75 | 0,5 | 3  |
| 1600                | 1,2   | 1,2 | 1,2 | 1   | 0,9  | 0,9  | 0,9  | 0,75 | 0,6  | 0,5 | 3  |
| 1800                | 1,2   | 1   | 1   | 1   | 0,9  | 0,75 | 0,75 | 0,6  | 0,5  | 0,5 | 2,4  |
| 2000                | 1,2   | 1   | 1   | 1   | 0,9  | 0,75 | 0,75 | 0,6  | 0,5  | 0,5 | 2,4  |
| 2200                | 1   | 1   | 1   | 0,9 | 0,75 | 0,75 | 0,6  | 0,5  | 0,5  | 0,5 | 2,4  |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 65. Valores del coeficiente C para cintas transportadoras

|                        |            |            |            |            |             |             |             |             |             |            |            |            |            |            |
|------------------------|------------|------------|------------|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| <b>Long. Banda [m]</b> | <b>3</b>   | <b>4</b>   | <b>5</b>   | <b>6</b>   | <b>8</b>    | <b>10</b>   | <b>13</b>   | <b>16</b>   | <b>20</b>   | <b>25</b>  | <b>32</b>  | <b>40</b>  | <b>50</b>  | <b>63</b>  |
| <b>C</b>               | 9          | 7,6        | 6,6        | 5,9        | 5,1         | 4,5         | 4           | 3,6         | 3           | 2,9        | 2,6        | 2,4        | 2,2        | 2          |
| <b>Long. Banda [m]</b> | <b>80</b>  | <b>90</b>  | <b>100</b> | <b>120</b> | <b>140</b>  | <b>160</b>  | <b>180</b>  | <b>200</b>  | <b>250</b>  | <b>300</b> | <b>350</b> | <b>400</b> | <b>450</b> | <b>500</b> |
| <b>C</b>               | 1,92       | 1,86       | 1,78       | 1,7        | 1,63        | 1,56        | 1,5         | 1,45        | 1,38        | 1,31       | 1,27       | 1,25       | 1,22       | 1,2        |
| <b>Long. Banda [m]</b> | <b>600</b> | <b>700</b> | <b>800</b> | <b>900</b> | <b>1000</b> | <b>1500</b> | <b>2000</b> | <b>2500</b> | <b>5000</b> |            |            |            |            |            |
| <b>C</b>               | 1,17       | 1,14       | 1,12       | 1,1        | 1,09        | 1,06        | 1,05        | 1,04        | 1,03        |            |            |            |            |            |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 66. Factor proporcional para varios motores

| Tambor 2        | Ángulo de abrace $\alpha_1$ |             |             |             |             |             | Tambor 1 |
|-----------------|-----------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|----------|
| $\mu \leq 0.25$ | <b>160°</b>                 | <b>170°</b> | <b>180°</b> | <b>190°</b> | <b>200°</b> | <b>210°</b> |          |
| $\alpha_2$      | 160°                        | 170°        | 180°        | 190°        | 200°        | 210°        |          |
|                 | 2.00                        | 2.20        | 2.40        | 2.60        | 2.80        | 3.00        |          |
|                 | 1.90                        | 2.10        | 2.30        | 2.48        | 2.67        | 2.86        |          |
|                 | 1.83                        | 2.02        | 2.20        | 2.38        | 2.57        | 2.75        |          |
|                 | 1.77                        | 1.95        | 2.12        | 2.30        | 2.48        | 2.65        |          |
|                 | 1.71                        | 1.89        | 2.05        | 2.23        | 2.40        | 2.57        |          |
|                 | 1.67                        | 1.83        | 2.00        | 2.17        | 2.33        | 2.50        |          |
| $\mu \leq 0.3$  | <b>160°</b>                 | <b>170°</b> | <b>180°</b> | <b>190°</b> | <b>200°</b> | <b>210°</b> |          |
| $\alpha_2$      | 160°                        | 170°        | 180°        | 190°        | 200°        | 210°        |          |
|                 | 2.31                        | 2.53        | 2.76        | 3.00        | 3.26        | 3.53        |          |
|                 | 2.22                        | 2.43        | 2.66        | 2.89        | 3.14        | 3.40        |          |
|                 | 2.15                        | 2.35        | 2.57        | 2.79        | 3.03        | 3.28        |          |
|                 | 2.08                        | 2.28        | 2.48        | 2.70        | 2.93        | 3.18        |          |
|                 | 2.02                        | 2.21        | 2.41        | 2.62        | 2.85        | 3.08        |          |
|                 | 1.97                        | 2.15        | 2.35        | 2.55        | 2.77        | 3.00        |          |
| $\mu \geq 0.35$ | <b>160°</b>                 | <b>170°</b> | <b>180°</b> | <b>190°</b> | <b>200°</b> | <b>210°</b> |          |
| $\alpha_2$      | 160°                        | 170°        | 180°        | 190°        | 200°        | 210°        |          |
|                 | 2.65                        | 2.92        | 3.20        | 3.51        | 3.84        | 4.18        |          |
|                 | 2.56                        | 2.82        | 3.10        | 3.39        | 3.70        | 4.03        |          |
|                 | 2.48                        | 2.74        | 3.00        | 3.29        | 3.59        | 3.91        |          |
|                 | 2.41                        | 2.66        | 2.92        | 3.19        | 3.48        | 3.80        |          |
|                 | 2.35                        | 2.58        | 2.84        | 3.11        | 3.39        | 3.70        |          |
|                 | 2.29                        | 2.52        | 2.77        | 3.03        | 3.31        | 3.61        |          |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 67. Tensiones necesarias para dos tambores motrices

| Proporción de la distribución | Utilización de las fuerzas tangenciales | Tensiones de la banda                                 |
|-------------------------------|---|---|
| $P_1/P_2 > x$                 | Tambor 1 con utilización plena          | $T_2 = F_{U1} * C_{12} - F_{U2}$<br>$T_1 = T_2 + F_U$ |
| $P_1/P_2 \leq x$              | Tambor 2 con utilización plena          | $T_2 = F_{U2} * C_{22}$<br>$T_1 = T_2 + F_U$          |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 68. Factor de participación

| Factor de participación $F_p$ del rodillo sometido a mayor tensión                |   |   |   |   |   |   |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 0°  | 20°   | 20°   | 30°   | 35°   | 40°   | 45°   |
|  |  |  |  |  |  |  |
| 1.00  | 0.50  | 0.60  | 0.65  | 0.67  | 0.70  | 0.72  |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 69. Factor de servicio

| Duración                | $F_s$ |
|-------------------------|-------|
| Menos de 6 horas al día | 0.8   |
| De 6 a 9 horas al día   | 1.0   |
| De 10 a 16 horas al día | 1.1   |
| Más de 16 horas al día  | 1.2   |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 70. Factor ambiental

| Condiciones  | $F_m$ |
|--|-------|
| Limpio y con mantenimiento regular                 | 0.9   |
| Con presencia de material abrasivo o corrosivo     | 1.0   |
| Con presencia de material muy abrasivo o corrosivo | 1.1   |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 71. Factor de choque

| Tamaño<br>del material                      | Velocidad de la banda m/s |      |      |      |      |      |      |
|---|---------------------------|------|------|------|------|------|------|
|   | 2                         | 2.5  | 3    | 3.5  | 4    | 5    | 6    |
| 0 ÷ 100 mm                                  | 1                         | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    | 1    |
| 100 ÷ 150 mm                                | 1.02                      | 1.03 | 1.05 | 1.07 | 1.09 | 1.13 | 1.18 |
| 150 ÷ 300 mm<br>en estrato de material fino | 1.04                      | 1.06 | 1.09 | 1.12 | 1.16 | 1.24 | 1.33 |
| 150 ÷ 300 mm<br>sin estrato de material     | 1.06                      | 1.09 | 1.12 | 1.16 | 1.21 | 1.35 | 1.50 |
| 300 ÷ 450 mm                                | 1.20                      | 1.32 | 1.50 | 1.70 | 1.90 | 2.30 | 2.80 |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

Tabla 72. Factor de velocidad

| Velocidad banda<br>m/s | Diámetro de los rodillos mm |      |       |      |         |         |      |
|------------------------|-----------------------------|------|-------|------|---------|---------|------|
|                        | 60                          | 76   | 89-90 | 102  | 108-110 | 133-140 | 159  |
| 0.5                    | 0.81                        | 0.80 | 0.80  | 0.80 | 0.80    | 0.80    | 0.80 |
| 1.0                    | 0.92                        | 0.87 | 0.85  | 0.83 | 0.82    | 0.80    | 0.80 |
| 1.5                    | 0.99                        | 0.93 | 0.92  | 0.89 | 0.86    | 0.85    | 0.82 |
| 2.0                    | 1.05                        | 1.00 | 0.96  | 0.95 | 0.94    | 0.90    | 0.86 |
| 2.5                    |                             |      | 1.01  | 0.96 | 0.97    | 0.93    | 0.91 |
| 3.0                    |                             |      | 1.05  | 1.03 | 1.01    | 0.96    | 0.92 |
| 3.5                    |                             |      |       |      | 1.04    | 1.00    | 0.96 |
| 4.0                    |                             |      |       |      | 1.07    | 1.03    | 0.99 |
| 4.5                    |                             |      |       |      | 1.14    | 1.05    | 1.02 |
| 5.0                    |                             |      |       |      | 1.17    | 1.08    | 1.00 |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

banda

Tabla 73. Coeficiente dependiente del tipo de material de la

| <b>C<sub>TR</sub></b> | <b>Material de la carcasa de la banda</b>     |
|-----------------------|---|
| <b>80</b>             | <b>DUNLOFLEX / 2 Capas</b>                    |
| <b>95</b>             | <b>TRIOFLEX / 3 Capas</b>                     |
| <b>108</b>            | <b>SUPERFORT / Multicapa EP</b>               |
| <b>138</b>            | <b>FERROFLEX / Carcasa de tejido de acero</b> |
| <b>145</b>            | <b>SILVERCORD / Cables de acero</b>           |

Fuente: Adaptado de Fenner Dunlop

## Anexo 07: Cálculos con programa Math Cad

A continuación se presenta los cálculos del diseño de la faja transportadora, detallando, su peso, tamaño, tipo de abrasión, velocidad, longitud, etc., dando sustento a la propuesta de estudio.

### Datos iniciales

$$\text{Peso Especifico } \rho_{\text{Mat}} := 2.6 \cdot \frac{\text{ton}}{\text{m}^3} = 2.6 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3}$$

|   |                       |   |
|---|-----------------------|---|
| Tamaño de Material                            |                       | $T_{\text{mat}} := 0.25 \text{ . mm}$                 |
| Tipo de Abrasión (“Alta”, “Media”, “Ninguna”) |                       | Abrasion := “Media”                                   |
| Distancia entre Ejes                          |                       | $L_{\text{faja}} := 132 \text{ . m}$                  |
| Ángulo de Elevación de Transportador          |                       | $\varphi := 5 \text{ . deg}$                          |
|   | 1 – Plana, un Rodillo |   |
| Tipo de Transportador                         | 2 – Dos Rodillos      | NR:= 3  |
|   | 3 – Tres Rodillos     |   |
| Ángulo de Abarquillamiento                    |                       | $\lambda := 30 \text{ . deg}$                         |
| Ángulo de Sobre Carga                         |                       | $\delta := 20 \text{ . deg}$                          |
| Longitud Horizontal                           |                       | $L_{\text{H}} := L_{\text{Faja}} \cdot \cos(\varphi)$ |
| 113.233 m                                     |                       |   |
| Longitud Vertical                             |                       | $L_{\text{V}} := L_{\text{Faja}} \cdot \sin(\varphi)$ |
| = 41.213 m                                    |                       |   |

### Ancho de banda recomendado según tamaño del elemento

Ancho de Banda

Tamaño Máximo

|              |  |      |            |   |      |
|--------------|--|------|------------|---|------|
| Amin_Band := | $\begin{bmatrix} 400 \\ 500 \\ 650 \\ 800 \\ 1000 \\ 1200 \\ 1400 \\ 1600 \\ 1800 \\ 2000 \\ 2200 \end{bmatrix}$ | · mm | Tam_Max := | $\begin{bmatrix} 50 \\ 75 \\ 125 \\ 170 \\ 250 \\ 350 \\ 400 \\ 450 \\ 500 \\ 550 \\ 600 \end{bmatrix}$ | · mm |
|--------------|--|------|------------|---|------|

$$\text{Anc\_Band} := \text{polyint}(\text{Tam\_Max}, \text{Amin\_Band}, \text{T\_Mat})_1$$

$$\text{Err\_Anc\_Band} := \frac{\text{polyint}(\text{Tam\_Max}, \text{Amin\_Band}, \text{T\_Mat})_2}{\text{Anc\_Band}}$$

Ancho de Banda de Faja según Tamaño de los Elementos: Anc\_Band = 0.784 m

Porcentaje de Error en Calculo de Ancho de Faja: Err\_Anc\_Band = 85.539%

Ancho de Banda Teórico  
mm

$$\text{Anc\_B} := \text{Anc\_Band} = 576.911$$



### Ancho de banda estándar

Anc\_Band\_St In\_Anc\_Ban

(mm)

300

1

400

2

Isp\_in := cspline(Anc\_Ban\_Std, In\_Anc\_Ban)

500

3

In := in ← interp(Isp\_in, Anc\_Ban\_Std, In\_Anc\_Ban, Anc\_B)

650

4

if in – trunc(in) ≠ 0

in ← trunc(in) + 1

800

5

else

in ← trunc(in)

1000

6

in

1200

7

1400

8

Ancho de banda real

1600

9

1800

10

Anc\_Band := Anc\_Ban\_Std<sub>in</sub> = 0.8 m

2000

11

2200

12

### Velocidad Recomendada según la densidad del material y el ancho de Banda

Ancho de Banda

0.5T/m<sup>3</sup> < 1.0T/m<sup>3</sup> 1.0T/m<sup>3</sup> < 1.5T/m<sup>3</sup>

Amin\_Band :=  $\begin{bmatrix} 400 \\ 500 \\ 650 \\ 800 \\ 1000 \\ 1200 \\ 1400 \\ 1600 \\ 1800 \\ 2000 \\ 2200 \end{bmatrix}$  · mm

Va :=  $\begin{bmatrix} 2.62 \\ 2.62 \\ 3.35 \\ 3.35 \\ 4.19 \\ 4.19 \\ 4.19 \\ 4.19 \\ 4.19 \\ 5.24 \\ 5.24 \end{bmatrix}$  ·  $\frac{m}{s}$

Vb :=  $\begin{bmatrix} 2.09 \\ 2.62 \\ 2.62 \\ 3.35 \\ 3.35 \\ 3.35 \\ 4.19 \\ 4.19 \\ 4.19 \\ 4.19 \\ 5.24 \end{bmatrix}$  ·  $\frac{m}{s}$

1.5T/m<sup>3</sup> < 2.0T/m<sup>3</sup>

$$V_c := \begin{bmatrix} 2.09 \\ 2.09 \\ 2.62 \\ 2.62 \\ 3.35 \\ 3.35 \\ 3.35 \\ 3.35 \\ 3.35 \\ 3.35 \\ 4.19 \end{bmatrix} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

2.0T/m<sup>3</sup> <

$$V_c := \begin{bmatrix} 1.31 \\ 1.68 \\ 1.68 \\ 2.09 \\ 2.09 \\ 2.62 \\ 3.35 \\ 3.35 \\ 3.35 \\ 3.35 \\ 4.19 \end{bmatrix} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

V := if  $\rho_{\text{Mat}} \leq 1000 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

V ← Va

if  $1000 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-3} < \rho_{\text{Mat}} \leq 1500 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

V ← Vb

if  $1500 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-3} < \rho_{\text{Mat}} \leq 2000 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

V ← Vc

if  $2000 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-3} < \rho_{\text{Mat}}$

V ← Vd

V

Vel\_Band := polyint(Amin\_Band, V, Anc\_Band)<sub>1</sub>

Err\_Vel\_band :=  $\frac{\text{polyint}(\text{Amin\_Band}, V, \text{Anc\_Band})_2}{\text{Vel\_Band}}$

**Velocidad de Faja:  $Vel\_Band = 2.09 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$**

**Porcentaje de Error en Cálculo de Ancho de Faja:  $Err\_Vel\_Band = 0$**

**Longitud de los rodillos según el tipo de la faja**

$Amin\_Band :=$ 

|      |
|------|
| 300  |
| 400  |
| 500  |
| 600  |
| 650  |
| 800  |
| 1000 |
| 1200 |
| 1400 |
| 1600 |
| 1800 |
| 2000 |
| 2200 |

 ·mm

$Long\_Rod\_Nom :=$ 

|      |      |     |
|------|------|-----|
| 380  | 200  | 0   |
| 500  | 250  | 160 |
| 600  | 315  | 200 |
| 700  | 340  | 250 |
| 750  | 380  | 250 |
| 950  | 465  | 315 |
| 1150 | 600  | 380 |
| 1400 | 700  | 465 |
| 1600 | 800  | 530 |
| 1800 | 900  | 600 |
| 2000 | 1000 | 670 |
| 2200 | 1100 | 750 |
| 2500 | 1250 | 800 |

 ·mm

k:= 1 .. rows(Long\_Rod\_Nom)    Matk<sub>k</sub> := Long\_Rod\_Nom<sub>k,NR</sub>

Long\_Rod := polyint(Amin\_Band, Matk, Anc\_Band)<sub>1</sub>

Err\_Long\_Rod :=  $\frac{\text{polyint}(\text{Amin\_Band}, \text{Matk}, \text{Anc\_Band})_2}{\text{Long\_Rod}}$

**Longitud de Rodillo: Long\_Rod = 0.315 m**

**Porcentaje de Error en Cálculo de Longitud de Rodillo:**

**Err\_Long\_Rod = 0**

b := if Anc\_Band ≤ 2000 . mm    = 0.67 m  
      0.9 – Anc\_Band – 50 . mm  
else  
      anc\_Band – 0.25 . m

a\_band := l ← Long\_Rod

if NR = 1

   A ← 0.25 . tan(β) . (l + (b – l) . cos(λ))<sup>2</sup>

if NR = 2

   A ← 2 . (0.25 . tan(β) . (l + (b – l) . cos(λ))<sup>2</sup>)

If NR = 3

   l1 ← 0.5 . (b – l)

   A ← 0.25 . tan(β) . (l + (b – l) . cos(λ)) + l1 . sin(λ) . (l + l1

   . cos(λ))

   A

**Area de Faja:  $A_{band} = 768.521 \text{ cm}^2$**

Coeficiente de Reducción del Área por Inclinación  $k := 1 - 1.64 \cdot \varphi^2 =$   
0.988

Capacidad Volumétrica de la Faja  $Q_v := Vel_{Band} \cdot$   
 $A_{Band} \cdot k$

Capacidad de Transporte de la Faja  $Q_m := Q_v \cdot \rho_{Mat}$

$$Q_m = 1484.636 \frac{\text{ton}}{\text{hr}} \quad Q_v = 571.014 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

### **Cálculo de la potencia del transportador de faja**

#### **1. Potencia para mover la cinta en vacío y cargada en gorma horizontal**

Factor de Ancho de Banda

$$\begin{aligned} & 1T/m3 < 2T/m3 \\ & < 1T/m3 \quad 2T/m3 < \end{aligned}$$

$$\text{Amin\_Band} := \begin{bmatrix} 300 \\ 400 \\ 500 \\ 650 \\ 800 \\ 1000 \\ 1200 \\ 1400 \\ 1600 \\ 1800 \\ 2000 \\ 2200 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Cb} := \begin{bmatrix} 31 & 36 & 0 \\ 54 & 59 & 65 \\ 67 & 76 & 86 \\ 81 & 92 & 103 \\ 108 & 126 & 144 \\ 133 & 187 & 241 \\ 194 & 277 & 360 \\ 227 & 320 & 414 \\ 291 & 468 & 644 \\ 310 & 554 & 727 \\ 350 & 691 & 957 \\ 400 & 745 & 1033 \end{bmatrix} \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$\text{op} := \text{op} \leftarrow 0 \quad = 3$$

$$\text{if } \rho_{\text{Mat}} \leq 1 \cdot \frac{\text{ton}}{\text{m}^3}$$

$$j := 1..rows(\text{Amin\_Band}) \quad \text{Matj}_j := \text{Cb}_{j,\text{op}}$$

$$\text{op} \leftarrow 1$$

$$\text{Cb} := \text{polyint}(\text{Amin\_band}, \text{Matj}, \text{Anc:band})_1$$

$$\text{if } 1 \cdot \frac{\text{ton}}{\text{m}^3} < \rho_{\text{Mat}} \leq 2 \cdot \frac{\text{ton}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Err\_Cb} := \frac{\text{polyint}(\text{Amin\_Band}, \text{Matj}, \text{Anc\_Band})_2}{\text{Cb}}$$

$$\text{op} \leftarrow 2$$

$$\text{if } \rho_{\text{Mat}} > 2 \cdot \frac{\text{ton}}{\text{m}^3}$$

$$\text{op} \leftarrow 3$$

op

$$\text{Factor de Ancho de Banda } \text{Cb} = 144 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$\text{Porcentaje de Error en el Factor de Ancho de Banda } \text{Err\_Cb} = 0$$

### Factor de Longitud de la banda

|      |     |
|------|-----|
| 3    | 667 |
| 4    | 625 |
| 5    | 555 |
| 6    | 526 |
| 8    | 454 |
| 10   | 417 |
| 15   | 370 |
| 16   | 323 |
| 20   | 286 |
| 25   | 250 |
| 32   | 222 |
| 40   | 192 |
| 50   | 167 |
| 63   | 145 |
| 80   | 119 |
| 90   | 109 |
| 100  | 103 |
| 150  | 77  |
| 200  | 63  |
| 250  | 53  |
| 300  | 47  |
| 350  | 41  |
| 400  | 37  |
| 450  | 33  |
| 500  | 31  |
| 550  | 28  |
| 600  | 26  |
| 700  | 23  |
| 800  | 20  |
| 900  | 18  |
| 1000 | 17  |
| 1500 | 12  |
| 2000 | 9   |

$$Isp := cspline(Long, C_L)$$

$$CL := interp(Isp, Long, C_L, L_H)$$

Factor de Longitud de Banda  $CL = 85.784 \frac{1}{m}$

**Factor de Servicio**

Condiciones de Trabajo

1. Favorables, Buena Alimentación , Bajas Velocidades
2. Normal, Condiciones Standard
3. Desfavorable, Bajas Temperatura y Altas Velocidades
4. Temperaturas extremadamente bajas

$$K_f := \begin{bmatrix} 1.17 \\ 1.00 \\ 0.80 \\ 0.57 \end{bmatrix}$$

Condiciones Normales

$$K_f := K_{f_2}$$

$$P_1 := \frac{Cb \cdot Vel\_Band \cdot \frac{s}{kg} + Qm \cdot \frac{hr}{ton}}{CL \cdot K_f \cdot m} \cdot kW = 27.913 \text{ hp}$$

**2. Potencia para mover la cinta en forma vertical**

$$P_2 := \frac{Qm \cdot \frac{hr}{ton} \cdot L_V \cdot \frac{1}{m}}{367} \cdot kW = 62.41 \text{ hp}$$



### 3. Potencia adicionales para Trippers

$$P_3 := \text{if } \text{Anc\_Band} \leq 500 \text{ . m}$$

$$P_3 \leftarrow 0.8 \cdot \text{Vel\_Band} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s} \cdot \text{kW}$$

$$\text{if } 500 \text{ . mm} < \text{Anc\_Band} \leq 1000 \text{ . mm}$$

$$P_3 \leftarrow 1.5 \cdot \text{Vel\_Band} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s} \cdot \text{kW}$$

$$\text{if } \text{Anc\_Band} > 1000 \text{ . mm}$$

$$P_3 \leftarrow 2.3 \cdot \text{Vel\_band} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s} \cdot \text{kW}$$

$$P_t := \sum P = 94.528 \text{ hp}$$

$$\text{Eficiencia Mecánica} \quad n_1 := 85\%$$

$$\text{Eficiencia Motor} \quad n_2 := 90\%$$

$$P_M := \frac{P_t}{n_1 \cdot n_2} = 230.032 \text{ hp}$$

El motivo por el cual se debe calcular primero una potencia parcial (no definitiva) y luego ajustar dicho valor, se debe a la necesidad de calcular la resistencia mínima que debe soportar la banda a tracción para poder partir de un valor orientativo y conocer así cuales son las condiciones mínimas que debe cumplir la banda a seleccionar. Para ello se debe calcular la resistencia de tracción mínima que debe soportar la banda de acuerdo con el valor de potencia calculado en el apartado anterior. Esta determina el esfuerzo a tracción a la que está sometida la banda. Para ello, se hace uso de una serie de factores experimentales llevado a cabo por el fabricante Dunlop.

## Resistencia Mínima a Tracción de la Faja

|                                     | Coeficiente de fricción   |
|-------------------------------------|---------------------------|
| Sin recubrimiento y mojado          | $\mu_1 := 0.15$           |
| Recubierto con goma, mojado y sucio | $\mu_2 := 0.15$           |
| Sin recubrimiento y seco            | $\mu_3 := 0.15$           |
| Con recubrimiento de goma y seco    | $\mu_4 := 0.15$           |
| <br>Seleccionamos un Coeficiente    | <br>$\mu := \mu_1 = 0.15$ |

|              | $\mu_1$ | $\mu_2$           | $\mu_3$ | $\mu_4$ |
|--------------|---------|-------------------|---------|---------|
| Amin_Band := | 300     | 62                | 57      | 53      |
|              | 400     | 74                | 46      | 43      |
|              | 500     | 59                | 37      | 34      |
|              | 650     | 45                | 28      | 26      |
|              | 800     | 37                | 23      | 21      |
|              | 1000    | 30                | 18      | 17      |
|              | 1200    | 25                | 15      | 14      |
|              | 1400    | 21                | 13      | 12      |
|              | 1600    | 18                | 12      | 11      |
|              | 1800    | 16                | 10      | 9       |
|              | 2000    | 15                | 9       | 8       |
|              | 2200    | 14                | 8       | 8       |
| . mm         |         |                   |         |         |
|              |         | C <sub>R</sub> := |         |         |

```

CR := if  $\mu = \mu_2$ 
      lcr ← cspline (Amin_band, CR(1))
      CR ← interp(lcr, Amin_band, CR(1), Anc_Band)
    if  $\mu = \mu_2$ 
      lcr ← cspline (Amin_band, CR(2))
      CR ← interp(lcr, Amin_band, CR(2), Anc_Band)
    if  $\mu = \mu_3$ 
      lcr ← cspline (Amin_band, CR(3))
  
```

CR ← interp(lcr, Amin\_band, C<sub>R</sub><sup>(3)</sup>, Anc\_Band)

if  $\mu = \mu_4$

lcr ← cspline (Amin\_band, C<sub>R</sub><sup>(4)</sup>)

CR ← interp(lcr, Amin\_band, C<sub>R</sub><sup>(4)</sup>, Anc\_Band)

| BANDA        | TIPO                   | TIPO      | Cv   |
|--------------|------------------------|-----------|------|
| "DUNLOPFLEX" | "2 capas superpuestas" | "AI 100%" | 1    |
| "DUNLOPFLEX" | "2 capas superpuestas" | "AI 50%"  | 0.5  |
| "TRIOFLEX"   | "3 capas superpuestas" | "AI 100%" | 1    |
| "TRIOFLEX"   | "2 capas superpuestas" | "AI 67%"  | 0.67 |
| "SUPERFORT"  | "Número de capas"      | "1"       | 0.7  |
| "SUPERFORT"  | "Número de capas"      | "1"       | 0.5  |
| "SUPERFORT"  | "Número de capas"      | "1"       | 0.67 |
| "SUPERFORT"  | "Número de capas"      | "1"       | 0.75 |
| "SUPERFORT"  | "Número de capas"      | "1"       | 0.8  |
| "SUPERFORT"  | "Número de capas"      | "1"       | 0.83 |
| "FERROFLEX"  | "Zig-Zag"              | "-"       | 0.9  |
| "STEELCORD"  | "Número de escalones"  | "1-2"     | 1    |
| "STEELCORD"  | "Número de escalones"  | "3"       | 0.95 |
| "STEELCORD"  | "Número de escalones"  | "4"       | 0.90 |

Cv := 0.67

$$k := \frac{CR \cdot Pt \cdot kW^{-1}}{Cv \cdot Vel\_Band \cdot m^{-1} \cdot s} \cdot \frac{N}{mm} = 1863 \frac{N}{mm}$$

## **Determinación de las resistencias principales (DIN 22101)**

### **Coefficiente de fricción "f"**

Las resistencias mencionadas anteriormente se deben básicamente a la fricción generada por el peso de la banda y por el peso de las partes móviles (rodillos y tambores). Junto con el peso del material a transportar y la fricción interna que el material genera a medida que pasa una y otra vez sobre los rodillos. El cálculo de estas fuerzas de fricción depende del llamado coeficiente de fricción de las partes móviles  $f$ , este varía en función del tipo de rodillos empleados, la estructura de la banda y el mantenimiento del sistema. El valor estándar de este coeficiente es de 0.020, pero puede incrementarse según las siguientes condiciones:

- Debido a una alta fricción interna del material.
- Debido a la utilización de rodillos portantes menores a 108 mm de longitud.
- Cuando la velocidad de la banda es mayor a 5 m/s.
- Cuando la temperatura de operación es menor a 20°C.
- Cuando las tensiones en la banda son bajas.
- En bandas flexibles y con grandes espesores de cubierta

### **Tabla de coeficientes de fricción**

Bandas transportadoras descendentes que requieren

$f_1 := 0.012$  frenado mediante motor

Condiciones favorables con buenas bandas transportadoras

$f_2 := 0.017$  con rodillos de marcha suave y pequeña fricción en el material

Condiciones con ambiente normal de trabajo

$f_3 := 0.020$

Condiciones de marcha desfavorable con ambientes

$f_4 := 0.025$  polvorientos y sobrecargas periódicas

Tiempo de Recorrido de Faja  $Tiemp\_faja := \frac{2 \div L - Faja}{Vel\_Band} = 2.391 \text{ min}$

$$Abrasion\_Alta := \begin{bmatrix} 6 & 8 & 10 \\ 5 & 6 & 8 \\ 5 & 6 & 8 \\ 5 & 6 & 8 \\ 5 & 6 & 8 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

$$Abrasion\_Media := \begin{bmatrix} 5 & 6 & 8 \\ 5 & 5 & 6 \\ 5 & 5 & 6 \\ 5 & 5 & 6 \\ 5 & 5 & 6 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

$$Sin\_Abrasion := \begin{bmatrix} 5 & 6 & 8 \\ 5 & 5 & 6 \\ 5 & 5 & 6 \\ 5 & 5 & 6 \\ 5 & 5 & 6 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

esp\_ext := if Tiemp\_Faja ≤ 0.2 . min = 5 mm  
           fila ← 1  
 if 0.2 . min < Tiemp\_Faja ≤ 0.4 . min  
           fila ← 2  
 if 0.4 . min < Tiemp\_Faja ≤ 1.0 . min  
           fila ← 3  
 if 1.0 . min < Tiemp\_Faja ≤ 5.0 . min  
           fila ← 4  
 if 5.0 . min < Tiemp\_Faja  
           fila ← 5  
 if T\_mat ≤ 50 . mm

```

        Columna ← 1
    if 50 . mm < T_Mat ≤ 150 . mm
        Columna ← 2
    if 150 . mm < T_Mat
        Columna ← 3
    if Abrasion = "Alta"
        Mat_Abrasion ← Abrasion_Alta
    if Abrasion = "Media"
        Mat_Abrasion ← Abasion_Media
    If Abrasion 0 "Ninguna"
        Mat_Abrasion ← Sin Abrasion
    Esp_ext ← Mat-Abrasionfila, columna

```

```

esp_int := if 2 . mm < esp_ext ≤ 3 . mm    = 2 mm
        esp_int ← 1.5 . mm
    if 4 . mm < esp_ext ≤ 6 . mm
        esp_int ← 2.0 . mm                esp_total := esp_ext +
esp_int
    if 6 . mm < esp_ext ≤ 8 . mm
        esp_int ← 2.5 . mm
    if 8 . mm < esp_ext ≤ 10 . mm
        esp_int ← 3.0 . mm

```

**Espesor Exterior** esp\_ext = 5 mm y **Espesor Interior** esp\_int = 2 mm, **El espesor total** esp\_total= 7 mm

Tip\_band esp\_car masa\_car Indice

|          | (mm) | $\left(\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}\right)$ |    |
|----------|------|--|----|
| "D 160"  | 2.3  | 2.7  | 1  |
| "D 200"  | 2.7  | 3.1  | 2  |
| "D 250"  | 3.0  | 3.6  | 3  |
| "D 315"  | 3.2  | 3.7  | 4  |
| "D 400"  | 4.1  | 4.7  | 6  |
| "D 630"  | 4.5  | 5.0  | 7  |
| "D 800"  | 4.8  | 5.5  | 8  |
| "T 315"  | 4.0  | 4.8  | 9  |
| "T 400"  | 4.4  | 5.3  | 10 |
| "T 500"  | 5.0  | 5.9  | 11 |
| "T 630"  | 5.5  | 6.5  | 12 |
| "T 800"  | 6.0  | 7.2  | 13 |
| "T 1000" | 6.5  | 7.8  | 14 |
| "T 1200" | 7.2  | 8.1  | 15 |

Ancho de banda  $Anc\_Band = 0.8 \text{ m}$

Tipo\_Banda := "D 800"

Fila := match (Tipo\_Banda, Tip\_Band)<sub>1</sub>

$$M2G\_ = FM2G_{\text{fila,col}} = 14.7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$\text{FM2G} := \begin{bmatrix} 7.3 & 8.5 & 9.6 & 11.9 & 14.2 & 16.5 \\ 7.7 & 8.9 & 10.0 & 12.3 & 14.6 & 16.9 \\ 8.2 & 9.4 & 10.5 & 12.8 & 15.1 & 17.4 \\ 8.3 & 9.5 & 10.6 & 12.9 & 15.2 & 17.5 \\ 8.9 & 10.1 & 11.2 & 13.5 & 15.8 & 18.1 \\ 9.3 & 10.5 & 11.6 & 13.9 & 16.2 & 18.5 \\ 9.6 & 10.8 & 11.9 & 14.2 & 16.5 & 18.8 \\ 10.1 & 11.3 & 12.4 & 14.7 & 17.0 & 19.3 \\ 9.4 & 10.6 & 11.7 & 14.0 & 16.3 & 18.6 \\ 9.9 & 11.1 & 12.2 & 14.5 & 16.8 & 19.1 \\ 10.5 & 11.7 & 12.8 & 15.1 & 17.4 & 19.7 \\ 11.1 & 12.3 & 13.4 & 15.7 & 18.0 & 20.3 \\ 11.8 & 13.0 & 14.1 & 16.4 & 18.7 & 21.0 \\ 12.4 & 13.6 & 14.7 & 17.0 & 19.3 & 21.6 \\ 12.7 & 13.9 & 15.0 & 17.3 & 19.6 & 21.9 \end{bmatrix} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

```

col := if esp_total ≤ 4 . mm
      col ← 1
      if 4 . mm < esp_total ≤ 5 . mm
        col ← 2
        if 5 . mm < esp_total = 6 . mm
          col ← 3
          if 6 . mm < esp_total ≤ 8 . mm
            col ← 4
            if 8 . mm < esp_total = 10 . mm
              col ← 5
              if 10 . mm < esp_total = 12 . mm
                col ← 6
      col

```



### Masa de Faja

$$M1G := M2G \cdot \text{Anc\_Band} = 11.76 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Número de Revoluciones Máximas del Rodillo  $\omega := 650 \text{ . rpm}$

$$\text{Diam\_Rod} := 2 \cdot \frac{\text{Vel\_Band}}{\omega} = 61.409 \text{ mm}$$

$$\text{Diam\_Rod\_Norm} := \begin{bmatrix} 51 \\ 63.5 \\ 88.9 \\ 108 \\ 133 \\ 159 \\ 193.7 \\ 219.1 \end{bmatrix} \cdot \text{mm} \quad \text{indi} := \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \end{bmatrix}$$

$$\text{ind} := \text{Ispline}(\text{Diam\_Rod\_Norm}, \text{indi})$$

$$\text{ind\_cal} := \text{trunk}(\text{interp}(\text{ind}, \text{Diam\_Rod\_Norm}, \text{indi}, \text{Diam\_Rod})) + 1 = 2$$

$$\text{Diam\_Rod\_Real} := \text{Diam\_Rod\_Norm}_{\text{ind\_cal}} = 63.5 \text{ mm}$$

$$\text{Número de Polines} \quad \text{NR} = 3$$

Masa de Rodillo de Ancho 300

$$\text{MRod\_300} := \begin{bmatrix} 1.6 & 2.3 \\ 2.2 & 3.4 \\ 3.2 & 4.1 \end{bmatrix} \cdot \text{kg} \quad \text{IndRod\_300} := \begin{bmatrix} 51 \\ 63.5 \\ 88.9 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

### Masa de Rodillo de Ancho 400

$$\text{MRod}_{400} := \begin{bmatrix} 2.0 & 2.6 & 2.9 \\ 2.7 & 3.7 & 4.4 \\ 3.9 & 4.7 & 5.4 \\ 5.6 & 6.6 & 7.3 \end{bmatrix} \cdot \text{kg}$$

$$\text{IndRod}_{400} := \begin{bmatrix} 51 \\ 63.5 \\ 88.9 \\ 108 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

### Masa de Rodillo de Ancho 500

$$\text{MRod}_{500} := \begin{bmatrix} 2.2 & 2.8 & 3.2 \\ 3.2 & 4.1 & 4.6 \\ 4.5 & 5.5 & 6.1 \\ 6.6 & 7.8 & 8.4 \end{bmatrix} \cdot \text{kg}$$

$$\text{IndRod}_{500} := \begin{bmatrix} 51 \\ 63.5 \\ 88.9 \\ 108 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

### Masa de Rodillo de Ancho 650

$$\text{MRod}_{650} := \begin{bmatrix} 4.0 & 4.7 & 5.4 \\ 5.5 & 6.3 & 7.0 \\ 8.0 & 9.0 & 9.8 \\ 10.8 & 12.1 & 13.1 \end{bmatrix} \cdot \text{kg}$$

$$\text{IndRod}_{650} := \begin{bmatrix} 63.5 \\ 88.9 \\ 108 \\ 133 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

### Masa de Rodillo de Ancho 800

$$\text{MRod}_{800} := \begin{bmatrix} 4.7 & 5.6 & 6.5 \\ 6.7 & 7.4 & 8.3 \\ 9.8 & 10.6 & 11.6 \\ 13.3 & 11.6 & 15.6 \end{bmatrix} \cdot \text{kg}$$

$$\text{IndRod}_{800} := \begin{bmatrix} 88.9 \\ 108 \\ 133 \\ 159 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

### Masa de Rodillo de Ancho 1000

$$\text{MRod\_1000} := \begin{bmatrix} 9.4 & 11.3 & 13.0 \\ 11.7 & 13.2 & 13.6 \\ 15.9 & 17.8 & 18.2 \\ 21.9 & 24.7 & 26.3 \end{bmatrix} \cdot \text{kg}$$

$$\text{IndRod\_1000} := \begin{bmatrix} 88.9 \\ 108 \\ 133 \\ 159 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

### Masa de Rodillo de Ancho 1200

$$\text{MRod\_1200} := \begin{bmatrix} 14.2 & 15.0 & 16.3 \\ 19.3 & 20.5 & 22.3 \\ 26.1 & 28.0 & 24.5 \end{bmatrix} \cdot \text{kg} \quad \text{IndRod\_1200} := \begin{bmatrix} 108 \\ 133 \\ 159 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

### Masa de Rodillo de Ancho 1400

$$\text{MRod\_1400} := \begin{bmatrix} 21.8 & 23.3 & 25.0 \\ 29.3 & 31.6 & 35.5 \end{bmatrix} \cdot \text{kg} \quad \text{IndRod\_1400} := \begin{bmatrix} 133 \\ 159 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

### Masa de Rodillo de Ancho 1600

$$\text{MRod\_1600} := \begin{bmatrix} 25.1 & 26.5 & 28.0 \\ 33.4 & 35.0 & 38.7 \end{bmatrix} \cdot \text{kg} \quad \text{IndRod\_1600} := \begin{bmatrix} 133 \\ 159 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

### Masa de Rodillo de Ancho 1800

$$\text{MRod}_{1800} := \begin{bmatrix} 27.6 & 29.1 & 30.7 \\ 37.8 & 39.5 & 42.4 \end{bmatrix} \cdot \text{kg} \quad \text{IndRod}_{1800} := \begin{bmatrix} 133 \\ 159 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

#### Masa de Rodillo de Ancho 2000

$$\text{MRod}_{2000} := \begin{bmatrix} 30.2 & 31.8 & 33.3 \\ 40.2 & 43.3 & 47.0 \\ 69.1 & 76.4 & 80.1 \end{bmatrix} \cdot \text{kg}$$

$$\text{IndRod}_{2000} := \begin{bmatrix} 133 \\ 159 \\ 193.7 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

#### Masa de Rodillo de Ancho 2200

$$\text{MRod}_{2200} := \begin{bmatrix} 46.5 & 49.0 & 50.1 \\ 77.8 & 82.6 & 93.2 \\ 88.0 & 97.1 & 111.0 \end{bmatrix} \cdot \text{kg}$$

$$\text{IndRod}_{2200} := \begin{bmatrix} 159 \\ 193.7 \\ 219.1 \end{bmatrix} \cdot \text{mm}$$

MRod := if Anc\_Band = 300 . mm  
. mm

MRod ← MRod\_300

IndRod\_300

If Ac\_Band = 400 . mm

. mm

MRod ← MRod\_400

IndRod\_400

IndRod := if Anc\_Band = 300

IndRod ←

if Anc\_Band = 400

IndRod ←

|   |   |
|---|---|
| <p>If Ac_Band = 500 . mm<br/>. mm</p> <p>MRod ← MRod_500<br/>IndRod_500</p> <p>If Ac_Band = 650 . mm<br/>. mm</p> <p>MRod ← MRod_650<br/>IndRod_650</p> <p>If Ac_Band = 800 . mm<br/>. mm</p> <p>MRod ← MRod_800<br/>IndRod_800</p> <p>If Ac_Band = 1000 . mm<br/>1000 . mm</p> <p>MRod ← MRod_1000<br/>IndRod_1000</p> <p>If Ac_Band = 1200 . mm<br/>1200 . mm</p> <p>MRod ← MRod_1200<br/>IndRod_1200</p> <p>If Ac_Band = 1400 . mm<br/>1400 . mm</p> <p>MRod ← MRod_1400<br/>IndRod_1400</p> <p>If Ac_Band = 1600 . mm<br/>1600 . mm</p> <p>MRod ← MRod_1600<br/>IndRod_1600</p> <p>If Ac_Band = 1800 . mm<br/>1800 . mm</p> | <p>if Anc_Band = 500</p> <p>IndRod ←</p> <p>if Anc_Band = 650</p> <p>IndRod ←</p> <p>if Anc_Band = 800</p> <p>IndRod ←</p> <p>if Anc_Band =</p> <p>IndRod ←</p> <p>if Anc_Band =</p> <p>IndRod ←</p> <p>if Anc_Band =</p> <p>IndRod ←</p> <p>if Anc_Band =</p> <p>IndRod ←</p> <p>if Anc_Band =</p> <p>IndRod ←</p> |
|---|---|

|                        |               |
|------------------------|---------------|
| MRod ← MRod_1800       | IndRod ←      |
| IndRod_1800            |               |
| If Ac_Band = 2000 . mm | if Anc_Band = |
| 2000 . mm              |               |
| MRod ← MRod_2000       | IndRod ←      |
| IndRod_2000            |               |
| If Ac_Band = 2200 . mm | if Anc_Band = |
| 2200 . mm              |               |
| MRod ← MRod_2200       | IndRod ←      |
| IndRod_2200            |               |
| MRod                   | IndRod        |

Fil := NR

Col := match (Diam\_Rod\_Real, IndRod)<sub>1</sub> = 1

Masa de Rodillos Superiores  
kg

MRO := MRod<sub>Fil, Col</sub> = 9.8

Masa de Rodillos Inferiores  
kg

MRU := MRod<sub>1, Col</sub> = 4.7

### Separación entre dos estaciones consecutivas de rodillos

| _30 | _40 | _50 | _65 | _80 | _100 | _120 | _140 | _160 | _180 | _200 | _220 | P_Es   | Ind_ |
|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|--|------|
| 0   | 0   | 0   | 0   | 0   | 0    | 0    | 0    | 0    | 0    | 0    | 0    | p  | P    |
| (m) | (m) | (m) | (m) | (m) | (m)  | (m)  | (m)  | (m)  | (m)  | (m)  | (m)  | $\left(\frac{\text{ton}}{\text{m}^3}\right)$ |      |
| 1.7 | 1.7 | 1.5 | 1.5 | 1.4 | 1.4  | 1.4  | 1.4  | 1.2  | 1.2  | 1.2  | 1    | 0.5  | 1    |
| 1.5 | 1.5 | 1.4 | 1.4 | 1.4 | 1.4  | 1.4  | 1.2  | 1.2  | 1.0  | 1.0  | 1    | 0.8  | 2    |
| 1.5 | 1.5 | 1.4 | 1.4 | 1.4 | 1.2  | 1.2  | 1.2  | 1.2  | 1.0  | 1.0  | 1    | 1  | 3    |
| 1.5 | 1.5 | 1.4 | 1.4 | 1.2 | 1.2  | 1.2  | 1.0  | 1.0  | 1.0  | 1.0  | 0.9  | 1.4  | 4    |
| 1.5 | 1.5 | 1.2 | 1.2 | 1.2 | 1.0  | 1.0  | 1.0  | 0.9  | 0.9  | 0.9  | 0.75 | 1.6  | 5    |
| 1.4 | 1.4 | 1.2 | 1.2 | 1.0 | 0.9  | 0.9  | 0.9  | 0.9  | 0.75 | 0.75 | 0.75 | 2.4  | 6    |
| 1.4 | 1.4 | 1.2 | 1.2 | 1.0 | 0.9  | 0.9  | 0.9  | 0.9  | 0.75 | 0.75 | 0.6  | 3.2  | 7    |
| 1.2 | 1.2 | 1   | 0.9 | 0.9 | 0.9  | 0.9  | 0.75 | 0.75 | 0.6  | 0.6  | 0.5  | 4  | 8    |
| 0.9 | 0.9 | 0.9 | 0.9 | 0.9 | 0.75 | 0.75 | 0.75 | 0.6  | 0.5  | 0.5  | 0.5  | 5  | 9    |
| 0.7 | 0.7 | 0.6 | 0.5 | 0.5 | 0.5  | 0.50 | 0.50 | 0.5  | 0.5  | 0.5  | 0.5  | 6  | 10   |

```

IndRod := if Anc_Band = 300 . mm
           IndRod ← 300
           if Anc_Band = 400 . mm
             IndRod ← 400
           if Anc_Band = 500 . mm
             IndRod ← 500
           if Anc_Band = 650 . mm
             IndRod ← 650
           if Anc_Band = 800 . mm
             IndRod ← 800
           if Anc_Band = 1000 . mm
             IndRod ← 1000
           if Anc_Band = 1200 . mm
             IndRod ← 1200
    
```

```
if Anc_Band = 1400 . mm
  IndRod ← 1400
if Anc_Band = 1600 . mm
  IndRod ← 1600
if Anc_Band = 1800 . mm
  IndRod ← 1800
if Anc_Band = 2000 . mm
  IndRod ← 2000
if Anc_Band = 2200 . mm
  IndRod ← 2200
indRod
```

ind := Ispline (P\_Esp, IndRod)

**Separación entre Rodillos Consecutivos Superiores**

Sep\_rod\_sup := interp(ind, P\_esp, IndRod,  $\rho$ \_Mat) = 0.98 m



### Distancia entre rodillos inferiores

rod\_inf

(m)

3.0

3.0

3.0

3.0

3.0

3.0

3.0

2.4

2.4

2.4

Ind := Ispline (P\_Eso, rod\_inf)

### Separación entre Rodillos Consecutivos Inferiores

Sep\_rod\_inf := interp(ind, P\_Esp, rod\_inf, ρ\_Mat) = 3.031 m

### Coeficiente corrección por longitud de faja

$$C := \text{if } L_{\text{Faja}} < 140 \text{ . m} = 1.606$$

$$1 + \frac{80 \cdot \text{m}}{L_{\text{Faja}}}$$

else

$$1 + \frac{90 \cdot \text{m}}{L_{\text{Faja}}}$$

Masa de Faja  $M1G := 11.76 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$

Masa de Polines

$$MR := \frac{MRO}{\text{sep\_rod\_sup}} + \frac{MRU}{\text{sep\_rod\_inf}} = 11.55 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Masa a Transportar  $ML := \frac{Qm}{\text{Vel\_Band}} = 179.006 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$

Resistencia debido  
a la pendiente

$$F_{st} := L_V \cdot g \cdot ML = 20.196 \text{ kN}$$

$$F_H := f \cdot C \cdot g \cdot (MT + (2 \cdot M1G + ML) \cdot \cos(\varphi)) \cdot L_{\text{Faja}} =$$

8.869 kN

$$F_N := (C - 1) \cdot F_H = 5.375 \text{ kN}$$

Fuerza Tangencial Total

$$F_U := F_H + F_N + F_{st} = 34.44 \text{ kN}$$

Potencia Total

$$P := F_U \cdot \text{Vel\_Band} = 71.98 \text{ kW}$$

Eficiencia del Motor  $n_m := 85\%$

Potencia del Motor  $P_M := \frac{P_T}{n_m} = 84.682 \text{ kW} \quad P_M = 113.561 \text{ hp}$

Velocidad Real de Faja:  $Vel\_Band := \frac{Diam\_Rad\_Real \cdot \omega}{2} = 2.161 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

### Cálculo del sistema de transmisión de faja

#### CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE LA FAJA

Diámetro de Polin Superior  $Diam\_Pol\_Sup := 508. \text{mm}$

Velocidad Angular de Polin Superior  $\omega\_Pol\_Sup := \frac{Vel\_Band \cdot 2}{Diam\_Pol\_Sup} = 81.25 \text{ rpm}$

Torque en Polin Superior  $T\_Pol\_Sup := \frac{P_M}{\omega\_Pol\_Sup} = 16.211 \text{ kN} \cdot \text{m}$

Eficiencia Mecánica  $n_{mec} := 95\%$

$$T\_Pol\_Sup := \frac{T\_Pol\_Sup}{n_{mec}} = 17.065 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$F\_Pol\_Sup := \frac{T\_Pol\_Sup}{n_{mec}} = 67.183 \text{ kN}$$

$$f := 0.220$$

$$\phi := 245 \cdot \text{deg}$$

$$F_2 := \frac{F\_Pol\_Sup}{e^{f \cdot \phi} - 1} = 43 \text{ kN}$$

$$F_1 := e^{f \cdot \phi} \cdot F_2 = 110 \text{ kN}$$

### Diseño del Eje

$$F_{\text{eje\_h}} := F_1 \cdot \cos(\varphi) + F_2 \cdot \cos(\phi - 180 \cdot \text{deg} - \varphi) = 134 \text{ kN}$$

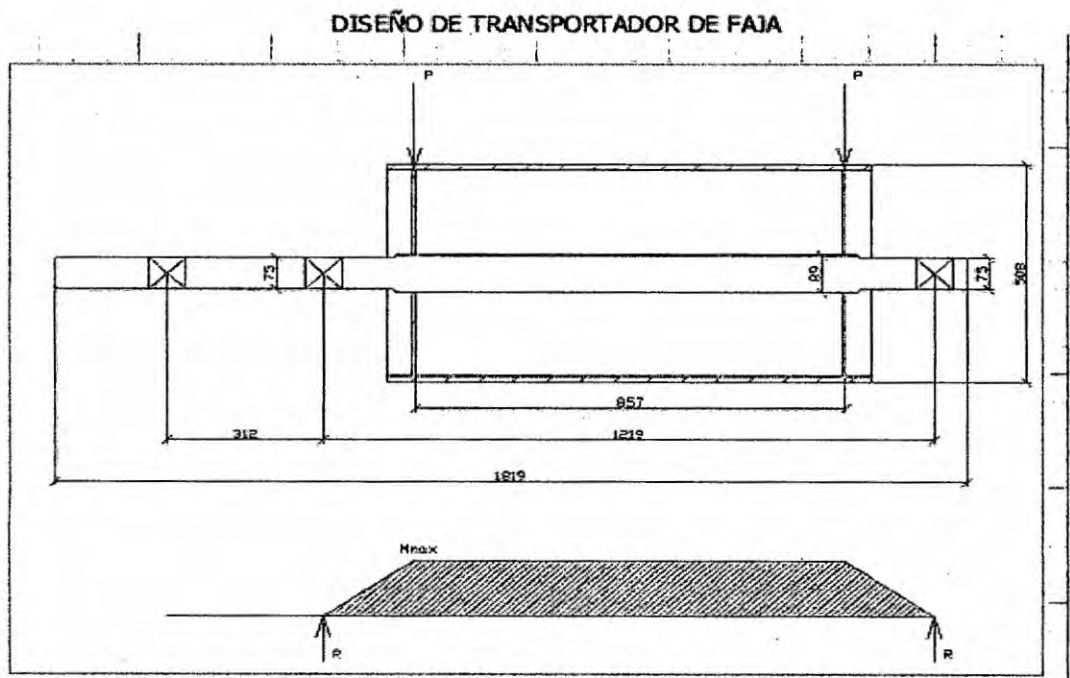
$$F_{\text{eje\_v}} := F_1 \cdot \sin(\varphi) - F_2 \cdot \sin(\phi - 180 \cdot \text{deg} - \varphi) = 7 \text{ kN}$$

$$F_{\text{eje\_h}} := \sqrt{F_{\text{eje\_h}}^2 + F_{\text{eje\_v}}^2} = 134 \text{ kN}$$

Distancia entre cargas     $a := 857 \cdot \text{mm}$

Distancia entre apoyo     $b := 1219 \cdot \text{mm}$

Figura 29. Diseño de transporte de faja



Fuente: Elaboración propia

$$M_{\text{eje}} := \frac{F_{\text{eje}}}{2} \cdot \frac{(b-a)}{2} = 12.142 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$T_{\text{eje}} := T_{\text{Pol\_Sup}} = 17.065 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Material SAE 4340

Esfuerzo Último Tensión  $S_{\text{ut}} := 1724 \text{ MPa}$

Esfuerzo de Fluencia  $S_y := 1586 \cdot \text{MPa}$

Constantes

$$C_{\text{carga}} := 1 \quad C_{\text{tamaño}} := 1 \quad C_{\text{superficie}} := 1 \quad C_{\text{Temp}} := 1$$

$$C_{\text{conf}} := 1$$

$$S_e' := 0.5 \cdot S_{\text{ut}}$$

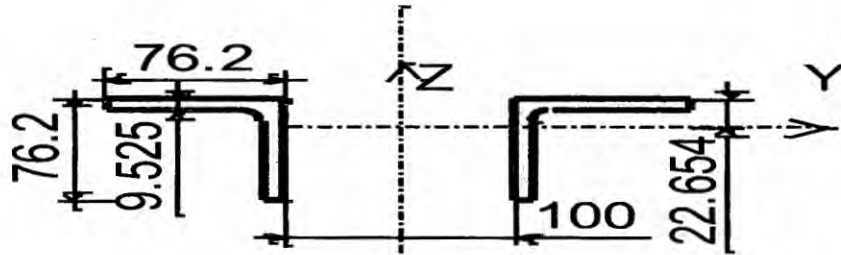
$$S_e := C_{\text{carga}} \cdot C_{\text{tamaño}} \cdot C_{\text{superficie}} \cdot C_{\text{Temp}} \cdot C_{\text{conf}} \cdot S_e' = 862 \text{ MPa}$$

$$S_f := S_e$$

$$K_m := 1.25 \quad K_t := 1.25 \quad N_f := 2.0$$

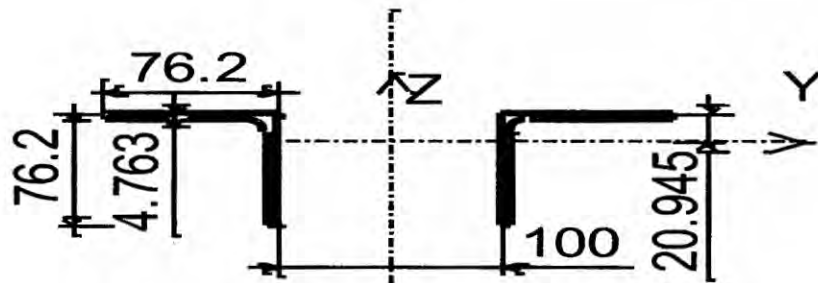
$$d := \left( \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \cdot \sqrt{\left( \frac{K_m \cdot M_{\text{eje}}}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{K_t \cdot T_{\text{eje}}}{S_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 75 \text{ mm}$$

## Armadura



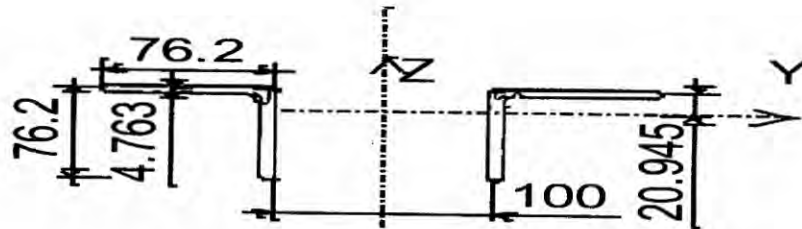
Profile: Equal Angles L3X3X3/8

## Section diagonal



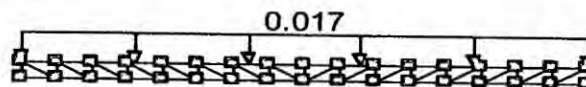
Profile: Equal Angles L3X3X3/16

## Section column



Profile: Equal Angles L3X3X3/16

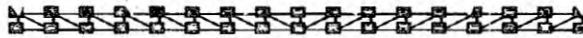
**Load case 1 – permanent-Safety factor for load: 1.1**



Evenly distributed load - T/m

Concentrated force - T

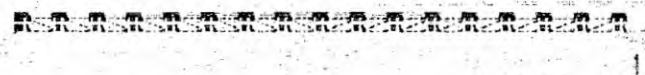
**Load case 2 - temporal long-term- Safety factor for load: 1.1**



Evenly distributed load -  $T/m$

Concentrated force -  $T$

**Load case 3 – permanent-Safety factor for load: 1.1**

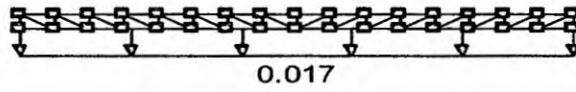


Evenly distributed load -  $T/m$

Concentrated force -  $T$

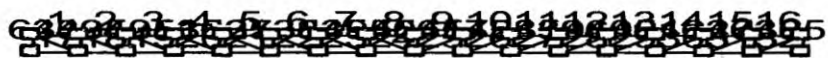
**Load case 4 – permanent-Safety factor for load: 1.1**





Evenly distributed load -  $T/m$   
 Concentrated force -  $T$

**Efforts in the elements**



| No. elem.            | Combinations     |                  | Load case  |         |            |            |
|----------------------|------------------|------------------|------------|---------|------------|------------|
|                      | N <sub>min</sub> | N <sub>max</sub> | 1          | 2       | 3          | 4          |
|                      | T                | T                | T          |         |            |            |
| Elements upper chord |                  |                  |            |         |            |            |
| 1                    | -3.885           | -1.494           | -0.267     | -2.391  | -0.96      | -0.267     |
| 2                    | -7.252           | -2.789           | -0.498     | -4.463  | -1.793     | -0.498     |
| 3                    | -10.101          | -3.884           | -0.693     | -6.216  | -2.497     | -0.693     |
| 4                    | -12.432          | -4.781           | -0.854     | -7.651  | -3.074     | -0.854     |
| 5                    | -14.245          | -5.478           | -0.978     | -8.767  | -3.522     | -0.978     |
| 6                    | -15.54           | -5.976           | -1.067     | -9.564  | -3.842     | -1.067     |
| 7                    | -16.317          | -6.275           | -1.12      | -10.042 | -4.034     | -1.12      |
| 8                    | -16.576          | -6.374           | -1.138     | -10.201 | -4.098     | -1.138     |
| 9                    | -16.576          | -6.374           | -1.138     | -10.201 | -4.098     | -1.138     |
| 10                   | -16.317          | -6.275           | -1.12      | -10.042 | -4.034     | -1.12      |
| 11                   | -15.54           | -5.976           | -1.067     | -9.564  | -3.842     | -1.067     |
| 12                   | -14.245          | -5.478           | -0.978     | -8.767  | -3.522     | -0.978     |
| 13                   | -12.432          | -4.781           | -0.854     | -7.651  | -3.074     | -0.854     |
| 14                   | -10.101          | -3.884           | -0.693     | -6.216  | -2.497     | -0.693     |
| 15                   | -7.252           | -2.789           | -0.498     | -4.463  | -1.793     | -0.498     |
| 16                   | -3.885           | -1.494           | -0.267     | -2.391  | -0.96      | -0.267     |
| Elements lower chord |                  |                  |            |         |            |            |
| 17                   | 0                | 0                | 0          | 0       | 0          | 0          |
| 18                   | 1.494            | 3.885            | 0.267      | 2.391   | 0.96       | 0.267      |
| 19                   | 2.789            | 7.252            | 0.498      | 4.463   | 1.793      | 0.498      |
| 20                   | 3.884            | 10.101           | 0.693      | 6.216   | 2.497      | 0.693      |
| 21                   | 4.781            | 12.432           | 0.854      | 7.651   | 3.074      | 0.854      |
| 22                   | 5.478            | 14.245           | 0.978      | 8.767   | 3.522      | 0.978      |
| 23                   | 5.976            | 15.54            | 1.067      | 9.564   | 3.842      | 1.067      |
| 24                   | 6.275            | 16.317           | 1.12       | 10.042  | 4.034      | 1.12       |
| 25                   | 6.275            | 16.317           | 1.12       | 10.042  | 4.034      | 1.12       |
| 26                   | 5.976            | 15.54            | 1.067      | 9.564   | 3.842      | 1.067      |
| 27                   | 5.478            | 14.245           | 0.978      | 8.767   | 3.522      | 0.978      |
| 28                   | 4.781            | 12.432           | 0.854      | 7.651   | 3.074      | 0.854      |
| 29                   | 3.884            | 10.101           | 0.693      | 6.216   | 2.497      | 0.693      |
| 30                   | 2.789            | 7.252            | 0.498      | 4.463   | 1.793      | 0.498      |
| 31                   | 1.494            | 3.885            | 0.267      | 2.391   | 0.96       | 0.267      |
| 32                   | 7.88e-016        | 7.88e-016        | 4.636e-017 | 0       | 5.563e-016 | 1.854e-016 |
| Elements column      |                  |                  |            |         |            |            |
| 49                   | -2.286           | -0.842           | -0.161     | -1.444  | -0.541     | -0.14      |
| 50                   | -1.974           | -0.722           | -0.14      | -1.252  | -0.464     | -0.118     |
| 51                   | -1.661           | -0.602           | -0.118     | -1.059  | -0.387     | -0.097     |
| 52                   | -1.348           | -0.481           | -0.097     | -0.867  | -0.309     | -0.075     |
| 53                   | -1.035           | -0.361           | -0.075     | -0.674  | -0.232     | -0.054     |
| 54                   | -0.722           | -0.241           | -0.054     | -0.481  | -0.155     | -0.032     |
| 55                   | -0.409           | -0.12            | -0.032     | -0.289  | -0.077     | -0.011     |
| 56                   | -0.245           | -0.052           | -0.021     | -0.193  | -0.031     | 0          |
| 57                   | -0.409           | -0.12            | -0.032     | -0.289  | -0.077     | -0.011     |
| 58                   | -0.722           | -0.241           | -0.054     | -0.481  | -0.155     | -0.032     |
| 59                   | -1.035           | -0.361           | -0.075     | -0.674  | -0.232     | -0.054     |
| 60                   | -1.348           | -0.481           | -0.097     | -0.867  | -0.309     | -0.075     |
| 61                   | -1.661           | -0.602           | -0.118     | -1.059  | -0.387     | -0.097     |
| 62                   | -1.974           | -0.722           | -0.14      | -1.252  | -0.464     | -0.118     |

| No. elem.                | Combinations |           | Load case |        |        |        |
|--------------------------|--------------|-----------|-----------|--------|--------|--------|
|                          | $N_{min}$    | $N_{max}$ | 1         | 2      | 3      | 4      |
|                          | T            | T         | T         |        |        |        |
| 63                       | -2.286       | -0.842    | -0.161    | -1.444 | -0.541 | -0.14  |
| Elements diagonal        |              |           |           |        |        |        |
| 33                       | 1.745        | 4.539     | 0.312     | 2.793  | 1.122  | 0.312  |
| 34                       | 1.513        | 3.933     | 0.27      | 2.421  | 0.972  | 0.27   |
| 35                       | 1.28         | 3.328     | 0.229     | 2.048  | 0.823  | 0.229  |
| 36                       | 1.047        | 2.723     | 0.187     | 1.676  | 0.673  | 0.187  |
| 37                       | 0.814        | 2.118     | 0.145     | 1.304  | 0.524  | 0.145  |
| 38                       | 0.582        | 1.513     | 0.104     | 0.931  | 0.374  | 0.104  |
| 39                       | 0.349        | 0.908     | 0.062     | 0.559  | 0.224  | 0.062  |
| 40                       | 0.116        | 0.303     | 0.021     | 0.186  | 0.075  | 0.021  |
| 41                       | 0.116        | 0.303     | 0.021     | 0.186  | 0.075  | 0.021  |
| 42                       | 0.349        | 0.908     | 0.062     | 0.559  | 0.224  | 0.062  |
| 43                       | 0.582        | 1.513     | 0.104     | 0.931  | 0.374  | 0.104  |
| 44                       | 0.814        | 2.118     | 0.145     | 1.304  | 0.524  | 0.145  |
| 45                       | 1.047        | 2.723     | 0.187     | 1.676  | 0.673  | 0.187  |
| 46                       | 1.28         | 3.328     | 0.229     | 2.048  | 0.823  | 0.229  |
| 47                       | 1.513        | 3.933     | 0.27      | 2.421  | 0.972  | 0.27   |
| 48                       | 1.745        | 4.539     | 0.312     | 2.793  | 1.122  | 0.312  |
| Elements support columns |              |           |           |        |        |        |
| 64                       | -2.479       | -0.939    | -0.172    | -1.54  | -0.606 | -0.161 |
| 65                       | -2.479       | -0.939    | -0.172    | -1.54  | -0.606 | -0.161 |

|                        | Support reactions |                    |
|------------------------|-------------------|--------------------|
|                        | Force at left (T) | Force at right (T) |
| By criterion $N_{max}$ | -0.967            | -0.967             |
| By criterion $N_{min}$ | -2.507            | -2.507             |

| Results of analysis              |   |            |
|----------------------------------|---|------------|
| Checked for compliance with SNiP | Check                                       | Use Factor |
| Sec.5.1                          | Strength upper chord                        | 0.289      |
| Sec.5.3                          | Stability of upper chord in truss plane     | 0.348      |
| Sec.5.3                          | Stability of upper chord out of truss plane | 0.298      |
| Sec. 6.1-6.4,6.16                | Slenderness of upper chord                  | 0.356      |
| Sec.5.1                          | Strength lower chord                        | 0.285      |
| Sec. 6.1-6.4,6.16                | Slenderness of lower chord                  | 0.326      |
| Sec.5.1                          | Strength column                             | 0.084      |
| Sec.5.3                          | Stability of column in truss plane          | 0.091      |
| Sec.5.3                          | Stability of column out of truss plane      | 0.085      |
| Sec. 6.1-6.4,6.16                | Slenderness of column                       | 0.209      |
| Sec.5.1                          | Strength diagonal                           | 0.153      |
| Sec. 6.1-6.4,6.16                | Slenderness of diagonal                     | 0.121      |
|                                  | Rigidity of truss                           | 0.626      |

## Columna

## ESPECIFICACIÓN DE CARÁCTER NO VÁLIDA STEEL MEMBER DESIGN (AISC36010)

In accordance with AISC360 14<sup>th</sup> Edition published 2010 using the ASD method

Section details:

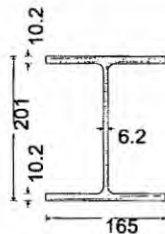
Section type: **W 200x35.9 (AISC 13th Edn 2005)**

ASTM steel designation: **A36**

Steel yield stress:  **$F_y = 248.2 \text{ N/mm}^2$**

Steel tensile stress:  **$F_u = 399.9 \text{ N/mm}^2$**

Modulus of elasticity:  **$E = 199947.7 \text{ N/mm}^2$**



### Safety factors

Safety factor for tensile yielding;  $\Omega_{ty \text{ ty}} = 1.67$

Safety factor for tensile rupture;  $\Omega_{ty \text{ tr}} = 2.00$

Safety factor for compression;  $\Omega_{ty \text{ c}} = 1.67$

Safety factor for flexure;  $\Omega_{ty \text{ b}} = 1.67$

Safety factor for shear;  $\Omega_{ty \text{ v}} = 1.50$

Lateral bracing

Length for major axis buckling;  $L_x = 6400$  mm

Length for minor axis buckling;  $L_y = 6400$  mm

Length for torsional buckling;  $L_z = 6400$  mm

Effective length factor for major axis buckling;  $K_x = 1.000$

Effective length factor for minor axis buckling;  $K_y = 1.000$

Effective length factor for torsional buckling;  $K_z = 1.000$

Classification of sections for local buckling - Section B4.1

Classification of flanges in flexure - Table B4.1b (case 10)

Width to thickness ratio;  $b_f / (2 \times t_f) = 8.09$

Limiting ratio for compact section;  $\lambda_{pff} = 0.38 \times \sqrt{[E / F_y]} = 10.79$

Limiting ratio for non-compact section;  $\lambda_{rff} = 1.0 \times \sqrt{[E / F_y]} = 28.38$ ;

Compact

Classification of web in flexure - Table B4.1b (case 15)

Width to thickness ratio;  $(d - 2 \times k) / t_w = 25.82$

Limiting ratio for compact section;  $\lambda_{pwf} = 3.76 \times \sqrt{[E / F_y]} = 106.72$

Limiting ratio for non-compact section;  $\lambda_{rwf} = 5.70 \times \sqrt{[E / F_y]} = 161.78$ ;

Compact

*Section is compact in flexure*

Classification of flanges in uniform compression - Table B4.1a (case 1)

Width to thickness ratio;  $b_f / (2 \times t_f) = 8.09$

Limiting ratio for non-compact section;  $\lambda_{rfc} = 0.56 \times \sqrt{[E / F_y]} = 15.89$ ;

Nonslender

Classification of web in uniform compression - Table B4.1a (case 5)

Width to thickness ratio;  $(d - 2 \times k) / t_w = 25.82$

Limiting ratio for non-compact section;  $\lambda_{rwc} = 1.49 \times \sqrt{[E / F_y]} = 42.29$ ;

Nonslender

*Section is nonslender in compression*

Design of members for compression - Chapter E

Required compressive strength;  $P_r = 39.7$  kN

Flexural buckling for major axis - Section E3

Effective length factor;  $K_x = 1.00$

Elastic critical buckling stress - eq E3-4;  $F_{ex} = \pi^2 \times E / (K_x \times L_x / r_x)^2 = 363.828 \text{ N/mm}^2$

Column slenderness - Section E2;  $K_x \times L_x / r_x = 73.65; < 4.71 \times \sqrt{[E / F_y]}$

*Major axis column slenderness ratio does not exceed recommended limit of 200*

Flexural buckling stress - eq E3-2;  $F_{crx} = [0.658^{F_y / F_{ex}}] \times F_y = 186.557 \text{ N/mm}^2$

Nominal compressive strength for flexural buckling - eq E3-1;

$$P_{nfbx} = F_{crx} \times A = 852.6 \text{ kN}$$

Flexural buckling for minor axis - Section E3

Effective length factor;  $K_y = 1.00$

Elastic critical buckling stress - eq E3-4;  $F_{ey} = \pi^2 \times E / (K_y \times L_y / r_y)^2 = 80.594 \text{ N/mm}^2$

Column slenderness - Section E2;  $K_y \times L_y / r_y = 156.48; > 4.71 \times \sqrt{[E / F_y]}$

*Minor axis column slenderness ratio does not exceed recommended limit of 200*

Flexural buckling stress - eq E3-3;  $F_{cry} = 0.877 \times F_{ey} = 70.681 \text{ N/mm}^2$

Nominal compressive strength for flexural buckling - eq E3-1;

$$P_{nfbly} = F_{cry} \times A = 323.0 \text{ kN}$$

Torsional and flexural-torsional buckling - Section E4

Effective length factor;  $K_z = 1.00$

Poissons ratio;  $\nu = 0.3$

Shear modulus of elasticity of steel;  $G = E / (2 \times (1 + \nu)) = 76902.963 \text{ N/mm}^2$

Flexural-torsional elastic buckling stress - eq E4-4;  $F_{et} = [\pi^2 \times E \times C_w / (K_z \times L_y)^2 + G \times J] / (I_x + I_y) = 343.343 \text{ N/mm}^2$

Elastic critical buckling stress - Section E2;  $F_{et} = 343.343 \text{ N/mm}^2; > 0.44 \times F_y$

Flexural-torsional buckling stress - eq E3-2;  $F_{crz} = [0.658^{F_y / F_{et}}] \times F_y = 183.405 \text{ N/mm}^2$

Nominal compressive strength for torsional and flexural-torsional buckling - eq E4-1;  $P_{nz} = F_{crz} \times A = 838.2 \text{ kN}$

Nominal compressive strength;  $P_n = \min(P_{nfbx}, P_{nfy}, P_{nz}) = 323.0 \text{ kN}$

Allowable compressive strength;  $P_c = P_n / \Omega_c = 193.4 \text{ kN}$

**Anexo 08: Planos de armadura, soporte y sistema  
motriz de la faja transportadora**