



*Facultad de Ingeniería*

*Trabajo de Diploma*

*Diseño de la resbaladera para el Transportador Alimentador  
TP1 de La Empresa “Cementos Cienfuegos S.A.”*

*Autor: Alejandro Díaz Zerquera*

*Tutores: Ing. Raúl Alfonso Rodríguez  
Dr.C. Rafael Goytisol Espinosa*

*Junio 2014  
“Año 56 de la Revolución”*

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD  
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



UNIVERSIDAD  
CIENFUEGOS

Carlos Rafael Rodríguez  
C91102 891961 80411863

CIENFUEGOS

“Carlos Rafael Rodríguez”

Sistema de Documentación y Proyecto. Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez” como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

---

Firma del autor

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

---

Información Científico Técnico  
Nombre y Apellidos. Firma

---

Vicedecano

---

Firma del Tutor  
Nombre y Apellidos. Firma

---

Sistema de Documentación y Proyecto  
Nombre y Apellido. Firma

# *Pensamiento*

*Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor, la electricidad y la energía atómica: la voluntad".*

*Albert Einstein*

# *Dedicatoria*

*A mis padres y abuelos:*

*Quienes siempre me han apoyado en todos mis empeños;  
quienes supieron crear, cultivare incrementar mi vocación y  
amor por mi profesión, quienes han guiado y guían aún mis  
pasos por la vida con tanto amor y dedicación.*

# *Agradecimiento*

*Agradecer es el placer de reconocer en los demás lo que constituye una ayuda incondicional para el que la sabe valorar en todo momento.*

*A mis tutores: Ing. Raúl Alfonso Rodríguez y el Dr.C. Rafael Goytisoló Espinosa por cada tiempo y espacio creado con el ánimo de brindarme sus valiosos conocimientos. Gracias por su amistad, modestia y laboriosidad.*

*Anabel, mi novia, por estar siempre a mi lado y sacarme de muchos apuros. Agradezco de manera especial a todos mis compañeros de aula por el placer de haber compartido estos cinco años; a mi familia por ser especial y apoyarme en todo momento; a todos mis profesores por hacer de mí un profesional.*

*En fin, a todos los que de una u otra forma estuvieron comprometidos en la investigación y que involuntariamente hemos omitido, les pedimos que se sientan aludidos en estas líneas.*

*Muchas Gracias*

## Resumen

La investigación se realizó en La Empresa Mixta “Cementos Cienfuegos S.A” y lleva por título “Diseño de la resbaladera para el Transportador Alimentador TP1”. Su objetivo general es diseñar una resbaladera que sea capaz de soportar el impacto de las grandes piedras que llegan de la cantera y que haga que estas rueden suavemente hasta una posición adelantada del TP1 para que no afecten directamente a los eslabones del transportador. Este objetivo se plantea al detectarse en la planta varios errores de ingeniería en el montaje de la plataforma alimentadora del Transportador TP1 y sin valorar que en las condiciones cubanas podían llegar a la Planta piedras de gran tamaño. Por lo que con el diseño de esta resbaladera pretende dar solución a las reiteradas averías por fractura en los eslabones del Transportador. En el primer Capítulo se realiza una caracterización de los tipos de Transportadores de Tablilla y se especifican las partes componentes del Transportador Alimentador TP1; el segundo capítulo se titula “Evaluación de la resistencia mecánica dinámica de los eslabones y las tablillas”, donde se realiza una comparación entre los eslabones del TP1 y el TP2. El tercer Capítulo se dedica al cálculo y diseño de la resbaladera. Después de realizada esta investigación se considera factible la construcción de la resbaladera, ya que por concepto de parada la fábrica Cementos Cienfuegos S.A deja de producir 10 892 USD cada hora.

### Palabras claves:

1. Resbaladera
2. Transportador de Tablillas
3. Eslabones

## **Abstract**

This research was carried out in the Mixed Enterprise “Cementos Ciefuegos S.A”. Its title is “Diseño de la resbaladera. Para el Transportador Alimentador TP1” (in English, Design of a slide for the Feed Conveyor TP1). The general aim is to design a slide that will be able to resist the impact of the oversize stones that come from the quarry, and will make those stones smoothly roll until an advanced position from the TP1 so that they do not directly affect the conveyor’s links. This aim is posed when several engineering errors were detected in the Plant, specifically in the assembly of the feed platform of the Conveyor TP1. This aim is also posed without taking into account that oversize stones could reach the Plant in Cuban natural conditions. Therefore, it is expected with the design of this slide to solve the repeated breakdowns due to ruptures in the conveyor’s links. In the first chapter, it is carried out a characterization of the types of slat conveyors, and the component parts of the feed conveyor TP1 are specified. In the second chapter, entitled “Evaluación de la Resistencia mecánica dinámica de los eslabones y las tablillas” (in English, Assessment of the mechanical and dynamic resistance of the links and the slats) it is carried out a comparison between the links of both the TP1 and the TP2. Finally, the third chapter is dedicated to the calculation and design of that slide. After being carried out this research, the slide’s construction is feasible because as the concept of downtime the factory “Cementos Ciefuegos S.A” leaves producing 10 892 USD per hour.

### Key words:

1. Slide
2. Slat conveyor
3. Links

# Índice

<b>Introducción</b> .....	1
<b>Capítulo I Generalidades sobre los transportadores de tablillas y particularidades del Transportador Alimentador TP1</b> .....	4
Generalidades sobre los transportadores de tablillas .....	4
1.1.1 Condiciones fundamentales de su empleo .....	4
1.1.2 Principales ventajas de los transportadores de tablillas.....	6
1.1.3 Principales desventajas .....	6
1.1.4 Partes componentes y principio de funcionamiento .....	6
<b>1.2 Descripción de sus partes componentes</b> .....	7
1.2.1 Partes componentes .....	7
1.2.2 Cadenas.....	8
1.2.3 Tablillas .....	8
1.2.4 Elemento motriz .....	10
1.2.5 Estructura metálica .....	11
1.2.6 Sistema de atesado .....	11
1.2.7 Órgano de tracción.....	11
1.2.8 Sistema de Transmisión.....	12
<b>1.3 Particularidades del Transportador Alimentador TP1 de la Planta de Trituración y Secado de la Empresa “Cementos Cienfuegos S. A”</b> .....	12
1.3.1 Denominación del tipo de transportador y datos generales .....	12
1.3.2 Datos técnicos del transportador.....	13
1.3.3 Componentes del Transportador TP1 .....	14
1.3.3.1 Partes componentes.....	14
1.3.3.2 Armazón portador.....	14
1.3.3.3 Conjunto de accionamiento .....	14
1.3.3.4 Motor .....	15
1.3.3.5 Acoplamiento: Motor-Reductor .....	16
1.3.3.6 Engranaje planetario con árbol hueco .....	16
1.3.3.7 Árbol de accionamiento .....	16
1.3.3.8 Eje tensor .....	17
1.3.3.9 Dispositivo tensor .....	18
1.3.3.10 Estera transportadora.....	19
<b>Capítulo II Evaluación de la resistencia mecánica dinámica de los eslabones y las tablillas</b> .....	22
<b>2.1 Cálculo del coeficiente de carga dinámica durante el impacto piedra - tablilla del Transportador Alimentador TP1</b> .....	22
2.1.1 Elementos que intervienen en el desplazamiento estático del sistema piedra - tablilla del Transportador Alimentador TP1 .....	22

2.1.2 Cálculo del desplazamiento estático del contacto piedra – colchón de caliza ..	23
2.1.3 Cálculo del desplazamiento estático resultante. ....	25
2.1.4 Cálculo del coeficiente de carga dinámica. ....	26
2.1.5 Cálculo de la altura de caída de la piedra. ....	26
2.1.6 Cálculo del coeficiente de carga dinámica y de las cargas dinámicas. ....	29
<b>2.2 Metodología de cálculo de las tensiones en los eslabones</b> .....	<b>30</b>
2.2.1 Cálculo de las tensiones tangenciales de torsión. ....	30
2.2.2 Cálculo de las tensiones normales de flexión. ....	35
2.2.3 Cálculo de las tensiones normales de tracción. ....	37
2.2.4 Cálculo de los valores de las tensiones de trabajo. ....	37
2.2.5 Comprobación de la resistencia estática de los eslabones a la sobrecarga instantánea provocada por un impacto de una piedra de 1,5 m de diámetro. ....	41
<b>2.3 Cálculo de las tensiones equivalentes para el régimen inestable de trabajo del transportador TP1 y de los factores de seguridad a la fatiga. ....</b>	<b>42</b>
<b>2.4 Conclusiones Parciales del Capítulo II</b> .....	<b>47</b>
<b>Capítulo III Diseño y cálculo de la resbaladera para el Transportador Alimentador TP1 de la Planta de Trituración y Secado de la Empresa “Cementos Cienfuegos S.A”</b> .....	<b>48</b>
<b>3.1 Esquema de análisis de la resbaladera</b> .....	<b>48</b>
3.1.1 Cálculo de la reacciones en los apoyos .....	50
<b>3.2 Expresión para el cálculo del coeficiente de carga dinámica para la resbaladera.</b> .....	<b>52</b>
3.2.1 Cálculo del desplazamiento estático en el punto de impacto. ....	53
3.2.2 Cálculo de los pesos de la resbaladera .....	55
3.2.3 Determinación de la velocidad de impacto. ....	56
<b>3.3 Cálculo de tensiones para vigas curvas (resbaladera)</b> .....	<b>57</b>
<b>3.4 Cálculos para seleccionar los pedestales y rodamientos a utilizar.</b> .....	<b>60</b>
<b>3.5 Cálculo de tensiones en la soldadura de las vigas.</b> .....	<b>61</b>
<b>3.6 Diseño de la placa soporte del apoyo inferior amortiguado y de las guías de los muelles.</b> .....	<b>64</b>
<b>3.7 Conclusiones Parciales del Capítulo III</b> .....	<b>65</b>
<b>Conclusiones</b> .....	<b>66</b>
<b>Recomendaciones</b> .....	<b>67</b>
<b>Bibliografía</b> .....	<b>68</b>
<b>Anexos</b> .....	<b>70</b>

## Introducción

La Empresa Mixta “Cementos Cienfuegos S.A. “ surgió a partir de las negociaciones que se iniciaron en el año 2000 con la parte extranjera y a mediados del año 2001 se inició la inversión consistente en una rehabilitación general de la antigua Empresa de Cementos “Karl Marx” y el montaje de equipamiento prácticamente nuevo en la línea No. 3. Estas inversiones abarcaron también la vieja Planta de Caliza que trituraba inicialmente sólo caliza y que se remodeló para triturar y secar no sólo caliza, sino también arcilla, marga y feldespato y se denominó Planta de Trituración y Secado. Esta remodelación incluyó la instalación de un nuevo Transportador Alimentador denominado TP 1 y una Criba para reducir la cantidad de material que se hacía llegar al molino de Martillos para su trituración, elevándose de esta forma la capacidad de producción de la Planta. La Criba fue diseñada y construida por la Firma Alemana Haver and Boecker, de reconocido prestigio en la fabricación de este tipo de equipamiento y el Transportador TP1 fue diseñado y construido por la Firma también Alemana Aumund Group. La Ingeniería de la Planta en su conjunto fue desarrollada por una Firma Canadiense Canadian Engineering Group, la puesta en marcha de la instalación se produjo en Noviembre del 2004.

La **Situación Problemática** existente es que al diseñar la ingeniería de la Planta se cometieron varios errores al colocar en primer lugar la Plataforma Alimentadora del Transportador Alimentador TP 1 muy elevada con relación a la Estera del Transportador, a casi a 12 m de altura y la descarga del TP1 a más de 2,5 m de diferencia con relación al nivel de la Criba, sin valorar que en las condiciones cubanas podían llegar a la Planta piedras de gran tamaño, de más de 2 m de diámetro con pesos que pueden alcanzar hasta 10 toneladas o más. Una piedra de estas dimensiones dejada caer desde esas alturas provoca cargas de impacto excesivamente grandes que según Investigaciones realizadas anteriormente afectó sensiblemente la integridad estructural de la Criba (Sagastume, 2007) y se vio la necesidad y la posibilidad real de acercar la descarga a la criba (Alfonso, 2008). Esta situación ha continuado provocando afectaciones en el sistema, como son las reiteradas averías por fractura en los eslabones del Transportador. Producto de los frecuentes y reiterados impactos de las

cargas de operación, a principios del año 2006, apenas transcurrido un año de explotación aparecieron las primeras grietas de fatiga en ambos laterales de la Criba, que provocaron reiteradas reparaciones en “situ”, con un total de 570 horas de paradas hasta que fueron sustituidos por los laterales nuevos. La pérdida económica para la Empresa en este tiempo de parada fue de 6 208 440 USD. En la actualidad se está presentando una situación similar con los eslabones del transportador por lo que se decide en este trabajo proponer una solución al problema que consiste en poner una resbaladera en la descarga de los camiones para que las piedras grandes no golpeen directamente en el TP1

En la Figura. 1: se muestra una vista de la cantera, donde se puede apreciar la presencia de grandes piedras de diferentes dimensiones y vistas de las fracturas de los eslabones



Figura. 1 Vista de las grandes piedras en la cantera y de la fractura de los eslabones del TP1

El **Objeto de Estudio** del presente trabajo es por lo tanto diseñar una resbaladera que sea capaz de soportar el impacto de estas grandes piedras y que haga que estas

rueden suavemente hasta una posición adelantada del TP1 y la tierra caliza y las piedras pequeñas pasen a través de las vigas de la misma separadas unos 50 cm entre ellas de manera que no puedan pasar piedras mayores que esa dimensión.

**La Hipótesis** formulada es la siguiente:

“Es posible eliminar el problema de la aparición de las fracturas de los eslabones del Transportador Alimentador TP1 de la Planta de Trituración y Secado de la Empresa “Cementos Cienfuegos S.A.” diseñando una resbaladera que sea capaz de reducir las cargas dinámicas de las grandes piedras al caer.

Como **Objetivo General** del trabajo se plantea lo siguiente:

Diseñar una resbaladera que sea capaz de soportar el impacto de las grandes piedras que llegan de la cantera y que haga que estas rueden suavemente hasta una posición adelantada del TP1 para que no afecten los eslabones del transportador.

Como **Objetivos Específicos** se plantearon los siguientes:

1. Profundizar en la teoría general de los transportadores de tablillas y en las particularidades del Transportador Alimentador TP1.
2. Evaluar y comparar la resistencia mecánica dinámica de los eslabones tanto para el TP1 como para el TP2.
3. Diseñar una resbaladera para el Transportador Alimentador TP1 que sea capaz de soportar el impacto de grandes piedra sobre ella.

# Capítulo I

## Generalidades sobre los transportadores de tablillas y particularidades del Transportador Alimentador TP1

### 1.1 Generalidades sobre los transportadores de tablillas

#### 1.1.1 Condiciones fundamentales de su empleo

Los transportadores de tablillas son equipos de amplio uso en la industria química, metalúrgica, extractiva, cañera, etcétera. A diferencia de los transportadores de banda, los transportadores de tablillas manipulan normalmente cargas pesadas, en grandes pedazos, abrasivas y/o calientes. Durante el recorrido por la traza el material puede ser sometido a diferentes procesos tales como: lavado, secado, pintura, recocido, entre otros.

Desde el punto de vista físico se asemejan a los conductores de banda ya que aquí también la carga se traslada de una manera continua por la rama superior del equipo mientras por la rama inferior retrocede el órgano de carga vacío. También este equipo posee un órgano de tracción flexible pero en este caso en lugar de una banda de goma se tiene una cadena.

El material es derramado en la parte trasera del equipo y el mismo lo lleva hasta la parte delantera donde se descarga. La carga de los transportadores de tablillas se efectúa en la parte delantera o en la media, o en varios puntos de carga situados a lo largo del transportador. Para las cargas que caen a granel en los transportadores se emplean dispositivos de carga en forma de canales, canalones y embudos. Estas cargas se descargan, por regla general, en el punto final, en el momento en que la parte móvil del transportador rodea las catalinas cabezales. Las cargas por piezas se cargan en transportadores de tablillas y se descargan de éstos de la forma siguiente: las cargas ligeras, a mano o por los canalones, y las pesadas mediante diferentes dispositivos de izaje (aparejos, elevadores neumáticos y grúas-vigas) y en el caso de cargas a granel mediante basculadores y camiones de volteo.

Los transportadores de tablillas alcanzan capacidades de hasta 2 000 tm/h y más en trazas que pueden llegar hasta varios cientos de metros, con ángulos de inclinación de hasta 20° y más.

La geometría de los transportadores de tablillas no difiere de la de los transportadores de banda. El ángulo de inclinación de la traza  $\beta$ , está en función del tipo de material y del tipo de tablillas, y su valor máximo se halla por la expresión:

$$\beta_{\max} = \arctan \mu - \theta$$

Donde:

$\mu$  = coeficiente de fricción entre el material y la tablilla;

$\theta$  = ángulo de reserva para garantizar que la carga no deslice.

Cuando las tablas son lisas  $\theta = 6^\circ$  a  $9^\circ$  cuando son ondulados  $\theta = 3^\circ$  a  $5^\circ$ . Los menores valores de  $\theta$  se usan cuando las tablillas tienen guarderas y los mayores valores para tablillas sin guarderas.

Cuando se usan tablillas profundas, en forma de caja, el ángulo de inclinación  $\beta$  toma valores de  $45^\circ$  a  $60^\circ$ ; sin embargo en estos casos la capacidad disminuye mucho pues el material solo se sostiene en las cavidades que tienen la tablillas.

Cuando se transportan bultos, el ángulo de inclinación máximo se obtiene cuando la dirección del peso del bulto, a partir de su centro de gravedad, no sobrepasa la superficie de apoyo, o sea, no llega a la condición de vuelco. Cuando el bulto es ancho, de poca altura y pesado, el ángulo de inclinación  $\beta$  puede llegar hasta  $60^\circ$ . Lo explicado anteriormente tiene validez solo si las tablillas paseen rebordes que impidan que la carga deslice.



Figura 1.1: Vista de transportadores de tablillas

### **1.1.2 Principales ventajas de los transportadores de tablillas**

Las ventajas fundamentales son:

1. Pueden transportar cargas pesadas, en grandes pedazos y a elevada temperatura
2. Alcanzan capacidades de 20 000 KN/h (2 000 t/h) o más
3. Las trazas son de gran longitud, pueden ser rectas o con curvas positivas o negativas con la posibilidad de usar accionamientos intermedios
4. Se mueven con gran suavidad y sin ruidos
5. Pueden cargarse directamente sin usar alimentadores
6. Admiten una amplia gama de trazas diferente, con radios de curvatura menores que los transportadores de banda (generalmente el radio (R) varía de 5 a 8 m).
7. Poseen la posibilidad de sustituir fácilmente las tablillas y los tramos de cadenas averiados

### **1.1.3 Principales desventajas**

1. Elevado peso propio.
2. Elevado costo por la complejidad de fabricación.
3. Mantenimiento complejo debido al gran número de articulaciones y elementos.

### **1.1.4 Partes componentes y principio de funcionamiento**

4. Estructura metálica.
5. Ruedas de cadenas (motriz y de retorno)
6. Entablillado.
7. Cadenas.
8. Sistema motriz.
9. Tolva de alimentación.
10. Embudo de descarga.
11. Sistema de atesado

El funcionamiento del equipo está basado en el movimiento que le imprime a la cadena el sistema motriz, a través de los sprockets o ruedas de cadenas motrices. El órgano de tracción está compuesto por una o varias hileras de cadenas que al ser movidas por las ruedas motrices arrastran consigo al entablillado que está fijado en ellas por medio de remaches o, en forma más general, atornillada. Al moverse el entablillado constituye un suelo móvil que es capaz de transportar los materiales en una forma similar a como lo hacen los transportadores de banda.

El límite del campo del empleo entre los transportadores de banda y de tablillas no es exactamente preciso y puede haber casos en los que ambos puedan ser empleados, pero en forma general el transportador de banda se prefiere por su bajo peso propio y bajo costo de mantenimiento. Existen casos en los cuales no es posible utilizar un transportador de banda, bien sea por las altas temperaturas ambientales y por estar sometido el equipo a grandes impactos y condiciones muy severas de trabajo que, ni aún las más costosas bandas pueden soportar.

## **1.2 Descripción de sus partes componentes**

### **1.2.1 Partes componentes**

Estos transportadores se componen de (ver Figura. 1.2): una estructura metálica (1), en cuyos extremos se colocan una catalina motriz (2), y una catalina de cola (3), que forma parte del sistema atesado. La estructura soporta el órgano portador, compuesto por tablillas (4), que se acoplan al órgano de tracción, generalmente compuesto por dos cadenas (5). A la tambora motriz se acopla el resto del sistema motor (6). El transportador de tablilla tiene una o varias tolvas (7), que suministran el material al transportador y que pueden estar situadas en cualquier punto de la rama cargada. La descarga se realiza al final de la traza mediante un embudo de descarga (8).

Las partes componentes del transportador de tablillas que difieren del transportador de banda son el órgano portador y el órgano de tracción, lo que implica modificaciones contractivas: en el extremo del transportador, se sustituyen las tamboras por catalinas para que acoplen con la cadena, y en el dispositivo de apoyo, se sustituyen los rodillos

de apoyo por un perfil laminado, que forma parte de la estructura metálica, donde desliza o rueda la cadena utilizada.

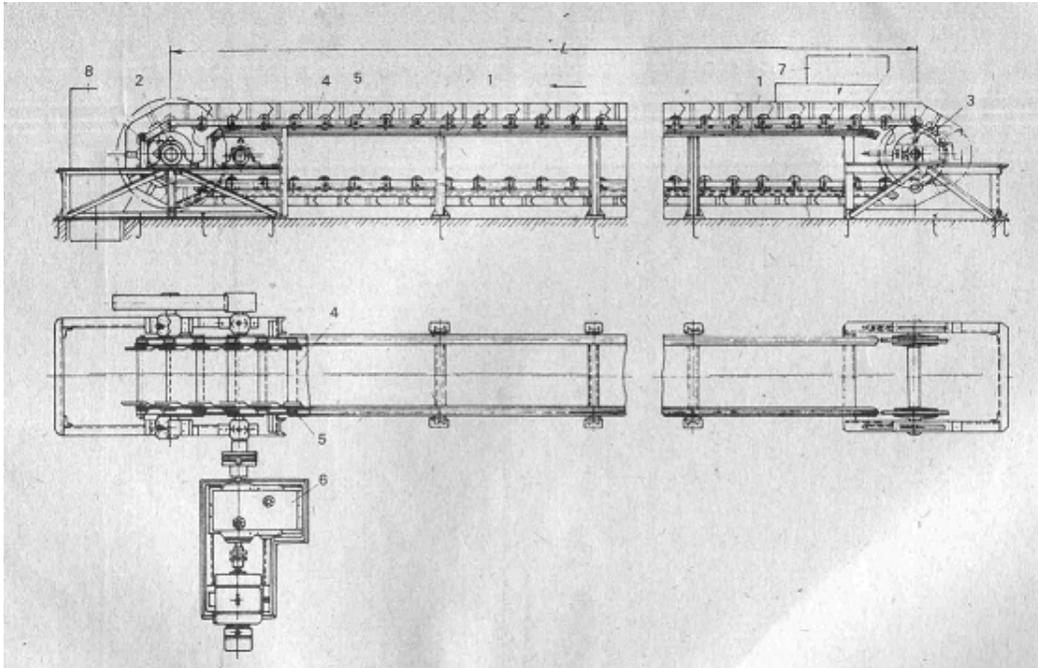


Figura 1.2: Esquema y partes componentes de un transportador de tablillas

### 1.2.2 Cadenas

Pueden ser seleccionadas en cualquier catálogo. Por lo general se emplean cadenas de manguitos y utilizan rodillos de bujes o con rodamientos inferiores. A las cadenas normales de rodillos se le añaden aditamentos para la fijación de la tablilla. La inmensa mayoría de los transportadores tienen dos cadenas de tracción. El paso de las cadenas para los transportadores de tablillas, por la norma, se toma de 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 y 630 mm.

### 1.2.3 Tablillas

Antiguamente se empleaban de madera pero actualmente se hacen en su casi totalidad de acero. Pueden ser lisas u onduladas y se ofertan en una amplia gama de longitudes para proveer todos los anchos de entablillado necesarios. La solución de colocar bordes en el entablillado se utiliza cuando se desea aumentar la capacidad sin ocupar grandes

espacios horizontales. Los bordes del entablillado pueden ser fijos o moverse con el mismo.

Las tablillas son el órgano portador de los transportadores de tablillas y se seleccionan de acuerdo con el material transportado. Los diseños más característicos se muestran en la Figura. 1.3: tablillas sin guarderas, espaciadas y lisas con cadena de ruedas (Figura. 1,3 a, c, y e); tablillas sin guarderas, espaciadas y lisas, con cadena sin ruedas (Figura. 1.3 d); tablillas sin guarderas, corrugadas (Figura. 1.3 f); tablillas con guarderas, lisas (Figura. 1.3 i) tablillas con guarderas, corrugadas (Figura. 1.3 h y g) tablillas con guarderas de tipo profundo onduladas (Figura. 1.3 j) y de cajuela (Figura. 1.3 c).

Las tablillas lisas se hacen de madera (Figura. 1.3 a) o de chapas de acero (Figura. 1.3 c). Las tablillas corrugadas, con y sin bordes, las tablillas planas con bordes y las tablillas con borde de tipo profundo se hacen estampadas con chapas de acero de 4 a 10 mm. Las tablillas sin guarderas se usan generalmente para bultos. Para prevenir la caída de la carga se colocan guarderas fijas de madera o acero, principalmente en la zona de carga (Figura. 1.3 b).

Cuando se transportan gráneles las tablillas que se usan son las que tienen guarderas, ya sean lisas o corrugadas. Las tablillas con guarderas del tipo profundo se usan solamente cuando se manipulan grandes cantidades o cuando el ángulo de inclinación de la traza es de  $45^{\circ}$  a  $60^{\circ}$ .

La unión de las tablillas a las cadenas puede ser por tornillos, remaches o soldadura. Las tablillas sirven además, como elemento rígido para unir las dos cadenas y deben colocarse teniendo en cuenta el sentido del movimiento como se muestra en la figura 1.3 (k), pues en la transportación de materiales a granel este puede perderse a través de las holguras que existen entre una tablilla y la otra.

El ancho y la altura de las tablillas esta normalizado según el GOST 2035-54. El ancho B de la tablilla es el parámetro fundamental del transportador de tablillas. Cuando las tablillas tienen guarderas este ancho esta dado por la distancia entre las caras interiores de las guarderas. En el caso de las tablillas del tipo profundo, onduladas y de cajuela, la altura de las guarderas se considera como una altura promedio,  $h_{pr}$ , y se halla dividiendo el área de la guardera en el tramo de un paso  $t$  de la cadena.

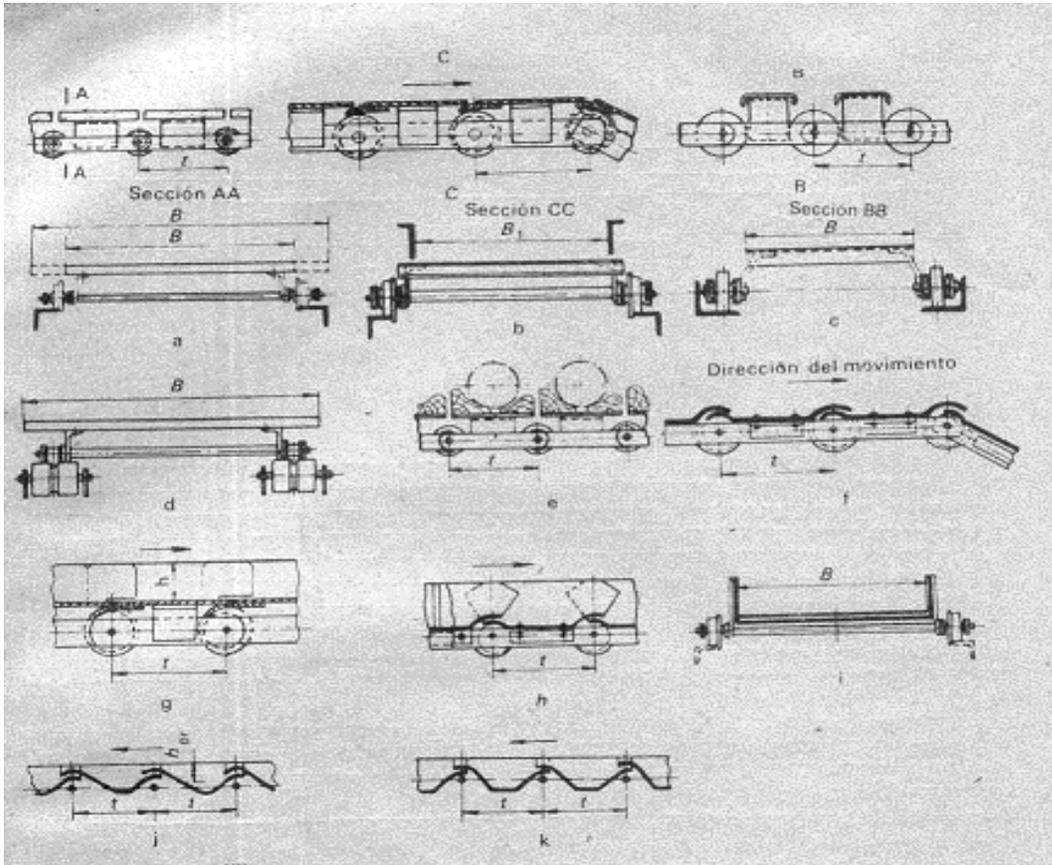


Figura 1.3: Distintos tipos de tablillas

### 1.2.4 Elemento motriz

El elemento motriz de un transportador de tablillas no se diferencia mucho del que se emplea para uno de banda. La única particularidad es que la transmisión del movimiento al órgano de tracción flexible no se hace por tambora ya que al utilizarse una cadena, se emplean ruedas de estrellas para transmitirle el movimiento. La transmisión del movimiento no se hace entonces por fricción sino a través del engranamiento de las ruedas de estrella con la cadena. Esta unidad motriz puede ser de velocidad variable, la cual puede controlar su capacidad de descarga

### **1.2.5 Estructura metálica**

La estructura metálica de estos transportadores es similar a la empleada para los transportadores de banda, pero mucho más rígida pues esta debe soportar un peso considerable. Por lo general debajo de cada hilera existe una guía de acero sobre la que desliza o rueda dicha cadena.

### **1.2.6 Sistema de atesado**

En estos transportadores el atesador siempre está constituido por dos tornillos colocados, uno a cada lado del eje de cola o eje de retorno. El tensado debe garantizar un estirado cuya longitud sea de 1,2 a 2 veces el paso de la cadena del transportador.

### **1.2.7 Órgano de tracción**

Los transportadores de tablillas suelen equiparse con dos cadenas del tipo de planchetas de buje y ruedas, ya sean con rebordes (Tipo BK 1) o sin rebordes (tipo BK). Pueden tener cojinetes de deslizamiento o de rodamiento; los últimos se emplean en los transportadores pesados.

Las cadenas con ruedas se apoyan sobre un perfil laminado que soportan el peso de la carga, el de las tablillas y el de la propia cadena.

En los transportadores de tablillas pequeñas, que transportan cargas ligeras, y cuyo ancho no es mayor que 400 mm, se permite el uso de una sola cadena colocada en el centro. En estos casos en ocasiones, se emplean cadenas más baratas, como por ejemplo las cadenas de planchetas sin bujes, cuando la velocidad es pequeña, o cadenas soldadas, cuando la velocidad es alta.

La cadena se apoya sobre rodillos estacionarios fijos a la estructura. En la rama de retorno, la que se apoya en los rodillos estacionarios son las tablillas. Los pasos de la cadena más usados en los transportadores de tablillas son de 100 a 630 mm.

### **1.2.8 Sistema de Transmisión**

Los componentes del sistema de transmisión son los mismos que los del sistema de transportadores de banda. La diferencia con respecto al de banda, radica en la utilización de catalinas o ruedas de estrellas en vez de tamboras.

Las catalinas motrices tienen de 5 a 8 dientes y se constituyen de acero o hierro fundido. El montaje de las catalinas debe ser exacto, para lograr que estén bien alineadas, que exista una coincidencia en la posición de los dientes de las dos ruedas y el tiraje de ambas cadenas sea uniforme.

Las condiciones sobre la colocación de varias catalinas motrices, la utilización de transmisiones abiertas y variadores de velocidad y el empleo de frenos, así como el tipo adecuado de motor eléctrico que se debe usar, son las mismas de las de transportadores de banda, solo se debe hacer la observación que, dadas las bajas velocidades de los transportadores de tablillas, se deben emplear reductores de alta razón de reducción, del orden de 60 a 200 veces.

## **1.3 Particularidades del Transportador Alimentador TP1 de la Planta de Trituración y Secado de la Empresa “Cementos Cienfuegos S. A”**

### **1.3.1 Denominación del tipo de transportador y datos generales**

<b>Denominación</b>	<b>Cinta de placas abovedadas</b>
Uso previsto	Transportar marga y piedra caliza
Colocación	Debajo de una tolva
Tipo:	BPB-S 2000/150/20-20
Distancia entre ejes:	23.50 m
Altura de elevación:	9.558 m



Figura 1.4: Vista del Transportador Alimentador TP1

### 1.3.2 Datos técnicos del transportador

Tabla	
<b>COM. N : 38235</b>	<b>Pos. No. : 221TP1</b>
<b>Cadena : Tipo D6D</b>	<b>Paso : 203,2</b>
<b>Carga de rotura de la cadena : 1300kN</b>	<b>Factor seguridad : 6,0</b>
<b>Rodillo : 108/160</b>	<b>Paso rodillo : 406,2</b>
<b>Capacidad de transporte : 77-770 t/h Velocidad transporte : 0,011-0,11m/s</b>	
<b>Material : Mary/Limestone Densidad : 1360-1540 kg/m<sup>3</sup></b>	
<b>Granulometría : Max 1000mm Humedad : 9-20%</b>	
<b>Altura nominal de la descarga :800 mm</b>	
<b>Temperatura Ambiente : 20- 40 °C</b>	

### **1.3.3 Componentes del Transportador TP1**

#### **1.3.3.1 Partes componentes**

- Armazón portador
- Conjunto de accionamiento
- Árbol de accionamiento con ruedas de cadena
- Eje tensor con ruedas de cadena
- Dispositivo tensor
- Estera transportadora
- Revestimiento protector de la cinta

#### **1.3.3.2 Armazón portador**

- El armazón portador es una construcción de chapa de acero perfilado de armadura que integra al resto de los elementos de la cinta citados anteriormente.

En el armazón portador se encuentran montados:

- Portador de impacto en el ramal superior
- Vías para el camino de rodadura

#### **1.3.3.3 Conjunto de accionamiento**

El conjunto de accionamiento se compone de:

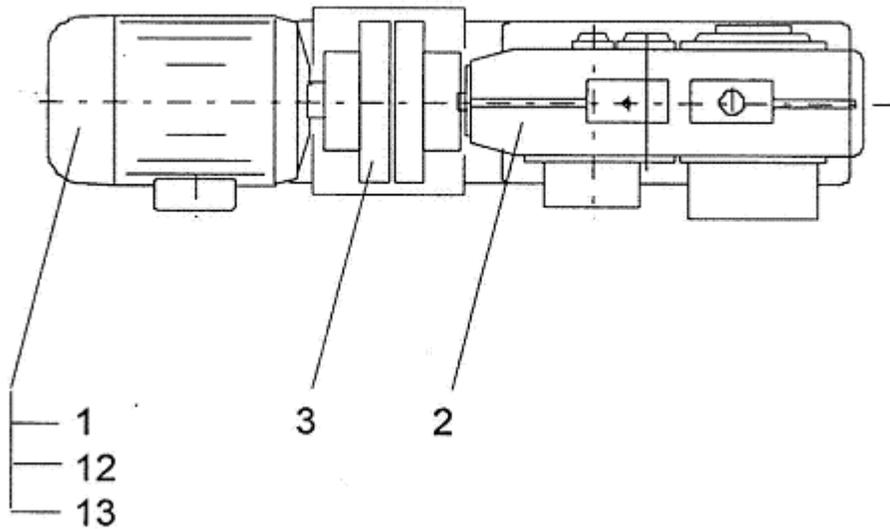


Figura 1.5: Conjunto de accionamiento del TP1

1. Motor
- 12 Transformador
- 13 Convertidor de frecuencia
2. Engranaje planetario con árbol hueco
3. Acoplamiento elástico: motor - reductor

El reductor se encuentra adaptado junto con su árbol hueco al árbol de transmisión y fijado mediante un anillo de contracción. El par de giro se llevará a cabo por un soporte anti-par.

#### 1.3.3.4 Motor

Datos técnicos

Motor trifásico: ABB at VFD Con regulación 1:10 / Ventilación forz.	
Tipo y Tamaño : M3BP 280 SMA 4	Tipo construcción: B5
Potencia del eje : 88 kW	
Potencia efectiva : 56 kW	velocidad : 1750 min-1
Clase de aislamiento : F	Clase protección : 55
Diam. Eje Ø : 75 mm	Peso : 625kg
Suministrado por : AUMUND	

### 1.3.3.5 Acoplamiento: Motor-Reductor

#### Datos técnicos

Acoplamiento elástico : FLENDER	
Tipo y Tamaño : Bipex BWN 142	
Lado del eje del reductor : 45 mm	Lado del eje del motor : 75 mm
Suministrado por : AUMUND	

### 1.3.3.6 Engranaje planetario con árbol hueco

#### Datos técnicos

Reductor de engranaje planetario : FLENDER	
Tipo y Tamaño : P3KA20	Par de giro nomina : 354000 Nm
Transmisión : 630(656):1	Bloqueo anti retorno : si
Montaje : 524	sentido de rotación : CCW
Entrada de eje accionado : 45 mm	Salida de eje de salida : 300 mm
Cantidad de aceite : 75 L	Peso : 2600kg
Suministrado por : AUMUND	

### 1.3.3.7 Árbol de accionamiento

El árbol de accionamiento está alojado en dos cajas de rodamientos con soporte abridado a prueba de polvo en rodamientos de rodillos a rótulas. Las cajas de los cojinetes se encuentran atornilladas al armazón portador. El árbol de transmisión está equipado con dos ruedas de cadena. Las ruedas de cadena tienen coronas dentadas divididas (sectores de cadena), de forma que puedan ser reemplazadas más fácilmente.

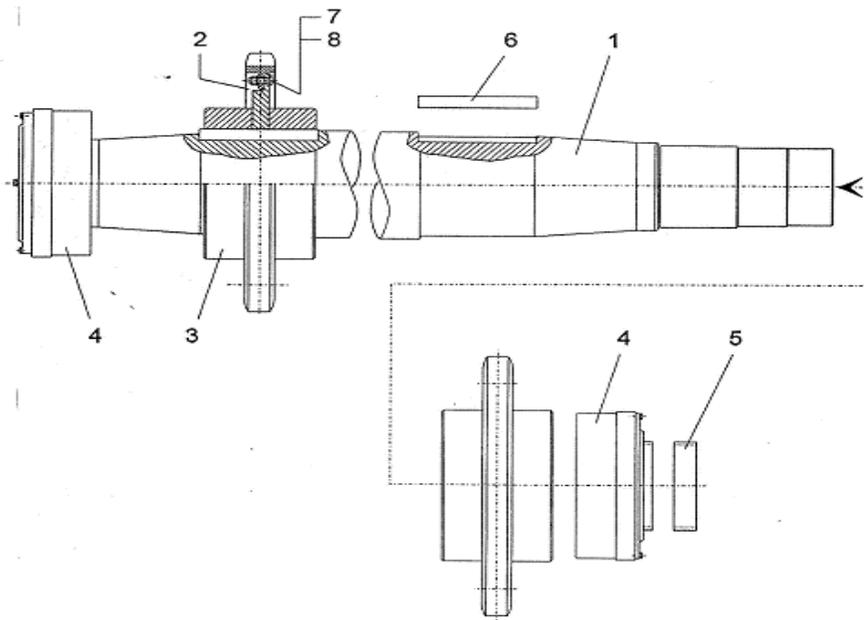


Figura 1.6: Árbol de accionamiento

El árbol de accionamiento está compuesto por:

1. Árbol
2. Corona dentada
3. Buje
4. Cojinete fijo y suelto
5. Casquillos
6. Chaveta de ajuste
7. Tornillo y disco
8. Tuerca

### 1.3.3.8 Eje tensor

El eje tensor está alojado en dos cajas de rodamientos especiales a prueba de polvo en rodamientos de rodillos a rótula. Las cajas de los cojinetes están montadas sobre las correspondientes guías del armazón portador, de forma que todo el eje tensor puede ser desplazado.

El eje tensor está equipado con dos ruedas de cadena. Las ruedas de cadena tienen

coronas dentadas divididas (sectores de cadena), de forma que puedan ser reemplazadas más fácilmente.

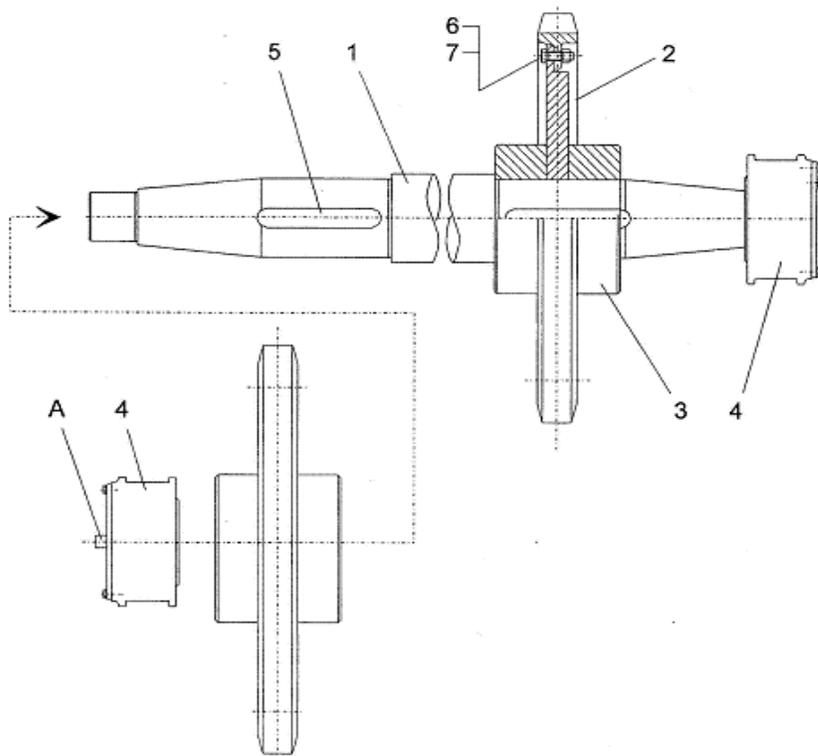


Figura 1.7: Eje tensor

Eje tensor está compuesto por:

1. Eje
2. Corona dentada
3. Rueda fija
4. Cojinete fijo y Cojinete móvil
5. Chaveta de ajuste
6. Tornillo y disco
7. Tuerca

### 1.3.3.9 Dispositivo tensor

El dispositivo tensor se compone de dos husillos roscados con tuercas hexagonales y de dos resortes cónicos. Cada husillo roscado con resorte cónico se encuentra

asegurado al cojinete del eje tensor. Con el husillo rascado es necesario tensar previamente los resortes. Las variaciones de longitud del revestimiento de la cinta se equilibrarán de forma automática mediante los resortes hasta un determinado tamaño.

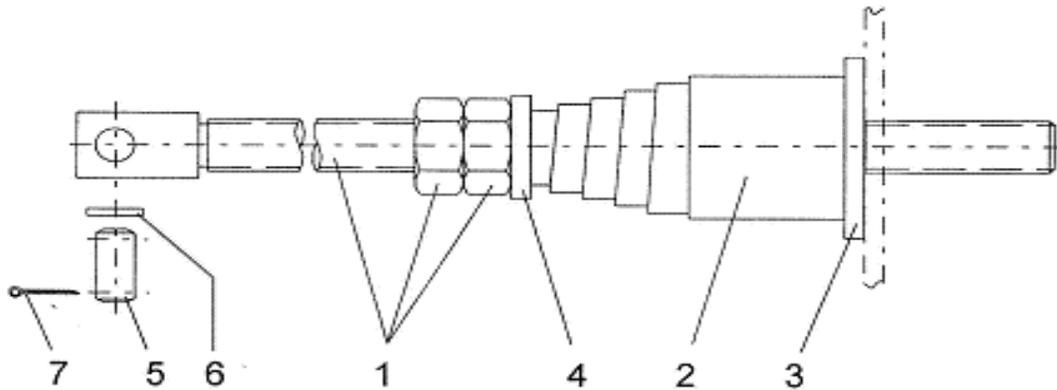


Figura 1.8: Dispositivo tensor

El dispositivo tensor está compuesto por:

1. Husillo tensor
2. Muelle
3. Disco
4. Grupilla
5. Bulón
6. Disco
7. Pasapunta

### 1.3.3.10 Estera transportadora.

En la Figura. 1.9 se muestra un esquema de la estera transportadora donde se puede apreciar la forma de las tablillas, la posición de los eslabones y de los rodillos de apoyo.

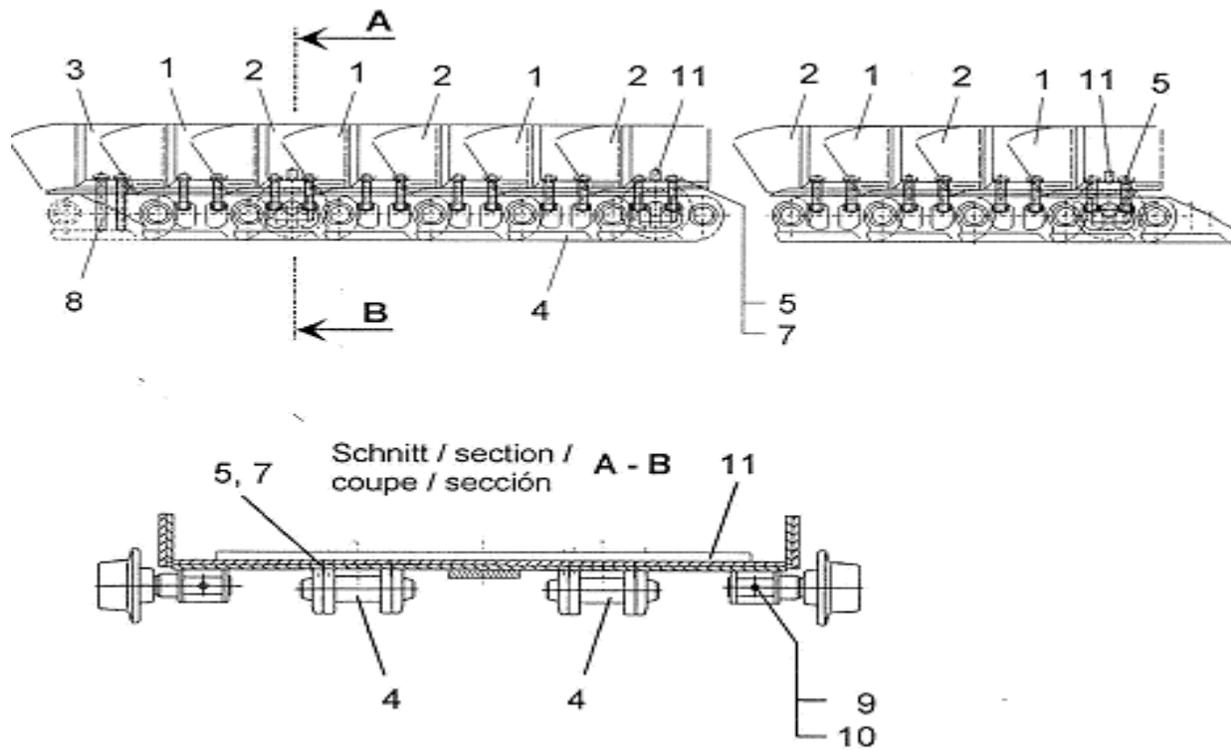


Figura 1.9: Esquema de la estera transportadora

La estera transportadora está compuesta por:

- Chapas de cinta transportadora
- 1. Cangilón corto
- 2. Cangilón corto con roldadas
- 3. Cangilón corto
- 4. Ramal de cadena
- 5. Tornillo de placas de fondo
- 6. Tuerca de placas de fondo
- 7. Tornillo de placa de fondo
- 8. Tornillo
- 9. Tuerca
- 10. Chapa

Las chapas de la cinta transportadora son chapas prensadas hasta alcanzar un determinado perfil a prueba de torsión con los bordes laterales soldados. Las chapas de la cinta transportadora están atornilladas de forma individual a las cadenas y se solapan sin rozarse, de forma que dan lugar a un revestimiento de cinta compacto y de escaso desgaste. En la cinta transportadora se encuentran intercaladas a determinada distancia de separación las chapas en las que se han soldado los soportes para los rodillos de rodadura y en los que estos rodillos de rodadura pueden ser reemplazados fácilmente. El revestimiento de la cinta tiene dos tramos de cadena. Las cadenas articuladas tienen pernos y casquillos endurecidos en la superficie para reducir el desgaste y aumentar su duración.

## Capítulo II

# Evaluación de la resistencia mecánica dinámica de los eslabones y las tablillas

### 2.1 Cálculo del coeficiente de carga dinámica durante el impacto piedra - tablilla del Transportador Alimentador TP1

#### 2.1.1 Elementos que intervienen en el desplazamiento estático del sistema piedra - tablilla del Transportador Alimentador TP1

El coeficiente de carga dinámica durante el impacto de las piedras que caen desde un camión cualquiera y el sistema de tablillas del Transportador Alimentador TP1 depende del desplazamiento estático de los elementos elásticos que intervienen en el proceso; pero en realidad en el desplazamiento estático interviene un elemento muy importante que es el colchón de caliza que se forma en el transportador que amortigua cualquier impacto de las piedras. De esta manera el desplazamiento estático resultante es:

$$\bar{\delta}_{res} = \bar{\delta}_{est. tab.} + \bar{\delta}_{est. colchón} \quad (2.1)$$

Donde:

$\bar{\delta}_{res}$  Desplazamiento estático resultante del sistema en cm.

$\bar{\delta}_{est. tab.}$  Desplazamiento estático dado por la posición y elasticidad de los apoyos de las tablillas.

$\bar{\delta}_{est. cal.}$  Desplazamiento estático determinado por el colchón de caliza que se crea en la base del Transportador TP1

El desplazamiento estático de las tablillas y sus apoyos tomando en cuenta la elasticidad de estos últimos fue obtenido para cada caso analizado y aparecen tabulados en la Tabla 2.1 (Ripoll, 2009). Se verá a continuación como se calculará el desplazamiento estático en el contacto piedra – colchón de caliza.

### 2.1.2 Cálculo del desplazamiento estático del contacto piedra – colchón de caliza

En la Figura. 2.1 se muestra un esquema del contacto piedra – colchón de caliza. El mismo se puede interpretar según la Teoría de los Cuerpos en Contacto de Hertz como el caso de contacto entre una esfera y un plano.

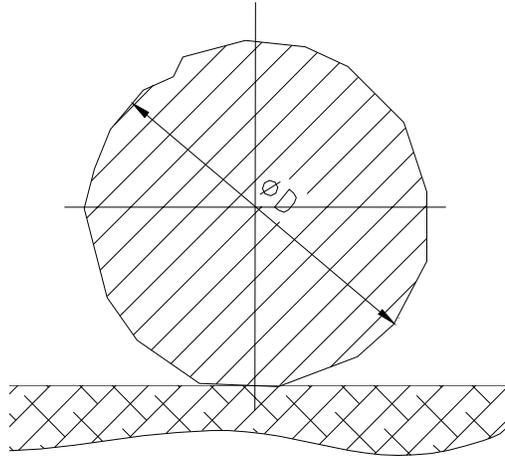


Figura. 2.1 Esquema del contacto piedra – colchón de caliza

Considerando la roca más grande que existente en la cantera, de diámetro 1,5 m, de forma esférica y conociendo el peso específico de la caliza

$\gamma = 24,598 \text{ kN/m}^3$ , según (OrusAsso, 1962) se calcula el peso de la piedra:

$$P = V \cdot \gamma = \frac{4}{3} \pi \cdot R^3 \cdot \gamma$$

$$P = \frac{4}{3} \pi (0,75 \text{ m})^3 \cdot 24,598 \text{ kN/m}^3$$

$$P = 43,47 \text{ kN}$$

Según (Pisarenko, 1989) para el caso de contacto esfera (piedra) - plano (colchón de caliza):

$$\delta_1 = 0,8255 \sqrt[3]{\frac{P^2}{R} \left( \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^2} \quad (2.2)$$

Donde:

$P \rightarrow$  Peso de la roca en condiciones estáticas.

$\mu_1$  → Coeficiente de Poisson de la roca caliza.

$\mu_2$  → Coeficiente de Poisson del colchón de caliza.

$E_1$  → Módulo de elasticidad a las tensiones normales de la roca de caliza.

$E_2$  → Módulo de elasticidad a las tensiones normales del material del colchón.

Para determinar las propiedades mecánicas del colchón, se consideró este último como si fuera equivalente a un terreno arcilloso poco compactado ya que ese material viene suelto en el camión y cae al transportador, o sea, el se corresponde con un material de bajo módulo de elasticidad. Según datos tomados de: (Iturralde, 1978) para un suelo con esas características:

$$E_2 = 70 \text{ kgf/cm}^2 \approx 7 \text{ MPa} = 0,7 \text{ kN/cm}^2$$

$$\mu_2 = 0,42$$

Según datos tomados de: (Miroliuvov, 1985) y (Pisarenko, 1989) se pudo conocer que:

$$E_1 = 42 \cdot 10^4 \text{ kgf/cm}^2 \approx 4,2 \cdot 10^4 \text{ MPa} = 4,2 \cdot 10^3 \text{ kN/cm}^2$$

El coeficiente de Poisson para la roca caliza no fue encontrado en la literatura consultada, pero se precisó mediante la información disponible por la Empresa Nacional de Investigaciones aplicadas (ENLA N° 9) del MICONS que su valor es aproximadamente:

$$\mu_1 = 0,27$$

En resumen:

$$P = 43,47 \text{ kN}$$

$$R = 75 \text{ cm}$$

$$E_1 = 4,2 \cdot 10^3 \text{ kN/cm}^2$$

$$E_2 = 0,7 \text{ kN/cm}^2$$

$$\mu_1 = 0,27$$

$$\mu_2 = 0,42$$

Sustituyendo en la ecuación (2.2)

$$\delta_{\text{est. colchón}} = 0,8255 \sqrt[3]{\frac{(43,47)^2}{75} \left( \frac{1-0,27^2}{4,2 \cdot 10^3} + \frac{1-(0,42)^2}{0,7} \right)^2} = 2,77 \text{ cm}$$

### 2.1.3 Cálculo del desplazamiento estático resultante.

El desplazamiento estático resultante es la suma del desplazamiento de la tablilla en el punto de impacto o flecha en el punto de impacto que fue obtenida para cada caso y el desplazamiento estático originado por la piedra colocada estáticamente sobre el colchón de caliza. Este desplazamiento aparece calculado en la Tabla 2.1 donde se relacionan los siguientes elementos. Empotramiento rígido en los eslabones ( $\varphi = 1$ ) y empotramiento elástico con coeficiente de rigidez ( $\varphi = 0,5$ ). Estas consideraciones permiten por un lado apreciar no sólo la influencia de las cargas, posición y número de los apoyos elásticos, sino también la influencia de la rigidez del empotramiento elástico(Ripoll;2009)

Se puede apreciar en la Tabla 2.1 que la mejor variante desde el punto de vista de la acción dinámica de las cargas es la variante 3.

Tabla 2.1 Desplazamiento Estático Resultante			
Coeficiente de Rigidez del Empotramiento $\varphi$	Flecha en el punto de impacto $\delta_{est. imp.}$ en cm	Desplazamiento estático del colchón de piedra $\delta_{est. colchón}$ en cm.	Desplazamiento estático resultante en el punto de impacto $\delta_{est.}$ en cm
Caso 1 Carga distribuida (q) a lo largo de toda la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando directamente sobre el único apoyo elástico central			
1	0,199	2,77	2,970
0,5	0,202	2,77	2,972
Caso 2 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y dos cargas concentradas (piedras grandes) impactando en los puntos medios entre el apoyo elástico central y el empotramiento.			
1	0,100	2,77	2,870
0,5	0,134	2,77	2,904
Caso 3 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando en el punto medios entre los dos apoyos elásticos equidistantes del centro de la luz y de los empotramientos.			
1	0,85	2,77	3,62
0,5	0,61	2,77	3,38

Tomado de: (Ripoll, 2009)

#### 2.1.4 Cálculo del coeficiente de carga dinámica.

El cálculo del coeficiente de carga dinámica se realizará mediante la ecuación dada por (Pisarenko, 1989):

$$k_{\text{din}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{\text{est}}} \cdot \frac{1}{1 + k_m \frac{m_0}{m}}} \quad (2.3)$$

Para el cálculo se necesitan los siguientes datos:

$H$  → Altura de caída del cuerpo que golpea.

$m_0$  → Masa del cuerpo golpeado.

$m$  → Masa del cuerpo que golpea.

$\delta_{\text{est}}$  → Desplazamiento estático provocado en el cuerpo golpeado por el cuerpo que golpea en su caída.

$k_m$  → Coeficiente de reducción de la masa del cuerpo golpeado al punto donde ocurre el impacto.

En el caso analizado el cuerpo golpeado es muy pequeño en comparación con el cuerpo que golpea y se puede prescindir de la masa del cuerpo golpeado. En (Miroljubov, 1986) se plantea que al prescindir de la masa del cuerpo golpeado el coeficiente de carga dinámica da mayor que el real, lo que implica una situación más crítica.

Para esta consideración y suponiendo además que la altura de caída es mucho mayor que el desplazamiento estático, la expresión (2.3) se reduce a:

$$k_{\text{din}} = \sqrt{\frac{2H}{\delta_{\text{est}}}} \quad (2.4)$$

#### 2.1.5 Cálculo de la altura de caída de la piedra.

En la Figura.2.2 se muestra una vista de la plataforma de descarga del Transportador TP1 con un camión en la posición de volteo donde se pueden apreciar las dimensiones vinculadas con la altura de caída de una piedra.

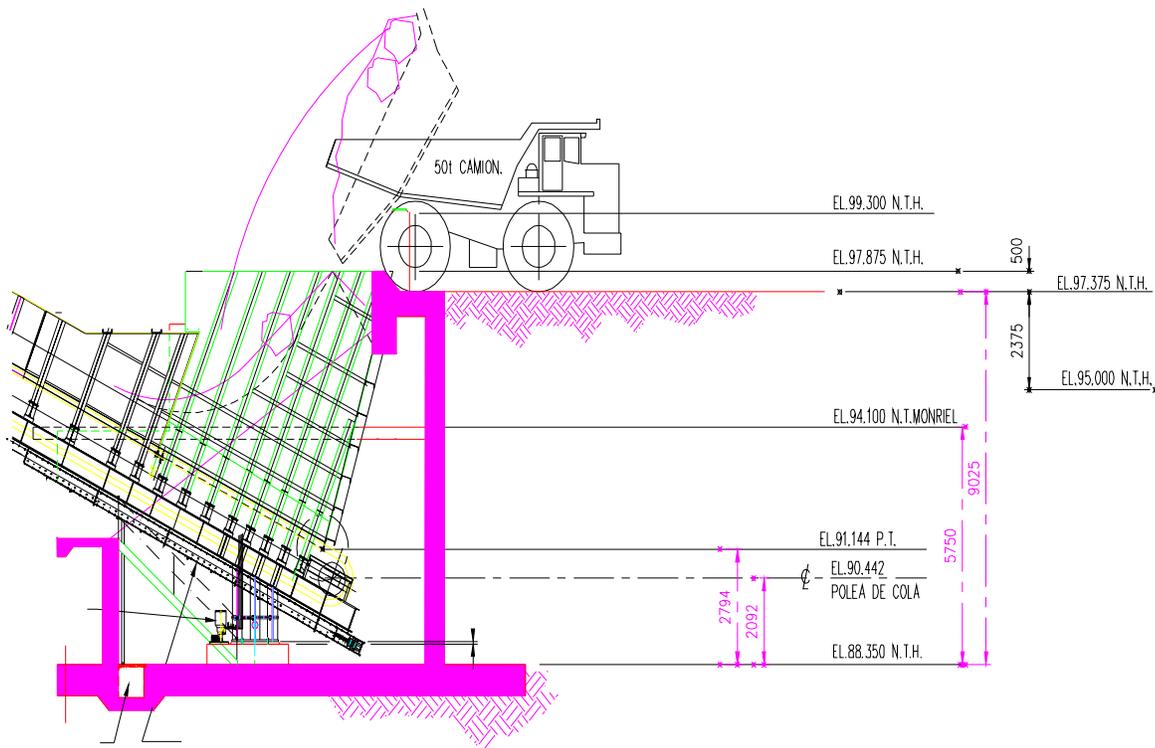


Figura. 2.2: Vista de la plataforma de descarga del Transportador TP1

Desde el piso de la plataforma hasta el fondo del foso existe una profundidad de 9,025 m y se ha considerado el caso más crítico donde las piedras golpean a una altura del fondo del foso promediada entre las cotas de 2794 mm = 2,79 m y 5750 mm = 5,75 m, es decir, a una altura del fondo del foso de 4,272 m. Por lo tanto la altura entre el impacto de la piedra y el nivel del piso será:

$$H_1 = 9,025 - 4.272 = 4,753 \text{ m} = 475,3 \text{ cm}$$

Pos	Metric (mm)		Imperial (Feet)	
	A35E	A40E	A35E	A40E
A	11 182	11 265	36'8"	37'0"
A <sub>2</sub>	6 242	6 404	20'6"	21'0"
B	5 531	5 820	18'2"	19'1"
C	3 716	3 768	12'2"	12'4"
C <sub>1</sub>	3 545	3 596	11'8"	11'10"
C <sub>2</sub>	1 769	1 769	5'10"	5'10"
D	3 101	3 101	10'2"	10'2"
E	1 278	1 278	4'2"	4'2"
F	4 578	4 518	15'0"	14'10"
G	1 820	1 940	6'0"	6'4"
H	1 683	1 706	5'6"	5'7"
I	650	495	2'2"	1'7"
J	2 939	3 152	9'8"	10'4"
K	2 314	2 455	7'7"	8'1"
L	899	841	2'11"	2'9"
M	7 246	7 284	23'9"	23'11"
N	8 826	8 885	28'11"	29'2"
N <sub>1</sub>	4 423	4 335	14'6"	14'3"
O	3 106	3 374	10'2"	11'1"
O <sup>***</sup>	3 305	3 497	10'10"	11'6"
P	2 870	3 074	9'5"	10'1"
R	580	628	1'11"	2'1"
R <sub>1</sub>	668	716	2'2"	2'4"
V	2 534	2 636	8'4"	8'8"
V <sup>*</sup>	2 625	-----	8'7"	-----
W	3 258	3 432	10'8"	11'3"
W <sup>*)**</sup>	3 410	3 570	11'2"	11'9"
X	521	576	1'9"	1'11"
X <sub>1</sub>	602	657	2'0"	2'2"
X <sub>2</sub>	754	806	2'6"	2'8"
Y	2 534	2 636	8'4"	8'8"
Y <sup>*</sup>	2 625	-----	8'7"	-----
Z	3 258	3 432	10'8"	11'3"
Z <sup>*)**</sup>	3 410	3 570	11'2"	11'9"
a <sub>1</sub>	23.3°	24.3°	23.3°	24.3°
a <sub>2</sub>	70°	72°	70°	72°
a <sub>3</sub>	45°	45°	45°	45°

A35E: Unloaded machine with 26,5 R25  
A40E: Unloaded machine with 29,5 R25  
\*) A35E with optional 775/65R29 tires  
\*\*) A40E with optional 875/65R29 tires

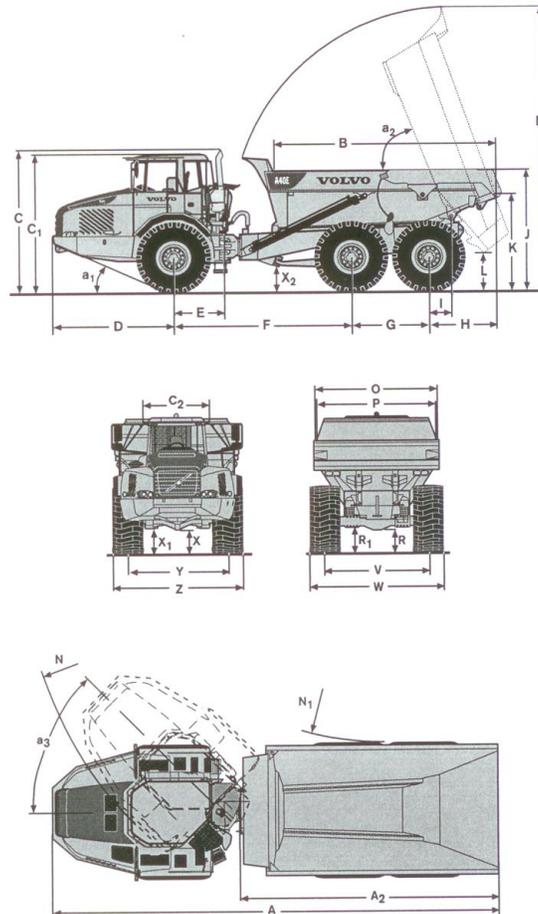


Figura. 2.3 Dimensiones de los Camiones Volvo

Para calcular la altura de caída de una piedra desde el camión al transportador hay que sumar la altura desde al camión al nivel del piso. En la Figura. 2.3 se muestran las dimensiones de los camiones VOLVO utilizados para el transporte del mineral donde se puede apreciar que para la posición de volteo del camión la altura desde el borde superior (posición más crítica de una piedra) hasta el piso es:

$$H_2 = L + B \cdot \text{sen}\alpha_2 = 0,841 + 5,82 \cdot \text{sen } 72^\circ = 6,736 \text{ m} = 673,6 \text{ cm}$$

La altura total de caída de una piedra desde su posición más crítica hasta el colchón será:

$$H = H_1 + H_2 = 4,753 + 6.736 = 11,5 \text{ m} = 1150 \text{ cm}$$

### 2.1.6 Cálculo del coeficiente de carga dinámica y de las cargas dinámicas.

El coeficiente de carga dinámica y las cargas dinámicas se dan en la Tabla 2.2:

Tabla 2.2 Coeficiente de Carga Dinámica y Cargas Dinámicas				
Coeficiente de Rigidez del Empotramiento $\varphi$	Coeficiente de Carga Dinámica del Impacto $k_{din.}$	Momento en el Empotramiento (Eslabón) $M_{A \text{ din.}} = M_A \cdot k_{din.}$	Momento Flector Dinámico Máximo $M_{f \text{ din. max.}} = M_f \cdot k_{din.}$	Carga en el Empotramiento (Eslabón) $R_{A \text{ din.}} = R_A \cdot k_{din.}$
Caso 1 Carga distribuida (q) a lo largo de toda la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando directamente sobre el único apoyo elástico central				
1	27,83	1107.9	1107.9	94.96
0,5	27,82	674.9	2336	83
Caso 2 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y dos cargas concentradas (piedras grandes) impactando en los puntos medios entre el apoyo elástico central y el empotramiento.				
1	28,31	5582	5582	616
0,5	28,14	2774	6935.8	256
Caso 3 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando en el punto medios entre los dos apoyos elásticos equidistantes del centro de la luz y de los empotramientos.				
1	25,21	3976.7	11930	340
0,5	26,98	2177.9	13033.8	296.4

Tomado de (Ripoll, 2009)

## 2.2 Metodología de cálculo de las tensiones en los eslabones

### 2.2.1 Cálculo de las tensiones tangenciales de torsión

Por tratarse de una sección no circular muy compleja en la literatura no aparece expresiones de cálculo para los parámetros geométricos de la sección a la torsión, haciéndose necesario simplificarla en un conjunto de secciones que si aparecen en la literatura de Mecánica de Materiales. En la Figura. 2.4 se muestra una vista de la sección del eslabón en la zona de Fractura.



Figura. 2.4: Vista de la sección del eslabón en la zona de fractura

En la Figura. 2.5 se muestra un esquema simplificado de la sección de fractura. Como se aprecia la parte superior está dividida en dos secciones rectangulares con orificios roscados donde se fijan las tablillas y en la parte inferior es una sección en forma de pentágono. Para poder realizar el cálculo de las tensiones tangenciales la sección se descompondrá en partes para las cuales aparecen las expresiones de cálculo en la literatura.

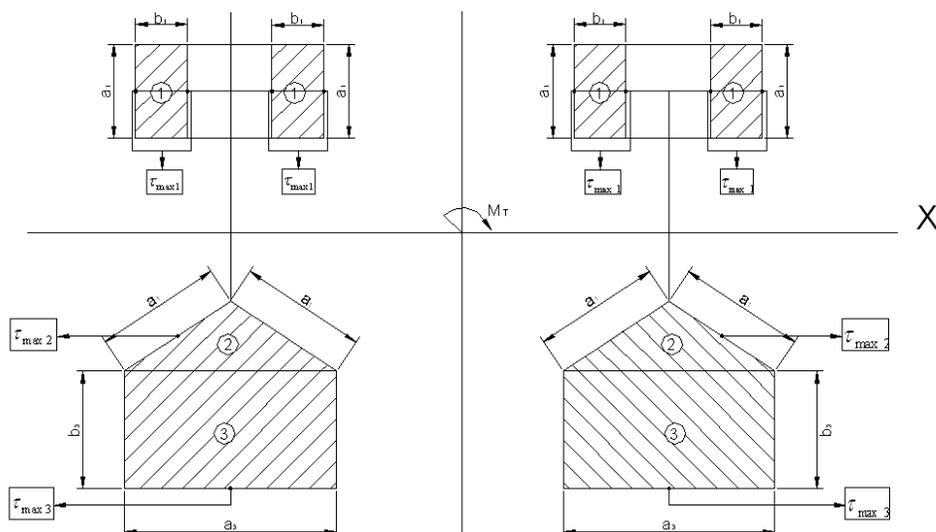


Figura. 2.5 Esquema simplificado de la sección del eslabón en la zona de fractura  
Las dimensiones de  $a_i$  y  $b_i$  para los eslabones del TP1 se muestran en la figura 2.6

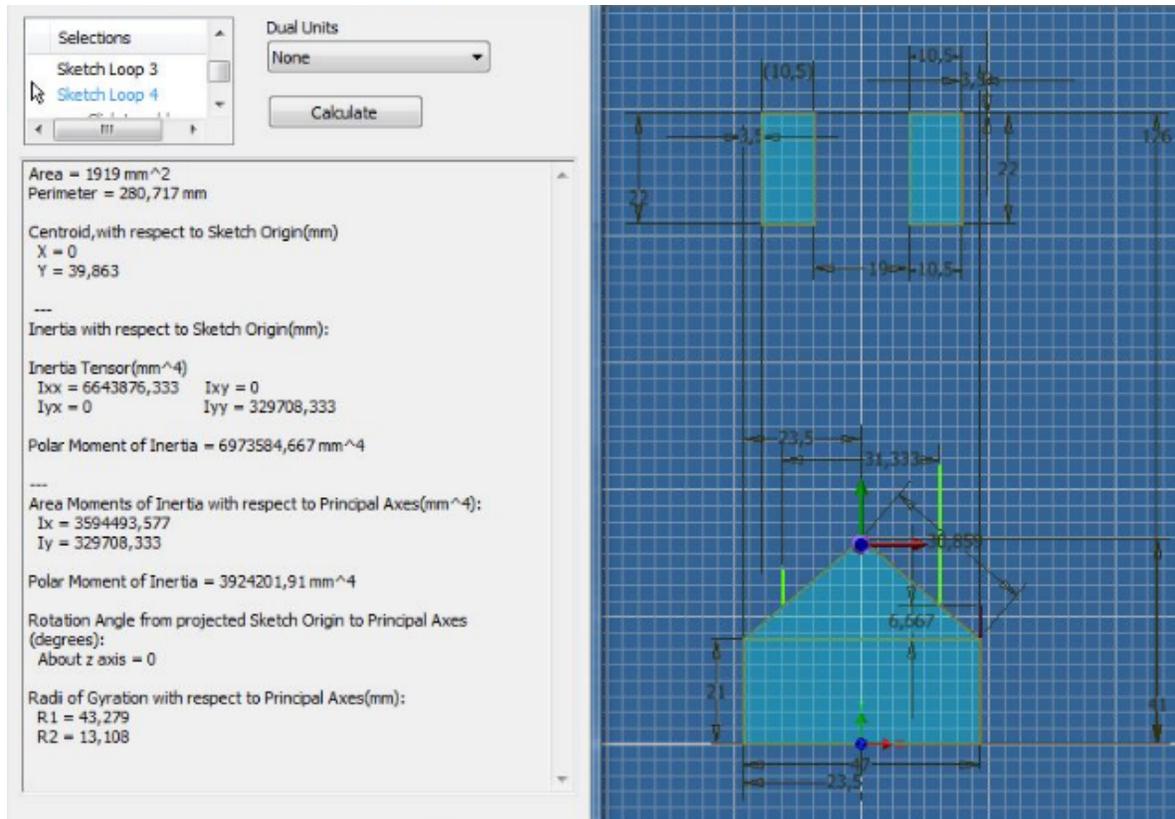


Figura 2.6: Sección simplificada del eslabón del TP1 en la zona de fractura dibujado en Inventor 2012

Existe la propuesta de evaluar la resistencia de los eslabones del transportador TP2 que a simple vista son más robustos y puede ser posible que tengan un mejor comportamiento en el TP1, ya que en el TP2 no se presentan fallas en estos eslabones. Se puede prever que al ser más robustos y con la ayuda de la resbaladera, que se diseñará para el TP1, se reduzcan sensiblemente las averías de los eslabones. En la Figura 2.7 se muestran las dimensiones de los eslabones del TP2:

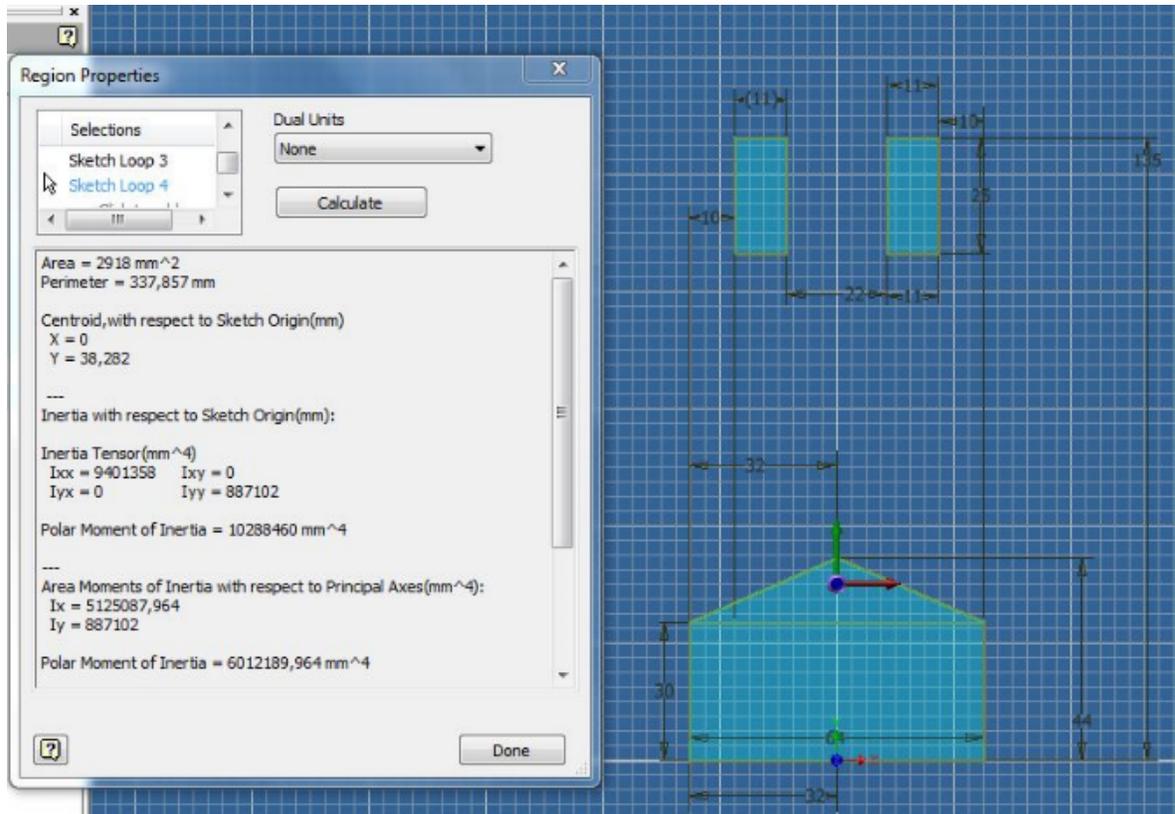


Figura 2.7 Sección simplificada del eslabón del TP2 en la zona de fractura dibujado en Inventor 2012

De estas figuras se obtienen las siguientes dimensiones:

Dimensiones (cm)												
	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$b_1$	$b_3$	$S_2$	$Y_1$	$Y_2$	$Y_3$	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{y}_3$
<b>TP1</b>	2,2	3,1	4,7	1,07	2,1	3,13	8,6	1,9	4	7,5	1,23	2,95
<b>TP2</b>	2,5	3,6	6,4	1,1	3	4,27	9,67	0,83	3,83	8,42	2,33	3,83

También se obtuvo el valor de los momentos de inercia para cada uno de los eslabones:

Para TP1

$$I_x = 359,45 \text{ cm}^4$$

Para TP2

$$I_x = 512,5 \text{ cm}^4$$

La sección del eslabón esta sometida a un momento torsor  $M_T$ . Cada una de las partes integrantes de la sección asimila una parte de ese momento torsor de manera que

$$M_T = 4M_{T1} + 2M_{T2} + 2M_{T3} \quad (2.5)$$

El elemento que vincula a todas las partes integrantes es que el ángulo de torsión unitario de la sección es único de manera que

$$\theta_1 = \theta_2 = \theta_3 = \theta_4 = \frac{\varphi_1}{l} \quad (2.6)$$

O sea:

Para las secciones rectangulares las expresiones del ángulo unitario de torsión según, (Feodosiev, 1985) son:

$$\theta_1 = \frac{\varphi_1}{l} = \frac{M_{T1}}{G \cdot \beta_1 \cdot (b_1)^3 \cdot a_1} \quad (2.7)$$

$$\text{Donde: } \beta_1 = f\left(\frac{a_1}{b_1}\right)$$

$$\text{Y } \theta_3 = \frac{\varphi_3}{l} = \frac{M_{T3}}{G \cdot \beta_3 \cdot (b_3)^3 \cdot a_3} \quad (2.8)$$

$$\text{Donde: } \beta_3 = f\left(\frac{a_3}{b_3}\right)$$

Para la sección triangular

$$\theta_2 = \frac{\varphi_2}{l} = \frac{80 \cdot M_{T2}}{G \cdot \sqrt{3} \cdot a_2^4} \quad (2.9)$$

Sustituyendo (2.7); (2.8) y (2.9) en (2.6)

$M_{T1} = f(M_{T1})$  y  $M_{T3} = f(M_{T1})$  se obtiene

$$\theta_2 = \theta_1 \frac{80 \cdot M_{T2}}{G \cdot \sqrt{3} \cdot a_2^4} = \frac{M_{T1}}{G \cdot \beta_1 \cdot (b_1)^3 \cdot a_1}$$

$$M_{T2} = M_{T1} \left( \frac{\sqrt{3} \cdot a_2^4}{80 \cdot \beta_1 \cdot (b_1)^3 \cdot a_1} \right) \quad (2.10)$$

$$\theta_3 = \theta_1 \frac{M_{T3}}{G \cdot \beta_3 \cdot (b_3)^3 \cdot a_3} = \frac{M_{T1}}{G \cdot \beta_1 \cdot (b_1)^3 \cdot a_1}$$

$$M_{T3} = M_{T1} \left( \frac{\beta_3 \cdot b_3^3 \cdot a_3}{\beta_1 \cdot b_1^3 \cdot a_1} \right) \quad (2.11)$$

Sustituyendo (2.6) y (2.7) en (2.1) y despejando el momento torsor  $M_{T1}$  se obtiene

$$M_T = 4M_{T1} + 2 \left( M_{T1} \left( \frac{\sqrt{3} \cdot a_2^4}{80 \cdot \beta_1 \cdot (b_1)^3 \cdot a_1} \right) \right) + 2 \left( M_{T1} \left( \frac{\beta_3 \cdot b_3^3 \cdot a_3}{\beta_1 \cdot b_1^3 \cdot a_1} \right) \right)$$

$$M_{T1} = \frac{M_T}{4 + 2 \left( M_{T1} \left( \frac{\sqrt{3} \cdot a_2^4}{80 \cdot \beta_1 \cdot (b_1)^3 \cdot a_1} \right) \right) + 2 \left( M_{T1} \left( \frac{\beta_3 \cdot b_3^3 \cdot a_3}{\beta_1 \cdot b_1^3 \cdot a_1} \right) \right)}$$

$$M_{T1} = \frac{M_T (80 \cdot \beta_1 \cdot (b_1)^3 \cdot a_1)}{320 (\beta_1 \cdot b_1^3 \cdot a_1) + (2\sqrt{3} \cdot a_2^4) + 160 (\beta_3 \cdot b_3^3 \cdot a_3)} \quad (2.12)$$

Sustituyendo (2.12) en (2.10) y (2.11) se pueden calcular los momentos torsores  $M_{T2}$  y  $M_{T3}$ . Conociendo los momentos torsores se pueden obtener las tensiones tangenciales máximas en cada una de las secciones

$$\tau_{\max 1} = \frac{M_{T1}}{\alpha_1 \cdot b_1^2 \cdot a_1} \quad (2.13)$$

$$\text{Donde: } \alpha_1 = f \left( \frac{a_1}{b_1} \right)$$

$$\tau_{\max 2} = \frac{20M_{T2}}{a_2^3} \quad (2.14)$$

$$\tau_{\max 1} = \frac{M_{T3}}{\alpha_3 \cdot b_3^2 \cdot a_3} \quad (2.15)$$

Donde:  $\alpha_3 = f\left(\frac{a_3}{b_3}\right)$

### 2.2.2 Cálculo de las tensiones normales de flexión

Las tensiones normales de flexión se calcularán en los mismos puntos donde se calcularon las tensiones tangenciales máximas de torsión (Figura. 2.8)

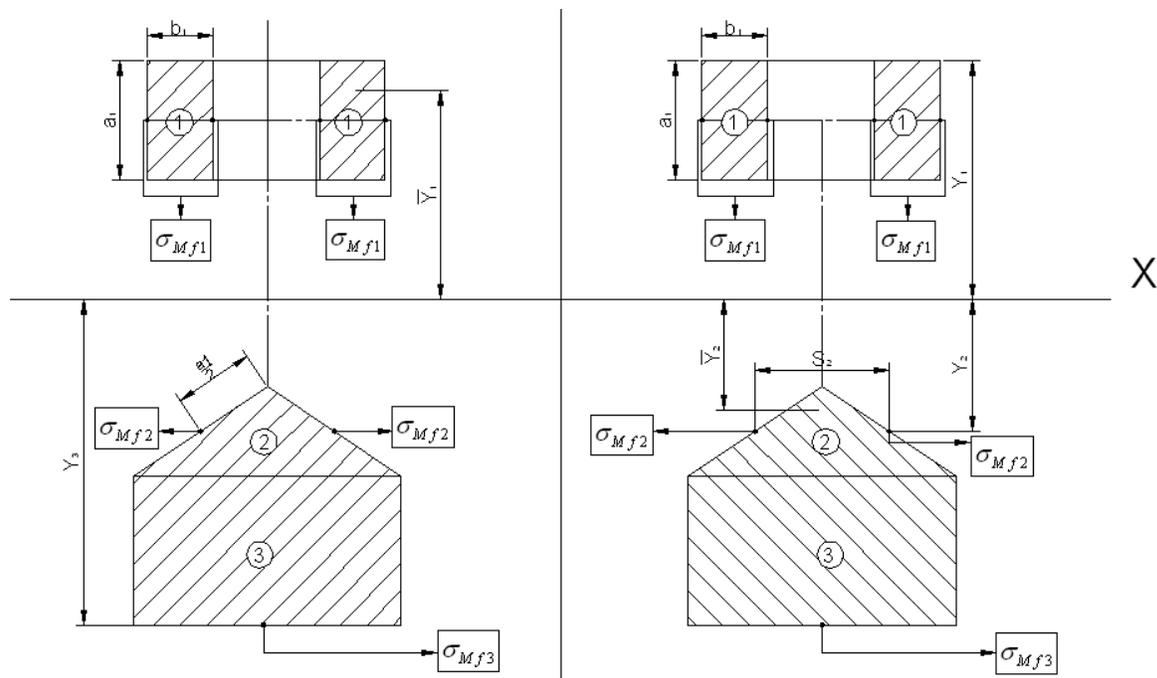


Figura. 2.8: Coordenadas de los puntos para el cálculo de las tensiones normales

Las tensiones se calculan en dichos puntos por la ecuación de Navier

$$\sigma_{Mf1} = \frac{Mf \cdot Y_1}{I_x} \quad (2.16)$$

$$\sigma_{Mf1} = \frac{Mf \cdot Y_2}{I_x} \quad (2.17)$$

$$\sigma_{Mf1} = \frac{Mf \cdot Y_3}{I_x} \quad (2.18)$$

Donde:

$Mf$  -Es el momento flector en la sección

$I_x$  -Es el momento de inercia de toda la sección con relación al eje del centroide X

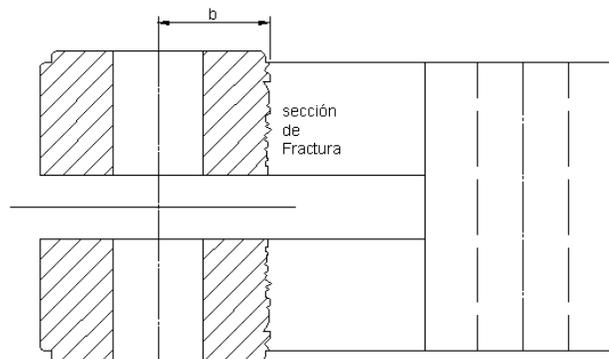


Figura. 2.9 Brazo de momento en la sección de fractura

El momento flector en la sección de fractura es igual ala reacción correspondiente en el eslabón por el brazo b (Figura. 2.9)

O sea:

$$Mf = R_a \cdot b \quad (2.19)$$

Las tensiones tangenciales provocadas por la fuerza de cortante  $Q = R$  en estos mismos puntos se calculan por la ecuación de Zhuravski.

$$\tau_{Q1} = \frac{Q \cdot S'_{x1}}{b \cdot I_x} \quad (2.20)$$

$$\tau_{Q1} = \frac{Q \cdot \left(\frac{a_1}{2}\right) \cdot b_1 \cdot \bar{Y}_1}{b \cdot I_x}$$

$$\tau_{Q2} = \frac{Q \cdot S'_{x2}}{S_2 \cdot I_x}$$

$$\tau_{Q2} = \frac{Q \cdot \left[ (4 \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot \bar{Y}_1) - \left( \frac{1}{2} \cdot S_2 \cdot \frac{a_2}{2} \cos 30^\circ \cdot \bar{Y}_2 \right) \right]}{S_2 \cdot I_x} \quad (2.21)$$

$$\tau_{Q3} = 0 \quad (2.22)$$

### 2.2.3 Cálculo de las tensiones normales de tracción.

El Par de Giro Nominal del TP1 es  $M = 354\,000 \text{ N} \cdot \text{m} = 35\,400 \text{ kN} \cdot \text{cm}$

$$F_{\text{Trac}} = \frac{M_{\text{Trac}}}{D} \quad (2.23)$$

$$F_{\text{Trac}} = \frac{35400}{75}$$

$$F_{\text{Trac}} = 472 \text{ kN}$$

El área de la sección transversal del eslabón se obtuvo con el Software Mechanical Desktop  $A = 33,02 \text{ cm}^2$ . De donde:

$$\sigma_T = \frac{F_t}{A} \quad (2.24)$$

$$\sigma_T = \frac{472}{33,032}$$

$$\sigma_T = 13 \text{ kN/cm}^2$$

### 2.2.4 Cálculo de los valores de las tensiones de trabajo.

En las Tablas 2.3, 2.4, 2.5 y 2.6 aparecen los valores de las tensiones en los diferentes puntos de la sección y los valores de las tensiones tangenciales y normales resultantes en condiciones de carga dinámica normales resultantes en condiciones de carga dinámica.

Tabla 2.3 (a) Valores de las tensiones tangenciales en la sección TP1											
$\varphi$	$Q_{din.}$ kN	$\tau_{Q1}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{Q2}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{Q3}$ kN/cm <sup>2</sup>	$M_{Tdin.}$ kN-cm	$M_{t1 din.}$ kN-cm	$\tau_{Mt1}$ kN/cm <sup>2</sup>	$M_{t2 din.}$ kN-cm	$\tau_{Mt2}$ kN/cm <sup>2</sup>	$M_{t3 din.}$ kN-cm	$\tau_{Mt3}$ kN/cm <sup>2</sup>
Caso 1 Carga distribuida (q) a lo largo de toda la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando directamente sobre el único apoyo elástico central											
1	94.9 6	2,18	5,74	0	1107.9	25,25	40,59	81,45	54,68	421,98	81,11
0,5	83	1,90	5,02	0	674.9	15,38	24,72	49,61	33,31	257,03	49,41
Caso 2 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y dos cargas concentradas (piedras grandes) impactando en los puntos medios entre el apoyo elástico central y el empotramiento											
1	316	3,25	19,11	0	5582	127,23	204,50	410,40	275,52	2126,2 8	408,71
0,5	256	5,88	15,48	0	2774	63,22	101,62	203,92	136,90	1056,5 4	203,08
Caso 3 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando en el punto medios entre los dos apoyos elásticos equidistantes del centro de la luz y de los empotramientos.											
1	340	7,80	20,56	0	3976.7	90,64	145,68	292,37	196,28	1514,7 8	291,17
0,5	296. 4	6,80	17,92	0	2177.9	49,64	79,79	160,12	107,50	829,59	159,46

Tabla 2.3 (b) Valores de las tensiones tangenciales en la sección TP2											
$\varphi$	$Q_{din.}$ kN	$\tau_{Q1}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{Q2}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{Q3}$ kN/cm <sup>2</sup>	$M_{Tdin.}$ kN-cm	$M_{t1 din.}$ kN-cm	$\tau_{Mt1}$ kN/cm <sup>2</sup>	$M_{t2 din.}$ kN-cm	$\tau_{Mt2}$ kN/cm <sup>2</sup>	$M_{t3 din.}$ kN-cm	$\tau_{Mt3}$ kN/cm <sup>2</sup>
Caso 1 Carga distribuida (q) a lo largo de toda la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando directamente sobre el único apoyo elástico central											
1	94.9 6	1,95	3,32	0	1107.9	9,58	12,57	43,81	18,78	491,25	34,11
0,5	83	1,70	2,91	0	674.9	5,83	7,65	26,66	11,43	298,96	20,76
Caso 2 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y dos cargas concentradas (piedras grandes) impactando en los puntos medios entre el apoyo elástico central y el empotramiento											
1	316	6,49	11,60	0	5582	48,24	62,15	220,58	94,56	2473,7	171,78
0,5	256	5,26	8,96	0	2774	23,98	31,46	109,65	47	1229,6 7	85,39
Caso 3 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando en el punto medios entre los dos apoyos elásticos equidistantes del centro de la luz y de los empotramientos.											
1	340	6,98	11,90	0	3976.7	34,37	45,09	157,16	67,37	1762,4 2	122,39
0,5	296. 4	6,09	10,38	0	2177.9	18,82	24,69	86,05	36,89	965,07	67,02

Tabla 2.4 (a) Valores de las tensiones tangenciales resultantes en la sección TP1									
$\varphi$	$\tau_{Q1}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{Q2}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{Q3}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{Mt1}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{Mt2}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{Mt3}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{1\ res.}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{2\ res.}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{3\ res.}$ kN/cm <sup>2</sup>
Caso 1 Carga distribuida (q) a lo largo de toda la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando directamente sobre el único apoyo elástico central									
1	2,18	5,74	0	40,59	54,68	81,11	42,77	60,42	81,11
0.5	1,90	5,02	0	24,72	33,31	49,41	26,62	38,33	49,41
Caso 2 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y dos cargas concentradas (piedras grandes) impactando en los puntos medios entre el apoyo elástico central y el empotramiento									
1	7,25	19,11	0	204,50	275,52	408,71	211,75	294,63	408,71
0.5	5,88	15,48	0	101,62	136,90	203,08	107,50	152,38	203,08
Caso 3 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando en el punto medios entre los dos apoyos elásticos equidistantes del centro de la luz y de los empotramientos.									
1	7,80	20,56	0	145,69	196,28	291,17	153,49	216,84	291,17
0.5	6,80	17,92	0	79,79	107,50	159,46	86,59	125,42	159,46

Tabla 2.4 (b) Valores de las tensiones tangenciales resultantes en la sección TP2									
$\varphi$	$\tau_{Q1}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{Q2}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{Q3}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{Mt1}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{Mt2}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{Mt3}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{1\ res.}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{2\ res.}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau_{3\ res.}$ kN/cm <sup>2</sup>
Caso 1 Carga distribuida (q) a lo largo de toda la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando directamente sobre el único apoyo elástico central									
1	1,95	3,32	0	12,57	18,78	34,11	14,52	22,10	34,11
0.5	1,70	2,91	0	7,65	11,43	20,76	9,35	14,34	20,76
Caso 2 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y dos cargas concentradas (piedras grandes) impactando en los puntos medios entre el apoyo elástico central y el empotramiento									
1	6,49	11,06	0	62,15	94,56	171,78	68,64	105,65	171,78
0.5	5,26	8,96	0	31,46	47,00	85,39	36,82	55,96	85,39
Caso 3 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando en el punto medios entre los dos apoyos elásticos equidistantes del centro de la luz y de los empotramientos.									
1	6,98	11,90	0	45,09	67,37	122,39	52,07	79,27	122,39
0.5	6,09	10,38	0	24,69	36,89	67,02	30,78	47,27	67,02

Tabla 2.5 (a) Valores de las tensiones normales en la sección TP1							
$\varphi$	N kN	$\sigma_N$ kN/cm <sup>2</sup>	$R_{A\ din.}$ kN	$M_{fdin} = R_{A\ din} \times b$ kN – cm	$\sigma_{Mf1}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{Mf2}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{Mf3}$ kN/cm <sup>2</sup>
Caso 1 Carga distribuida (q) a lo largo de toda la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando directamente sobre el único apoyo elástico central							
1	472	13	94.96	522.3	12,50	2,76	5,81
0,5	472	13	83	456.8	10,93	2,41	5,08
Caso 2 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y dos cargas concentradas (piedras grandes) impactando en los puntos medios entre el apoyo elástico central y el empotramiento							
1	472	13	316	1754	41,97	9,27	19,52
0,5	472	13	256	1417.5	33,91	7,49	15,77
Caso 3 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando en el punto medios entre los dos apoyos elásticos equidistantes del centro de la luz y de los empotramientos.							
1	472	13	340	1874.7	44,85	9,91	20,86
0,5	472	13	296.4	1630	39,00	8,62	18,14

Tabla 2.5 (a) Valores de las tensiones normales en la sección TP2							
$\varphi$	N. kN	$\sigma_N$ kN/cm <sup>2</sup>	R <sub>A</sub> din. kN	M <sub>fdin</sub> = R <sub>A</sub> din x b kN – cm	$\sigma_{Mf1}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{Mf2}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{Mf3}$ kN/cm <sup>2</sup>
Caso 1 Carga distribuida (q) a lo largo de toda la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando directamente sobre el único apoyo elástico central							
1	472	13	94.96	522.3	9,85	0,85	3,90
0,5	472	13	83	456.8	8,62	0,74	3,41
Caso 2 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y dos cargas concentradas (piedras grandes) impactando en los puntos medios entre el apoyo elástico central y el empotramiento							
1	472	13	316	1754	33,09	2,84	13,11
0,5	472	13	256	1417.5	26,75	2,29	10,59
Caso 3 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando en el punto medios entre los dos apoyos elásticos equidistantes del centro de la luz y de los empotramientos.							
1	472	13	340	1874.7	35,37	3,04	14,01
0,5	472	13	296.4	1630	30,76	2,64	12,18

Tabla 2.6 (a) Valores de las tensiones normales resultantes en la sección TP1							
$\varphi$	$\sigma_N$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{Mf1}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{Mf2}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{Mf3}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{res.1}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{res.2}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{res.3}$ kN/cm <sup>2</sup>
Caso 1 Carga distribuida (q) a lo largo de toda la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando directamente sobre el único apoyo elástico central							
1	13	12,50	2,76	5,81	25,50	15,76	18,81
0.5	13	10,93	2,41	5,08	23,93	15,41	18,08
Caso 2 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y dos cargas concentradas (piedras grandes) impactando en los puntos medios entre el apoyo elástico central y el empotramiento							
1	13	41,97	9,27	19,52	54,97	22,27	32,52
0.5	13	33,91	7,49	15,77	46,91	20,49	28,77
Caso 3 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando en el punto medios entre los dos apoyos elásticos equidistantes del centro de la luz y de los empotramientos.							
1	13	44,85	9,91	20,86	57,85	22,91	33,86
0.5	13	39,00	8,62	18,14	52,00	21,62	31,14

Tabla 2.6 (b) Valores de las tensiones normales resultantes en la sección TP2							
$\varphi$	$\sigma_N$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{Mf1}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{Mf2}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{Mf3}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{res.1}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{res.2}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{res.3}$ kN/cm <sup>2</sup>
Caso 1 Carga distribuida (q) a lo largo de toda la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando directamente sobre el único apoyo elástico central							
1	13	9,85	0,85	3,90	22,85	13,85	16,90
0.5	13	8,62	0,74	3,41	21,62	13,74	16,41
Caso 2 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y dos cargas concentradas (piedras grandes) impactando en los puntos medios entre el apoyo elástico central y el empotramiento							
1	13	33,09	2,84	13,11	46,09	15,84	26,11
0.5	13	26,75	2,29	10,59	39,75	15,29	23,59
Caso 3 Sin carga distribuida (q) a lo largo de la tablilla y una carga concentrada (piedra grande) impactando en el punto medios entre los dos apoyos elásticos equidistantes del centro de la luz y de los empotramientos.							
1	13	35,37	3,04	14,01	48,37	16,04	27,01
0.5	13	30,76	2,64	12,18	43,76	15,64	25,18

### 2.2.5 Comprobación de la resistencia estática de los eslabones a la sobrecarga instantánea provocada por un impacto de una piedra de 1,5 m de diámetro.

Esta posibilidad se evaluó para el punto más crítico de la sección para cada caso de carga a través de la Condición de paso al estado límite según la Cuarta Hipótesis de Resistencia (Hubert - Von Mises - Hencki) para el estado tensional plano sometido a tensiones normales y tangenciales simultáneamente, o sea:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \leq \sigma_{lim}$$

Los resultados se dan en las Tablas 2.11

Tabla 2.7 (a) Tensión equivalente y Tensiones límites en los Eslabones del TP1 en condiciones de impactos severos							
Caso No.	$\varphi$	Punto de la Sección	$\sigma$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{eq.}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_f$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_u$ kN/cm <sup>2</sup>
1	1	3	18,81	81,11	141,74	148,7	182
1	0,5	3	18,08	49,41	87,47		
2	1	3	32,52	408,71	708,65		
2	0,5	3	28,77	203,08	352,92		
3	1	3	33,86	291,17	505,46		
3	0.5	3	31,14	159,46	277,94		

Tabla 2.7 (b) Tensión equivalente y Tensiones límites en los Eslabones del TP2 en condiciones de impactos severos							
Caso No.	$\varphi$	Punto de la Sección	$\sigma$ kN/cm <sup>2</sup>	$\tau$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{eq.}$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_f$ kN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_u$ kN/cm <sup>2</sup>
1	1	3	16,90	34,11	61,45	148,7	182
1	0,5	3	16,41	20,76	39,52		
2	1	3	26,11	171,78	298,68		
2	0,5	3	23,59	85,39	149,77		
3	1	3	27,01	122,39	213,70		
3	0.5	3	25,18	67,02	118,78		

Como se aprecia de las Tablas 2.11, si el eslabón estuviera realmente acoplado a la tablilla como un elemento absolutamente rígido ( $\varphi = 1$ ), su capacidad resistente a un impacto, incluso amortiguado por la tierra que esta normalmente sobre las tablillas,

provocado por una piedra de 1,5 m sería nula, o sea, con excepción de el Caso 1 que es un caso extremadamente idealizado las tensiones no sólo superan el límite de fluencia del acero de los eslabones, sino su resistencia máxima. Es bueno resaltar que el acero de los eslabones es extremadamente resistente tal como fue investigado por una institución alemana certificada. En la realidad el eslabón tiene una conexión elástica con la tablilla, cuyo coeficiente de rigidez es difícil de pronosticar, pero en las propias Tablas 2.11 se muestran los resultados en esos mismos puntos con un coeficiente de rigidez intermedio entre el empotramiento rígido ( $\varphi = 1$ ) y la articulación rígida pura ( $\varphi = 0$ ), o sea, ( $\varphi = 0,5$ ) y se aprecia como las tensiones disminuyen, pero también en todos los casos las tensiones superan las tensiones límites y un impacto de este orden puede provocar perfectamente la aparición de una grieta que desencadene un proceso de fisuración progresiva y la fractura por fatiga. Se verá a continuación cual es el comportamiento desde el punto de vista de la fatiga de los eslabones.

### **2.3 Cálculo de las tensiones equivalentes para el régimen inestable de trabajo del transportador TP1 y de los factores de seguridad a la fatiga.**

Teniendo en cuenta que el régimen de explotación del TP1 con relación al tamaño de las piedras que procesa es completamente inestable y aleatorio se realizó un estudio durante dos semanas de la frecuencia de aparición de piedras de gran tamaño y se obtuvo el siguiente cuadro de frecuencias: 0,4 % de piedras entre 1 y 1,5 m de diámetro:  $\beta_1 = 0,04$ ; 1,6 % de piedras entre 0,5 y 1 m de diámetro:  $\beta_2 = 0,16$ ; , 48 % del tiempo de piedras entre 0,2 y 0,5 m de diámetro:  $\beta_3 = 0,48$ ; y el 50 % restante de piedras con diámetros menores de 0,2 m:  $\beta_4 = 0,50$ . Utilizando la Hipótesis Acumulativa se cálculo una Tensión Equivalente para el cálculo del factor de seguridad a la fatiga según el Método Clásico bajo régimen estable con ciclo de trabajo intermitente, según la ecuación:

$$\sigma_{eq} = \sqrt[m]{\sum_1^n \beta_i \cdot \sigma_i^m} \quad (2.25)$$

Donde  $\beta_i$  es la frecuencia de aparición de las piedras y  $\sigma_i$  es la tensión provocada en los laterales por el peso de la piedra correspondiente,  $m = 9$  para el caso de la fatiga

volumétrica según (Dobrovolski, 1975)  $n$  es el número total de intervalos en el cual se clasificaron las piedras. Los intervalos y las tensiones  $\sigma_i$  aparecen en la Tabla 2.6 El factor de seguridad a la fatiga bajo las tensiones normales se calculó por la conocida expresión:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma} \cdot \sigma_a}{\epsilon \cdot \beta} + \left( \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \right) \cdot \sigma_m} \quad (2.26)$$

Como el ciclo de trabajo es pulsante para el cual:

$$\sigma_a = \sigma_{Mf} \quad y \quad \sigma_m = \sigma_{N=13}$$

El acero de los eslabones fue investigado por el Instituto de Aplicaciones para la Optimización de Materiales, Procesos y Tratamientos Térmicos “Dr. Sommer Material Technology” de Alemania en su Reporte No. 2008 – 17173 – 1, (Ripoll,2009)el cual certifica que el acero posee una resistencia máxima:

$$\sigma_u = 1\,820 \text{ MPa} = 182 \text{ kN/cm}^2$$

$$\sigma_f = 1\,497 \text{ MPa} = 148,7 \text{ kN/cm}^2$$

Los límites de fatiga se estimaron por las relaciones dadas por (Dobrovolski, 1975):

$$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_u = 78,3 \text{ kN/cm}^2$$

$$\sigma_0 = 0,60 \sigma_u = 109,2 \text{ kN/cm}^2$$

El factor de concentración de tensiones se calculó para la zona 1 de la sección como el caso de una placa plana de acero con orificio, según los datos de (Pisarenko, 1989),  $k_{\sigma} = 1,3 - 1,8$ , sin embargo por tratarse de un orificio roscado se aumentó a  $k_{\sigma} = 2$  y  $k_{\tau} = 1 + 0,6(k_{\sigma} - 1) = 1,6$ . Para las zonas 2 y 3 de la sección los factores de concentración de tensiones son  $k_{\sigma} = k_{\tau} = 1$

El factor de tamaño se tomó como un valor medio para las tres zonas en

$$\epsilon = 0,6.$$

El factor de estado de la superficie se tomó según (Pisarenko, 1989), para rugosidades propias de las superficies laminadas  $\beta = 0,8$ .

El factor de seguridad bajo las tensiones tangenciales provocadas por la fuerza de cortante y el momento torsor, se calculó de igual manera para un ciclo inestable con las

mismas características que para las tensiones normales. Las tensiones tangenciales  $\tau_i$ , aparecen de igual manera en la Tabla 2.4.

La tensión tangencial para el régimen estable equivalente por su efecto al inestable real se obtuvo como:

$$\tau_{eq} = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^n \beta_i \cdot \tau_i^m} \quad (2.27)$$

El factor de seguridad a la fatiga bajo las tensiones tangenciales se calculó por la conocida expresión:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \cdot \tau_a}{\epsilon \beta} + \left( \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} \right) \cdot \tau_m} \quad (2.28)$$

Como el ciclo de trabajo de las tensiones tangenciales es intermitente se tiene que:

$$\tau_a = \tau_m = \tau_{eq}/2 \quad (2.29)$$

Los límites de fatiga a cortante fueron estimados según (Dobrovolski, 1975) son:

$$\tau_{-1} = 0,22 \cdot \sigma_u = 40 \text{ kN/cm}^2 \quad \tau_0 = 0,30 \cdot \sigma_u = 54,6 \text{ kN/cm}^2$$

El factor de seguridad resultante a la fatiga se obtuvo por la clásica ecuación:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad (2.30)$$

Los resultados del cálculo de los factores de seguridad a las tensiones normales, tangenciales y resultantes para los tres casos de carga y los tres puntos evaluados en la sección para ( $\varphi = 1$ ) y ( $\varphi = 0,5$ ) se dan en las Tablas. 2. 8

Tabla 2,8 (a) Factores de seguridad a la fatiga para los diferentes casos de carga y puntos de la sección para el TP1					
Caso No.	$\varphi$	Punto de la Sección	$n_{\sigma}$	$n_{\tau}$	$n_{res.}$
1	1	1	1,36	0,49	0,46
1	1	2	6,87	0,52	0,52
1	1	3	4,41	0,39	0,41
1	0,5	1	1,53	0,79	0,70
1	0,5	2	7,34	0,82	0,81
1	0,5	3	4,83	0,64	0,63
2	1	1	0,43	0,10	0,10
2	1	2	3,14	0,11	0,11
2	1	3	1,69	0,08	0,08
2	0,5	1	0,53	0,20	0,19
2	0,5	2	3,69	0,21	0,21
2	0,5	3	2,03	0,15	0,15
3	1	1	0,41	0,14	0,13
3	1	2	2,98	0,25	0,25
3	1	3	1,59	0,11	0,11
3	0,5	1	0,47	0,24	0,21
3	0,5	2	3,32	0,25	0,25
3	0,5	3	1,80	0,20	0,20

Tabla 2,8 (a) Factores de seguridad a la fatiga para los diferentes casos de carga y puntos de la sección para el TP2					
Caso No.	$\varphi$	Punto de la Sección	$n_{\sigma}$	$n_{\tau}$	$n_{res.}$
1	1	1	1,68	1,45	1,10
1	1	2	10,56	1,42	1,41
1	1	3	5,69	0,92	0,91
1	0,5	1	1,88	2,25	1,44
1	0,5	2	10,90	2,19	2,15
1	0,5	3	6,14	1,51	1,47
2	1	1	0,55	0,31	0,27
2	1	2	6,77	0,30	0,30
2	1	3	2,38	0,18	0,19
2	0,5	1	0,67	0,57	0,43
2	0,5	2	7,52	0,56	0,56
2	0,5	3	2,83	0,37	0,37
3	1	1	0,51	0,40	0,31
3	1	2	6,54	0,39	0,39
3	1	3	2,25	0,27	0,27
3	0,5	1	0,59	0,68	0,46
3	0,5	2	7,03	0,64	0,64
3	0,5	3	2,52	0,47	0,46

En la tabla 2.9 se comparan los factores de seguridad a fatiga para los diferentes casos de carga y puntos de la sección para el TP1 y el TP2

Tabla 2.9 Comparación de los factores de seguridad a fatiga para los diferentes casos de carga y puntos de la sección para el TP1 y el TP2				
Caso No.	$\varphi$	Punto de la Sección	nres.	
			TP1	TP2
1	1	1	0,46	1,1
1	1	2	0,52	1,41
1	1	3	0,41	0,91
1	0,5	1	0,7	1,44
1	0,5	2	0,81	2,15
1	0,5	3	0,63	1,47
2	1	1	0,1	0,27
2	1	2	0,11	0,3
2	1	3	0,08	0,19
2	0,5	1	0,19	0,43
2	0,5	2	0,21	0,56
2	0,5	3	0,15	0,37
3	1	1	0,13	0,31
3	1	2	0,25	0,39
3	1	3	0,11	0,27
3	0,5	1	0,21	0,46
3	0,5	2	0,25	0,64
3	0,5	3	0,2	0,46

## **2.4 Conclusiones Parciales del Capítulo II**

1. La existencia de un apoyo directamente en la posición de los eslabones es lo que provoca que estos se vean sometidos a torsión, lo que crea tensiones tangenciales de torsión extremadamente grandes que son las causantes directas de la falla de los mismos.
2. Al realizar los cálculos del factor de seguridad obtuvimos que los valores para el TP2 siempre van a ser mayores que los obtenidos para el TP1.
3. De los tres casos analizados, el cambio de los eslabones del TP1 por los del TP2 solo es factible para el Caso 1, ya que es donde único el factor de seguridad dio mayor que 1; aunque se considera que en la zona de posible impacto de las piedras, ese apoyo elástico central perjudica ya que hace más rígidas las tablillas lo que implica que no asimilan bien las cargas de impacto.

## Capítulo III

### Diseño y cálculo de la resbaladera para el Transportador Alimentador TP1 de la Planta de Trituración y Secado de la Empresa “Cementos Cienfuegos S.A”

#### 3.1 Esquema de análisis de la resbaladera

La resbaladera no es más que un enrejado de vigas de perfil I No 30 por la norma GOST con una curvatura para disminuir el efecto del impacto de las piedras sobre esta, con un angular de canto colocado en su parte superior, de manera que la materia prima no se acumule sobre las superficies superiores de las vigas y con una separación de 486 a 500 mm entre ellas, para que solo pasen piedras de menor diámetro que esta longitud como se muestra en la figura 3.1.

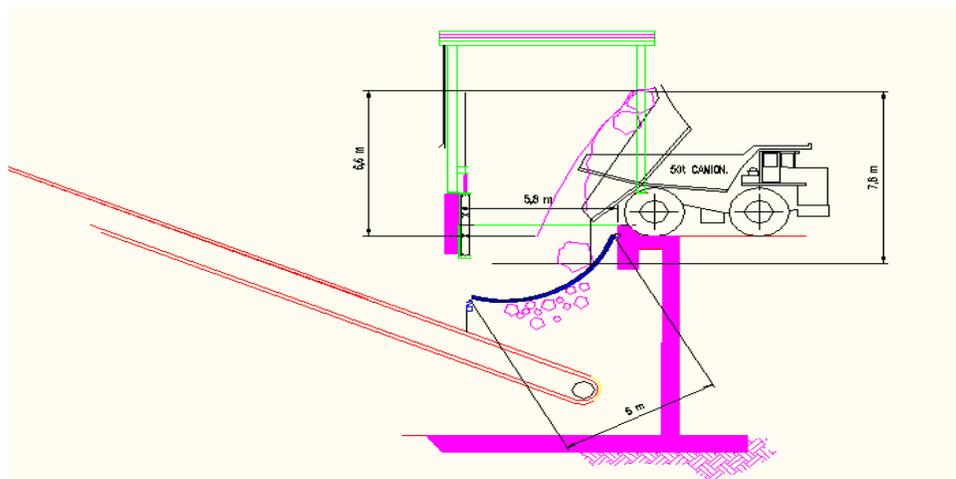
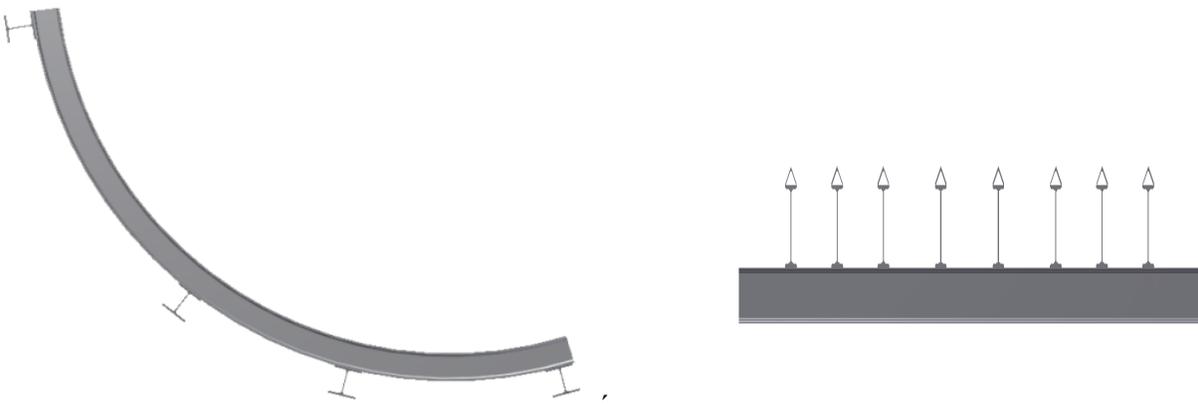


Figura. 3.1: Esquema de donde debe instalarse la resbaladera

La resbaladera está pivotada en el extremo superior B y montada sobre muelles en la parte inferior A (figura 3.3) y soldada a cuatro vigas de perfil I No. 20, como se muestra en las figuras 3.2.



Figura 3.2: Vista en 3D de la resbaladera



a) Vista Lateral

b) Vista Frontal

Figura 3.3: Vista de la resbaladera

### 3.1.1 Cálculo de la reacciones en los apoyos

A continuación se muestra el esquema de análisis que se empleó para calcular la resbaladera, donde la misma se inclinó para ponerla horizontal manteniendo el mismo ángulo de la fuerza que se tomó (el peso de la piedra de mayor diámetro que puede caer es de 43,47 kN como se calculó en el capítulo anterior)

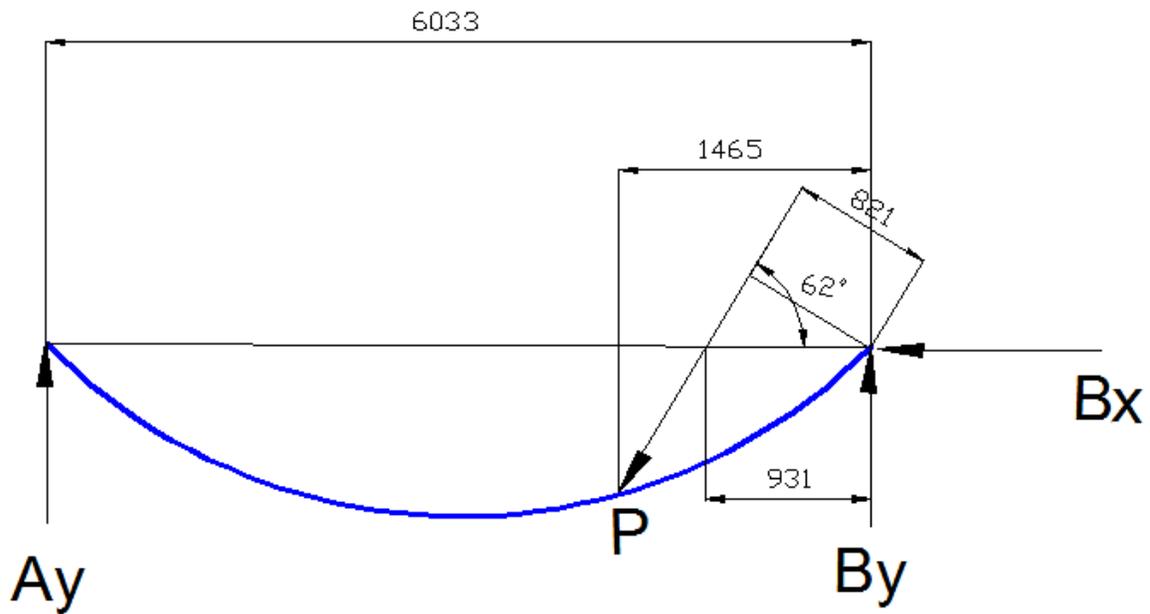


Figura. 3.4: Esquema de análisis de la resbaladera

Es necesario buscar las reacciones en los apoyos para conocer el diagrama de momento flector de una viga para ver si esta es capaz de soportar el impacto de una piedra de gran tamaño sin que falle la resbaladera.

$$\sum M_B = 0$$

$$\sum M_B = 43,47 \cdot 821 - A_y \cdot 6033 \quad (3.1)$$

$$A_y = \frac{46,47 \cdot 821}{6033}$$

$$A_y = 5,92 \text{ kN}$$

Es necesario para hallar la reacción  $B_x$  y  $B_y$  descomponer la fuerza de la piedra P en sus dos componentes.

$$\cos 62 = \frac{P_x}{43,47} \quad (3.2)$$

Sustituyendo  $P_x$  en 3.3

$$P_x = 43,47 \cdot \cos 62 = 20,41 \text{ kN}$$

$$\sum F_x = P_x - B_x = 0 \quad (3.3)$$

$$B_x = P_x = 20,41 \text{ kN}$$

$$\text{sen } 62 = \frac{P_y}{43,47} \quad (3.4)$$

$$P_y = 43,47 \cdot \text{sen} 62 = 38,38 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = A_y + B_y - P_y = 0 \quad (3.5)$$

$$B_y = P_y - A_y = 38,38 - 5,92$$

$$B_y = 32,46 \text{ kN}$$

$$M_f = B_y \cdot 93,1 \text{ cm} \quad (3.6)$$

$$M_f = 32,46 \cdot 93,1$$

$$M_f = 3022 \text{ kN} \cdot \text{cm}$$

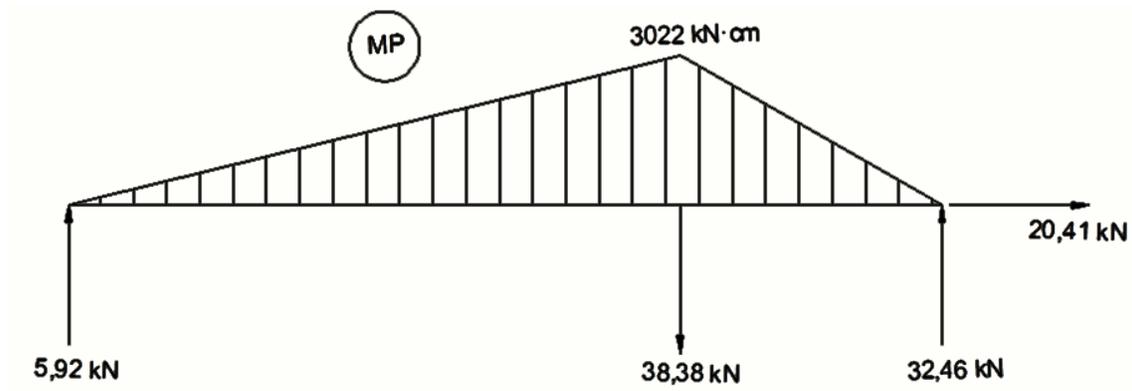


Figura 3.5: Diagrama de momento flector de la viga

### 3.2 Expresión para el cálculo del coeficiente de carga dinámica para la resbaladera.

El coeficiente de carga dinámica se realizará mediante la ecuación dada por (Pisarenko, 1989):

$$k_{din} = 1 + \sqrt{1 + \frac{V^2}{g \cdot \delta_{est}} \cdot \frac{1}{1 + k_m \cdot \frac{m_0}{m}}} \quad (3.7)$$

Donde:

$m_0$  – Masa del cuerpo golpeado.

$m$  - Masa del cuerpo que golpea.

$k_m$  – Coeficiente de reducción de la masa del cuerpo golpeado al punto de impacto.

Observe que si la masa del cuerpo golpeado  $m_0$  es mucho menor que  $m$  entonces se puede tomar  $k_{din} = 2$ .

La masa del cuerpo golpeado está distribuida a lo largo de todo su volumen, durante el impacto se considera que la masa se encuentra concentrada en el punto de impacto.

Dicha masa es nombrada como masa reducida al punto de impacto y se calcula como:

$$\mathbf{m_{red} = k_m \cdot m_0} \quad (3.8)$$

El coeficiente de reducción de la masa  $k_m$  depende de la Ley de variación de los desplazamientos de los diferentes puntos que conforman el cuerpo golpeado de masa  $m_0$  y se establece sobre la base de la igualdad entre las energías del cuerpo de masa distribuida y el de masa reducida al punto de impacto.

Sobre la base de este criterio se obtiene que:

$$\mathbf{k}_m = \frac{1}{m_0} \cdot \int_v \left( \frac{\delta_z}{\delta} \right)^2 \cdot d\mathbf{m}_0 \quad (3.9)$$

Siendo  $\delta$  y  $\delta_z$  los desplazamientos generalizados del punto de impacto y de un punto arbitrario  $z$  originados por la acción estática de la carga que provoca el impacto.

En el caso de barras rectas de sección transversal constante:

$$\mathbf{k}_m = \frac{1}{l} \cdot \int_0^l \left( \frac{\delta_z}{\delta} \right)^2 \cdot d\mathbf{z} \quad (3.10)$$

Donde:

$d\mathbf{z}$  – Elemento de longitud de la barra.

$l$  – longitud de la barra.

Sin embargo en (Miroljubov, 1990) se plantea que si la masa del cuerpo golpeado es mayor que  $m$ , o del mismo orden se puede prescindir de calcular  $k_m$  y calcular  $k_{din}$  por la expresión (3.7)

La masa se puede sustituir por el peso y  $k_{din}$  se puede calcular por la expresión:

$$k_{din} = 1 + \sqrt{1 + \frac{V^2}{g \cdot \delta_{est}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{G_0}{G}}} \quad (3.11)$$

Esta última ecuación es la que se utilizará para calcular el coeficiente de carga dinámica, ya que la resbaladera está compuesta como se verá más adelante por varias vigas.

### 3.2.1 Cálculo del desplazamiento estático en el punto de impacto.

El desplazamiento estático es igual a la suma de la flecha de la viga  $Y_i$  sumada al desplazamiento estático de los muelles  $\lambda$

$$\delta_{est} = \lambda + Y_{est} \quad (3.12)$$

La flecha de la viga se calculó utilizando las ecuaciones de Mohr utilizando la regla de Vereschaguin ya que fue hallado con anterioridad el diagrama de momento de la fuerza, se realiza el diagrama de momento para el desplazamiento estático  $M_{\delta_{est}}$  de la carga unitaria donde se desea calcular el desplazamiento, se realiza el diagrama de momento y luego se determina la flecha estática

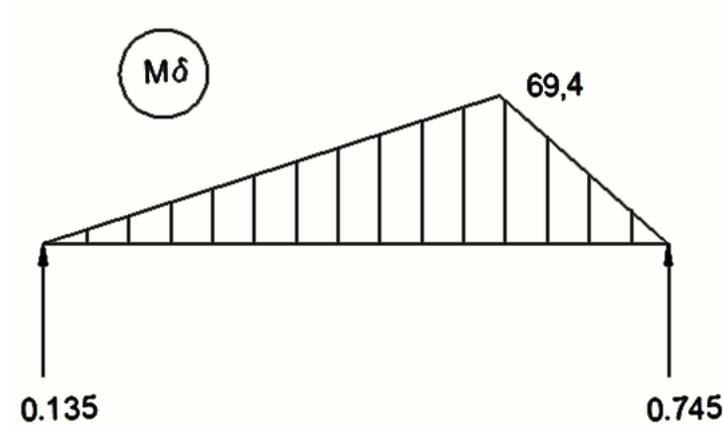


Figura 3.6. Diagrama de momento para el desplazamiento estático  $M_{\delta_{est}}$

$$Y_{est} = \frac{h \cdot s \cdot l}{3 \cdot E \cdot I} \quad (3.13)$$

$$Y_{est} = \frac{3022 \text{ kN} \cdot \text{cm} \cdot 69,4 \text{ cm} \cdot 603,3 \text{ cm}}{3 \cdot 2 \cdot 10^4 \text{ kN/cm}^2 \cdot 7080 \text{ cm}^4}$$

$$Y_{est} = 0,3 \text{ cm}$$

Mientras que el desplazamiento por compresión de los muelles  $\lambda$  se obtuvo, según la ecuación clásica para estos elementos (Dobrovolski, 1975; Faires, 1985; Iusilievich, 1988; Ivanov, 1991; Reshetov, 1985; Shigley y Mischkie, 2001; Wilson, 1997), cuya Teoría se detallará a continuación.

El desplazamiento estático  $\lambda$  sobre un muelle se calculó suponiendo que la carga de la piedra más grande está ubicada estáticamente sobre el Apoyo A y se reparte entre los cuatro muelles de un paquete de vigas (ecuación 3.14).

$$\lambda = \frac{8 \cdot C^3}{G \cdot d} \cdot p \cdot i \quad (3.14)$$

Siendo

$i$  – número de espiras  $i = 10$

$d$  – diámetro de los muelles  $d = 4,5$  cm

En este caso  $P = Wp/4 = 43.47/4 = 10.87$  kN

$$\lambda = \frac{8 \cdot (4,11)^3}{2,2 \cdot 10^4 \cdot 4,5} \cdot 10,87 \cdot 10 = 0,67 \text{ cm}$$

Sustituyendo en la ecuación (3.12)

$$\delta_{\text{est}} = \lambda + Y_{\text{est}}$$

$$\delta_{\text{est}} = 0,67 + 0,3$$

$$\delta_{\text{est}} = 0,97 \text{ cm}$$

### 3.2.2 Cálculo de los pesos de la resbaladera

Tenemos también 36 m de vigas angulares de alas iguales 9-d-9 con un peso de 12.2 kgf por metro lineal por la norma antes expuesta. Estos angulares irán colocadas encima de cada una de las vigas I No 30 con el objetivo de que no quede materia prima acumulada sobre ellas.

Se cálculo el peso de todas las vigas ya que en (Feodosiev, 1985) aparece el peso por metro de cada una de estas vigas, al multiplicar la cantidad de metros necesarios por el peso de esta por metro se obtiene el peso total de las vigas I30, I20 y la canal 9.

$$W_{I_{30}} = 36 \text{ m} \cdot 36,5 \text{ kgf} = 1314 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

$$W_{I_{20}} = 14 \text{ m} \cdot 21 \text{ kgf} = 294 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

$$W_{L_9} = 36 \text{ m} \cdot 12,2 \text{ kgf} = 439.2 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

Donde

$W_{I_{30}}$  -- Peso total de las vigas I N°30

$W_{I_{20}}$  -- Peso total de las vigas I N°20

$W_{L,9}$  -- Peso total de las vigas canal N<sup>o</sup>9

$$G_0 = W_{I,30} + W_{I,20} + W_{I,9} \quad (3.15)$$

$$G_0 = 2047 \text{ kgf} = 20,07 \text{ kN}$$

El peso de la piedra más grande es  $W_p = 43.47 \text{ kN}$  pero considerando que esta piedra golpea a dos vigas a la vez dividimos este peso entre dos y obtenemos el valor de  $G = 21.73 \text{ kN}$

### 3.2.3 Determinación de la velocidad de impacto

Para determinar la velocidad con la que impacta la piedra contra la resbaladera simulamos este fenómeno con la ayuda del software Inventor 2012 haciendo una ranfla de longitud recta primeramente la cual es producto de la distancia de la cama del camión simulando la piedra cayendo de la altura mayor que pudiese ser que sería en la parte superior del camión y luego una superficie curva con la curvatura de la resbaladera. En la figura 3.7 a la izquierda podemos ver la ranfla con la piedra que se considero totalmente esférica el caso más perjudicial ya que es como más velocidad toma la piedra es su recorrido y al lado derecho de la figura se puede ver el gráfico de velocidad contra tiempo luego de la simulación.

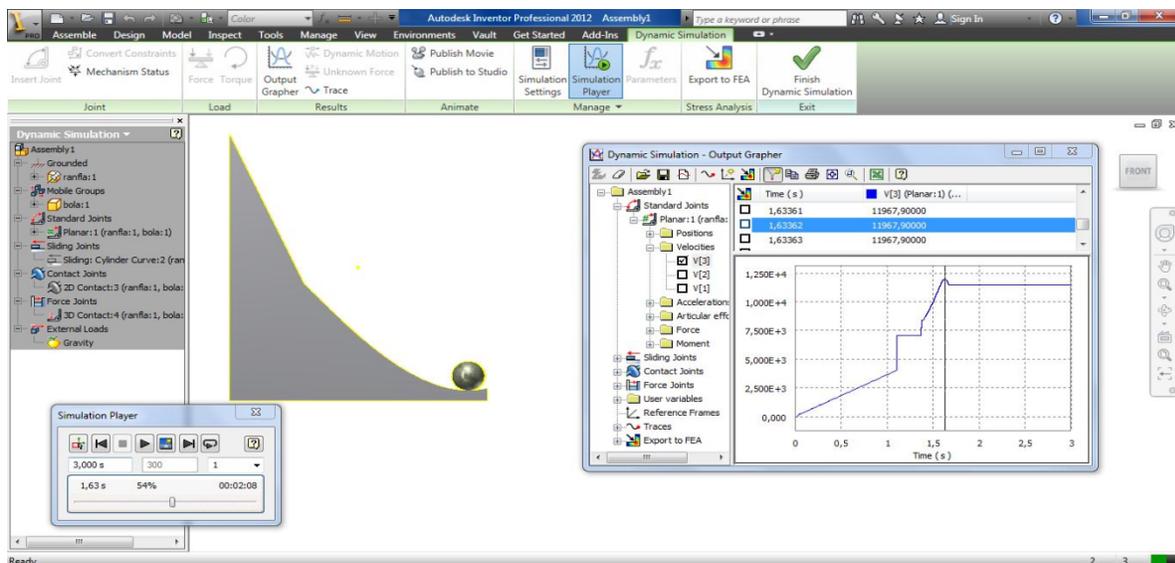


Figura 3.7: Vista de la Ranfla hecha en Inventor 2012 para simular el recorrido de la piedra y diagrama de velocidad contra tiempo

De aquí obtuvimos que la velocidad máxima a la que puede golpear la piedra es de  $v = 12 \text{ m/s} = 1200 \text{ cm/s}$ .

Sustituyendo todos los valores obtenidos en la ecuación 3.11 se obtiene:

$$k_{\text{din}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{V^2}{g \cdot \delta_{\text{est}}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{G_0}{G}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{(1200)^2}{981 \cdot 0,97} \cdot \frac{1}{1 + \frac{20,07}{21,73}}}$$

$$k_{\text{din}} = 29,1$$

### 3.3 Cálculo de tensiones para vigas curvas (resbaladera)

La sección transversal de las vigas armadas pueden ser de diversas formas, no obstante la esencia de los cálculos es la misma.

Una barra curva de gran curvatura o sea  $\frac{h}{\rho} \cong 1$ . Si  $\frac{h}{\rho} \ll 1$  se consideran barras de pequeña curvatura y la misma se pudiera despreciar.

¿Cuáles son las particularidades de la flexión en este tipo de elemento?

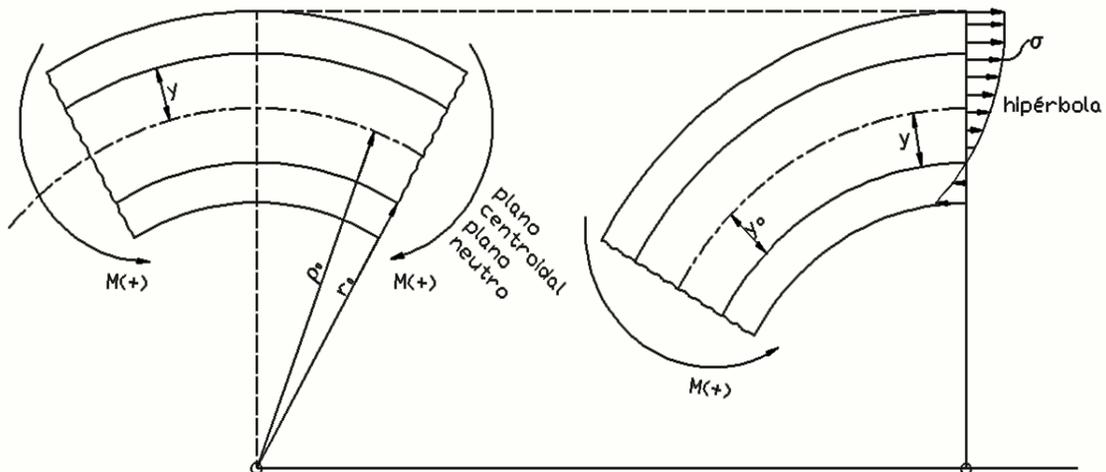


Figura 3.8: Esquema de tensiones de una sección de una viga curva

Utilizando la ecuación deWinkler– Beach

$$\sigma = \frac{M}{\rho_0 \cdot A} \left( 1 + \frac{y}{Z(\rho_0 + y)} \right) \quad (3.16)$$

Donde:

M – momento flector(es mayor si tiende a aumentar la curvatura)

$\rho_0$ - radio de curvatura del plano centroidal

A – área de la sección transversal

y - distancia desde el eje centroidal al punto

$$Z = \frac{1}{A} \int_A \frac{y}{\rho_0 + y} \cdot dA_Q \quad (3.17)$$

Para vigas I la ecuación recomendada es:

$$z = -1 + \frac{R}{a} \left[ b \cdot \ell_n \left( \frac{R+c_2}{R-c_2} \right) + (t - b) \cdot \ell_n \left( \frac{R+c_1}{R-c_1} \right) \right] \quad (3.18)$$

En la figura 3.9 se puede observar los detalles de la viga que se seleccionó de la cual se obtiene todos los valores para resolver la ecuación 3.18

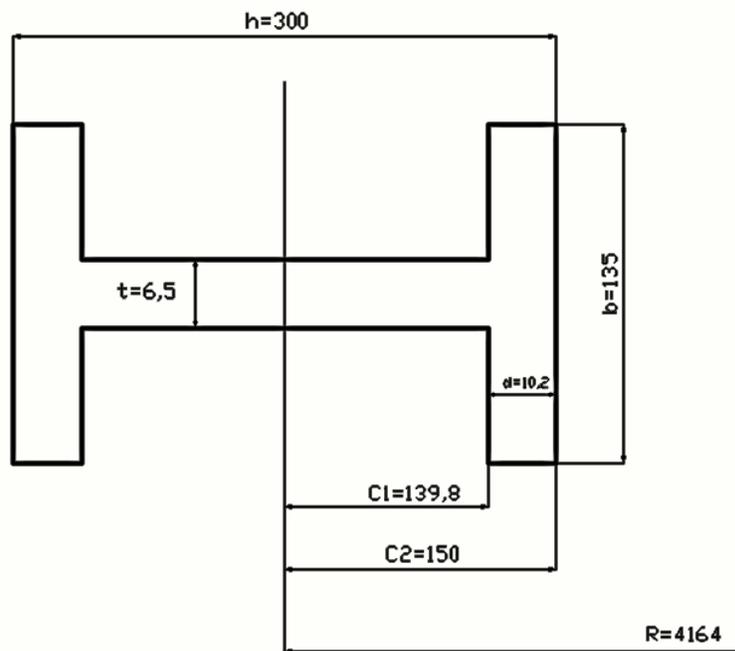


Figura 3.9: Vista de la viga I utilizada en la resbaladera.

$a = 1$ ;  $b = 135$  mm;  $c_1 = 139,8$  mm;  $c_2 = 150$  mm;  $t = 6,5$  mm;  $R = 4164$  mm

Sustituyendo estos valores en la ecuación 3.18 obtenemos el valor de z:

$$z = -1 + 4164 \left[ 135 \cdot \ell_n \left( \frac{4164 + 150}{4164 - 150} \right) + (6,5 - 135) \cdot \ell_n \left( \frac{4164 + 139,8}{4164 - 139,8} \right) \right]$$

$$z = 4574 \text{ mm}$$

Ya obtenido todos los valores que necesitábamos para encontrar la tensión estática  $\sigma_{\text{est}}$  según la ecuación deWinkler– Beachpodemos obtener el valor de la misma.

$$M_f = 3022 \text{ kN}\cdot\text{cm}; \rho = R = 416,4\text{cm}; Y = C_2 = 15 \text{ cm}; Z = 457,4 \text{ cm}; A = 46,5 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{\text{est}} = \frac{3022}{416,4 \cdot 46,5} \cdot \left[ 1 + \frac{15}{457,4 \cdot (416,4 + 15)} \right]$$

$$\sigma_{\text{est}} = 0,16 \text{ kN/cm}^2$$

Luego calculamos la  $\sigma_{\text{din}}$  para compararla con la permisible y ver si resiste la viga

$$\sigma_{\text{din}} = \sigma_{\text{est}} \cdot k_{\text{din}} \leq [\sigma]_t \quad (3.19)$$

$$[\sigma]_t = \frac{\sigma_f}{n} \quad (3.20)$$

Siendo

$\sigma_f$ -- Tensión de fluencia del material

n -- factor de seguridad

$$[\sigma]_t = \frac{23}{2} = 11,5 \text{ kN/cm}^2$$

Sustituyendo en la ecuación 3.19

$$\sigma_{\text{din}} = 0,16 \text{ kN/cm}^2 \cdot 29,1 \leq 11,5 \text{ kN/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{din}} = 4,66 \text{ kN/cm}^2 \leq 11,5 \text{ kN/cm}^2 \quad \therefore \text{Resiste el impacto}$$

### 3.4 Cálculos para seleccionar los pedestales y rodamientos a utilizar.

Primeramente es necesario determinar las reacciones dinámicas que van a surgir en la resbaladera para poder determinar la capacidad de carga que debe soportar el pedestal.

Las Reacciones Dinámicas serán:

$$R_{A \text{ din}} = R_{A \text{ est}} \cdot k_{\text{din}} \quad (3.21)$$

$$R_{A \text{ din}} = 5,92 \cdot 29,1 = 172,27 \text{ kN}$$

$$R_{B \text{ din}} = R_{B \text{ est}} \cdot k_{\text{din}} \quad (3.22)$$

$$R_{B \text{ din}} = 32,46 \cdot 29,1 = 944,59 \text{ kN}$$

$P_R$  – es la capacidad de carga mínima que debe soportar el pedestal por lo que el seleccionado debe tener una capacidad de carga mayor que esta.

Se toma la reacción  $R_{B \text{ din}}$  ya que en el apoyo B es donde van a estar los pedestales

$$P_R = \frac{B_y}{2} = \frac{R_{B \text{ din}}}{2} \quad (3.23)$$

$$P_R = \frac{944,59}{2} = 472,30 \text{ kN}$$

Se buscó en el catalogo FAG (Anexo 3) un pedestal de la serie SNV para rodamientos con agujero cilíndrico y manguito de montaje con diámetro 110 mm, al cual le corresponde un rodamiento FAG 22224EK

Este rodamiento FAG (Anexo 4) se seleccionó oscilante de rodillos con agujero cilíndrico con una capacidad de carga estática de 720 kN y una capacidad de carga dinámica de 540 kN, esta última sirve para determinar la vida útil del rodamiento el cual no se consideró para este trabajo pero ambas cargas ya sean la estática como la

dinámica, se puede apreciar que son mucho mayores a las exigencia de lo que necesita la resbaladera por lo que se puede concluir que los pedestales con sus rodamientos seleccionados resistirán.

### 3.5 Cálculo de tensiones en la soldadura de las vigas.

La viga como es curva hay que hacerla soldada por lo que se utiliza las ecuaciones para vigas soldadas

Para Vigas soldadas:

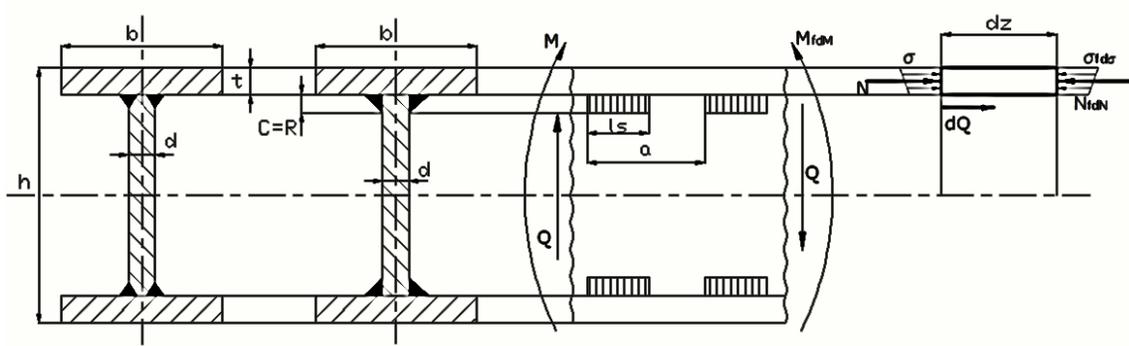


Figura 3.10: Posibles esquemas de vigas soldadas.

$$N = \int_A \sigma dA = \frac{M}{I_x} \int_A y \cdot dA = \frac{M \cdot S_x^*}{I_x} \quad (3.24)$$

$$N + dA = \frac{(M+dM) S_x^*}{I_x} dQ = dN = \frac{dM S_x^*}{I_x} \quad (3.25)$$

La fuerza por unidad de longitud en la costura soldada

$$q = \frac{dQ}{dZ} = \frac{dM \cdot S_x^*}{I_x \cdot dZ} = \frac{Q \cdot S_x^*}{I_x} \quad (3.26)$$

La fuerza en el paso a de la costura

$$Q_s = \frac{Q \cdot S_x^* \cdot a}{I_x} \quad (3.27)$$

El arco de soldadura que soporta esta fuerza es

$$A_s = t_s \cdot l'_s \quad (3.28)$$

Soldadura por tramos

$$l'_s = l_s - 2t_s \quad (3.29)$$

Siendo

$l'_s$  = longitud efectiva del cordón

En las costuras sin preparación en los bordes como la que nos ocupa

$$t_s = 2 \cdot 0,7k = 1,4 \quad (3.30)$$

$k$  – cateto del cordón

Costuras por tramos

$$\tau_s = \frac{Q_s}{A_s} = \frac{Q \cdot S_x^* \cdot a}{I_x \cdot 1,4k(l_s - 1,4k)} \leq [\tau]_s \quad (3.31)$$

Siendo  $l_s = 50$  cm y  $a = 100$  cm

Los valores del cateto  $k$  recomendado en función del espesor de las alas son:

Tipo de Acero	Valores mínimos del cateto en función del espesor del ala				
	Espesor del ala en (mm)				
	≤10	11-20	21-30	31-50	>50
Al carbono	4	6	8	10	12
De baja aleación	6	8	10	12	-

Tabla 3.1: Valores mínimos del cateto en función del espesor del ala

Para un espesor de 10,2 mm para acero al carbono,  $k = 4$

Para determinar  $S_x^*$  nos apoyamos en la figura 3.8

$$S_{x\text{ ala}}^* = A_{\text{ala}} \cdot \bar{y}$$

$$S_{x\text{ ala}}^* = 1,02 \cdot 13,5 \cdot 29,49$$

$$S_{x\text{ ala}}^* = 406,1 \text{ cm}^3$$

La  $Q$  se determinó dividiendo la  $R_{Bdin}$  que es la mayor entre 4, ya que son 4 las soldaduras.

$$Q = \frac{R_{Bdin}}{4} \quad (3.32)$$

$$Q = \frac{944,59}{4} = 236,15 \text{ kN}$$

La tensión permisible de las soldaduras se calcula como:

$$[\tau]_s = \varphi_c \cdot [\sigma]_t \quad (3.33)$$

Donde:

$[\sigma]_t$ —tensión permisible a tracción del metal base.

$\varphi$ —coeficiente de reducción de la tensión permisible, depende del tipo de electrodo y del método de soldadura.

$$\varphi_c = 0,5 \div 0,70$$

$$\tau_s = \frac{Q_s}{A_s} = \frac{Q \cdot S_x^* \cdot a}{I_x \cdot 1,4k(l_s - 1,4k)} \leq [\tau]_s \quad (3.34)$$

Sustituyendo en la ecuación 3.33

$$[\tau]_s = 0,5 \cdot 11,5 \text{ kN/cm}^2$$

$$[\tau]_s = 5,75 \text{ kN/cm}^2$$

$$\tau_s = \frac{Q_s}{A_s} = \frac{Q \cdot S_x^* \cdot a}{I_x \cdot 1,4k(l_s - 1,4k)} \leq [\tau]_s$$

$$\tau_s = \frac{236,15 \cdot 406,1 \cdot 75}{7080 \cdot 1,4 \cdot 4(50 - 1,4 \cdot 4)} \leq [\tau]_s$$

$$\tau_s = 4,09 \text{ kN/cm}^2 \leq 5,75 \text{ kN/cm}^2$$

### 3.6 Diseño de la placa soporte del apoyo inferior amortiguado y de las guías de los muelles.

En la Figura. 3.11 se muestra un esquema de diseño con las dimensiones básicas de la placa soporte de los muelles que integran el apoyo inferior amortiguado. Aparecen en el mismo el diseño de las guías de los muelles, diseñadas de manera que aunque en los muelles por el impacto se produzca una deformación tan grande que alcancen su altura sólida, las guías superiores no se toquen con las inferiores. Los muelles se ubicaron debajo de cada una de las vigas perfil I No 30. Estas placas irán soldadas a la estructura.

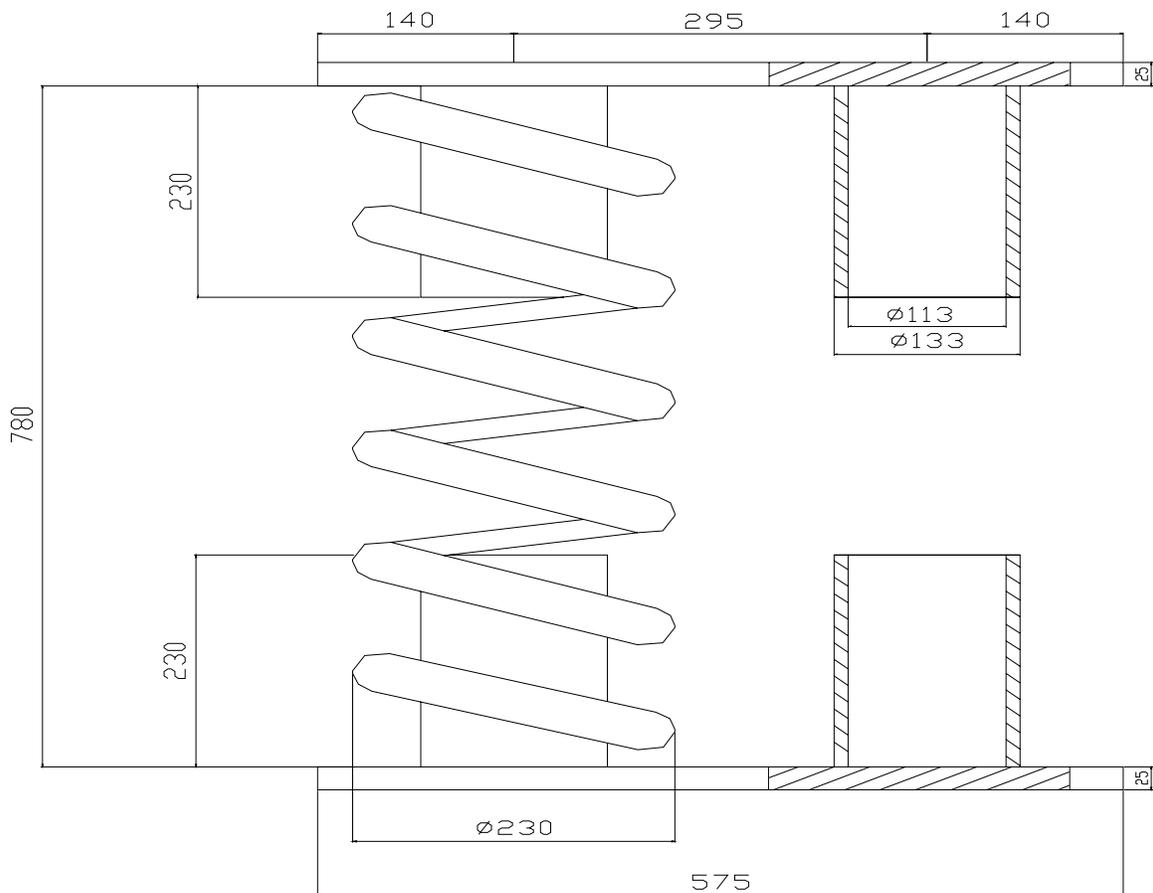


Figura 3.11: Esquema de Diseño de las Placas Soportes y las Guías de los Muelles.

### **3.7 Conclusiones Parciales del Capítulo III**

1. Se diseñó geométricamente el contorno de la resbaladera de manera que la misma acoplará adecuadamente con el punto de descarga del camión Volvo, no chocará con la cama del mismo al voltear la carga y que estuviese lo más cerca de esta, permitiendo que la altura de impacto sobre las vigas de la resbaladera sea lo más pequeña posible, de manera que el coeficiente de carga dinámica sea mínimo.
2. Se comprobó la resistencia dinámica de las vigas que conforman la resbaladera corroborando que las mismas resisten satisfactoriamente.
3. Se seleccionó el pedestal de la serie SNV al cual le corresponde un rodamiento FAG 22224EK para el punto de pivote con su carga de trabajo.
4. Se calcularon los cordones de soldadura de las vigas que conforman la resbaladera.

## Conclusiones

1. Se profundizó en las generalidades de los Transportadores de Tablillas y de sus partes componentes. Se establecieron las particularidades del transportador Alimentador TP1 de la Planta de Trituración y Secado de la Empresa “Cementos Cienfuegos S.A.”
2. Se demuestra que la resistencia de los eslabones del TP1 como del TP2, a pesar que el material es extremadamente resistente, están realmente comprometidas no sólo ante el impacto de las grandes piedras, sino en las condiciones de régimen inestable de trabajo del Transportador y el apoyo elástico central perjudica la resistencia.
3. Mediante los cálculos de resistencia se demostró que la resbaladera diseñada, así como los pedestales y rodamientos escogidos son capaces de soportar el impacto de las grandes piedras que llegan desde la cantera.
4. Después de haber realizado el presente trabajo se considera que es factible su construcción, ya que por concepto de parada cada vez que se fracturan los eslabones del Transportador TP1 la fábrica Cementos Cienfuegos S.A deja de producir 10 892 USD cada hora.

## **Recomendaciones**

1. Presentar los resultados de esta investigación a la Dirección Técnica de la Empresa “Cementos Cienfuegos S.A.”, para mostrar la factibilidad de la misma y las ventajas económicas que representaría su ejecución.
2. Sería necesario tener preparado todos los tramos de vigas y suplementos que hay que incorporarle al TP1 durante las modificaciones para disminuir al máximo el tiempo de ejecución.

## Bibliografía

- Beer F.P., Jonhston E.R. (1993). *Mecánica de los Materiales* (2º ed.). Colombia: Mc Graw – Hill.
- Dobrovolski V. (1991). *Elementos de Máquinas*. Moscú: Editorial MIR.
- Faires V.M. (1985). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Editorial UTEHA.
- Feodosiev, V. I. (1985). *Resistencia de Materiales* (Tercera Edición.). Moscú: Editorial MIR.
- Fitzgerald F. (1996). *Mecánica de Materiales*. México: Editorial Alfa Omega S.A. de C.V.
- Fogiel M. (1988). *Problem Solver in Strength of Materials and Mechanics of Solids*. New Jersey.: Editorial REA..
- Goytisoló R. et. al. . (2007). *Análisis y Soluciones de la Avería de la Criba de la Planta de Trituración y Secado de la Empresa “Cementos Cienfuegos S.A.”* (p. 28).
- Goytisoló R. y otros. (1973). *Resistencia de Materiales*. La Habana: Editorial Pueblo y Educación.
- Héctor Ripoll Acosta. (2009, June). Aplicación de los Esquemas de Articulación y Empotramiento Elásticos en el Análisis de las Averías de los Eslabones del TP1 de la Empresa “Cementos Cienfuegos S.A.”.
- Iusilievich G.B. (1988). *Elementos de Máquinas*. Moscú: Editorial Mashinostroenie.
- Ivanov, M. N. (1991). *Elementos de Máquinas*. Moscú: Editorial VichayaSchkola.
- Miroliubov I. (1990). *Problemas de Resistencia de Materiales*. Moscú: Editorial MIR.
- Miroliubov I. . (1990). *Problemas de Resistencia de Materiales*. Moscú: Editorial MIR.
- Mott R.L. (1996). *Resistencia de Materiales Aplicada*. México: Editorial Prentice- Hall.
- Orus Asso, Félix. (1962). *Materiales de Construcción*. La Habana.: Editora de la Asociación de Estudiantes de Ingeniería.
- Pisarenko, G. S.; Yákovlev, A. P.; Matveév V. V. (1989). *Manual de Resistencia de Materiales*. Moscú: Editorial MIR.
- Raúl Alfonso Rodríguez. (2008, June). Evaluación Técnico – Económica de la Posibilidad de Acercar la Descarga del Transportador TP 1 ala Criba de la Planta de Trituración y Secado de la Empresa “Cemento Cienfuegos S.A.”.
- Reshetov, D. (1985). *Elementos de Máquinas*. La Habana.: Editorial Pueblo y Educación.

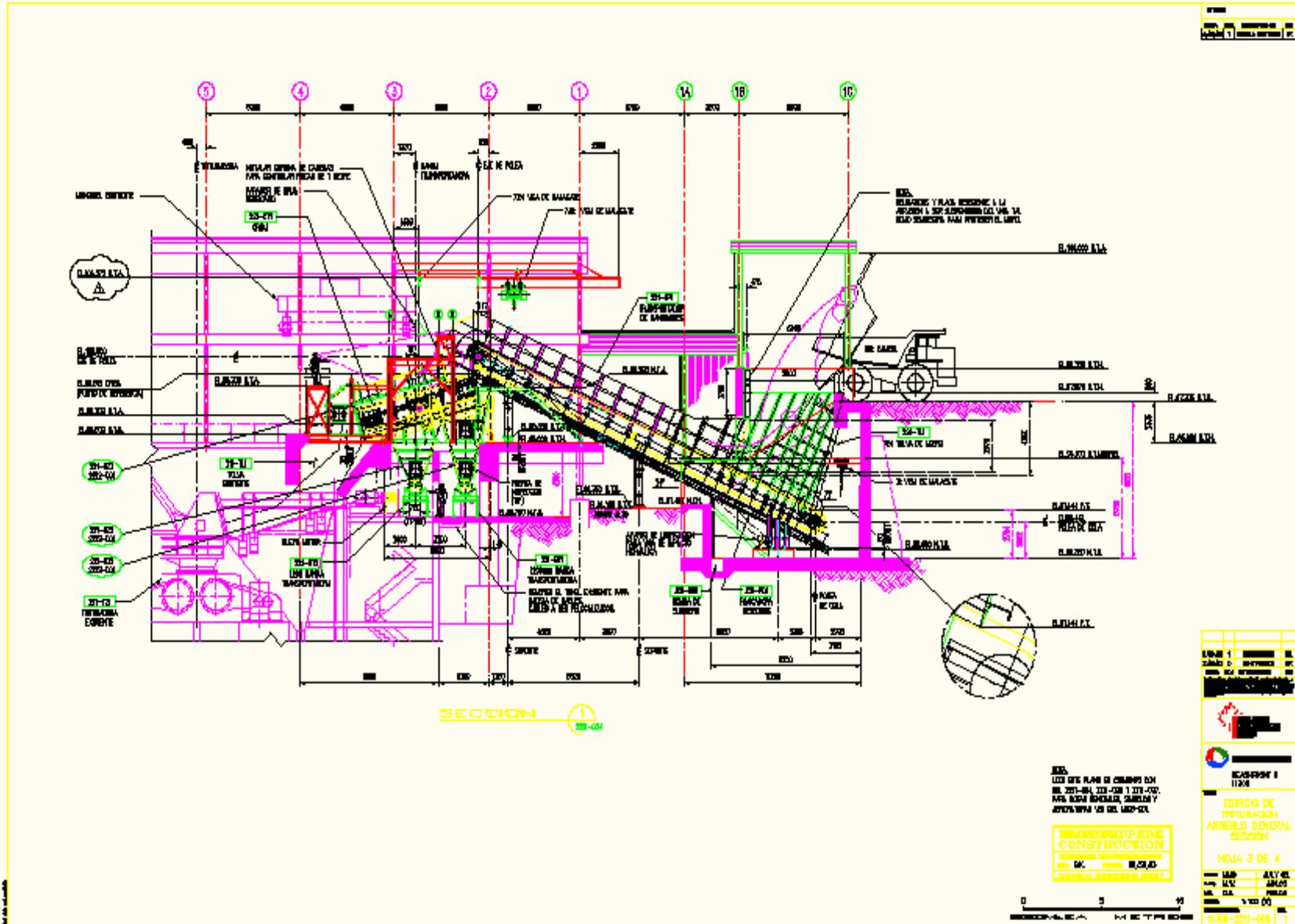
- Rodamientos FAG. Catálogo WL 41 520 SB. (1995). .
- Roylance T.F. (1966). *Engineering Design*. New York.: Pergamon Press. .
- Sagastume Gutiérrez, Pavel. (2007, July). *Análisis de las Causas de la Avería de la Criba de la Planta de Caliza de la Empresa "Cementos Cienfuegos S.A."*, Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez".
- Shigley, J.E, Mischkie. (2005). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México: Editorial McGraw Hill Interamericana.
- Spiegel L., Limbrunner G.F. (1999). *Applied Statics and Strength of Materials*. (Third Edition. .). New Jersey: Prentice Hall.
- Wilson Ch. (1997). *Computer Integred Machine Design*. New Jersey.: Prentice Hall.

## Anexos

Anexos 1



# Anexos 2

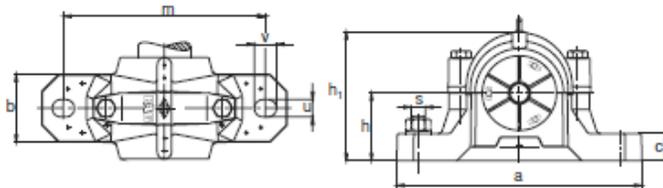


# Anexo 3

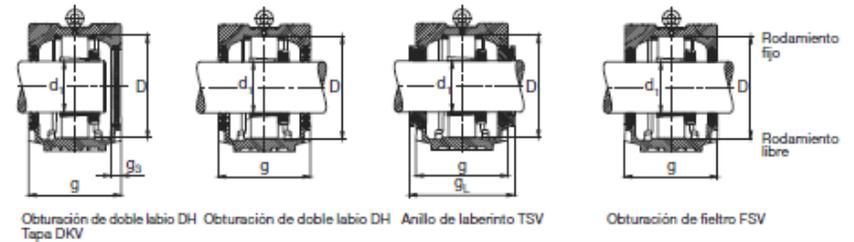
## Soportes FAG

partidos - Serie SNV

para rodamientos con agujero cónico y manguito de montaje



Soportes · Rodamientos · Accesorios

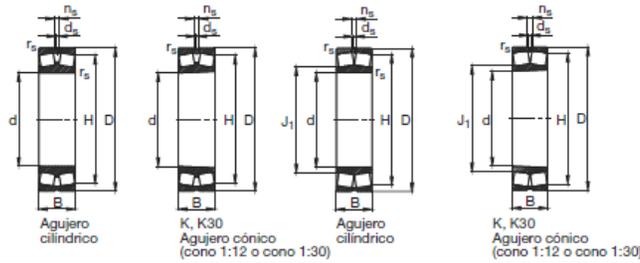


Eje	Dimensiones													Peso ~ Soporte	Soporte	Rodamiento	Manguito de montaje	Anillo de fijación 2 unidades	Obturación de doble labio	Anillo de laberinto con anillo tórico	Obtura- ción de fieltro	Tapa		
	d <sub>1</sub>	a	b	c	D	g	g <sub>1</sub>	g <sub>2</sub>	h	h <sub>1</sub>	m	u	v										s	mm
88,9	3 1/2	410	120	45	215	180	197,3	16	140	271	350	26	32	M24	1/4	24,5	SNV215	1320K.M.C3, 20320K.MB.C3	H320.308	FRM215/19,5	DH820	TSV620	FSV620	DKV215
		410	120	45	215	180	197,3	16	140	271	350	26	32	M24	1/4	24,5	SNV215	21320EK.TVPB	H320.308	FRM215/19,5	DH820	TSV620	FSV620	DKV215
		410	120	45	215	180	197,3	16	140	271	350	26	32	M24	1/4	24,5	SNV215	2320K.M.C3, 22320EK	H2320.308	FRM215/8,5	DH820	TSV620	FSV620	DKV215
90		380	110	40	180	160	177,3	16	112	223	320	26	32	M24	1/4	17	SNV180*	1220K.M.C3, 20220K.MB.C3	H220	FRM180/18	DH520	TSV520	FSV520	DKV180
		380	110	40	180	160	177,3	16	112	223	320	26	32	M24	1/4	17	SNV180*	2222EK	H320	FRM180/12	DH520	TSV520	FSV520	DKV180
		380	110	40	180	160	177,3	16	112	223	320	26	32	M24	1/4	17	SNV180*	2322ESK.TVPB	H2320	FRM180/4,85	DH520	TSV520	FSV520	DKV180
		410	120	45	215	180	197,3	16	140	271	350	26	32	M24	1/4	24,5	SNV215	1320K.M.C3, 20320K.MB.C3	H320	FRM215/19,5	DH820	TSV620	FSV620	DKV215
		410	120	45	215	180	197,3	16	140	271	350	26	32	M24	1/4	24,5	SNV215	21320EK.TVPB	H320	FRM215/19,5	DH820	TSV620	FSV620	DKV215
		410	120	45	215	180	197,3	16	140	271	350	26	32	M24	1/4	24,5	SNV215	2320K.M.C3, 22320EK	H2320	FRM215/8,5	DH820	TSV620	FSV620	DKV215
98,425	3 7/8	410	120	45	200	175	195,3	16	125	248	350	26	32	M24	1/4	21	SNV200*	1222K.M.C3, 20222K.MB.C3	H222.314	FRM200/21	DH522.314	TSV522	FSV522	DKV200
		410	120	45	200	175	195,3	16	125	248	350	26	32	M24	1/4	21	SNV200*	2222EK	H322.314	FRM200/13,5	DH522.314	TSV522	FSV522	DKV200
		410	120	45	200	175	195,3	16	125	248	350	26	32	M24	1/4	21	SNV200*	2322ESK.TVPB	H2322.314	FRM200/5,1	DH522.314	TSV522	FSV522	DKV200
100		410	120	45	200	175	195,3	16	125	248	350	26	32	M24	1/4	21	SNV200*	1222K.M.C3, 20222K.MB.C3	H222	FRM200/21	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		410	120	45	200	175	195,3	16	125	248	350	26	32	M24	1/4	21	SNV200*	2222EK	H322	FRM200/13,5	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		410	120	45	200	175	195,3	16	125	248	350	26	32	M24	1/4	21	SNV200*	2322ESK.TVPB	H2322	FRM200/5,1	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		450	130	50	240	185	203,3	18	150	298	390	28	35	M24	1	32	SNV240	21322EK.TVPB	H322	FRM240/20	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		450	130	50	240	185	203,3	18	150	298	390	28	35	M24	1	32	SNV240	2232EK	H2322	FRM240/5	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		450	130	50	240	185	203,3	18	150	298	390	28	35	M24	1	32	SNV240	2322EK	H2322.315	FRM240/5	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
100,013	3 15/16	410	120	45	200	175	195,3	16	125	248	350	26	32	M24	1/4	21	SNV200*	1222K.M.C3, 20222K.MB.C3	H222.315	FRM200/21	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		410	120	45	200	175	195,3	16	125	248	350	26	32	M24	1/4	21	SNV200*	2222EK	H322.315	FRM200/13,5	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		410	120	45	200	175	195,3	16	125	248	350	26	32	M24	1/4	21	SNV200*	2322ESK.TVPB	H2322.315	FRM200/5,1	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		450	130	50	240	185	203,3	18	150	298	390	28	35	M24	1	32	SNV240	21322EK.TVPB	H322.315	FRM240/20	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		450	130	50	240	185	203,3	18	150	298	390	28	35	M24	1	32	SNV240	2232EK	H2322.315	FRM240/5	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		450	130	50	240	185	203,3	18	150	298	390	28	35	M24	1	32	SNV240	2322EK	H2322.315	FRM240/5	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
101,6	4	410	120	45	200	175	195,3	16	125	248	350	26	32	M24	1/4	21	SNV200*	1222K.M.C3, 20222K.MB.C3	H222.400	FRM200/21	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		410	120	45	200	175	195,3	16	125	248	350	26	32	M24	1/4	21	SNV200*	2222EK	H322.400	FRM200/13,5	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		410	120	45	200	175	195,3	16	125	248	350	26	32	M24	1/4	21	SNV200*	2322ESK.TVPB	H2322.400	FRM200/5,1	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		450	130	50	240	185	203,3	18	150	298	390	28	35	M24	1	32	SNV240	21322EK.TVPB	H322.400	FRM240/20	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		450	130	50	240	185	203,3	18	150	298	390	28	35	M24	1	32	SNV240	2232EK	H2322.400	FRM240/5	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
		450	130	50	240	185	203,3	18	150	298	390	28	35	M24	1	32	SNV240	2322EK	H2322.400	FRM240/5	DH522	TSV522	FSV522	DKV200
110		410	120	45	215	180	200,3	16	140	271	350	26	32	M24	1/4	24,5	SNV215	20224K.MB.C3	H3024	FRM215/23	DH524	TSV524	FSV524	DKV215
		410	120	45	215	180	200,3	16	140	271	350	26	32	M24	1/4	24,5	SNV215	22224EK	H3124	FRM215/14	DH524	TSV524	FSV524	DKV215
		410	120	45	215	180	200,3	16	140	271	350	26	32	M24	1/4	24,5	SNV215	23224EK	H2324	FRM215/5	DH524	TSV524	FSV524	DKV215
		410	120	45	215	180	200,3	16	140	271	350	26	32	M24	1/4	24,5	SNV215	23224ESK.TVPB	H2324	FRM215/5	DH524	TSV524	FSV524	DKV215
		530	160	60	260	190	208,3	18	160	321	450	35	42	M30	1 1/4	48	SNV280	22324EK	H2324	FRM260/5	DH524	TSV524	FSV524	DKV215

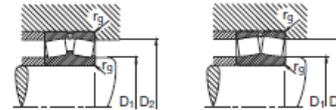
# Anexo 4

## Rodamientos FAG oscilantes de rodillos

con agujero cilíndrico y cónico



Diseño E



Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si  $C_0/P_0 \geq 8$ , ver Pág.41.

Eje	Dimensiones								Peso ...	Capacidad de carga - Factor					Velocidad límite min <sup>-1</sup>	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares			
	d	D	B	r <sub>s</sub> min	H	J <sub>1</sub>	n <sub>s</sub>	d <sub>s</sub>		din. C	e	F <sub>a</sub> /F <sub>r</sub> ≤ e Y	F <sub>a</sub> /F <sub>r</sub> > e Y	estát. C <sub>0</sub>				Y <sub>0</sub>	D <sub>1</sub> min mm	D <sub>2</sub> max	r <sub>fs</sub> max
	mm				...	...				kN				kN							
110	110	240	80	3	204,9	143	15	8	17,7	800	0,33	2,07	3,09	1060	2,03	2600	2200	22322E	124	226	2,5
	110	240	80	3	204,9	143	15	8	17,7	800	0,33	2,07	3,09	1060	2,03	2600	2200	22322E.T41A	124	226	2,5
	110	240	80	3	204,9	143	15	8	17,4	800	0,33	2,07	3,09	1060	2,03	2600	2200	22322EK	124	226	2,5
	110	240	80	3	204,9	143	15	8	17,4	800	0,33	2,07	3,09	1060	2,03	2600	2200	22322EK.T41A	124	226	2,5
	110	240	92,1	3	200,1		12,2	6,3	21,3	830	0,43	1,57	2,34	1060	1,53	2600		23322AS.MA.T41A	124	226	2,5
120	120	180	46	2	164,7		6,5	3,2	4,17	360	0,22	3,04	4,53	570	2,97	4300	3000	23024EAS.M	128,8	171,2	2
	120	180	46	2	164,7		6,5	3,2	4,09	360	0,22	3,04	4,53	570	2,97	4300	3000	23024EASK.M	128,8	171,2	2
	120	180	46	2	164,7	133,1	6,5	3,2	3,86	360	0,22	3,04	4,53	570	2,97	4300	3000	23024ES.TVPB	128,8	171,2	2
	120	180	46	2	164,7	133,1	6,5	3,2	3,67	360	0,22	3,04	4,53	570	2,97	4300	3000	23024ESK.TVPB	128,8	171,2	2
	120	180	60	2	160,4	132	6,5	3,2	5,65	455	0,29	2,3	3,42	800	2,25	3000	2200	24024ES.TVPB	128,8	171,2	2
	120	180	60	2	160,4	132	6,5	3,2	5,3	455	0,29	2,3	3,42	800	2,25	3000	2200	24024EASK30TVPB	128,8	171,2	2
	120	180	60	2	159,9		6,5	3,2	5,46	405	0,32	2,09	3,11	710	2,04	2600	2400	24024S.MB	128,8	171,2	2
	120	180	60	2	159,9		6,5	3,2	5,35	405	0,32	2,09	3,11	710	2,04	2600	2400	24024SK30MB	128,8	171,2	2
	120	200	62	2	177,3		9,5	4,8	7,7	530	0,28	2,39	3,56	780	2,34	3400	2400	23124EAS.M	131	189	2
	120	200	62	2	177,3		9,5	4,8	7,57	530	0,28	2,39	3,56	780	2,34	3400	2400	23124EASK.M	131	189	2
	120	200	62	2	177,3	136,2	9,5	4,8	7,39	530	0,28	2,39	3,56	780	2,34	3400	2400	23124ES.TVPB	131	189	2
	120	200	62	2	177,3	136,2	9,5	4,8	7,06	530	0,28	2,39	3,56	780	2,34	3400	2400	23124ESK.TVPB	131	189	2
	120	200	80	2	170,6	136,3	6,5	3,2	11,6	655	0,37	1,84	2,74	1120	1,8	2200	1600	24124ES.TVPB	131	189	2
	120	200	80	2	170,6	136,3	6,5	3,2	11,5	655	0,37	1,84	2,74	1120	1,8	2200	1600	24124EASK30TVPB	131	189	2
	120	215	58	2,1	191,9	141,8	12,2	6,3	8,84	540	0,25	2,71	4,04	720	2,65	3400	2800	22224E	132	203	2,1
	120	215	58	2,1	191,9	141,8	12,2	6,3	8,84	540	0,25	2,71	4,04	720	2,65	3400	2800	22224EK	132	203	2,1
	120	215	76	2,1	185,5		9,5	4,8	12,1	680	0,33	2,03	3,02	1000	1,98	2800	1900	23224EAS.M	132	203	2
	120	215	76	2,1	185,5		9,5	4,8	11,4	680	0,33	2,03	3,02	1000	1,98	2800	1900	23224EASK.M	132	203	2
	120	215	76	2,1	185,5	139,1	9,5	4,8	11,5	680	0,33	2,03	3,02	1000	1,98	2800	1900	23224ES.TVPB	132	203	2
	120	215	76	2,1	185,5	139,1	9,5	4,8	11,1	680	0,33	2,03	3,02	1000	1,98	2800	1900	23224ESK.TVPB	132	203	2

