



*República de Cuba
Ministerio de Educación Superior
Instituto Superior Minero Metalúrgico
"Dr. Antonio Núñez Jiménez"
Facultad Metalurgia y Electromecánica
Departamento de Ingeniería Mecánica*

Trabajo de Diploma

En opción al Título de Ingeniero Mecánico

TÍTULO: Diseño de las cadenas de tracción del transportador de rastrillos para el acarreo de mineral laterítico reducido

AUTOR: Deuel Díaz Delgado

TUTORES: Dr. C. Roberto Johan Sierra Pérez

Ms. C. Geovany Ruiz Martínez

Moa – 2013

"Año 55 de la Revolución"

Declaración de Autoridad

Yo: Deuel Díaz Delgado

Autor de este trabajo de diploma, certifico su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa “Dr. Antonio Núñez Jiménez” y de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara, los cuales podrán hacer uso del mismo con la finalidad que estimen conveniente.

Deuel Díaz Delgado
Autor

Dr. C. Roberto Johan Sierra Pérez
Tutor

Ms. C. Geovany Ruiz Martínez
Tutor



Pensamientos

Porque Jehová da la sabiduría, y de su boca viene el conocimiento y la inteligencia.

Verso bíblico

En este periodo de construcción del Socialismo podemos ver al hombre nuevo que va naciendo. Su imagen no está todavía acabada; no podría estarlo nunca, ya que el proceso marcha paralelo al desarrollo de formas económicas nuevas.

Ernesto Guevara

Agradecimientos

Mis agradecimientos a quienes de manera desinteresada ayudaron a la realización de este trabajo y en especial:

A mi Dios,

A mi Padre incondicional Reydel Díaz Rosell,

A mi madre Ruth Yaquelin Delgado Tito,

A mis hermanos, Lisbeth, Dianelis y al pequeño Moisés,

A todos mis amigos y compañeros que contribuyeron con la realización de esta Tesis: Eider, Miguel, Gleidis, Dionnis, Alejandro Fidel, Rubennis,

A mis tutores Dr. C. Roberto Johan Sierra Pérez y Ms.C. Geovany Ruiz Martínez,

Al profesor Dr. C. Tomás Fernández Columbié,

A todos, muchas gracias.

Dedicatoria

Dedico todo el esfuerzo de estos cinco años:

A mi Señor y Salvador Jesucristo, por todo lo que me ha dado, por ser mi esperanza y porque verdaderamente separado de Él nada puedo hacer.

A mis padres Reydel y Ruth Yaquelin, por su apoyo incondicional y por darme su amor.

A mi amada novia Marlen, por su comprensión, por su paciencia, por alentarme en los momentos difíciles.

A mis tutores Dr. C. Roberto Johan Sierra Pérez y Ms.C. Geovany Ruiz Martínez, por su confianza en mi para la realización de este trabajo, por su ayuda sin condiciones y por su tiempo prestado.

A los profesores y amigos Tomás, Yoalbis y Yodelkis por toda su ayuda prestada.

A todos los profesores del departamento de Mecánica del Instituto, por formarme como profesional durante la carrera.

A mis compañeros de aula, a mis amigos, a mi familia y a todos los que hicieron posible la realización de este sueño.

RESUMEN

La correcta proyección y selección de los transportadores de rastrillos permite lograr la explotación de estos equipos al máximo de sus capacidades, lo que solo es posible si sus condiciones de trabajo han sido correctamente seleccionadas y calculadas. Las principales fallas del transportador de tornillo sin fin que transporta el mineral reducido caliente en la empresa Comandante Ernesto Che Guevara consisten en desalineación, fracturas de partes metálicas y apriete excesivos. Como resultado, la dirección técnica de la empresa decidió sustituir el Jacoby por un transportador de rastrillos traccionado por cadenas, para lo cual es necesario seleccionarlas y diseñarlas.

Para ello se consultó bibliografía certificada y actualizada sobre el objeto en cuestión; se determinó el ancho y la altura de la canal del transportador en función de la productividad requerida, las cuales nos sirvieron para el cálculo posterior de los demás parámetros constructivos. Se logró seleccionar la cadena para el transportador, siendo esta una cadena de planchetas y se simuló el comportamiento de las paletas de arrastre, arrojando resultados satisfactorios.

El costo de inversión del trabajo es de 56 619,14 CUC, por lo que resulta conveniente realizar la sustitución del Jacoby, ya que según Rodríguez (2011), por concepto de paradas la fábrica tiene una pérdida de 280 896,00 CUC. El análisis ambiental mostró que las principales afectaciones producidas al medio son producidas por el material transportado y por la emisión de ruido del transportador.



ABSTRACT

The correct projection rakes transporters can exploit the best of their abilities, this is only possible if their working conditions are properly selected and calculated. The main failures screw conveyor that carries the ore reduced the company Commander Ernesto Che Guevara lie in misalignments, broken metal parts and excessive tightening. In fact, the technical direction of the company decided to replace Jacoby for rakes pulled by conveyor chains, which is necessary to select and design them. To achieve renewed legalized bibliography consulted about the object in question, the main parameters were set in the same building and was reached for selecting conveyor chain, this being a chain planchets. The investment cost of the work is 56 619.14 CUC, so it is advantageous to carry out the replacement of Jacoby, since according to Rodriguez (2011), stops by the factory concept has a drop of 280 896.00 CUC. The environmental analysis stated that the main effects are produced by means of goods to be transported and the carrier noise emission.

ÍNDICE

Contenido	Páginas
INTRODUCCIÓN	I
CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN	1
1.1. Introducción.....	1
1.2. Descripción del flujo tecnológico.....	1
1.3. Generalidades de los transportadores de rastrillos.....	4
1.3.1. Características de los transportadores de rastrillos sumergidos.....	9
1.4. Generalidades de las transmisiones por cadenas.....	10
1.5. Transmisiones por cadenas para transportadores.....	16
1.6. Materiales empleados en el diseño de transmisiones por cadenas.....	21
1.6.1. Recomendaciones para el diseño de las transmisiones por cadenas.....	22
1.7. Características del material transportado.....	25
1.8. Conclusiones del capítulo 1.....	26
CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS	27
2.1. Introducción.....	27
2.2. Orden de cálculo para la proyección de un nuevo transportador.....	27
2.3. Metodología de cálculo para determinar los parámetros tecnológicos.....	28
2.4. Selección del material para la cadena de tracción.....	35
2.5. Selección de las cadenas de tracción.....	36
2.5.1. Metodología de cálculo para la selección de las cadenas.....	38
2.6. Simulación por el Método de Elementos Finitos.....	42
2.6.1. Algoritmo para la simulación (ANSYS versión 11.0).....	43
2.7. Conclusiones del capítulo 2.....	43
CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	44
3.1. Introducción.....	44
3.2. Resultados del cálculo del transportador de rastrillos.....	44
3.3. Resultados del cálculo de la selección de las cadenas de tracción.....	48
3.4. Resultados de la simulación por el Método de Elementos Finitos.....	50
3.5. Valoración económica.....	53



3.6. Análisis del impacto ambiental.....	56
3.7. Conclusiones del capítulo 3.....	58
CONCLUSIONES GENERALES.....	59
RECOMENDACIONES.....	60
BIBLIOGRAFÍA	-
ANEXOS	-

INTRODUCCIÓN

En los últimos años nuestro país se ha propuesto actualizar su modelo económico con el objetivo de garantizar la continuidad del Socialismo, el desarrollo económico de la nación y la elevación del nivel de vida de la población. La producción de níquel representa una de las mayores posibilidades para el desarrollo de la economía cubana por su importancia comercial en el mercado internacional.

Entre las tareas priorizadas está el mejoramiento de la posición de la industria del níquel en los mercados mediante el incremento de la producción, elevación de la calidad de sus productos y reducción de los costos, logrando una mejor utilización de los recursos minerales y mejorando las instalaciones industriales. Para cumplir esto a mediano y largo plazo se requiere que paralelamente al crecimiento progresivo de la producción al perfeccionar su tecnología, se cambien los parámetros y regímenes de producción en el equipamiento tecnológico actual para explotar de una forma más estable y eficiente las grandes reservas de recursos minerales existentes en los yacimientos niquelíferos de la región oriental de Moa y se perfeccione el sistema de extracción minera, lo que garantizará la existencia de un proceso productivo satisfactorio.

El empleo de los transportadores hace posible la circulación suave del mineral a través de una planta, sincronizando operaciones y moviendo grandes cantidades del mineral sin el agobiante esfuerzo humano, lo que contribuye a obtener menores costos de producción y un menor consumo energético en la empresa.

Los transportadores en la empresa se pueden encontrar de diversas formas, desde equipos de bandas hasta de cadenas, de alimentadores a descargadores, de elevadores de cangilones hasta unitarios. Todos ellos acarrearán materiales a cualquier distancia, manejan materiales finos, ligeros, calientes o cargas muy pesadas. Un ejemplo lo encontramos en la planta de preparación de mineral llamada comúnmente Secaderos, donde se emplean varios de los tipos de máquinas transportadoras que existen en el mundo, pues en ellas, a lo largo del proceso de secado del mineral se van a emplear transportadores de banda, de tablillas y de rastrillos.

En la planta los transportadores de banda van a tener un mayor empleo que los demás, pues son los encargados de suministrar y distribuir el mineral en el depósito de

homogenización, reciben el mineral que descargan las grúas del depósito exterior e inician el trayecto hacia los secaderos y recogen el mineral que descargan los secaderos y lo inician en la transportación hacia los molinos, donde nuevamente son usados para alimentar a los molinos de bola con el mineral que reciben de las tolvas.

Los transportadores de tablillas se usan para dosificar el nivel del mineral a la correa que alimenta a los secaderos, el mineral lo reciben por medio de las grúas del depósito interior o de los transportadores de banda.

Los transportadores de rastrillo transportan el mineral que se descarga en ellos proveniente de los electrofiltros, hacia los transportadores de paletas que descargan su contenido en las tolvas de mineral que alimentarán a las bombas de transporte neumático, que son las encargadas de conducir el mineral hacia las tolvas de producto final de los molinos.

La correcta proyección y selección del tipo de transportador permite lograr la explotación de estos equipos al máximo de sus posibilidades, esto solo es posible si sus condiciones de trabajo han sido correctamente seleccionadas y calculadas para su posterior diseño y explotación. La eficiencia en el trabajo de estas máquinas es un factor de gran importancia en la producción de la fábrica, pues de ella va a depender el alcanzar los planes de producción que se hallan trazado.

Del conjunto de máquinas de transporte continuo que laboran en esta empresa, nos enmarcaremos en este trabajo en el transportador de rastrillos que se va a emplear en el transporte del mineral desde los Hornos de Reducción hasta los enfriadores de mineral.

Situación problemática

El sistema de transporte del mineral laterítico caliente reducido desde los Hornos de Reducción hasta los enfriadores de mineral flotantes en una piscina de agua se realiza por medio de los transportadores de tornillo sin fin o Jacoby, el que presenta irregularidades en su explotación. Las principales fallas consisten en desalineación, grandes consumos energéticos, fracturas de partes metálicas, aprietes excesivos, etc. Como resultado, la dirección técnica de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara decidió sustituir el Jacoby por un transportador de rastrillos traccionado por cadenas, por lo que es necesario diseñar las mismas para su posterior construcción en la empresa Mecánica del Níquel.

Problema

Desconocimiento de los parámetros tecnológicos del transportador de rastrillos que se instalará en la planta de Hornos de Reducción en la empresa Comandante Ernesto Che Guevara para sustituir al transportador de tornillo sin fin (Jacoby), que dependen de la productividad del mineral laterítico reducido caliente y de las propiedades físico-mecánicas del material transportado; es decir, la granulometría, la masa volumétrica, el ángulo del talud, así como del tipo y cantidad de rastrillos y la distancia de transportación de la carga que permiten el diseño y selección del tipo de cadena de tracción a emplear.

Objeto de estudio

Transportador de rastrillos

Campo de acción

Diseño de sistemas de tracción por cadenas

Hipótesis

El establecimiento de los parámetros tecnológicos del transportador de rastrillos que se instalará en la planta de Hornos de Reducción en la empresa Comandante Ernesto Che Guevara para sustituir al transportador Jacoby, en función de la productividad nominal del mineral laterítico reducido caliente, de las propiedades físico-mecánicas del material transportado; es decir, la granulometría, la masa volumétrica, el ángulo del talud, así como del tipo y cantidad de rastrillos y la distancia de transportación; permitirán el diseño y la selección del tipo de cadenas de tracción a emplear, con el mínimo consumo energético.

Objetivo general

Proponer el diseño y la selección del tipo de cadenas de tracción para el transportador de rastrillos que se instalará en la planta de Hornos de Reducción de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara en sustitución del transportador Jacoby empleado para el acarreo de mineral laterítico reducido caliente.

Objetivos específicos

1. Determinar los parámetros tecnológicos que permiten el diseño del transportador de rastrillos que transporta el mineral desde la salida de los Hornos de Reducción hasta

los enfriadores del mineral reducido en la empresa Comandante Ernesto Che Guevara.

2. Realizar el diseño de las cadenas que utilizará el transportador de rastrillos que transporta el mineral desde la salida de los Hornos de reducción hasta los enfriadores del mineral reducido en la empresa Comandante Ernesto Che Guevara.
3. Determinar los parámetros técnicos y económicos que permiten evaluar la factibilidad de los resultados obtenidos en el presente trabajo.

Tareas

1. Realizar búsqueda bibliográfica sobre las características técnicas y parámetros constructivos que se establecen para la selección y fabricación de las cadenas para los transportadores de rastrillos.
2. Adaptar las condiciones de la metodología de cálculo a las condiciones de explotación del transportador de rastrillos que transportará el mineral desde la salida de los Hornos de Reducción hasta los enfriadores del mineral reducido en la empresa Comandante Ernesto Che Guevara.
3. Identificar los principales parámetros e indicadores técnicos y económicos que permiten valorar la factibilidad de los resultados obtenidos relacionados con la sustitución del transportador de tornillo sin fin por un transportador de rastrillos para el transporte de mineral desde la salida de los Hornos de Reducción hasta los enfriadores del mineral reducido en la empresa Comandante Ernesto Che Guevara.
4. Exponer los efectos que tiene sobre el medio ambiente el transportador de rastrillos que transportará el mineral desde la salida de los Hornos de Reducción hasta los enfriadores del mineral reducido en la empresa Comandante Ernesto Che Guevara.

CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Introducción

Las máquinas de transporte continuo constituyen uno de los principales eslabones del proceso tecnológico tanto en las canteras, plantas de beneficio, talleres, almacenes, así como en las plantas de procesos metalúrgicos. Su objetivo consiste en el traslado de la carga desde un punto a otro, creando un flujo de masa o volumen de determinada potencia y dirección. Especial importancia tiene el transporte de mineral laterítico procesado, los materiales de construcción, entre otros. En tal sentido este capítulo tiene como **objetivo**:

Establecer los fundamentos teóricos que permiten identificar las peculiaridades de diseño de los transportadores de rastrillos, así como las propiedades físico mecánicas del material a transportar.

1.2. Descripción del flujo tecnológico

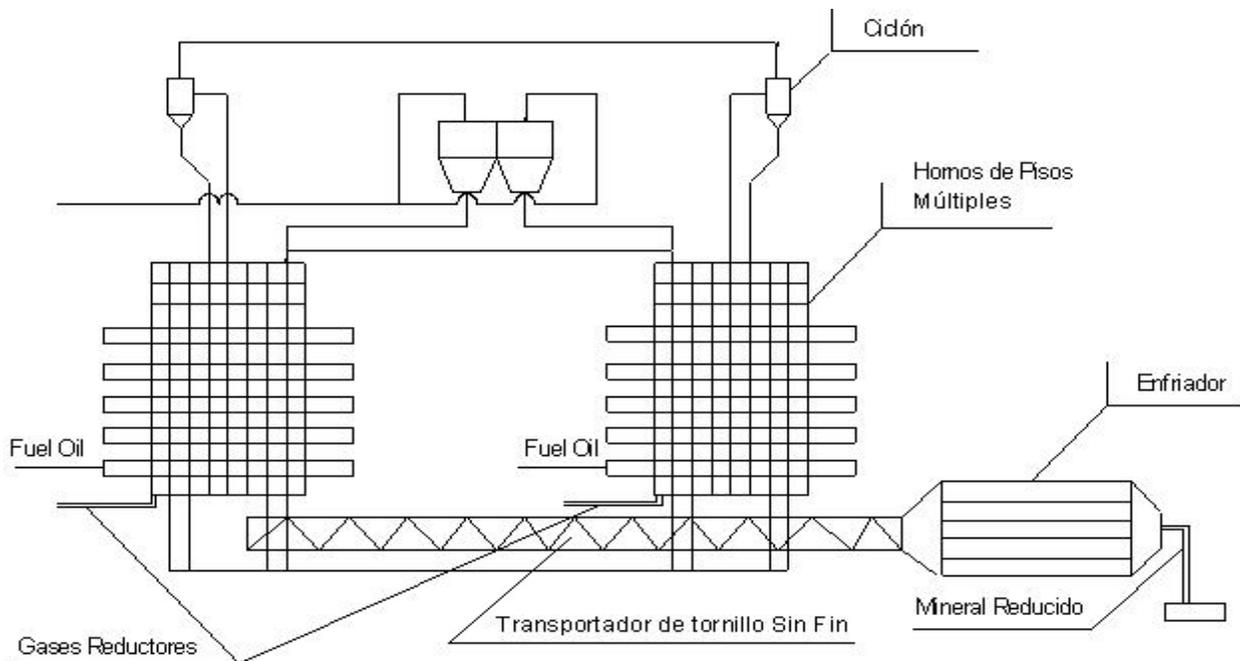


Figura 1.1. Flujo tecnológico de la planta Hornos de Reducción.

Según Pérez (2012), esta planta está compuesta por un total de 24 hornos de hogares o soleras múltiples agrupados en 3 lozas de 8 hornos cada una. La homogenización y arrastre de la carga dentro del horno se garantiza con un sistema de 68 brazos (4 en cada

hogar) acoplados a un árbol central hueco. Los brazos tienen dispuestos dientes o paletas inclinadas que propician la descarga del mineral por la periferia, en los pares, o por el centro del horno, en los hogares impares, en forma de zigzag. El proceso de reducción se efectúa en un horno de hogares múltiples tipo ПМ 17 К – 6,8 de 23,5 m de alto y 6,8 m de diámetro. El objetivo del proceso que se realiza en esta planta es reducir el óxido de níquel a níquel metálico, haciéndolo apto para la lixiviación amoniaca.

El mineral antes de ser sometido al proceso de reducción se somete a un proceso de secado y molienda en la planta de preparación del mineral. En esta planta al mineral se le elimina la humedad hasta un 4 % aproximadamente y se muele hasta una fineza de 0,074 mm. También en los transportadores de banda se alimenta alrededor de 2,9 % de petróleo tecnológico, por lo que se logra una homogenización bastante completa con la desventaja de una pérdida de combustible en el trayecto hasta su alimentación.

El mineral, después de pasar por la sección de molienda, es enviado mediante transporte neumático a los silos (225 – SI) como forma de almacenaje, los cuales tienen una capacidad de 1500 t cada uno, lo que facilita una operación en los hornos de unas 16 horas. En la sección de los silos se encuentran 9 bombas tipo TA – 36 (225 – BO) de una capacidad de 120 m³/h, mediante las cuales el mineral es bombeado hasta las tolvas de los hornos (225 – TV), que son 12 en total, dispuestas una para cada dos hornos. Estas tolvas permiten realizar una operación de 8 horas en cada horno.

Una vez que el mineral está en las tolvas, pasa a los dosificadores de pesaje automático (225 – BA – 201), que son los equipos encargados de garantizar una alimentación uniforme al horno a través del pesaje que este realiza de acuerdo al tonelaje fijado; estos equipos tienen una capacidad de hasta 22 t/h. Después que el mineral es pesado, se produce la descarga del mismo al sin fin alimentador (225 – TR – 202), el cual transporta el mineral al horno, hacia el hogar cero.

El mineral una vez dentro del horno, es sometido al proceso de reducción. Este proceso es eminentemente endotérmico y se logra estableciendo un perfil de temperatura dentro del mismo y una concentración determinada de gases reductores (CO – H₂); para ello el horno dispone de 9 cámaras de combustión dispuestas en los hogares 15, 12, 10, 8 y 6 con

quemadores de alta presión para la combustión incompleta del petróleo, el cual permite, además de lograr el perfil de temperatura, enriquecer la atmósfera reductora.

Los gases que salen del horno arrastran consigo partículas muy finas de mineral, las cuales se hace necesario recuperar para evitar mayores pérdidas en el proceso, para ello, esta planta cuenta con un sistema de limpieza de gases formado por un grupo de 6 ciclones en cada horno, 12 electrofiltros y un electrofiltro en la sección de los silos para la purificación del aire del transporte neumático y del aire de succión de las tolvas.

De los hornos el mineral recuperado en la batería de ciclones cae por gravedad al horno a través del hogar 0. El mineral que se recupera en los electrofiltros es transportado por unos transportadores de paleta hacia una tolva, debajo de la cual se encuentran unas bombas neumáticas de 120 t/h de capacidad, las cuales envían el mineral hacia las tolvas de los molinos para más tarde ser bombeado hacia los silos, formando así el reciclo. La presión del aire utilizado en las cámaras de combustión es de 14 kPa, facilitado por el uso de ventiladores centrífugos capaces de mantener una operación estable en el área; cada bloque cuenta con tres de ellos, dos en operación y uno de reserva.

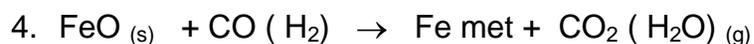
El mineral en su descenso es sometido a un perfil ascendente de temperatura que permite un calentamiento gradual, a la vez que penetra en un perfil gaseoso que garantiza un aumento en la concentración de reductores. La atmósfera reductora es controlada mediante la relación CO_2 / CO en H – 10, que debe ser de 1,2 %.

Tabla 1.1. Perfil típico de temperatura del proceso.

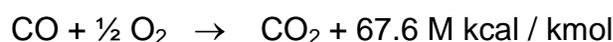
Hogar	H0	H4	H6	H7	H9	H11	H13	H15
T - Gas	350 °C	720 °C	690 °C	695 °C	710 °C	720 °C	740 °C	760 °C

En estas condiciones es posible el desarrollo de las reacciones de reducción a pesar del corto tiempo de retención del mineral en el horno (90 min).

1. $NiO_{(s)} + CO (H_2) \rightarrow Ni \text{ met} + CO_2 (H_2O)_{(g)}$
2. $3Fe_2O_3_{(s)} + CO (H_2) \rightarrow 2Fe_3O_4 + CO_2 (H_2O)_{(g)}$
3. $Fe_3O_4_{(s)} + CO (H_2) \rightarrow 3 FeO + CO_2 (H_2O)_{(g)}$



Esta operación se complementa con la introducción de aire en los hogares 4 y 6 (2000 m³/h) para la postcombustión de los gases con un cierto contenido de CO y H₂ no consumidos en la reacción química, para evitar un incremento de las concentraciones de los mismos en el sistema de limpieza de gases (precipitador electrostático), al mismo tiempo se aprovecha el calor de la reacción exotérmica liberado en la combustión para facilitar el perfil de temperatura ideal en el horno.



Después de reducido el óxido de níquel y los óxidos superiores de hierro a Ni metálico y Fe metálico según las reacciones anteriores (1, 2, 3, 4), el mineral es descargado del horno al transportador rotatorio (225 – TR – 207), a su vez, este entrega el mineral a una temperatura de 650 – 700 °C al enfriador (225 – EN –208) el cual tiene el objetivo de enfriar el mineral hasta una temperatura por debajo de los 200 °C. Para ello se utilizan unas paletas y los carros raspadores, los cuales se encargan de remover el mineral y raspar la superficie interior del enfriador evitando así que el mineral se pegue e interfiera en el proceso de transferencia o intercambio de calor. El enfriador rota sobre la piscina de agua. El agua de la piscina debe salir a una temperatura no menor de 70 °C y es enviada mediante bombas hacia la planta de agua.

El mineral que sale del enfriador cae a una de las canales de Lixiviación (225 – CD – 211 y 212), por donde se introduce una corriente de una solución de carbonato amoniacal formando una pulpa que va a los tanques de contacto (225 – TK – 213), los cuales tienen una capacidad de 70 m³. Esta pulpa es bombeada a la planta de lixiviación y lavado a través de las bombas instaladas (225 – BO – 214).

1.3. Generalidades de los transportadores de rastrillos

Según Maldonado *et al.* (1998), los transportadores de rastrillo son máquinas de transporte continuo que se utilizan para transportar la carga en ramales horizontales e inclinados, tienen un canal estacionario abierto, una o dos cadenas unidas a las estrellas motrices y de tensado. Los rastrillos fijos a las cadenas y su desplazamiento por el canal

garantizan el desplazamiento del material a transportar, sin que se produzcan paradas entre la carga y descarga. El órgano de trabajo en estos transportadores es la cadena con rastrillos, los cuales se sitúan transversalmente al órgano de tracción con un paso determinado.

A diferencia del transportador de banda o el transportador de tablillas, donde el material a transportar se traslada sobre el órgano de tracción, en el transportador de rastrillo la carga es arrastrada sobre un canal o conducto fijo a la solución estructural de dicha máquina. Las cargas que se transportan son materiales a granel que fluyan fácilmente como polvos, granulados, entre otros. Los materiales muy húmedos, pegajosos, viscosos y frágiles no son transportados eficientemente (Oriol, 1988).

Según el mismo autor, Oriol (1988), de acuerdo con la forma constructiva de los rastrillos, los transportadores se dividen en dos grupos en los cuales el principio de funcionamiento difiere poco entre ellos. En el primer grupo se encuentran los transportadores con rastrillos completos, altos, rectos y tubulares, donde la carga es arrastrada a lo largo del canal o conducto en porciones independientes. En el segundo grupo se encuentran los transportadores de rastrillo perfilados, donde la carga es arrastrada por un flujo continuo que llena toda la sección del canal o conductos o la mayor parte de este.

Martínez (1995), plantea que la carga se puede realizar en cualquier punto de la traza y las descargas por medio de un agujero en el fondo del canal de transportación. La transportación se realiza por la parte inferior o superior. También se puede realizar por ambas partes al mismo tiempo.

El principio de funcionamiento de este transportador se basa en un sistema motor que proporciona movimiento a la catalina motriz y esta a su vez al órgano de tracción, el cual se va a desplazar por un canal o conducto fijo a la estructura; el material a transportar se recibe por una o varias tolvas y se depositan en el canal por donde los rastrillos lo desplazan hasta ser descargado a través de aberturas hechas en el canal o conducto a lo largo de la traza (Maldonado *et al.* 1998).

Según Blanco (2008), para lograr una adecuada selección de un equipo de transporte continuo se debe tener en cuenta, además de sus funciones y características, las principales ventajas y desventajas que ofrece el equipo.

Ventajas

- Simpleza en el diseño
- Fácil carga y descarga
- Posibilidad de transportar la carga en sentido contrario
- Hermeticidad (sumergidos).

Desventajas

- Desgaste de las cadenas, canal y rastrillos
- No se puede transportar materiales triturables (altos)
- Alto consumo de energía.

Estos transportadores se pueden clasificar según la forma de los rastrillos en completos o perfilados, y según la altura en altos o cortos. Los transportadores con rastrillos cortos o sumergidos se utilizan para la transportación horizontal o inclinada. La carga se desplaza por el canal en forma de vena continua cuya altura supera de 2 a 6 veces la altura de los rastrillos, esto es posible debido a una mayor fricción entre las partículas (carga), la cadena y los rastrillos con las paredes y el fondo del canal. Los transportadores de rastrillos altos alcanzan hasta 60° de inclinación, 100 m de longitud y una productividad de 7000 kg/h. (Maldonado *et al.* 1998).

Según Oriol (1988), cuando se emplean rastrillos altos o cortos la velocidad de transportación está en el rango de 0,1 a 0,63 m/s y cuando se emplean rastrillos tubulares el rango es de 0,1 a 0,4 m/s. Las partes componentes de un transportador de rastrillos son, generalmente, una canal o conducto, fijo a la estructura, a lo largo de la cual se mueve el órgano de tracción, que casi siempre es de cadena y en la cual se acoplan los rastrillos. También consta de un conjunto de elementos constituido por un sistema de accionamiento donde se encuentran el motor, el reductor y un sistema de atesado.

Descripción de las partes componentes del transportador de rastrillos

Oriol (1988), plantea que en los transportadores de rastrillo perfilados (sumergidos) se usa una sola cadena, mientras que en las del tipo completo (parciales) ya sean altas o cortas

se usa una o dos cadenas. El uso de más de una cadena se fundamenta en el esfuerzo de tracción necesario y en el ancho del rastrillo, prevaleciendo este último, para lograr una posición equilibrada del rastrillo. Para rastrillos con anchos de 300 – 400 mm se usa una cadena y para mayores anchos se usan dos cadenas.

También plantea Oriol (1988), que en los transportadores con rastrillos completos se usan cadenas de planchetas del tipo BK Γ con pasos entre 160 – 400 mm para rastrillos altos y entre 160 – 200 mm para rastrillos del tipo corto. En los rastrillos tubulares se usan cadenas soldadas; en los perfilados se usan cadenas especiales que tienen diversas formas constructivas. Generalmente el eslabón de la cadena y el rastrillo constituyen una sola pieza.

Los transportadores de rastrillo constan de diferentes partes componentes, a continuación relacionamos las principales:

- **Estructura**

Las soluciones estructurales de un transportador de rastrillo son de fácil diseño; sí es necesario tener en cuenta que el material se desplazará sobre el canal o conducto que está fijo a la estructura a partir de la fuerza de arrastre que le imprimirán los rastrillos. Por esta razón el canal o conducto estará sometido a una constante fricción y desgaste. El resto de la estructura se construye con perfiles laminados, los tipos dependen de la capacidad y la carga para la cual se vaya a diseñar el transportador.

- **Rastrillos**

Son los encargados de arrastrar la carga por el canal o conducto. Las formas más usadas de rastrillos completos del tipo alto se construyen de planchas de acero soldadas o estampadas de 4 a 6 mm, cuando el ancho es menor de 320 mm pueden construirse de plástico.

La altura de los rastrillos se toma de dos a cuatro veces menor que su ancho. Los valores mayores son correspondientes a mayores anchos de rastrillos. El paso de los rastrillos para cargas en pedazos grandes debe ser mayor que el más voluminoso de estos pedazos. Para el resto de las cargas el paso se toma igual a dos pasos de la cadena utilizada. En los transportadores tubulares, los rastrillos se fabrican de acero, hierro

fundido, plástico o goma con un grosor de 10 a 20 mm. En ellos la fijación puede ser central o lateral.

- **Canal o conducto**

Está formado por secciones que se unen sucesivamente unas con otras y cuya cantidad se determina por la longitud del transportador, como se muestra en la figura 1.2. Las secciones generalmente tienen sección transversal rectangular, la longitud de las mismas no es mayor de tres metros.



Figura 1.2. Ejemplos de canales de transportadores de rastrillos.

La construcción de las secciones, por regla general, es desarmable y garantiza el acceso al transportador en cualquier parte del mismo. Los conjuntos que forman el canal se unen mediante bridas con pernos, con lo que se garantiza la rapidez de las uniones, así como la hermeticidad al agua y al polvo. El canal de los transportadores verticales y muy inclinados se diferencia por la presencia de un tabique continuo por toda longitud, el tabique separa la parte de trabajo del canal de la parte libre.

Los canales se construyen de planchas de acero, soldadas o estampadas de 4 a 6 mm de espesor. Durante la transportación de cargas abrasivas, el fondo del canal se reviste con materiales resistentes al desgaste. El canal se monta por secciones de 3 a 6 m de longitud. El espacio entre rastrillos y el canal se toma de 5 a 15 mm, en dependencia de la granulometría del material. Cuando se emplean rastrillos tubulares se utilizan tubos normalizados con diámetros exteriores de 108 a 219 mm y paredes de 3 a 6 mm. Las secciones son de 4 a 6 m y se unen por tornillos.

- **Sistema de atesado**

En todos los transportadores de rastrillos se emplean los atesadores de tornillo y tornillo muelle. El desplazamiento para el ajuste debe ser mayor de 1.6 veces el paso de la

cadena. El sistema de atesado cuando se utilizan rastrillos altos, además de todas las funciones conocidas, garantiza la estabilidad del rastrillo.

- **Sistema propulsor**

El sistema de transmisión del transportador de rastrillo es similar al de banda, la diferencia entre ambos radica en la utilización de catalinas en vez de tamboras. Las catalinas se construyen de acero o hierro fundido. El montaje debe ser exacto para lograr que estén bien alineadas y que exista una coincidencia en la posición de los dientes de las ruedas y el tiraje de ambas cadenas sea uniforme. Si el transportador que se diseña solamente tiene una cadena en su sistema de propulsión se deben cumplir las condiciones anteriores.

1.3.1. Características de los transportadores de rastrillos sumergidos

Según Pis (2005), los transportadores que trabajan por el principio de arrastre continuo son más perspectivas. Estos, con igual productividad, tienen dimensiones transversales considerablemente más pequeñas que los transportadores de rastrillos altos debido a la mejor utilización del volumen del canal. La disminución de las dimensiones transversales de los transportadores mejora sus características y disminuye su costo.

Las ventajas del empleo de los transportadores de rastrillo sumergidos son:

1. La hermeticidad de la canal y en relación con esto, ausencia de formación de polvo, de pérdida del material a transportar y de suciedad del mismo.
2. La posibilidad de cargar y descargar en varios puntos de la traza.
3. La posibilidad de transportar materiales calientes.

Según Oriol (1988), el ángulo de inclinación es generalmente hasta 30° , ya que un incremento en el gradiente causa una considerable reducción de la capacidad nominal de trabajo.

Según Blanco (2008), los transportadores de rastrillos sumergidos van a clasificarse de acuerdo a la forma de su traza. Estos pueden ser: transportadores horizontales, horizontales levemente inclinados, horizontales muy inclinados, en forma de Z y en forma de L; como se muestra en la figura 1.3.

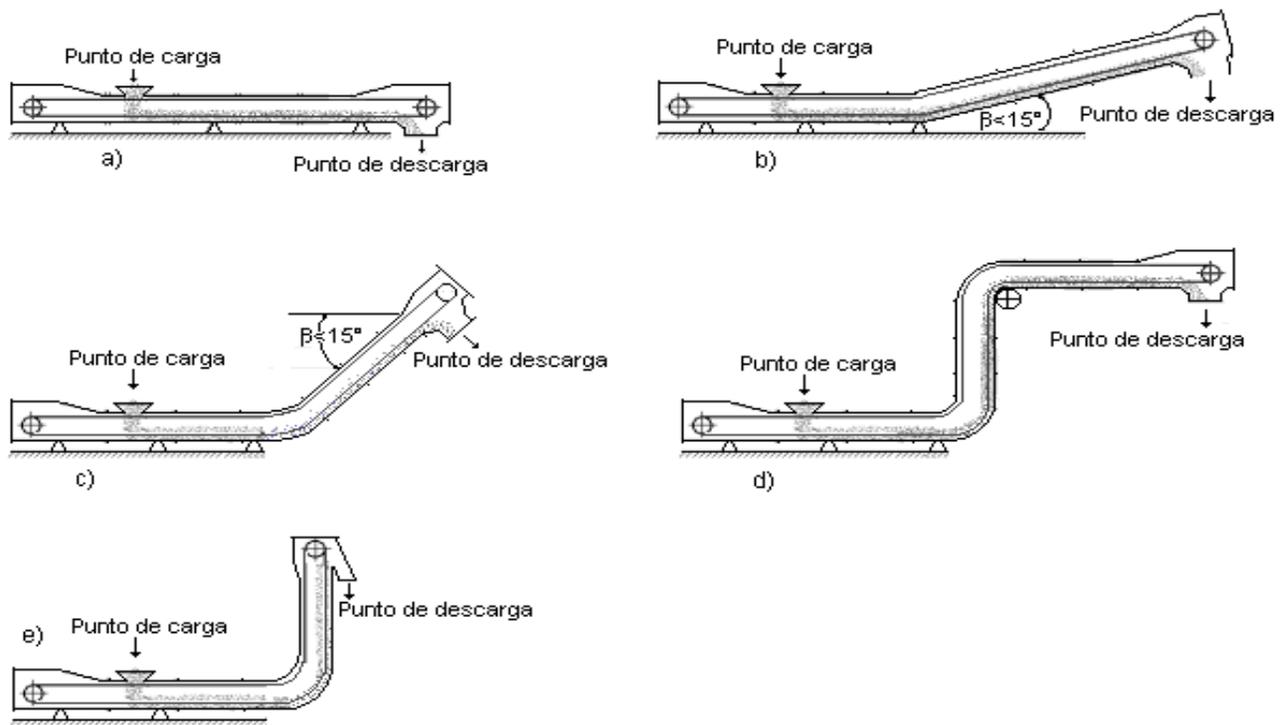


Figura 1.3. Clasificación de los transportadores de rastrillos: a) horizontales; b) horizontales levemente inclinados; c) horizontales muy inclinados; d) en forma de Z; e) en forma de L.

Los transportadores con rastrillos sumergidos se emplean, por regla general a manera de instalaciones fijas, pero algunas veces se emplean en calidad de instalaciones móviles o portables (Pis, 2005).

1.4. Generalidades de las transmisiones por cadenas

Según Odetto (2001), en muchos casos en que no pueden utilizarse las transmisiones por correa, estas se pueden sustituir por las de cadenas, constituidas por cadenas de eslabones articulados que se adaptan a ruedas dentadas las cuales hacen el efecto de poleas, formando un engrane. Es aplicable cuando las distancias entre los centros de los árboles conductor y conducido es demasiado corta para usar correas y demasiado largas para utilizar engranajes.

Dentro de las transmisiones flexibles, las transmisiones por cadenas son las más empleadas cuando se demanda grandes cargas en los accionamientos con alta eficiencia y sincronismo de velocidad en los elementos de rotación (González *et al.*, 2000). Según el mismo autor, las transmisiones por cadenas se emplean fundamentalmente, en accionamientos con árboles dispuestos a mayor distancia entre centros que los

engranajes de ruedas cilíndricas con ejes paralelos. Para relaciones de transmisión hasta seis, aunque pudieran emplearse como máximo hasta diez, tienen una eficiencia del 97 – 98 % y en su funcionamiento no se manifiesta el deslizamiento. Su duración es menor que la de los engranajes, debido al desgaste en las articulaciones de las cadenas, lo que también impone regímenes de lubricación específicos según la velocidad lineal de trabajo de la cadena. Comparando las transmisiones por cadenas de rodillos con las transmisiones por engranajes cilíndricos, el costo de inversión inicial es aproximadamente el 85 % de estos últimos.

González (2001), plantea que la transmisión por cadena está compuesta de una rueda dentada motriz, una o varias ruedas dentadas conducidas y un tramo de cadena unido por ambos extremos que engrana sobre las ruedas dentadas. La flexibilidad de la transmisión es garantizada con la cadena, la cual consta de eslabones unidos por pasadores que permiten asegurar la necesaria flexibilidad de la cadena durante el engrane con las ruedas dentadas. En el caso más simple, la transmisión por cadena consta de una cadena y dos ruedas dentadas, denominadas ruedas de estrella, ruedas dentadas o sprockets, una de las cuales es conductora y la otra conducida. Figura 1.4.

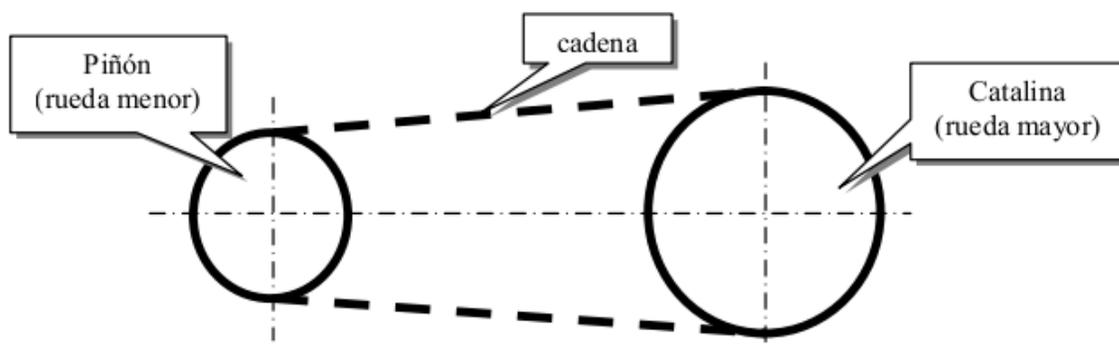


Figura 1.4. Esquema básico de una transmisión por cadenas.

Adicionalmente a las transmisiones por cadenas se le incorporan cubiertas protectoras (guarderas). En casos de transmisiones que trabajan muy cargadas y a elevadas velocidades se emplean carcazas donde la cadena es lubricada por inmersión o con surtidores de aceite a presión aplicados en las zonas de inicio del engrane entre la cadena y las ruedas dentadas. En el caso de guarderas o carcazas, la envoltura no debe dificultar la regulación del tensado de la cadena para compensar el estirado de ella producto del desgaste de sus eslabones y articulaciones. Generalmente, en las transmisiones por

cadena una de las ruedas es desplazable para garantizar el tensado adecuado de la cadena, de no ser así, se introducen dispositivos reguladores de la requerida tensión de la cadena. Habitualmente, con auxilio de dispositivos reguladores se puede compensar el alargamiento de la cadena hasta la longitud de dos eslabones, después de esto es conveniente quitar dos eslabones de la cadena y situar el dispositivo regulador en posición inicial.

Plantea el mismo autor (González, 2001), que las transmisiones por cadenas tienen gran utilidad en las máquinas de transporte (bicicletas, motocicletas y automóviles), en máquinas agrícolas, transportadoras y equipos industriales en general. Algunas de las ventajas y desventajas que presentan las transmisiones por cadenas al ser comparadas con otras transmisiones de enlace flexible, como las transmisiones por correas y poleas, son:

Principales ventajas de su utilización

- Las dimensiones exteriores son menores.
- Ausencia de deslizamiento.
- Alto rendimiento.
- Pequeña magnitud de carga sobre los árboles.
- Posibilidad de cambiar con facilidad su elemento flexible.

Principales desventajas

- Solo aplicable cuando los ejes son paralelos, pueden ser varios, pero en todos los casos las ruedas dentadas deben estar en el mismo plano.
- Preferentemente los ejes deben ser horizontales, para evitar el uso de apoyos laterales para la cadena.
- Son más costosas que las transmisiones a correas.
- Necesitan un buen mantenimiento, con limpiezas periódicas y lubricación adecuada.
- Para absorber los alargamientos deben disponerse los ejes de modo que pueda tensarse la cadena o bien montar un piñón tensor en el ramal flojo.

Odetto (2001), plantea que las transmisiones por cadenas pueden disponerse para índices de transmisión hasta $i_{\text{máx}} = 8$, o algo más para pequeñas potencias, procurando que el ángulo abrazado en la rueda pequeña no sea inferior a 120° . Las cadenas se construyen en acero de cementación o de bonificación, salvo las que se construyen de fundición maleable y en diversas formas y dimensiones, adecuadas al trabajo que deben realizar. El desgaste de las articulaciones produce un alargamiento permanente y sucesivo en la cadena, que puede ser hasta un 3 % aproximadamente.

Los tipos más generales de cadenas se definen a continuación según Odetto (2001).

Cadenas de bulones de acero: según DIN 654, figura 1.5a, de fundición maleable, en pasos de 32 a 150 mm para esfuerzos de tracción desde 153 kg (1500 N) a 1224 kg (12000 N). Se encuentran en máquinas agrícolas e instalaciones de elevación y transporte.

Cadenas articuladas desmontables: según DIN 686, figura 1.5b, de fundición maleable, en pasos desde 22 a 148 mm, para esfuerzos de tracción desde 30,6 kg (300 N) a 327 kg (3200 N). También utilizadas en máquinas agrícolas e instalaciones de elevación y transporte.

Cadenas “Galle”: según DIN 8150 y 8151, figura 1.5c, sus eslabones están articulados sobre bulones. La pequeña superficie de la articulación permite solamente velocidades de la cadena hasta 0,5 m/s y se utiliza en ascensores y en aparatos elevadores.

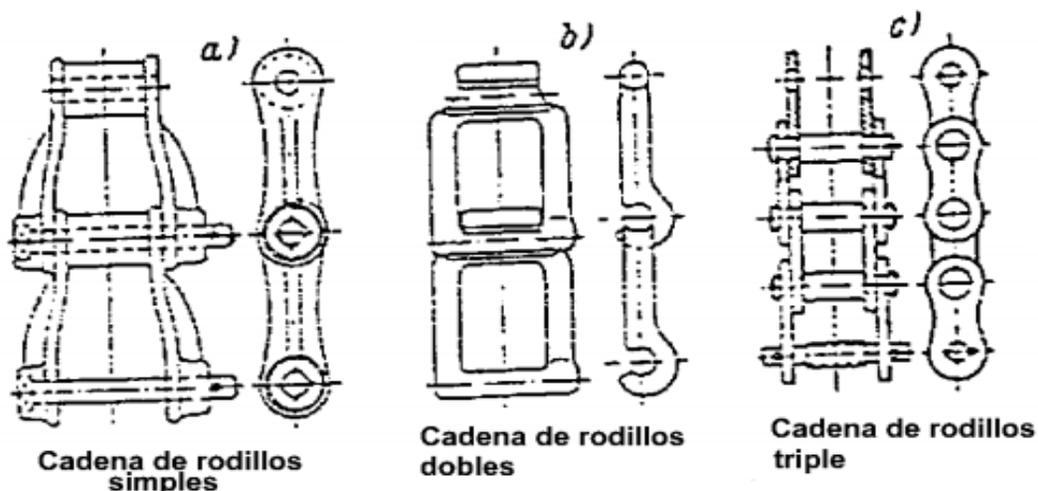


Figura 1.5. Cadenas motrices: a) de bulones de acero DIN 654; b) articulada desmontable DIN 686; c) Galle DIN 8150.

Cadena de rodillos: según DIN 8187, IRAM 5184 y BS 228. En estas, las mallas están remachadas con bulones en uno de los extremos y en otro con casquillos articulados. Estos casquillos llevan, además, unos rodillos templados. Puesto que estas cadenas resultan muy apropiadas para todas las condiciones de trabajo, son las más utilizadas. Por otra parte, son bastante insensibles a las influencias exteriores. Se fabrican de una hasta cinco hileras normalmente. En la norma DIN 8181 están normalizadas las cadenas de rodillos de eslabones o paso largo que se emplean cuando las distancias entre los ejes son muy grandes, mientras que en las normas DIN 8188, IRAM 5184 o ANSI (Ex ASA) B 29-1 están normalizadas las cadenas de rodillos con dimensiones en pulgadas. Este tipo de cadena queda definida por tres medidas según la figura 1.6; siendo t el paso (distancia entre rodillos), b el ancho libre entre placas, y δ el diámetro de los rodillos.

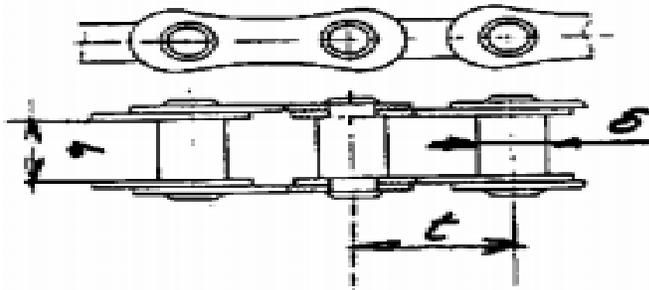


Figura 1.6. Parámetros de la cadena de rodillos.

Cadenas de manguitos: según DIN 73 232, figura 1.7a, son en principio, cadenas sin rodillos. Por esta razón, son más ligeras y están sometidas a menores efectos de fuerzas centrífugas, pudiéndose trabajar a mayores velocidades. Se utilizaban hasta hace algunos años en automóviles, se dejaron de usar pues requieren ruedas mecanizadas con precisión y cuidado para mantener el desgaste dentro de límites aceptables, además, son muy sensibles al polvo y a la suciedad.

Cadenas “Rotary”: según DIN 8182, figura 1.7b, tiene eslabones acodados y pueden emplearse con el número de elementos que se desee. El acodado de los eslabones las hace muy elásticas, de modo que absorben mejor los esfuerzos de choque.

Cadenas de dientes o silenciosas: según DIN 8190, figura 1.7c, son eslabones de dientes dobles, los flancos exteriores, portantes, abarcan un ángulo de 60° . Para aumentar la resistencia al desgaste existen casquillos articulados y templados entre los eslabones, y para que no se salgan las cadenas lateralmente de la rueda, están equipadas además,

con unos eslabones guías no dentados (uno central y dos exteriores) que engranan en las ranuras anulares de las ruedas. Las cadenas dentadas son apropiadas para velocidades muy altas y marchan sin ruidos. Su principal uso es en cadenas de distribución de los motores de combustión interna. Son cadenas más caras que el resto de las cadenas mencionadas. Cuando están en baño de aceite permiten trabajar hasta 30 m/s.

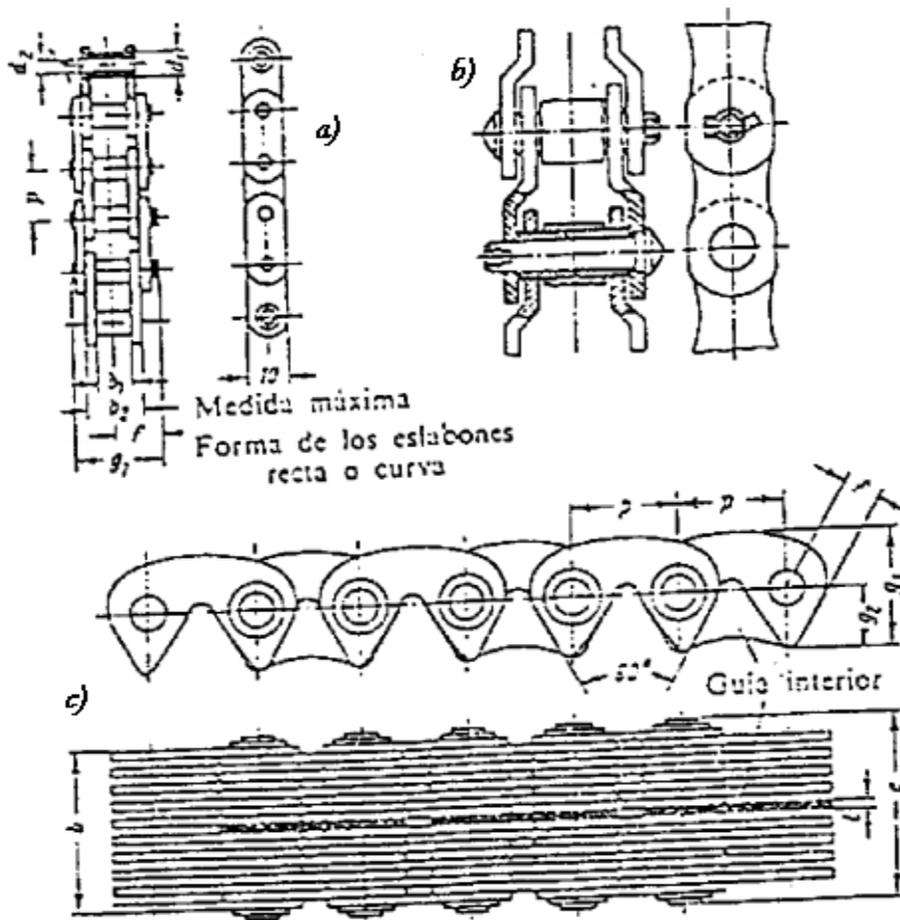


Figura 1.7. Cadenas motrices: a) de casquillos DIN 73 232; b) rotary DIN 8182; c) dentada DIN 8190.

Cadenas especiales: existen cadenas de casquillos, DIN 8164, como cadenas de manguitos, en trabajos especialmente duros al aire libre, cadenas de casquillos para transporte según DIN 8165 para cintas transportadoras, etc.

Los eslabones finales, cuando no es posible desplazar los ejes pueden unirse una vez situada la cadena sobre las ruedas. Las cadenas con eslabones acodados pueden construirse con el número de elementos que se desee, mientras que las de eslabones

rectos deben tener un número determinado de ellos para no encontrarse con dos eslabones interiores o exteriores en la unión. Los eslabones finales se cierran colocando lateralmente uno de ellos provisto de un balón, con otro opuesto sin remache. El elemento final se fija con una arandela elástica, alambre o tornillo. Figura 1.8.

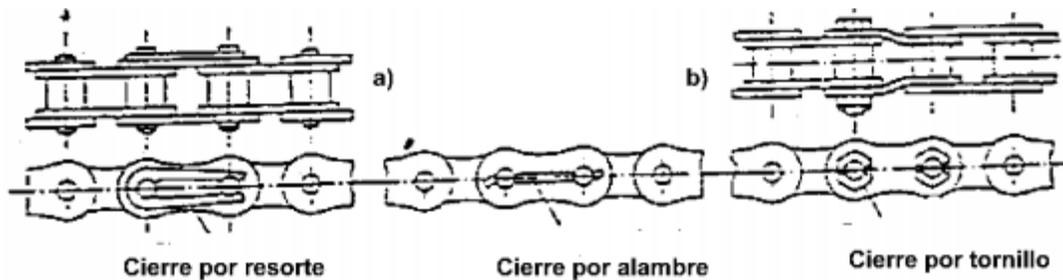


Figura 1.8. Cadenas especiales.

Plantea González (2001), que según su aplicación, las cadenas pueden ser divididas para su estudio en tres grupos:

Cadenas de carga: son empleadas para suspender, elevar y bajar cargas. Ellas son empleadas predominantemente en las máquinas elevadoras de carga. Estas trabajan con bajas velocidades (hasta 0,25 m/s) y grandes cargas. Son construidas de eslabones simples, generalmente redondos o de bridas sencillas.

Cadenas de tracción: son empleadas para mover cargas en las máquinas transportadoras, trabajan con velocidades medias (de 2 a 4 m/s). En su fabricación se emplean eslabones de pasos largos, usualmente entre los 50 y 1000 mm.

Cadenas de transmisión de potencia: en estos accionamientos, la cadena y la rueda son usadas como engranaje flexible para transmitir torque desde un eje de rotación a otro. Generalmente son empleados eslabones pequeños y de gran precisión en sus dimensiones, con pasos entre 4 y 63,5 mm, con el objetivo de reducir las cargas dinámicas, y con pasadores resistentes al desgaste para asegurar una conveniente duración.

1.5. Transmisiones por cadenas para transportadores

Según Oriol (1988), para garantizar una operación segura, duradera y económica de la máquina transportadora, el órgano de tracción debe satisfacer los siguientes requisitos: gran flexibilidad, lo que le permitirá el doblado en tamboras, poleas y catalinas de pequeño

diámetro; alta resistencia unida a un pequeño peso propio; tecnología simple para producción masiva; bajo costo; gran durabilidad y poco desgaste en condiciones difíciles de trabajo (polvo abrasivo, humedad, gases, altas temperaturas, etc.); facilidad para la fijación del órgano portador de la carga y los elementos de apoyo ; facilidad y seguridad en la transmisión de la fuerza; poca deformación bajo las cargas de trabajo. Como órgano de tracción flexible suelen emplearse en las máquinas transportadoras, las cintas y cadenas de diferentes tipos y en algunos casos, cables de acero.

Las cadenas empleadas en las máquinas transportadoras se diferencian ampliamente una de otra, tanto por su construcción como por su tecnología de fabricación. Los parámetros principales de las cadenas de tracción son el paso del eslabón t_c (es decir, distancia entre pasadores), la carga de rotura longitudinal S_r y el peso por metro de cadena q_c . Estos parámetros suelen estar normados. Un indicador importante para comparar las ventajas de una determinada cadena está dado por la relación de la carga de rotura por peso lineal de la cadena.

A continuación se analizan los tipos más representativos de cadenas de tracción.

Cadenas de eslabones redondos soldados

Estas pueden ser de eslabones cortos o de eslabones largos y están construidas con varillas de acero dúctil marca CT2, CT3 y 10, y también de acero aleado marca 30X ГСА con tratamiento térmico (cementación, temple y revenido) y sin tratamiento térmico según norma GOST. La tecnología empleada suele ser de soldadura eléctrica automática o manual. De acuerdo de la precisión de su manufactura, estas cadenas se clasifican como calibradas y no calibradas.

Las ventajas de las cadenas de eslabones redondos soldados son: construcción sencilla y de fácil producción masiva, bajo costo, flexibilidad en dos planos, y posibilidad de autolimpieza de las articulaciones. Las desventajas son: poca área de contacto entre los eslabones e insuficiente exactitud en la elaboración de los eslabones calibrados. Los parámetros principales de estas cadenas se establecen en las normas GOST 2319 – 55 y GOST 9445 – 60.

Estas cadenas se calculan a rotura considerando esfuerzos admisibles no superiores de 40 a 60 MPa, y teniendo en cuenta esfuerzos de flexión complementarios en las zonas

curvadas de los eslabones. Para el cálculo de resistencia a la rotura, el coeficiente de seguridad empleado en condiciones medias es $n = 10$.

Cadenas de combinación

Los eslabones de estas cadenas se construyen de hierro fundido, hierro maleable, acero fundido (incluyendo el buje) y se maquinan los pasadores de acero. Con frecuencia los eslabones interiores se hacen fundidos y los exteriores se estampan de tiras de acero. También se construyen sin rolletes y con rolletes.

Cadenas de planchetas

Estas se subdividen según su forma constructiva en cadenas sin bujes con y sin rolletes; cadenas con bujes sin y con rolletes; y cadenas con ruedas sin rebordes y con rebordes.

Los rolletes se colocan sobre los pasadores o sobre los bujes de la cadena, con el objetivo de disminuir el desgaste de estos, así como el de los dientes de la catalina. Las ruedas, además de desempeñar el mismo papel que los rolletes en la catalina, sirven como apoyo, pues tanto la cadena como el elemento portador de la carga se mueven sobre ella por una pista o guía. Por su forma, los eslabones se dividen en rectos y curvos. Las cadenas de planchetas rectas requieren de un número par de eslabones, mientras que en la de planchetas curvas, todos los eslabones son iguales y esta condición no es necesaria.

Las cadenas sin bujes son más simples y baratas; sin embargo, el área de las superficies en contacto es pequeña y en ellas se desarrolla una alta presión específica, lo que provoca un rápido desgaste cuando existen altas velocidades y grandes cargas de trabajo. Las cadenas de planchetas con bujes, bujes y rolletes, y bujes y ruedas resultan las óptimas para el trabajo de las máquinas transportadoras.

Las planchetas se unen al buje y al pasador de forma tal que no existe movimiento relativo entre ellos. La fijación del pasador puede realizarse en las formas siguientes:

- a) Mediante el remachado de su extremo.
- b) Empleando fijadores de aletas.
- c) Mediante tuercas.
- d) Utilizando fijadores de retención.

Las ruedas de las cadenas pueden ir montadas sobre cojinetes de deslizamiento o de rodamiento; estas últimas suelen emplearse en conductores potentes, con cargas muy pesadas. Los parámetros de las cadenas de planchetas rectas aparecen en la norma GOST 588 – 64.

Cadenas desarmables

De acuerdo con su forma constructiva se dividen en forjadas en caliente y estampadas en frío. Se componen de secciones pareadas, cada una de las cuales posee dos piezas exteriores, un pasador y un eslabón exterior. Las piezas exteriores poseen una cavidad endurecida, la cual impide que el pasador rote cuando la cadena está en funcionamiento. Una de las ventajas principales de este tipo de cadena consiste en la facilidad con que sus partes pueden ser sustituidas.

Cuando la cadena se mueve, el área de contacto entre el pasador y el eslabón interior es grande, lo que disminuye la presión específica y el desgaste de la cadena. Las partes de estas cadenas se estampan o forjan de acero 40, 50, 40Г2, 40X y reciben tratamiento térmico hasta obtener durezas de HB 269 a 321 (eslabones) y HB 321 a 388 (pasador). Los parámetros fundamentales de las cadenas forjadas en caliente aparecen en la norma GOST 589 – 64.

Las cadenas desmontables estampadas en frío se componen de eslabones interiores y exteriores estampados a partir de tiras de acero y de pasadores torneados. Las ventajas de estas cadenas se resumen en poco peso y posibilidad de elaboración a partir de tiras de acero de tipo universal. Las principales desventajas son: alta presión específica en las articulaciones, dificultad para garantizar el trabajo conjunto de los eslabones interiores, y poca rigidez transversal.

Cadenas de doble articulación

Como su nombre lo indica, poseen articulaciones que le permiten rotar libremente en los planos horizontal y vertical. Estas cadenas resultan imprescindibles para transportadores de techo, de carrito y otros tipos con trazas espaciales complejas, con pequeños radios de giro de la cadena (0,6 a 1,0 m). Existen dos métodos fundamentales para lograr la rotación en ambos planos:

1. Mediante tramos de cadenas unidas a elementos de fijación.
2. Cadenas de dos articulaciones propiamente dichas, es decir, que poseen articulaciones en los dos planos principales.

Las ventajas de las cadenas de doble articulación son: gran flexibilidad, posibilidad de giro en pequeños puntos de radio pequeño sin emplear catalinas (empleando ruedas en la cadena). Las desventajas son la complejidad constructiva y el alto costo que presentan. El peso y costo de la cadena puede reducirse empleando ruedas de plástico en estas. Estas cadenas presentan formas muy diversas desde el punto de vista constructivo.

Según Shubin (1986), la determinación del órgano de tracción de los transportadores se determina por la característica de la traza del transportador. Para transportación horizontal de las cargas se emplean cadenas de tracción de raquetas planas, para la transportación en posición inclinada y vertical se utilizan cadenas de tracción con raquetas de contorno. Los eslabones de la cadena de arrastre pueden ser estampados, fundidos y en algunos casos soldados. Con frecuencia, el eslabón tiene forma de horquilla, esta forma facilita el desprendimiento de la carga de la cadena y su caída en los lugares de descarga. Debido a esto, es mínima la posibilidad de amontonamiento de la carga en los dientes del sprocket motriz, ejemplos de cadenas de arrastre dobles se muestran en la figura 1.9.

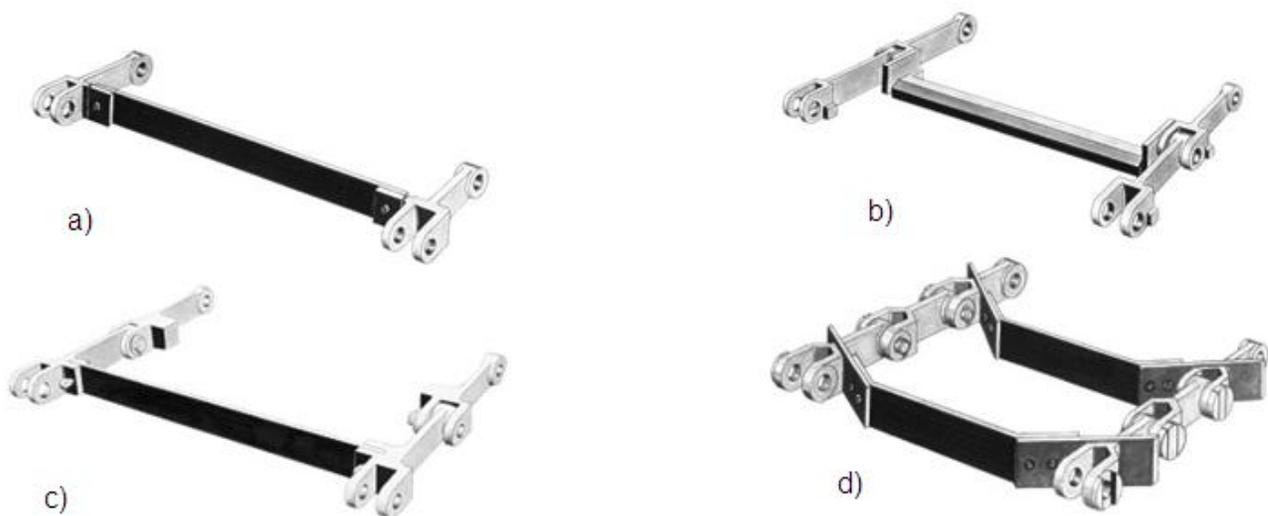


Figura 1.9. Ejemplos de cadenas de arrastre doble: a) eslabones forjados con paletas de arrastre soldadas y atornilladas; b) eslabones forjados con paletas de arrastre móviles; c) eslabones forjados con paletas de arrastre encajadas y sujetas por pasador; d) cadena de arrastre de doble ramal con paletas ordenadas en forma de V.

El mismo autor plantea que la longitud límite del transportador en la mayoría de los casos está limitada por la presión específica en la charnela que se determina en un grado considerable, la intensidad del desgaste, es decir, la duración de la unión y de la cadena en general. Por eso, como material para los eslabones y rodillo de las cadenas de tracción de horquillas se emplean aceros de alta calidad con elaboración térmica posterior.

Según Blanco (2008), las cargas de trabajo para la cadena de arrastre se seleccionan partiendo de la duración del trabajo seguro de la misma (hasta el desgaste con el cual aún se garantiza la reserva necesaria de resistencia y el engranaje seguro de la cadena de arrastre con la catalina). Se someten al desgaste de las charnelas (pasador y su agujero) y la superficie de apoyo de los eslabones que se desplazan por las guías y el fondo del canal.

Al determinar las presiones específicas admisibles, se debe tener en cuenta la abrasividad de la carga a transportar, disminuyendo la presión específica admisible para los materiales abrasivos, como por ejemplo el cemento, la arena de cuarzo, entre otros, y aumentándola para los materiales no abrasivos.

La intensidad de trabajo de la cadena de arrastre se determina por la velocidad de su movimiento. La gran mayoría de las construcciones de los transportadores con paletas sumergidas tienen una velocidad de movimiento de las cadenas de tracción que se encuentra dentro de los límites de 0,1 hasta 0,4 m/s.

Existen dos tipos de cadenas:

1. Corriente: con fijación del pasador mediante contrapasadores de alambre.
2. Desarmable: con fijación del pasador mediante contrapasador – chaveta.

La paleta, tanto plana como de contorno, en la mayoría de los casos se fabrican de acero blando y al colocarla en la cadena se sueldan o se pueden fijar con otros medios.

1.6. Materiales empleados en el diseño de transmisiones por cadenas

Plantea González *et al.* (2000), que la selección del material y el tratamiento térmico adecuado en las cadenas, tiene una importancia decisiva para su duración y para asegurar una suficiente capacidad de trabajo que permita disponer de una elevada resistencia mecánica y al desgaste.

De manera general, se recomienda que las bridas se ejecuten de planchas laminadas en frío, de aceros medios en carbono o aleados, 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A (según norma GOST). Las bridas curvadas, como regla, se fabrican de aceros aleados, según la aplicación de la cadena, se someten a temple hasta lograr durezas de 40 – 50 HRC. Las piezas de los pasadores, ejes, manguitos y semicasquillos se fabrican preferentemente de aceros para cementar 15, 20, 20X, 12XH3, 20XH3A, entre otros, y se someten a temple hasta 50 – 65 HRC. Los rodillos se fabrican de acero 60, con durezas entre 47 – 55 HRC.

En nuestro caso, para realizar el diseño de la cadena de tracción del transportador utilizaremos como material el acero AISI 304 L, ya que es la propuesta que hace el fabricante del mismo.

Según Rueda *et al.* (2009), este es un acero inoxidable austenítico que combina buena resistencia a la corrosión y buenas propiedades mecánicas. El tipo 304 L es una modificación de bajo carbón del tipo 304. La ventaja en el tipo 304 L es que se minimiza el problema de la precipitación de carburos durante el proceso de soldadura; además, no requiere tratamiento posterior al proceso de soldadura y tiene propiedades para embutido profundo, no es templeable ni magnético.

Plantea el mismo autor, Rueda *et al.* (2009), que este material se aplica generalmente en utensilios domésticos, bienes de consumo, en la producción de ácido nítrico, lavavajillas, como recubrimiento para tolvas de carbón; tanques de pulverización de fertilizantes líquidos; tanques de almacenamiento de pasta de tomate. También se utiliza cuando se necesita una menor proporción de carbono que el tipo 301 para restringir la precipitación de carburos que resultan de la soldadura, especialmente cuando las partes no pueden recibir tratamiento térmico después de soldar; vagones de ferrocarril (cuando existe la necesidad de restringir la precipitación de carburos como resultado de la soldadura, sin tratamiento térmico posterior), entre otras.

1.6.1. Recomendaciones para el diseño de las transmisiones por cadena

Según González *et al.* (2000), a la hora de diseñar una transmisión por cadenas es necesario tener en cuenta algunos aspectos que influirán de manera notable en la capacidad de carga, en la duración y en el buen funcionamiento de la misma, por lo que se aconseja tener en cuenta las siguientes recomendaciones.

Paso de la cadena

Se debe seleccionar la cadena simple o de una hilera con el paso más pequeño, ya que el resultado es el accionamiento más económico. Si la cadena simple no satisface las limitaciones de espacio, o la dimensión necesaria de las ruedas produce una velocidad inadmisiblemente elevada, debe considerarse entonces una cadena de mayor número de hileras. Cuando la potencia necesaria a una determinada velocidad es superior a la capacidad de un solo ramal de cadena, el uso de accionamientos de varios ramales permite transmitir potencias superiores.

Número de dientes de los piñones

Es aconsejable emplear el mayor número de dientes posibles en el piñón, ya que cuatro ventajas importantes de un accionamiento por cadenas dependen directamente del número mínimo de dientes del piñón (Z_1), que debe ser el mayor posible. Ellas son:

- Flujo de potencia uniforme.
- Regularidad de funcionamiento.
- Alto rendimiento.
- Larga duración.

La razón de esta dependencia está en el hecho de que la cadena forma un polígono sobre el piñón. Por consiguiente, cuando la velocidad del piñón es constante, la velocidad de la cadena (debido a la forma multilados de su adaptación a los dientes) está sujeta a una variación cíclica regular. Esta variación cíclica es menos acentuada a medida que la adaptación de la cadena sobre el piñón se acerca más a la forma circular y de hecho, se hace insignificante en muchas aplicaciones cuando el número de dientes del piñón motriz (Z_1) es superior a 19.

Existen, sin embargo, aplicaciones en las que el ahorro de espacio es una necesidad vital de diseño y otras en las que las condiciones velocidad / potencia son tales que un número de dientes más pequeño (inferior a 17) puede dar un funcionamiento aceptable, de modo que puede obtenerse un accionamiento compacto y satisfactorio, por ejemplo, en maquinaria de oficina, accionamientos movidos a mano, mecanismos, bicicletas, etcétera.

Número de dientes impar

Muchos accionamientos tienen un número par de eslabones en su cadena debido a la sencillez del eslabón de cierre. Usando un piñón motriz con un número de dientes impar, se obtiene una distribución uniforme del desgaste tanto en la cadena como en el piñón.

Número máximo de dientes

El número máximo de dientes en cualquier piñón conducido (Z_2) no debe superar el rango de 120 a 150 dientes. Esta limitación se debe al hecho de que, para una elongación dada de la cadena debida al desgaste, el diámetro primitivo de trabajo de la cadena sobre el piñón aumenta en proporción al diámetro primitivo nominal, es decir, que la cadena se sitúa en posiciones más elevadas sobre el diente del piñón, por lo que cuando se desgastan las articulaciones se manifiesta con más facilidad el salto de la cadena sobre la rueda mayor. Se considera que el desgaste de la cadena presumible es el que da una elongación del orden del 2 al 3 % sobre la longitud nominal.

Distancia entre centros

Plantea González *et al.* (2000), que para una duración óptima en cuanto a desgaste, la distancia entre centros de dos ruedas debe estar en el orden de 30 a 50 veces el paso de la cadena.

La distancia mínima entre centros viene dada algunas veces por el número de dientes que engranan con la cadena en el piñón motriz. Se recomienda que el engrane mínimo sea de seis o siete dientes aproximadamente. Cuando las relaciones de transmisión son grandes, es importante comprobar que el ángulo de engrane en el piñón motriz no sea inferior a 120° .

En transmisiones con 2 ruedas, un engrane de 120° se obtiene cuando la distancia entre centros es igual o superior a la diferencia entre el diámetro primitivo de las ruedas. Un aumento de la distancia entre centros aumenta el engrane en el piñón.

La distancia entre centros debe adaptarse a la conveniencia de usar una cadena con un número par de eslabones para evitar así el uso de un eslabón acodado, práctica que no se recomienda, salvo en circunstancias especiales. Generalmente, los fabricantes brindan los valores de distancias entre centros en función del paso de la cadena.

Posición del accionamiento

Los accionamientos pueden funcionar en posición horizontal, inclinada o vertical. Generalmente, el ramal cargado de la cadena puede ser el superior o el inferior según se desee. Es recomendable que el ramal menos tensado sea el superior, lo que posibilita que las deformaciones de la cadena por su peso ayuden a abrazar más dientes en las ruedas. Cuando la posición del accionamiento es vertical, o próxima a esta, es preferible que el piñón motriz (Z_1), esté por encima del conducido (Z_2), sobre todo si la transmisión es reductora. Sin embargo, aún con un accionamiento en posición vertical, se puede poner el piñón motriz en la parte inferior con tal de asegurar que se mantenga siempre el ajuste de la tensión de la cadena.

1.7. Características del material transportado

Según, Manual de Operaciones de la UBP planta de hornos de reducción (2012), Góngora (2009) el producto terminado, o mineral reducido es de color negro, pegajoso, tóxico, abrasivo y su peso a granel es de 3,3 – 3,5 t/m³. Su principal propiedad física es la granulometría y puede estar en el rango que se muestra a continuación:

- + 0,147 mm (+100 mesh) = (13 a 15) %
- + 0,074 mm (+200 mesh) = (16 a 18) %
- - 0,074 mm (-200 mesh) = (70 a 75) %

La temperatura del mineral reducido a la salida del enfriador debe ser ≤ 260 °C.

El mineral reducido es inestable y en contacto con el aire se reoxida y provoca pérdidas de níquel. La composición química del mismo es la siguiente:

- Ni = (1,45 a 1,55) %
- Co = (0,110 a 0,130) %
- Fe = (2 a 3,5) % (metálico)
- Fe = (42 a 45) % (total)
- C = (0,8 a 1,0) %
- S = (0,5 a 0,7) %

1.8. Conclusiones del capítulo 1

La bibliografía consultada nos permitió realizar un estudio de los fundamentos teóricos basados en la clasificación, características y funciones de las máquinas de transporte continuo, fundamentalmente de los transportadores de rastrillos.

El análisis bibliográfico también permitió definir las principales variables a tener en cuenta para el cálculo verificativo del transportador y para el diseño de la cadena de tracción.

CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Introducción

En la proyección, diseño y explotación de los transportadores de rastrillos es necesario tener una metodología de cálculo que asegure el correcto funcionamiento de los mismos en distintas condiciones de trabajo. Los parámetros constructivos y de trabajo de estos transportadores se pueden obtener a partir de la metodología de cálculo que aparece en Oriol (1988), Shubin (1986), Blanco (2008) y Sierra (2010). Es por ello que este capítulo tiene como **objetivo**:

Establecer la metodología de cálculo correspondiente a la determinación de los parámetros tecnológicos para el diseño de un transportador de rastrillos, así como para la selección y diseño de su cadena de tracción.

2.2. Orden de cálculo para la proyección de un nuevo transportador

- a) Construcción de la traza del transportador en el plano topográfico
- b) Construcción del perfil del transportador a partir de la traza y el plano topográfico
- c) Determinación de las características del material a transportar
- d) Determinación del ancho de la canal y selección de la velocidad de movimiento de la cadena de arrastre del transportador
- e) Determinación de la resistencia a la marcha del transportador
- f) Determinación de las tensiones en los puntos característicos del contorno del transportador según el perfil
- g) Selección del paso de la cadena
- h) Determinación del recorrido mínimo de la cadena
- i) Determinación del esfuerzo del mecanismo de tensión
- j) Determinación de la potencia motriz y selección del motor según catálogo.

Para llevar a cabo el cálculo de los transportadores de rastrillos es necesario conocer también previamente la productividad de la empresa o planta; la traza, el perfil, la longitud, la altura y el ángulo de inclinación del transportador (β); además de las características del

material a transportar, es decir, tamaño de los fragmentos de la carga, coeficiente de fricción del material, peso específico de la carga, entre otros.

En los transportadores de rastrillos, se toma como parámetro principal el ancho de la canal, pues este determina tanto la productividad, como las demás características principales del transportador, por ejemplo: la altura de la canal, ancho, altura y espesor de la paleta, la velocidad real del transportador, etcétera.

2.3. Metodología de cálculo para determinar los parámetros tecnológicos

Según Oriol (1988), los datos de entrada que son necesarios para calcular un transportador de rastrillos son similares a los que se utilizan para el cálculo de los transportadores de banda y de tablillas, aunque la última parte de su metodología se asemeja más a estos últimos. Los datos a emplear son:

- Capacidad en t/h
- Material
- Traza (que depende del recorrido que se desee dar al material)

Determinación de las dimensiones de la canal del transportador

Para el cálculo del ancho de la canal se debe tener en cuenta, entre otros datos, la productividad del transportador, la velocidad y el peso específico de la carga. Para ello nos apoyaremos en la siguiente ecuación según la metodología expuesta en Oriol, 1988.

$$B_c = \sqrt{\frac{k \cdot Q}{3600 \cdot K_o \cdot v \cdot \gamma}} \quad (\text{m}) \dots\dots\dots 2.1$$

Donde:

Q: productividad, (t/h)

k: coeficiente de la relación entre el ancho de la canal y la altura de la canal. Para los transportadores de rastrillos sumergidos. Según Pis (2005); $k = 1,5 \div 3$.

v: velocidad del transportador en (m/s). Según Oriol (1988); $v = 0,1 \div 0,63$ m/s.

γ : peso específico aparente de la carga

K_0 : coeficiente de fricción entre el canal y la carga que se escoge según Pis (2005), en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Coeficiente de fricción entre el canal y la carga.

Tipo de Carga	Valores k_0 para los transportadores	
	Horizontales y levemente inclinados	Verticales y muy inclinados
En pedazos pequeños	0,9	0,8
En granos	0,9	0,6
En polvo	0,8	0,45

Nota: El ancho de la canal se estandariza por la tabla 2.2 según el pasaporte de la máquina.

Tabla 2.2. Estandarización del ancho de la canal.

Tipo de transportador	Ancho de la canal (mm)	Altura de la canal (mm)	Productividad para las cargas (t/h)
Horizontal	125	90	3,4 – 13,8
Horizontal – levemente inclinado	200	125	7,5 – 30,0
	320	200	19 – 76
	500	320	48 – 192
	650	430	76 – 300
Horizontal – muy inclinado	125	90	2,4 – 9,2
En forma de Z y en forma de L	200	125	6 – 24
Vertical en forma de lazo	320	200	4,5 – 58

Al transportar cargas en pedazos, el ancho de la canal se verifica por las fórmulas siguientes (Oriol, 1988):

- Para cargas no clasificadas:

$$B_{c1} \geq (3,3 \div 3,6) \cdot a' \dots\dots\dots 2.2$$

- Para cargas clasificadas:

$$B_{c2} \geq (6 \div 7,4) \cdot a' \dots\dots\dots 2.3$$

Donde a' es el tamaño de la partícula representativa.

Si el ancho del canal verificado es mayor que el calculado anteriormente, se debe estandarizar nuevamente. Además, se debe tener en cuenta que si $B_c > 320$ mm se deben emplear dos cadenas de arrastre, y si $B_c < 320$ mm se empleará una sola cadena.

La altura de la canal depende en gran medida del ancho de la canal y está dada según la ecuación expresada en Oriol, 1988.

$$h_c = \frac{B_{cest}}{k} \text{ (mm)} \dots\dots\dots 2.4$$

Siendo B_{cest} el ancho del canal estandarizado.

Determinación de las dimensiones de la paleta con cadenas

Para el cálculo del ancho de la paleta con cadenas según Pis (2005), se debe tener en cuenta el ancho de la canal, y está dada por la ecuación siguiente.

$$B = B_{cest} - 15 \text{ (mm)} \dots\dots\dots 2.5$$

En dependencia del valor del ancho de la canal se calcula el espesor de la paleta de contorno en dirección transversal (Pis 2005).

- Para las cargas en polvo, en polvo muy fino y fácilmente movedizo:

$$S \approx 0.015 \cdot B_{cest} \dots\dots\dots 2.6$$

- Para las cargas en pedazos y poco movedizas:

$$S \approx 0.01 \cdot B_{cest} \dots\dots\dots 2.7$$

La altura de la paleta depende del ancho de ella. Según Pis (2005), la ecuación está dada por la forma siguiente.

$$h = \frac{B}{4} \text{ (mm)} \dots\dots\dots 2.8$$

Velocidad de transportación de la carga

El cálculo de la velocidad real del transportador tiene en cuenta fundamentalmente la productividad del mismo, el ancho de la canal y el peso específico de la carga. Para ello nos apoyaremos en la ecuación expuesta según Oriol, 1988.

$$v_r = \frac{k \cdot Q}{3600 \cdot K_o \cdot B_{Cest}^2 \cdot \gamma} \text{ (m/s)} \dots\dots\dots 2.9$$

Cálculo del peso lineal de la carga

El peso lineal de la carga depende en gran medida de la productividad y la velocidad real del transportador. La ecuación está dada según Pis, 2005.

$$q_e = \frac{Q}{3.6 \cdot v_r \cdot K_2} \text{ (N/m)} \dots\dots\dots 2.10$$

Donde:

$K_2 = 0,9$ para las cargas en pedazos, en granos y en polvos

$K_2 = 0,8$ para cargas pulverizadas o en polvo fino.

Cálculo del peso de un metro lineal de cadena con paletas

Al calcular el peso lineal de la cadena con paletas, se tiene en cuenta como factor principal el peso lineal de la carga. El cálculo se realiza por la siguiente ecuación planteada por Pis, 2005.

$$q_o = K_q \cdot q_e \text{ (N/m)} \dots\dots\dots 2.11$$

Donde:

$K_q = 0,5 \div 0,6$. Para transportadores de una cadena

$K_q = 0,6 \div 0,8$. Para transportadores de dos cadenas.

Cálculo de las resistencias

El cálculo de las resistencias se realiza con el propósito de determinar las tensiones que existan en cada tramo de la traza del transportador. Las resistencias que pueden ser determinadas son las siguientes.

- **Resistencia de fricción en las partes rectilíneas de la rama libre (W_{RL})**

La resistencia de fricción en la rama libre o de retorno de los transportadores de rastrillos está dada en el tramo en el que no influye la carga del transportador. Para el cálculo se

tienen en cuenta solamente el peso lineal de la cadena y la longitud del tramo a calcular. La ecuación de cálculo está dada por Oriol (1988), y es la siguiente.

$$W_{RL} = q_o \cdot w \cdot L_h \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.12$$

Donde:

L_h : longitud del tramo a calcular (m)

w : coeficiente de resistencia de la cadena que frota sobre la pared del canal. Según Pis (2005), $w = 0,3 \div 0,4$ para los canales de acero.

- **Resistencia de fricción en las partes inclinadas (W_C)**

La tensión de entrada y el ángulo de curvatura del tramo son parámetros que se tienen en cuenta para el cálculo de la resistencia de fricción en las partes curvilíneas. Si las fuerzas de tensión de la cadena la comprimen a la pared del canal o a las guías, según Oriol (1988), la ecuación es la siguiente.

$$W_C = S_e (e^{w\alpha_k} - 1) \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.13$$

Sabiendo que:

S_e : tensión de la rama de entrada

α_k : ángulo de curvatura.

- **Resistencia en las partes rectilíneas cargadas (W_{FC})**

En las partes rectilíneas cargadas de los transportadores de rastrillos influye directamente, además de la longitud del tramo a calcular, el peso de la carga y el peso de la cadena con paletas o rastrillos. La ecuación para el cálculo es la siguiente según Oriol ,1988.

$$W_{FC} = (q_o + q_e) \cdot w'_c \cdot L_h \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.14$$

Donde:

f_o : coeficiente de fricción entre el material y la canal. Se escoge según Oriol, 1988.

w'_c : factor de resistencia al movimiento entre el material y la canal que se calcula por:

$$w'_c = 1,1 \cdot f_o \dots\dots\dots 2.15$$

- **Resistencia del dispositivo de carga (W_{DC})**

El parámetro fundamental que se tiene en cuenta para el cálculo de la resistencia en el dispositivo de carga, es el peso lineal de la carga. Según Oriol (1988), la ecuación de cálculo es la siguiente.

$$W_{DC} = 0,7 \cdot q_e \text{ (N/m)} \dots\dots\dots 2.16$$

- **Resistencia en las partes cargadas muy inclinadas (W_{RC})**

El peso lineal de la carga, el peso lineal de la cadena con paletas y el ángulo de inclinación del tramo, constituyen los parámetros especiales que se deben tener en cuenta para el cálculo de las resistencias en las partes cargadas muy inclinadas. La ecuación está dada por Oriol, 1988.

$$W_{RC} = (q_0 + q_e) \cdot L_h \cdot (\pm \text{sen} \beta + w'_c \cos \beta) \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.17$$

Teniendo en cuenta que:

β es el ángulo de inclinación del tramo.

- **Resistencia a la fuerza de gravedad (W_G)**

Para el cálculo de la resistencia a la fuerza de gravedad se tienen en cuenta los pesos lineales tanto de la carga como de la cadena, además de la diferencia de altura en la posición de los puntos del tramo al comienzo y al final. Oriol (1988), plantea la ecuación.

$$W_G = \pm(q_o + q_e) \cdot H_1 \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.18$$

Donde:

H_1 : diferencia de altura de los puntos del tramo al comienzo y al final (m).

Cálculo de las tensiones

El cálculo de las tensiones se debe comenzar por el punto de tensión mínima de la cadena (S_{\min}). En los transportadores de rastrillos levemente inclinados la tensión mínima puede encontrarse en los puntos 1 o 2, en dependencia de la relación de la magnitud $L_h \cdot w$ y H . En nuestro caso la tensión mínima (S_{\min}) se encuentra en el punto 2, como se muestra en la figura 2.1.

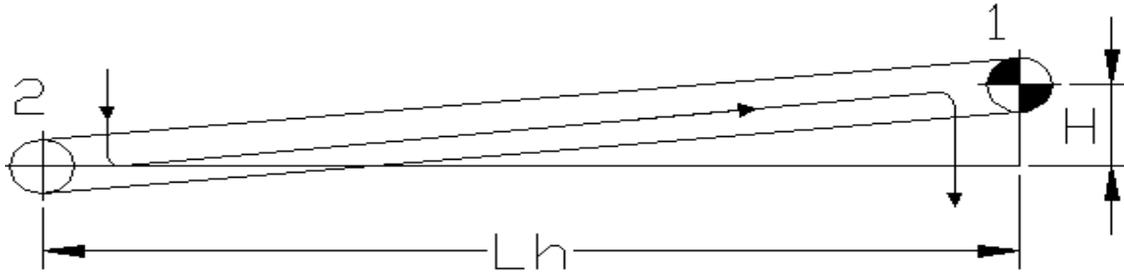


Figura 2.1. Punto de tensión mínima en los transportadores de rastrillos inclinados.

Estas tensiones se calculan por la siguiente fórmula según Oriol, 1988.

$$S_n = S_{n,n-1} \pm W_{n,n-1} \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.19$$

Donde:

S_n : tensión en el tramo a calcular (N)

W_n : resistencia en el tramo a calcular (N).

Esta expresión plantea que la tensión en un punto de la traza es igual a la tensión que existe antes de ese punto más las resistencias que existan entre ambos puntos.

Selección del paso de la cadena

La selección del paso de la cadena se debe realizar en función de la tensión máxima calculada y se escoge en la tabla 2.3 según Pis, 2005.

Tabla 2.3. Selección del paso de la cadena.

Paso de la cadena (t) en mm	Cargas de la cadena (N)	
	De resistencia normal	De alta resistencia
100	5700	10000
125	10500	18000
160	19000	33000
200	28000	50000
250	46500	81000

Cálculo del recorrido mínimo necesario para el sistema tensor

El recorrido mínimo necesario para el sistema tensor de las cadenas se calcula en función del paso de la misma (Pis, 2005).

$$A_L = t/2 \text{ (mm)} \dots\dots\dots 2.20$$

Donde:

t: paso de la cadena en milímetros.

A esta distancia hay que añadirle el recorrido para facilitar el montaje de la cadena además de las tolerancias de fabricación en la estructura del transportador.

Determinación del esfuerzo de tracción del accionamiento

Las tensiones máximas y mínimas del transportador son los parámetros fundamentales que se tienen en cuenta para el cálculo del esfuerzo de tracción del accionamiento. La ecuación de cálculo está dada por Oriol, 1988.

$$W_0 = (S_e - S_s) + 0,05 * (S_e + S_s) \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.21$$

Donde:

S_e: tensión de entrada (N)

S_s: tensión de salida (N).

Potencia del motor

El cálculo de la potencia del motor depende en gran medida del esfuerzo del accionamiento, la velocidad real del transportador y el coeficiente de reserva. Para ello utilizamos la siguiente ecuación expuesta por Oriol, 1988.

$$N = \frac{W_0 \cdot v_r}{1000 \cdot \eta} \cdot K_r \text{ (kW)} \dots\dots\dots 2.22$$

Sabiendo que:

K_r: coeficiente de reserva, K_r = 1,15 ÷ 1,25

η: eficiencia de la transmisión. Se escoge entre 0,8 y 0,95 según Oriol, 1988.

2.4. Selección del material para la cadena de tracción

Para el diseño de la cadena de tracción utilizaremos el acero inoxidable de la serie 300 AISI 304L. El mismo tiene propiedades adecuadas para gran cantidad de aplicaciones. Se

recomienda para construcciones ligeras soldadas en las que el recocido no es práctico o posible, pero que requieren buena resistencia a la corrosión. Otras propiedades del tipo 304L son su buen comportamiento frente a altas temperaturas (800 a 900 °C) y buenas propiedades mecánicas, según el Software de Materiales. Ver tabla 2.4.

Tabla 2.4. Propiedades mecánicas del acero AISI 304L.

Dureza (HRC)	Límite de elasticidad al 1 % (MPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	Elongación (%)	Reducción del área (%)	Resiliencia (J)
120 – 180	215	460 – 680	≥ 45	60	≥ 85

El AISI 304L es recomendable cuando se tienen que soldar altos espesores de material y la exposición a la temperatura de soldadura es mayor. Este grado contiene un máximo del 0,03 % de carbono. En las aplicaciones de soldadura donde es posible el recocido, los carburos que se forman pueden ser eliminados por recocido, seguido por enfriamiento rápido. La composición química estandar de este material se muestra en la tabla 2.5 según el Software de Materiales.

Tabla 2.5. Composición química del acero AISI 304L.

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
≤ 0,030	0,5	1,4	–	–	18,5	10,5

Las principales propiedades físicas de este material según el Software de Materiales se relacionan a continuación en la tabla 2.6.

Tabla 2.6. Propiedades físicas del acero AISI 304L a 20 °C.

Densidad	Calor específico	Conductividad Térmica	Resistencia Eléctrica	Módulo de Elasticidad
7,9 kg/dm ³	500 J/kg*K	15 W/m*K	0,73 Ω*mm ² /m	200*10 ³ MPa

2.5. Selección de las cadenas de tracción

Según Oriol (1988), la selección de las cadenas depende de factores tales como el diámetro admisible de sprockets o catalinas, el paso de la cadena y material de que se trate, así como del diseño propio del transportador. Considerando las características del material a transportar (estado físico, tamaño, temperatura, etc.) será del tipo arrastrado, y para el de la cadena se debe hacer una selección tentativa considerando lo siguiente:

- La vida útil de trabajo de cada cadena en relación con su costo.
- Distancias cortas entre centros de ejes y altas velocidades de las cadenas, producen desgastes prematuros de los pernos y bujes, consecuentemente alargamiento. Estas condiciones requerirán cadenas fabricadas en acero de alto rendimiento.
- Las cargas pesadas o altas velocidades producen rápidos desgastes por rozamiento.
- Las cadenas usadas en condiciones atmosféricas o ambientes altamente abrasivos requieren que sus elementos de fricción sean tratados térmicamente; por consiguiente, las cadenas de acero son las recomendables, si las condiciones no son muy abrasivas, las de maleable son buenas.
- Las cadenas fundidas en maleables o acero inoxidable en general se usan con buenos resultados en trabajos donde éstas deslizan y tienen una excelente resistencia a la corrosión. Sin embargo, en aplicaciones donde se puedan presentar sobrecargas, las cadenas de acero con o sin rodillos son más confiables.
- De acuerdo con la distancia en que irán los aditamentos, mientras más grande sea el paso, resulta más económico, aunque requiere de espacios mayores, por lo que deberá escogerse el paso más largo posible.

La selección del esquema de cálculo del transportador se hará según la posición de los puntos de carga y descarga y la trayectoria del material acarreado. De todas las tensiones calculadas en cada punto característico del perfil se escoge el valor máximo de tensión.

Carga de trabajo para la selección de la cadena (S_{tr})

Para transportadores de dos hileras de cadenas o más $S_{tr} = S_{m\acute{a}x}$ por el producto de los distintos factores de servicio por el factor de corrección, es decir:

$$S_{tr} = S_{m\acute{a}x} \cdot F_s \cdot fn \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.23$$

Donde:

$S_{m\acute{a}x}$: tensión máxima calculada de la cadena, N

F_s : factores de servicio que se escogen en la tabla 2.7

fn : factor que prevee las sobrecargas en cualquiera de las hileras de cadenas, $fn = 1,2$.

Después de obtener el valor (S_{tr}) que representa la carga permisible de trabajo, valor con el cual se seleccionará la cadena, se busca en el anexo 2 (tabla 4.2 de Oriol, 1988), la cadena específica que tenga una carga al menos igual a la calculada (S_{tr}), así mismo que satisfaga las condiciones de paso y espacio requeridos. El resultado obtenido de (S_{tr}) es para condiciones estáticas y no incluye consideraciones dinámicas. Una de estas consideraciones dinámicas son las fluctuaciones de carga que puedan sobrepasar las normales, así como las condiciones de operación, estas sobrecargas son previstas al usar los factores de servicio según la tabla 2.7.

Tabla 2.7. Factores de servicio.

Condiciones de operación		Factor de servicio
Característica de la carga	Uniforme o constante	1
	Golpes moderados	1.2
	Golpes frecuentes o recíprocos	1.5
Frecuencia de golpes o choques	Infrecuente	1
	Frecuente	1.2
Condiciones ambientales	Relativamente limpio y temperaturas moderadas	1
	Moderadamente sucio y temperaturas moderadas, moderadamente abrasivo	1.2
	Expuesto al exterior, muy sucio, abrasivo, corrosivo medio y temperaturas razonablemente altas ($200\text{ }^{\circ}\text{F}_{\text{máx}}$)	1.4
Periodo de operaciones	8 a 10 horas diarias	1
	10 a 24 horas diarias	1.2

2.5.1. Metodología de cálculo para la selección de las cadenas

Dimensionado de las catalinas

Según Oriol (1988), como la cadena escogida es la cadena de plancheta tipo BK Γ , la catalina debe ser escogida de acuerdo con dicha cadena. Estas cadenas se fabrican con

pasos entre 160 y 400 mm para rastrillos del tipo alto. Se escoge un paso intermedio. Para las cadenas de planchetas con bujes, de buje – rolletes, y de buje – ruedas, así como las de combinación, el perfil del diente de la catalina se construye por la norma GOST 592 – 56. El diámetro primitivo de la catalina se determina por la siguiente expresión:

$$D_0 = \frac{t}{\operatorname{sen}\left(\frac{180}{z}\right)} \text{ (mm)} \dots\dots\dots 2.24$$

Donde:

z: número de dientes de las catalinas. Para estas cadenas $z = 6 \div 10$ dientes.

Según Oriol (1988), las catalinas para cadenas dobles de este tipo se construyen de igual forma, uniéndose ambos discos paralelos, dejando un espacio entre ellos de acuerdo con la separación entre las cadenas derecha e izquierda.

Aceleración máxima de la cadena

La velocidad real de transportación de la carga y el paso de la cadena son los parámetros que se tienen en cuenta para calcular la aceleración máxima de esta. La ecuación de cálculo, según Oriol (1988), es la siguiente:

$$a_{\text{máx}} = \frac{v_r^2 \cdot t}{2 \cdot t^2} \text{ (m/s}^2\text{)} \dots\dots\dots 2.25$$

Cálculo de la fuerza de inercia debido al funcionamiento de la cadena

Los pesos lineales, la longitud del transportador y la aceleración máxima de la cadena son los parámetros fundamentales a tener en cuenta para calcular la fuerza de inercia debido al funcionamiento de la cadena que se calcula por la siguiente ecuación según Oriol, 1988:

$$S'_{\text{din}} = 3 \cdot a_{\text{máx}} \cdot \frac{(q_e + k \cdot q_0)}{g} \cdot L_h \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.26$$

Sabiendo que k' es el coeficiente que afecta a la carga transportada; $k' = 0,3$ a $0,5$. Además, sabemos que k es el coeficiente que considera el hecho de que no toda la masa del órgano de tracción recibe el efecto de las cargas dinámicas. Para $L_h = 26$ a 60 m; $k = 1,5$.

Fuerza que genera el motor eléctrico en el momento de arranque

Según Oriol (1988), el momento sobrante del motor se puede expresar en términos de fuerza por la siguiente ecuación:

$$S_{imp} = \frac{1000 \cdot k_a \cdot N \cdot K_m \cdot \eta_t}{v_r} \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.27$$

Donde:

η_t : eficiencia de la transmisión mecánica; $\eta_t = 0,9$.

K_m : coeficiente que tiene en cuenta el tipo de acoplamiento. $K_m = 1,3$ para acoplamientos flexibles y para acoplamientos no flexibles $K_m = 1,8$ a 2 .

k_a : relación entre el M_{arr} y el M_n del motor eléctrico; $k_a = 1,9$.

Determinación de la fuerza de inercia en el arranque

La tensión dinámica en el arranque depende del valor de la fuerza que genera el motor eléctrico en el momento de arranque y de las condiciones de resistencia propias del transportador expresado por el esfuerzo de tracción del accionamiento. Según Oriol (1988), matemáticamente se expresa por:

$$S_{din} = S_{imp} - W_0 \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.28$$

Selección y comprobación de la resistencia de la cadena

Primeramente se halla la tensión que se ejerce sobre el órgano de tracción (S_{teor}) por la siguiente expresión según Oriol, 1988:

$$S_{teor} = S_{m\acute{a}x} + S'_{din} \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.29$$

Considerando que el transportador tiene dos cadenas de tracción, se halla la tensión de cálculo de las mismas por la siguiente expresión según Oriol, 1988:

$$S_{cal} = k_i \cdot S_{teor} \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.30$$

Conociendo que k_i es el coeficiente que tiene en cuenta que la carga no se distribuye de manera regular sobre la cadena; $k_i = 0,6 \div 0,7$.

Según Oriol (1988), para hallar la tensión de rotura se aplica la siguiente ecuación:

$$S_{rot} \geq k \cdot S_{cal} \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.31$$

Donde:

k : factor de seguridad que depende de la traza del transportador, del régimen de trabajo y el carácter de la carga. En transportadores inclinados, donde la rotura de la cadena puede provocar mayores averías: $k = 8 \div 10$.

Luego de obtenido este valor, se escoge la cadena cuyo límite de rotura sea mayor o igual a S_{rot} calculado, según el anexo 2 (tabla 4.2 de Oriol, 1988).

- **Cálculo de comprobación al desgaste**

Según Oriol (1988), la necesidad de este cálculo es que las articulaciones se desgastan como resultado del deslizamiento de las superficies de contacto, a la entrada y salida de las catalinas.

Para hacer esta comprobación es necesario hallar el área de contacto del pasador con el buje, mediante la siguiente expresión según Oriol (1988):

$$A = B_H + 2 \cdot S_1 \cdot d \text{ (mm}^2\text{)} \dots\dots\dots 2.32$$

Donde:

B_H , S_1 y d : parámetros de las cadenas de planchetas que se encuentran en el anexo 2 (tabla 4.2 de Oriol, 1988).

También es necesario hallar S'_{teor} y S'_{cal} por las siguientes expresiones expuestas en Oriol, 1988.

$$S'_{teor} = S_{m\acute{a}x} + K_1 \cdot S'_{din} \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.33$$

Conociendo que K_1 es el coeficiente que tiene en cuenta que S'_{din} varía de un mínimo a un máximo y que a los efectos del desgaste no tiene sentido tomar el valor máximo, sino más bien el promedio de su efecto. $K_1 = 0,5 \div 0,7$.

$$S'_{cal} = k_i \cdot S'_{teor} \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.34$$

Por último se aplica la ecuación de comprobación que tiene en cuenta el área de contacto del pasador con el buje.

$$p_{m\acute{a}x} \geq \frac{S'_{cal}}{A} \text{ (MPa)} \dots\dots\dots 2.35$$

Donde:

$p_{m\acute{a}x}$: presión específica máxima que depende del material utilizado y que para los aceros aleados tratados térmicamente tiene un valor de $p_{m\acute{a}x} = 40 \div 50$ MPa.

- **Cálculo de comprobación al arranque**

Según Oriol (1988), en el momento del arranque, a las tensiones contempladas por la expresión 2.29 hay que añadirle la tensión dinámica debido al arranque que se calcula por la expresión 2.28. Para comprobar si la cadena resiste el arranque es necesario hallar $S_{m\acute{a}x\ din}$ mediante la siguiente expresión según Oriol, 1988.

$$S_{m\acute{a}x\ din} = k_i \cdot S_{teor} + S_{din} \text{ (N)} \dots\dots\dots 2.36$$

Plantea Oriol (1988), que la comprobación consiste en comparar la tensión máxima en el momento de arranque con la tensión de rotura real, y esta no debe ser mayor que un valor admisible k_r . La expresión matemática es la siguiente:

$$\frac{S_{rot}}{S_{m\acute{a}x\ din}} \geq k_r \dots\dots\dots 2.37$$

Teniendo $[k_r]$ un valor de 1,5.

2.6. Simulación por el Método de Elementos Finitos

Durante el funcionamiento del transportador en el arrastre del mineral existe un proceso térmico influenciado por el medio en el que se desempeña, donde se tiene en cuenta la temperatura del mineral y las cargas estáticas durante el proceso de transporte. Debido a que el elemento que mayor carga soporta son las paletas se simuló este elemento. Para la simulación se empleará el software ANSYS V.11.0.

En dependencia de las propiedades y valores de carga, las condiciones a tener en cuenta son:

1. Temperatura de trabajo (260 °C).
2. Conductividad térmica del AISI 304L.
3. Coeficiente de expansión térmica.
4. Coeficiente de Poisson.
5. Módulo de dilatación.
6. Módulo de elasticidad longitudinal.
7. Módulo de elasticidad transversal.

2.6.1. Algoritmo para la simulación (ANSYS versión 11.0)

El algoritmo desarrollado por etapas para el análisis que desarrolla el paquete ANSYS fue:

Primera etapa: Modelado de tubos de pequeñas dimensiones sometidos a temperatura de fusión.

Segunda etapa: Modelado de tubos inoxidables empleados en la industria minero metalúrgica.

Tercera etapa: Generación del mallado y condensación.

2.7. Conclusiones del capítulo 2

1. Se establece una metodología de cálculo para determinar los parámetros tecnológicos del transportador de rastrillos a partir de varias metodologías de diferentes autores que tienen como premisa las propiedades del material a transportar.
2. Se identifica el procedimiento para la determinación de los parámetros que permiten el diseño de las cadenas de tracción y las paletas de arrastre.

CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.1. Introducción

En este capítulo se realizará un análisis de los resultados obtenidos a lo largo del trabajo, además, se establece un conjunto de criterios y postulados que sustentan las teorías que corroboran la veracidad de la hipótesis planteada como resultado del análisis y el procesamiento de la información obtenida a través de la realización de los cálculos. Se realiza la valoración económica del diseño de la cadena de tracción del transportador, así como el impacto medioambiental que trae consigo el funcionamiento del mismo.

El objetivo del capítulo es analizar los resultados obtenidos durante el desarrollo de este trabajo y la explicación de los fundamentos que dan solución al problema planteado, así como la valoración económica y el impacto medioambiental.

3.2. Resultados del cálculo del transportador de rastrillos

Para realizar los cálculos se usó el software Mathcad 15. Los datos fundamentales o de entrada que son necesarios para realizar el cálculo de este transportador se muestran a continuación:

- Capacidad: 50 t/h
- Traza o longitud del transportador: 28,8 m.

Los datos utilizados para realizar el cálculo de las dimensiones de la canal fueron $k = 2,5$; $K_0 = 0,8$; la velocidad $0,1$ m/s; el peso específico aparente del material $3,4$ t/m³; el tamaño de la partícula representativa $a' = 0,147$ mm, y la productividad del transportador $Q = 50$ t/h. La tabla 3.1 muestra los resultados.

Tabla 3.1. Determinación de las dimensiones de la canal del transportador.

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
2.1	B_c	0,357	m
2.4	h_c	200	mm

El resultado obtenido con el empleo de la ecuación 2.1 demuestra que como el ancho de la canal supera los 320 mm, se deben usar dos cadenas de arrastre para garantizar una posición equilibrada del rastrillo con respecto a la canal y la dirección longitudinal de la

cadena garantizando el correcto funcionamiento del órgano de tracción. El valor obtenido del mismo se estandariza al valor estándar superior de 500 mm. El resultado de la ecuación 2.4 referente a la altura necesaria de la canal, garantizará la adecuada ubicación de los elementos que componen el cuerpo del transportador y así se logrará un eficiente funcionamiento del mismo. Como las ecuaciones 2.2 y 2.3 son para verificar el ancho de la canal cuando se transportan cargas en pedazos, aquí no se utilizan porque la carga que se transporta es polvo muy fino.

Luego de haber calculado el ancho y la altura de la canal, calculamos el ancho de la paleta con cadenas, el espesor y la altura de la misma. Los resultados del cálculo se muestran en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Determinación de las dimensiones de la paleta con cadenas.

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
2.5	B	485	mm
2.6	S	7,5	mm
2.8	h	121,25	mm

Los resultados obtenidos en las ecuaciones 2.5 a la 2.8 expresan las dimensiones que deben tener las paletas del transportador para garantizar, junto al órgano de tracción, el aumento de la productividad requerida. En dependencia del valor del ancho de la canal se calcula el espesor de la paleta de contorno en dirección transversal; como el material a transportar es polvo muy fino y fácilmente movedizo se empleó la ecuación 2.6.

Para el cálculo de la velocidad real de transportación de la carga se tiene en cuenta, además de otros parámetros, el ancho de la canal calculado anteriormente. Sustituyendo cada parámetro y calculando en la ecuación 2.9 obtenemos la velocidad $v_r = 0,051$ m/s. Esta es aproximadamente igual a la velocidad asumida inicialmente: $v = 0,1$ m/s. Es necesario recordar que al aumentar la velocidad disminuye el rendimiento del accionamiento y aumenta el consumo de energía eléctrica, por causa del aumento del momento dinámico de carga del órgano de tracción, entonces, se toma la velocidad real de transportación propuesta anteriormente (0,1 m/s).

El cálculo de los pesos lineales lleva en sí los coeficientes K_2 y K_q , siendo estos 0,8 y 0,7 respectivamente. En la tabla 3.3 se muestran los resultados del cálculo del peso lineal de la carga y del peso de un metro lineal de la cadena con paletas.

Tabla 3.3. Cálculo de los pesos lineales.

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
2.10	q_e	$3,025 \times 10^3$	N/m
2.11	q_o	$2,117 \times 10^3$	N/m

Para realizar el cálculo de las tensiones es necesario calcular previamente las resistencias que existan en los tramos de la traza del transportador, en la tabla 3.4 aparecen los resultados del cálculo de las resistencias.

Tabla 3.4. Resistencias calculadas en el transportador.

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
2.12	W_{RL}	$2,134 \times 10^4$	N
2.13	W_C	$1,108 \times 10^6$	N
2.14	W_{FC}	$1,955 \times 10^5$	N
2.16	W_{DC}	$2,117 \times 10^3$	N
2.17	W_{RC}	$2,088 \times 10^5$	N
2.18	W_G	$1,478 \times 10^4$	N

Para el cálculo de la resistencia de fricción en las partes rectilíneas de la rama libre (W_{RL}) se tuvo en cuenta la longitud del tramo a calcular, siendo este 28,8 m, y el coeficiente de resistencia de la cadena que frota sobre la pared del canal se tomó $w = 0,35$ porque el canal es de acero. Así mismo, para el cálculo de la resistencia de fricción en las partes inclinadas (W_C) se tuvo que calcular primeramente la tensión de la rama de entrada. Para determinar la resistencia en las partes rectilíneas cargadas (W_{FC}) se escogió el coeficiente de fricción entre el material y la canal $f_o = 1,2$ según Oriol (1988), y el factor de resistencia al movimiento entre el material y la canal al ser calculado arrojó el valor de 1,32.

La diferencia de altura (H_1) en la posición de los puntos del tramo al comienzo y al final del transportador, empleada en el cálculo de la resistencia a la fuerza de gravedad (W_G) se determinó utilizando el plano de la traza del transportador. Teniendo esta traza, el eje horizontal de las x , y la altura final del tramo se forma un triángulo rectángulo del que

conocemos la hipotenusa (longitud del transportador) y el ángulo que se forma entre ésta y la horizontal. Luego, aplicando la razón trigonométrica seno para hallar el cateto opuesto del triángulo (la diferencia de altura H_1) y despejando se obtiene el resultado $H_1 = 2,875$ m.

Los valores anteriormente calculados nos expresan las resistencias a las cuales será sometida la cadena de arrastre según los tramos del transportador. Estos valores nos permitirán realizar el cálculo de las tensiones, para lo cual se utilizó el método de contorno por puntos. Teniendo en cuenta que el cálculo de estas se debe comenzar por el punto de tensión mínima de la cadena (S_{\min}), se formó un sistema de ecuaciones de dos variables con dos incógnitas conocido como dos con dos para encontrar estos valores de tensiones. La tabla 3.5 muestra los valores de tensiones calculados.

Tabla 3.5. Tensiones calculadas en el transportador.

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
2.19	S_1	85 073,429	N
2.19	S_2	$1,064 \times 10^5$	N
2.19	S_3	$3,196 \times 10^5$	N
2.19	S_4	$3,217 \times 10^5$	N
2.19	S_5	552 977,289	N

El paso de la cadena garantiza la separación entre las paletas y el correcto funcionamiento del órgano de tracción del transportador. Para la selección de este se tuvo en cuenta la tensión máxima (S_5). Según la tabla 2.3, para una cadena de alta resistencia con valor de 552 977,289 N el paso t es de 250 mm.

Teniendo el paso de la cadena, se calculó el recorrido mínimo necesario para el sistema tensor. La tabla 3.6 muestra este y otros resultados.

Tabla 3.6. Parámetros necesarios calculados para la determinación de la potencia motriz.

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
2.20	A_L	0,16	m
2.21	W_O	$4,998 \times 10^5$	N
2.22	N	35,00	kW

Una vez calculadas las tensiones máximas y mínimas del transportador (S_5 y S_1), se determinó el esfuerzo de tracción del accionamiento, y con este, y una eficiencia de la transmisión de 0,90 se determinó la potencia necesaria del motor.

Es necesario recordar que una de las desventajas del empleo de este tipo de transportadores es que tienen un alto consumo energético como se aprecia en el cálculo de la potencia del motor (35 kW), esto ocurre debido al deslizamiento del material sobre la canal (Oriol, 1986).

3.3. Resultados del cálculo de la selección de las cadenas de tracción

Para iniciar el cálculo de selección de las cadenas de tracción se utilizó la ecuación 2.23, determinándose así la carga de trabajo, la cual arrojó un resultado de $1,338 \times 10^6$ N, valor numérico con el que se entró al anexo 2 (tabla 4.2 de Oriol, 1988) y se escogió una cadena de planchetas del tipo BK Γ , con un límite de rotura de 1000 kN, o lo que es lo mismo: 1000 000 N. Es necesario aclarar que se deberá corregir el paso de la cadena seleccionado anteriormente según la tabla 2.3, ya que para esta cadena el paso es de 320 mm, y luego repetir el cálculo.

Luego de obtener este resultado, se determinó el diámetro primitivo de la catalina motriz con ocho dientes y el paso de la cadena igual a 320 mm. Este cálculo resultó ser de 836,20 mm.

El resultado del cálculo de los parámetros necesarios para la determinación de la fuerza de inercia en el arranque está relacionado en la tabla 3.7.

Tabla 3.7. Parámetros para el cálculo de la fuerza de inercia en el arranque.

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
2.25	$a_{\text{máx}}$	$4,074 \times 10^{-3}$	m/s^2
2.26	S'_{din}	157,425	N
2.27	S_{imp}	$1,481 \times 10^6$	N
2.28	S_{din}	$9,816 \times 10^5$	N

Se debe tener en cuenta que la tendencia general es la de incrementar las velocidades de trabajo de los transportadores y aumentar el paso de las cadenas que se emplean como órgano de tracción. Por esta razón, la determinación de las cargas dinámicas en los

transportadores de cadenas, aunque sea mediante cálculos aproximados, tiene razones prácticas que le justifican. Oriol, 1988.

En la tabla 3.8 se muestra el resultado del cálculo de los parámetros necesarios que nos llevarán a la selección y comprobación de la cadena de tracción del transportador.

Tabla 3.8. Parámetros para la selección de la cadena de tracción.

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
2.29	S_{teor}	$5,531 \times 10^5$	N
2.30	S_{cal}	$3,595 \times 10^5$	N
2.31	S_{rot}	$3,236 \times 10^6$	N

Para hallar la tensión de cálculo de la cadena, el coeficiente k_i se tomó igual a 0,65; y para calcular la tensión de rotura el factor de seguridad tomado fue $k = 9$, por lo que la cadena seleccionada fue la misma que se seleccionó después de realizado el cálculo de la ecuación 2.23.

Los resultados del cálculo de los parámetros que son necesarios para la comprobación de la cadena al desgaste están mostrados en la tabla 3.9.

Tabla 3.9. Comprobación de la cadena al desgaste.

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
2.32	A	$8,28 \times 10^3$	mm^2
2.33	S'_{teor}	$5,531 \times 10^5$	N
2.34	S'_{cal}	$3,595 \times 10^5$	N
2.35	$p_{\text{máx}}$	43,42	MPa

Para hallar S'_{teor} el coeficiente K_1 se tomó igual a 0,6. Finalmente, al realizar el cálculo de comprobación utilizando la ecuación 2.35, y como el material de la cadena es un acero aleado (AISI 304 L), el valor de la $p_{\text{máx}}$ está en el rango de 40 a 50 MPa, y como $p_{\text{máx}}$ calculado (43.42 MPa) es menor que 50 MPa podemos decir que la cadena está bien seleccionada en cuanto al desgaste.

Para comprobar la cadena al arranque se calculó $S_{\text{máx din}}$, utilizando la ecuación 2.36, resultando esta en $9,976 \times 10^5$ N, y como hay que comparar la tensión máxima en el momento de arranque con la tensión de rotura real, y no debe ser mayor que 1,5,

concluimos que: como la tensión de comparación ($T_{comp} = 3,244$) calculada mediante la expresión 2.37 es mayor que el valor admisible ($k_r = 1,5$), queda comprobado que la cadena está bien seleccionada en todos los aspectos.

3.4. Resultados de la simulación por el Método de Elementos Finitos

La simulación de las paletas de las cadenas de tracción del transportador de rastrillos que acarrea el mineral desde la salida de la planta Hornos de Reducción hasta los enfriadores de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara se realizó en el programa ANSYS (V.11.0). Con la aplicación de esta herramienta informática se obtuvieron los resultados de desplazamientos y tensiones normales provocados por la carga horizontal y la temperatura a la que están sometidas las paletas durante su funcionamiento. Como propiedades físicas del material se introdujeron el módulo de elasticidad, el coeficiente de Poisson y la densidad del mismo.

Las paletas simuladas fueron dibujadas en el software profesional Autocad, en la versión correspondiente al año 2000. Para ello se tomó en cuenta su ancho (485 mm), su espesor (7,5 mm) y su altura (121,25 mm); además del radio de curvatura que es de 30 mm y con un ángulo de 14° (ver figura 3.1); la segunda paleta analizada se diseñó con las mismas dimensiones que la paleta 0, excepto que esta tiene un radio de curvatura de 60 mm y un ángulo de 28° (ver figura 3.2).

Los modelos geométricos se discretizaron con un 20 solid 95, que genera una malla tetraédrica de elementos rectangulares de 6 nodos, para garantizar mayor precisión se empleó tamaño de malla 3 con refinamiento en el centro de las paletas de arrastre.

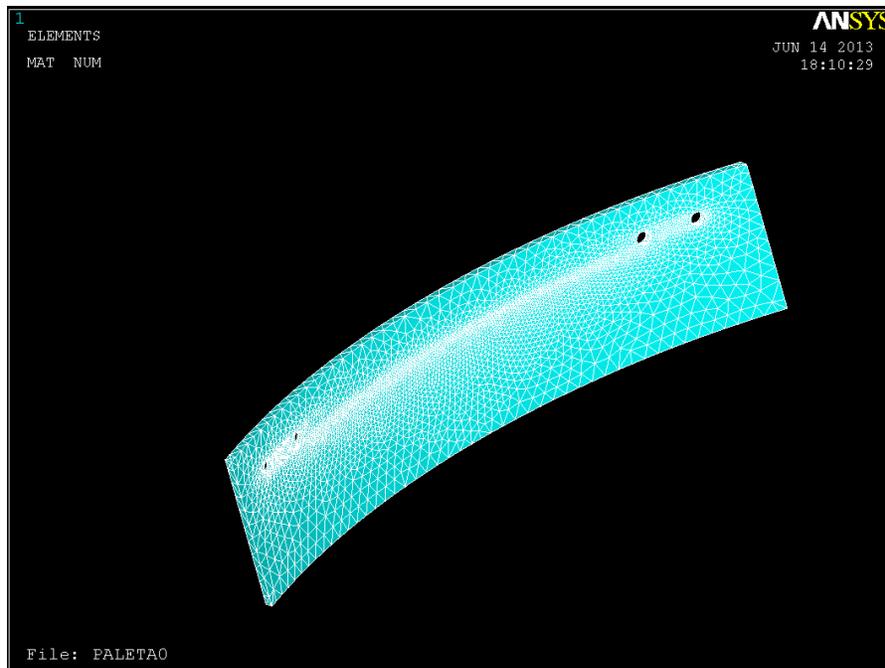


Figura 3.1. Mallado de la paleta con radio de curvatura de 30 mm.

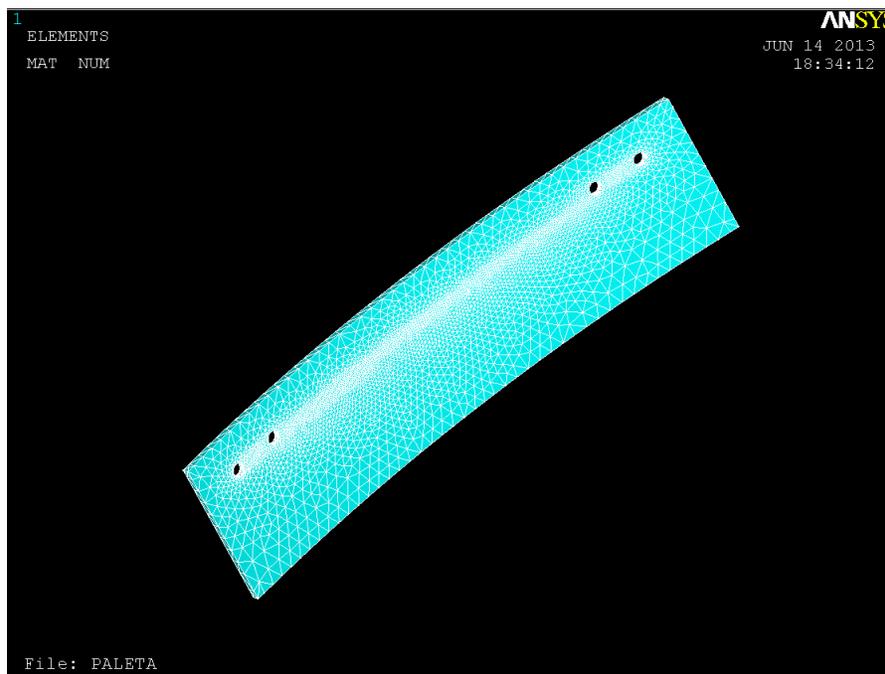


Figura 3.2. Mallado de la paleta con radio de curvatura de 60 mm.

Como se observa en las figuras 3.3 y 3.4, la paleta que se diseñó con menor radio de curvatura (paleta 0) tiene mejor rigidez debido a que los desplazamientos solo alcanzan los $0,82 \times 10^{-4}$ m, por tanto, a partir de los criterios de rigidez se recomienda la paleta con radio de 30 mm y ángulo de 14° .

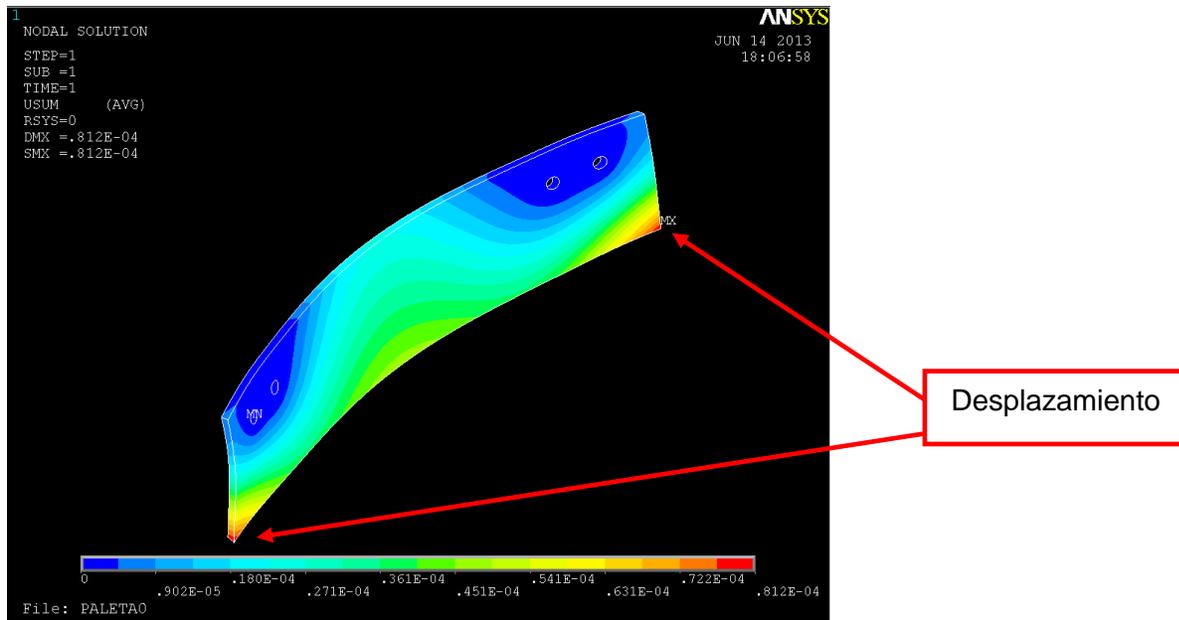


Figura 3.3. Desplazamientos de la paleta con ángulo de 14°.

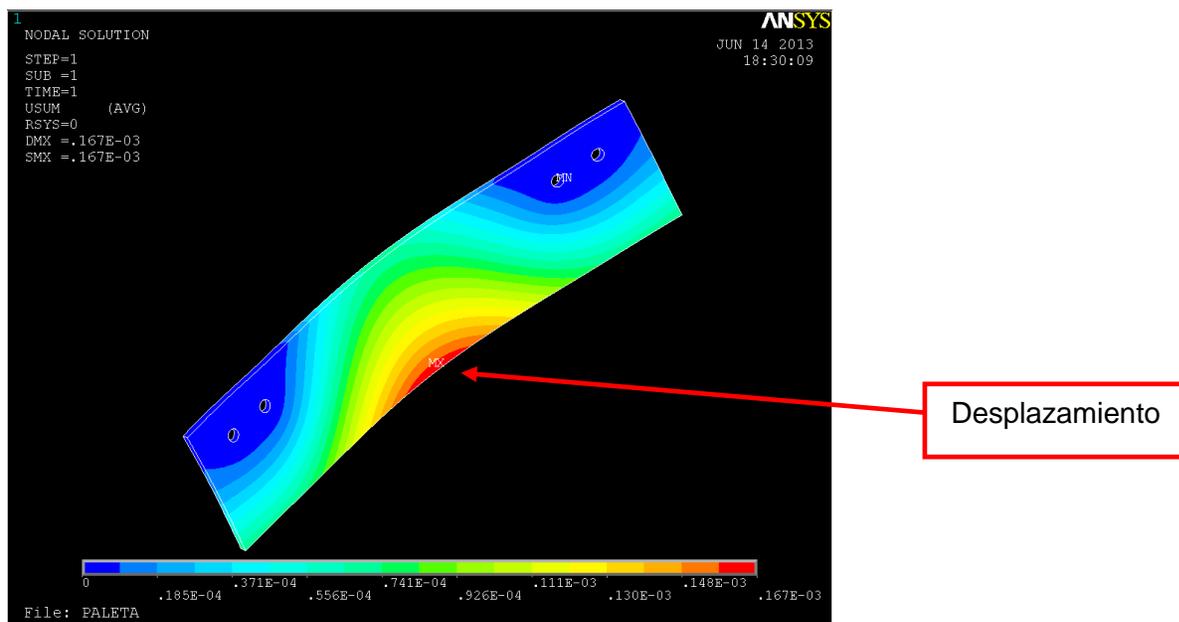


Figura 3.4. Desplazamientos de la paleta con ángulo de 28°.

Como se observa en las figuras 3.5 y 3.6, las tensiones máximas se encuentran en los orificios de sujeción; en las demás áreas de las paletas las tensiones se distribuyen de manera muy regular y los valores que estas alcanzan no constituyen valores peligrosos para estos elementos, aunque en la paleta con ángulo de 28° las tensiones superan en 20 MPa a las tensiones máximas que se originan en la paleta con ángulo de 14° y radio de curvatura de 30 mm.

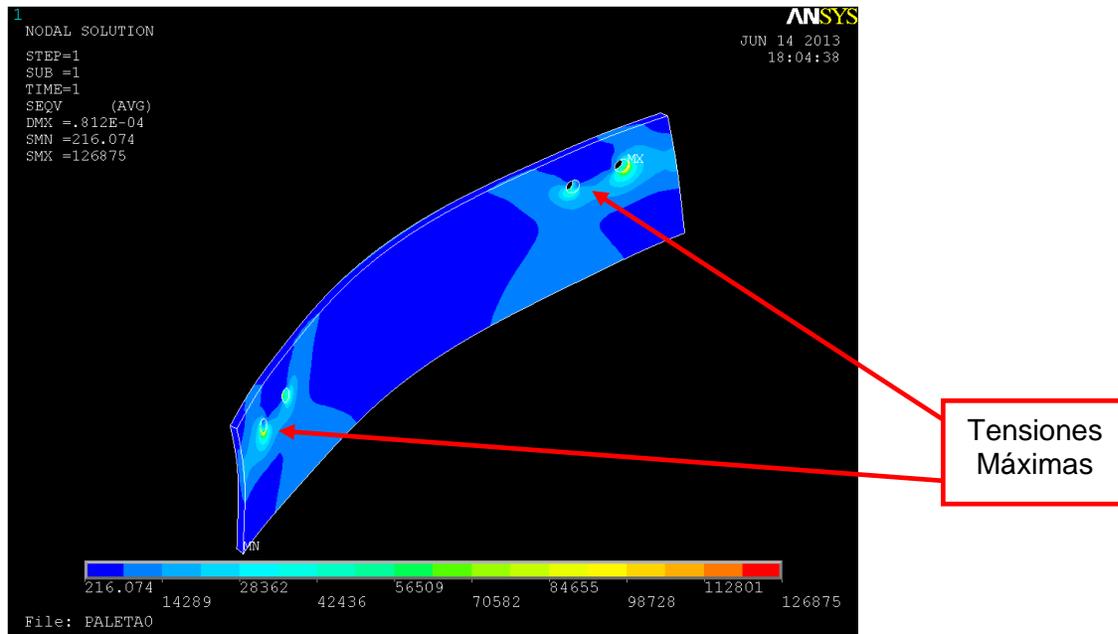


Figura 3.5. Tensiones de Von Misses en la paleta con ángulo de 14 °.

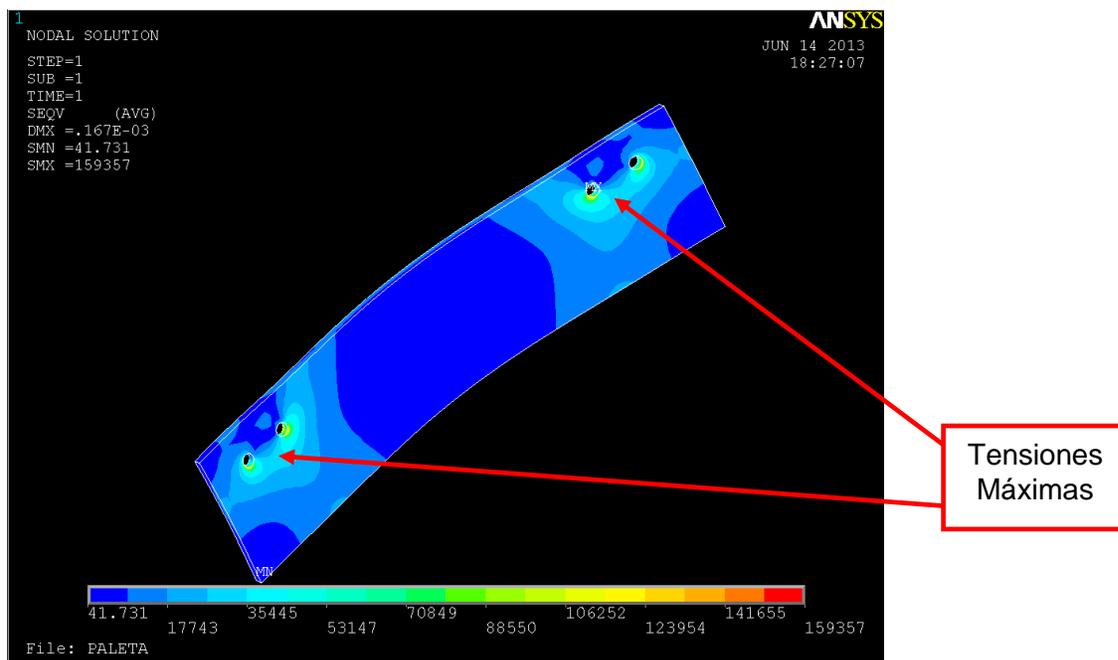


Figura 3.6. Tensiones de Von Misses en la paleta con ángulo de 28 °.

3.5. Valoración económica

Determinación del costo por concepto de canal

Para calcular la longitud de la canal se emplea la siguiente ecuación:

$$L_{canal} = L_{transportador} + L_{disp\ carga} + L_{disp\ descarga} \text{ (m)} \dots\dots\dots 3.1$$

Donde:

$L_{transportador}$: longitud total del transportador; 32,0 m

$L_{disp\ carga}$: longitud del dispositivo de carga; 1,2 m

$L_{disp\ descarga}$: longitud del dispositivo de descarga; 1,0 m

Sustituyendo los datos y calculando en la ecuación 3.1 obtenemos $L_{canal} = 34,2$ m.

El costo por concepto de canal se determina utilizando la expresión:

$$C_{canal} = L_{canal} \cdot S_{canal} \text{ (CUC)} \dots\dots\dots 3.2$$

Teniendo en cuenta que S_{canal} es el costo de 1 m de la canal, en CUC/m, y que tiene un valor de S_{canal} 233,70 CUC/m, calculamos en la ecuación 3.2 y obtenemos que el costo por concepto de la canal es $C_{canal} = 7\,992,54$ CUC.

Determinación del costo por concepto de rastrillos

Para determinar el costo total por concepto de rastrillos se empleará la siguiente ecuación:

$$C_{total\ rastrillos} = 2 \cdot N_{rastrillos} \cdot CU_{rastrillos} \text{ (CUC)} \dots\dots\dots 3.3$$

Donde:

$N_{rastrillos}$: número de rastrillos del transportador; $N_{rastrillos} = 90$ rastrillos

$CU_{rastrillos}$: costo unitario del rastrillo; $CU_{rastrillos} = 135,70$ CUC/U

Entonces, sustituyendo y calculando en la ecuación 3.3 se obtiene que el costo total por concepto de rastrillos es $C_{total\ rastrillos} = 24\,426,00$ CUC.

Determinación del costo por concepto de cadena

$$C_{total\ cadena} = 2 \cdot N_{eslabones} \cdot CU_{eslabón} \text{ (CUC)} \dots\dots\dots 3.4$$

Donde:

$N_{eslabones}$: número de eslabones de la cadena; $N_{eslabones} = 90$ eslabones

$CU_{eslabón}$: costo unitario del eslabón; $CU_{eslabón} = 43,50$ CUC/U

Por lo tanto, según el cálculo efectuado en la ecuación 3.4 el costo total por concepto de cadenas es $C_{total\ cadena} = 7\ 830,00$ CUC.

Costo de la transmisión del transportador (CTT)

El costo de la transmisión del transportador es $CTT = 1\ 540,00$ CUC, según catálogo de la Dirección Comercial y la Dirección Técnica de la Empresa Comandante Ernesto Che Guevara.

Costo del motor de accionamiento del transportador (CMT)

El costo del motor de accionamiento del transportador es $CMT = 2\ 330,60$ CUC, según catálogo de la Dirección Comercial y la Dirección Técnica de la Empresa Comandante Ernesto Che Guevara.

Costo de accesorios e insumos

El costo de accesorios e insumos necesarios es $C_{otros} = 12\ 500,00$ CUC.

Costo total de inversión del transportador (CIT)

El costo total de inversión del transportador se determina como:

$$CIT = C_{canal} + C_{total\ rastrillos} + C_{total\ cadena} + CTT + CMT + C_{otros} \text{ (CUC)} \dots\dots\dots 3.5$$

Como tenemos los valores para el cálculo, al realizar el mismo en la ecuación 3.5 obtenemos el costo total de inversión del transportador $CIT = 56\ 619,14$ CUC.

Si comparamos los resultados económicos referidos al costo de inversión del presente trabajo (56 619,14 CUC), consistente en la sustitución del transportador de tornillo sin fin por el transportador de tipo rastrillos propuesto, con los gastos producto de las averías en el transportador de tornillo sin fin de la Empresa Comandante Ernesto Che Guevara, al que según Rodríguez (2011), se le requiere realizar operaciones de recambio de tramos averiados, y teniendo en cuenta que el tiempo de parada de una línea es de 20 horas como promedio, y que en cada una se dejarán de procesar 800 toneladas de menas lateríticas que posibilitarían la extracción de 11,2 toneladas de sínter de Ni + Co, y además, que según los precios actuales del producto en el mercado esto representa una pérdida de 280 896,00 CUC/transportador; entonces, se puede apreciar que es factible la sustitución del transportador de tornillo sin fin actual por el de rastrillos.

3.6. Análisis del impacto ambiental

La protección del medio ambiente con el paso de los años se ha convertido en una de las cuestiones que inquietan a la humanidad. Los grandiosos medios técnicos de que dispone el hombre para explotar las riquezas naturales y el acelerado desarrollo de la economía han traído consecuencias indeseables para la humanidad tales como el agotamiento de los recursos naturales, la contaminación ambiental, la pérdida de los valores estéticos del medio circundante, entre otros, por tanto, no es casual que las organizaciones científicas, sociales, los estados y gobiernos de muchas partes del mundo se hayan preocupado por tomar medidas que de una forma u otra están dirigidas a proteger el medio ambiente.

El estado de salud del hombre depende en gran medida de las condiciones de trabajo, su entorno laboral y su labor específica, ya que es donde se expone a los diferentes contaminantes: polvo industrial, ruidos, gases, etcétera.

En los transportadores de rastrillos, por las características de la mayoría de las cargas que se transportan en ellos, es necesario garantizar la correcta hermetización de la canal o conducto del transportador y de las escotillas o registro. Cuando estas canales no presentan las condiciones necesarias para una correcta hermetización, van a ocurrir derrames del material que se transporta. Estos derrames influyen negativamente en la salud del personal que labora alrededor de ellos, así como en la limpieza del área en que se encuentren estas máquinas de transporte continuo.

Afectaciones por el material transportado

De los materiales que son transportados por los transportadores de rastrillos, los que mayor afectación pueden tener sobre el medio ambiente son los polvos, pues estos afectan al organismo humano directamente en mayor o menor medida. El polvo penetra en el organismo humano principalmente por dos vías:

- Inhalación de polvos en el aire a través de las vías respiratorias
- Absorción de polvo a través de la piel.

Al ocurrir derrames de polvo al medio ambiente, las partículas que sean superiores a $5\ \mu\text{m}$ de diámetro quedan detenidas en los vellos de la cavidad nasal. Las partículas entre 0.5 y $5\ \mu\text{m}$ son capaces de penetrar hasta el sistema respiratorio inferior depositándose en los

bronquios. Por lo que en la mayoría de los casos es eliminado al cabo de pocas horas por exhalación. Las más preocupantes son las partículas menores a $0.5 \mu\text{m}$ pues se ha estimado que más del 50 % de las partículas de 0.01 a $0.1 \mu\text{m}$ que penetra en los alvéolos se depositan allí, donde es más difícil eliminarlos por carecer de cilios y mucosa, pudiendo permanecer durante meses e incluso años degradando la salud del hombre.

Como ejemplo de las afectaciones que provocan los polvos podemos decir que la aspiración de polvo de Níquel puede provocar corizas crónicas y sinusitis; también se le atribuyen a este polvo propiedades cancerígenas, actuando fundamentalmente sobre los pulmones. El polvo de Cobalto tiene propiedades dañinas sobre el riñón y se le atribuye la aparición de dermatitis por ser altamente irritante, además, se ha reportado que provoca cambios hematológicos, digestivos y pulmonares. Los polvos finos de óxido de hierro son inertes y pueden, como máximo, interrumpir las funciones de los órganos respiratorios. Por estas razones se debe exigir el uso de los equipos de protección respiratoria a los trabajadores que laboren en lugares en que exista exposición a derrames de polvo.

Afectaciones por la emisión de ruido

La presencia de ruido es uno de los elementos que más afectan las condiciones de trabajo en el ambiente laboral. Los transportadores de rastrillos también afectan al medio ambiente por el nivel de ruido alrededor de sus instalaciones, producto del deficiente engrase de sus elementos o por el mal estado del motor de accionamiento.

El ruido incide directamente sobre la salud física y mental de los trabajadores y tributa a la aparición de enfermedades profesionales asociados a este fenómeno cuando no se cuenta con los medios de protección individuales. Estas afectaciones producen efectos indirectos y negativos como el incremento de la presión sanguínea, la aceleración del ritmo sanguíneo, la contracción de los capilares de la piel y la disminución de la capacidad de trabajo físico y mental.

En el hombre, las afectaciones que se producen por los impactos negativos sonoros son:

- Cambios y pérdida de audición.
- Interferencia de la comunicación oral.
- Molestias y disminución de la capacidad de trabajo.

Se ha demostrado que la exposición prolongada a ciertos niveles de ruido puede provocar la pérdida total de la audición. Esto se ha visto fundamentalmente en casos de personas que trabajan en ambientes ruidosos. Un ejemplo de ello es que las personas que durante más de 20 años y a razón de 8 horas diarias han sido sometidas a niveles de ruido superiores a 90 decibeles tienen una probabilidad alta de perder la audición, y por tanto, convertirse en sordos.

Por tanto, se debe mantener un engrase adecuado de todos los elementos del transportador que lo requieran: cojinetes y cadenas de accionamiento del motor; ya que de esta forma se disminuye considerablemente el nivel de ruido alrededor de los transportadores, además, el personal que labore alrededor de estas máquinas debe usar protección auditiva.

3.7. Conclusiones del capítulo 3

1. Se deben usar dos cadenas de arrastre para garantizar una posición equilibrada del rastrillo con respecto a la canal y la dirección longitudinal de la cadena garantizando el correcto funcionamiento del órgano de tracción.
2. La desventaja principal del empleo de los transportadores de rastrillos, es que tienen un alto consumo energético.
3. Se obtienen los parámetros tecnológicos que permiten el diseño del transportador de rastrillos propuesto para la sustitución del transportador de tornillo sin fin que transporta el mineral reducido en la Empresa Comandante Ernesto Che Guevara.

CONCLUSIONES GENERALES

1. Se establecen los procedimientos del cálculo según la literatura certificada y actualizada acorde a las condiciones de explotación de la transportación del mineral reducido en la Planta de Hornos de Reducción.
2. Se obtienen los parámetros tecnológicos (ancho de la canal 500 mm, ancho y altura de las paletas 485 y 121.25 mm y potencia de accionamiento 35 kW) que permiten el diseño del transportador de rastrillos propuesto para la sustitución del transportador de tornillo sin fin que transporta el mineral reducido en la Empresa Comandante Ernesto Che Guevara.
3. Se identifica la cadena que usará el transportador, cadena de planchetas, y se establecen los parámetros tecnológicos que permiten su diseño para el transportador de rastrillos que transporta el mineral reducido en la Empresa Comandante Ernesto Che Guevara.
4. Se establecen los parámetros e indicadores técnicos y económicos que permiten analizar la factibilidad de la sustitución del transportador de tornillo sin fin por un transportador de rastrillos para el transporte de mineral desde la salida de los Hornos de Reducción hasta los enfriadores del mineral reducido en la Empresa Comandante Ernesto Che Guevara. Además, se compara el valor de la inversión (CIT) de 56 619,14 CUC, el cual es mucho menor que el costo por concepto de averías en el transportador actual de tornillo sin fin que es de 280 896,00 CUC, según Rodríguez (2011).



RECOMENDACIONES

1. Aplicar los resultados del presente trabajo en la Planta de Hornos de Reducción de la Empresa Comandante Ernesto Che Guevara durante el proyecto del transportador de rastrillos factible para la sustitución del transportador de tornillo sin fin utilizado actualmente.
2. Incluir los resultados del trabajo en las clases prácticas de las asignaturas de Transporte Industrial y Minero, así como de Accionamiento Industrial, que se imparten en el Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.



BIBLIOGRAFÍA

1. Anuriev, V. S; *Manual del Constructor de Maquinarias*. En tres tomos. Moscú; Editorial Mashinoestroyeniye; 1982.
2. Blanco, Liudbel; *Determinación de los parámetros tecnológicos para el diseño de un transportador de paletas hundidas para la Planta de Preparación de Mineral de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara*. Moa; ISMM; 2008.
3. Dobrovolski, V, y otros; *Elementos de máquinas*. Moscú; Editorial Mir; 1980.
4. González, Rey; *Transmisión de Potencia por Cadenas de Rodillos. Explotación, Selección y Diseño*. La Habana, ISPJAE, 2001.
5. González, Rey, y otros; *Elementos de máquinas. Cadenas y Sprockets. Transmisiones Mecánicas*. La Habana; CUJAE; 2000.
6. Joh, Winklhofer & Söhne GmbH & Co; KG, I, Chains. *Design and Construction*; München; 1994.
7. Maldonado, Luis M, y otros; *Máquinas de transporte continuo*. La Habana; 1998.
8. Martínez, J. A.; *Apuntes sobre la teoría y cálculo de los transportadores de rastrillos*. Bogotá; 1995.
9. Matiushev L. G.; Sumin V. N; *Dispositivos de Transporte de Depósitos de las Fábricas de Enriquecimiento*. Moscú, URSS; Editorial MIR; 1985.
10. Navarrete, Enrique; González, José R; *Mantenimiento Industrial*. T.1 y T.2. La Habana; ENPES; 1986.
11. Odetto, A. R; *Cadenas de transmisión*. La Habana; ISPJAE, 2001.
12. Oriol, José M; *Conferencia de Máquinas Transportadoras*. Facultad de construcción de Maquinarias, ISPJAE, 1986.
13. Oriol, José M; Aguilar, Francisco; *Máquinas de Transporte Continuo*. T. 1. La Habana; Editorial Pueblo y Educación; 1988.
14. Oriol, José M; *Máquina Transportadora*. La Habana; Editorial Pueblo y Educación; 1993.



15. Pérez, Fidel; *Modificación de los brazos de hornos de soleras múltiples de la UBP Hornos de reducción de la ECG*. Moa; ISMM; 2012.
16. Pis, Orleydis; *Automatización de la metodología de cálculo para transportadores de paletas*. Moa; ISMM; 2005.
17. Renold Power Transmission Ltd, the Designer Guide Transmission Chain, Catalogue REN6, 1999.
18. Reshetov, D. *Elementos de Máquinas*. Uneshtorgizdat, Moscú, 1991.
19. Rodríguez, I; *Método para el cálculo de la fractura tridimensional de tramos horadados en transportadores sin fin de minerales lateríticos de la Empresa Comandante Ernesto Che Guevara*. Moa; ISMM; 2011.
20. Rueda, F y otros; *Materiales en ingeniería*. Lima, 2009.
21. Shubin V. S, Pedre C; *Diseño de Maquinaria industrial*. T.3. La Habana; Editorial Pueblo y Educación; 1986.

Sitios web visitados

22. [http://www.ecured.cu/index.php/Transportador de Rastrillo](http://www.ecured.cu/index.php/Transportador%20de%20Rastrillo).
23. <http://www.ecured.cu>.
24. <http://www.monografias.com/trabajos78/teoría-calculo-transportadores-rastrillo/teoría-calculo-transportadores-rastrillo2>.
25. <http://teleformación.cujae.edu.cu/cvr/default.asp?instance=91>.

Anexo 1. Hoja de cálculo en Mathcad 15

Determinación de las dimensiones de la canal del transportador

$$k := 2.5$$

$$v := 0.1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Q := 50 \frac{\text{ton}}{\text{hr}}$$

$$\gamma := 3.4 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3}$$

$$K_o := 0.8$$

$$B_c := \sqrt{\frac{k \cdot Q}{1 \cdot K_o \cdot v \cdot \gamma}}$$

No se emplea el 3600 porque el software realiza la conversión de unidades de forma automática.

$$B_c = 0.357\text{m}$$

Estandarización del ancho de la canal

$$B_{\text{cest}} := 500 \text{ mm}$$

Verificación del ancho de la canal:

$$a' := 0.147\text{mm}$$

Para cargas no clasificadas:

$$B_{c1} := 3.45 a'$$

$$B_{c1} = 0.507\text{mm}$$

Para cargas clasificadas:

$$B_{c2} := 6.8 a'$$

$$B_{c2} = 1 \cdot \text{mm}$$

Atura de la canal

$$h_c := \frac{B_{\text{cest}}}{k}$$

$$h_c = 200 \text{ mm}$$

Determinación de las dimensiones de la paleta con cadenas

$$B := B_{\text{cest}} - 15 \text{ mm}$$

$$B = 485 \text{ mm}$$

Espesor de la paleta de contorno en dirección transversal

Para las cargas en polvo, en polvo muy fino y fácilmente movedizo:

$$S_o := 0.015 B_{\text{cest}}$$

$$S_o = 7.5 \text{ mm}$$

Altura de la paleta:

$$h := \frac{B}{4}$$

$$h = 121.25 \text{ mm}$$

Velocidad de transportación de la carga

$$v_r := \frac{k \cdot Q}{1 \cdot K_o \cdot B_{\text{cest}}^2 \cdot \gamma}$$

$$v_r = 0.051 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Cálculo del peso lineal de la carga

$$K_2 := 0.8$$

$$q_e := \frac{Q \cdot g}{1 \cdot v_r \cdot K_2}$$

$$q_e = 3.025 \times 10^3 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Cálculo del peso de un metro lineal de cadena con paletas

$$K_q := 0.7$$

$$q_o := K_q \cdot q_e$$

$$q_o = 2.117 \times 10^3 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

CÁLCULO DE LAS RESISTENCIAS**Resistencia de fricción en las partes rectilíneas de la rama libre (W_{RL})**

$$w := 0.3'$$

$$L_h := 28.8 \text{ m}$$

$$W_{rl} := q_o \cdot w \cdot L_h$$

$$W_{rl} = 2.134 \times 10^4 \text{ N}$$

Resistencia en las partes rectilíneas cargadas (W_{FC})

$$f_o := 1.2 \quad w'c := 1.1 \cdot f_o$$

$$w'c = 1.32$$

$$W_{fc} := (q_o + q_e) \cdot w'c \cdot L_h$$

$$W_{fc} = 1.955 \times 10^5 \text{ N}$$

Resistencia del dispositivo de carga (W_{DC})

$$W_{dc} := 0.7 \cdot q_e$$

$$W_{dc} = 2.117 \times 10^3 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Resistencia en las partes cargadas muy inclinadas (W_{RC})

$$\beta := 5.50 \cdot \frac{\pi}{180} \quad \beta = 0.096$$

$$W_{rc} := (q_o + q_e) \cdot L_h \cdot (\sin(\beta) + w'c \cdot \cos(\beta))$$

$$W_{rc} = 2.088 \times 10^5 \text{ N}$$

Resistencia a la fuerza de gravedad (W_G)

$$H_i := 2.875r$$

$$W_g := (q_o + q_e) \cdot H_i$$

$$W_g = 1.478 \times 10^4 \text{ N}$$

CÁLCULO DE LAS TENSIONES

$$T_1 := 85073.429 \text{ N}$$

$$T_2 := T_1 + W_{rl}$$

$$T_2 = 1.064 \times 10^5 \text{ N}$$

$$\omega := 0.3 \quad \alpha_k := \pi$$

$$T_3 := T_2 \cdot e^{\omega \cdot \alpha_k}$$

$$T_3 = 3.196 \times 10^5 \text{ N}$$

$$T_4 := T_3 + W_{dc} \cdot r$$

$$T_4 = 3.217 \times 10^5 \text{ N}$$

$$T_5 := 552977.28 \text{ N}$$

Resistencia de fricción en las partes inclinadas (W_c)

$$S_e := T_5$$

$$W_c := S_e \cdot \left(e^{\omega \cdot \alpha k} - 1 \right)$$

$$W_c = 1.108 \times 10^6 \text{ N}$$

Selección del paso de la cadena

Según la tabla 2.3, para una cadena de alta resistencia con valor 552 977.289 N el paso t es de 250 mm.

Cálculo del recorrido mínimo necesario para el sistema tensor

$$t := 320 \text{ mm}$$

$$A_l := \frac{t}{2}$$

$$A_l = 0.16 \text{ m}$$

Determinación del esfuerzo de tracción del accionamiento

$$S_e = 5.53 \times 10^5 \text{ N} \quad S_s := T_1$$

$$W_o := (S_e - S_s) + 0.05(S_e + S_s)$$

$$W_o = 4.998 \times 10^5 \text{ N}$$

Potencia del motor

$$K_r := 1.2 \quad \eta := 0.9$$

$$P_m := \frac{W_o \cdot v_r \cdot K_r}{1 \cdot \eta}$$

$$P_m = 34.028 \text{ kW}$$

Carga de trabajo para la selección de la cadena

$$S_{\text{máx}} := T_5 \quad f_n := 1.2$$

$$S_{tr} := S_{\text{máx}} \cdot f_n \cdot 1.1 \cdot 2.1 \cdot 4.1 \cdot 2$$

$$S_{tr} = 1.338 \times 10^6 \text{ N}$$

En el Oriol (1988) se escoge la cadena de planchetas del tipo BK Γ que tiene un límite de rotura de 1 000.00 kN.

Metodología de cálculo para la selección de las cadenas

Dimensionado de las catalinas

Diámetro primitivo:

$$z := 8 \quad \beta_1 := 180 \cdot \frac{\pi}{180}$$

$$\beta_1 = 3.142$$

$$D_o := \frac{t}{\sin\left(\frac{\beta_1}{z}\right)}$$

$$D_o = 836.2 \text{ mm}$$

Aceleración máxima de la cadena

$$a_{\text{máx}} := \frac{v_r^2 \cdot t}{2 \cdot t^2}$$

$$a_{\text{máx}} = 4.074 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Fuerza de inercia debido al funcionamiento de la cadena

$$k' := 0.4 \quad k_1 := 1.5$$

$$S'_{\text{din}} := \frac{3 \cdot a_{\text{máx}} (k' \cdot q_e + k_1 \cdot q_o) \cdot L_h}{g}$$

$$S'_{\text{din}} = 157.425 \text{ N}$$

Fuerza que genera el motor eléctrico en el momento del arranque

$$\eta_t := 0.9 \quad K_m := 1.3 \quad k_a := 1.9$$

$$S_{\text{imp}} := \frac{k_a \cdot P_m \cdot K_m \cdot \eta_t}{v_r}$$

$$S_{\text{imp}} = 1.481 \times 10^6 \text{ N}$$

Fuerza de inercia en el arranque

$$S_{\text{din}} := S_{\text{imp}} - W_o$$

$$S_{\text{din}} = 9.816 \times 10^5 \text{ N}$$

Selección y comprobación de la resistencia de la cadena

Tensión que se ejerce sobre el órgano de tracción:

$$S_{\text{teor}} := S_{\text{máx}} + S'_{\text{din}}$$

$$S_{\text{teor}} = 5.531 \times 10^5 \text{ N}$$

Tensión de trabajo de la cadena (tensión de cálculo):

$$k_i := 0.6'$$

$$S_{cal} := k_i \cdot S_{teor}$$

$$S_{cal} = 3.595 \times 10^5 \text{ N}$$

Tensión de rotura:

$$k_2 := 9$$

$$S_{rot} := k_2 \cdot S_{cal}$$

$$S_{rot} = 3.236 \times 10^6 \text{ N}$$

Cálculo de comprobación al desgaste

Área de contacto del pasador con el buje:

$$B_h := 110 \text{ mm} \quad S_1 := 14 \text{ mm} \quad d := 60 \text{ mm}$$

$$A_d := (B_h + 2 \cdot S_1) \cdot d$$

$$A_d = 8.28 \times 10^3 \cdot \text{mm}^2$$

Cálculo de S'_{teor} :

$$K_i := 0.6$$

$$S'_{teor} := S_{m\acute{a}x} + K_i \cdot S'_{din}$$

$$S'_{teor} = 5.531 \times 10^5 \text{ N}$$

Cálculo de S'_{cal} :

$$S'_{cal} := k_i \cdot S'_{teor}$$

$$S'_{cal} = 3.595 \times 10^5 \text{ N}$$

Ecuación de comprobación:

$$p_{m\acute{a}x} := \frac{S'_{cal}}{A_d}$$

$$p_{m\acute{a}x} = 43.417 \text{ MPa}$$

Como el material de la cadena es un acero aleado (AISI 304 L), el valor de la $p_{m\acute{a}x}$ está en el rango de 40 a 50 MPa, y como $p_{m\acute{a}x}$ calculado (43.42 MPa) es menor que 50 MPa concluimos que la cadena está bien seleccionada.

Cálculo de comprobación al arranque

Cálculo de $S_{m\acute{a}x\ din}$:

$$S_{m\acute{a}x\ din} := k_i \cdot (S_{teor} + S_{din})$$

$$S_{máxdin} = 9.976 \times 10^5 \text{ N}$$

Ecuación de comprobación:

$$T_{comp} \geq k_1 \quad k_r := 1.5$$

$$\frac{S_{rot}}{S_{máxdin}} \geq k_1 \quad T_{comp} := \frac{S_{rot}}{S_{máxdin}}$$

$$T_{comp} = 3.244 \quad T_{comp} > k_1$$

Como la tensión de comparación ($T_{comp} = 3.244$) es mayor que el valor admisible ($k_r = 1.5$), queda comprobado que la cadena está bien seleccionada.

Anexo 2

Tabla 1. Tabla para la selección de las cadenas de tracción.

Tabla 4.2
PARAMETROS DE LA CADENAS DE PLANCHETAS

Dimensiones de las cadenas, mm

Paso		Diámetro									
B	BP	BK	BK1	BK2	Plancha	Baja			Redonda		
					d	d ₁	d ₂	D	D ₁	D ₂	
100	100	-	-	-	18	21	-	30	-	-	-
125	125	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
160	160	200	200	-	28	30	-	44	90	-	-
200	200	250	250	-	-	-	-	-	-	-	-
250	250	320	320	-	-	-	-	-	-	-	-
320	320	-	-	320	-	-	-	-	-	-	-
400	400	400	400	400	24	35	35	52	110	130	-
500	500	500	500	500	-	-	-	-	-	-	-
630	630	630	630	630	-	-	-	-	-	-	-
800	800	800	800	800	30	42	42	62	130	180	-
1000	1000	1000	1000	1000	-	-	-	-	-	-	-
1250	1250	1250	1250	1250	-	-	-	-	-	-	-
1600	1600	1600	1600	1600	38	50	50	75	150	240	-
2000	2000	2000	2000	2000	-	-	-	-	-	-	-
2500	2500	2500	2500	2500	-	-	-	-	-	-	-
3200	3200	3200	3200	3200	-	-	-	-	-	-	-
4000	4000	4000	4000	4000	44	60	-	90	180	-	-
5000	5000	5000	5000	5000	-	-	-	-	-	-	-

Clase de la plancha	Parámetro serie	Número de las planchas		Longitud del pasador		Límite de rotura, kN		
B	B ₀	B ₁	B ₂	l	l ₁	l ₂	l ₃	
16	32	-	-	8	8	35	-	121.00
20	40	-	-	7	7	34	-	130.00
40	80	42	-	8	8	62	41	300.00
50	100	78	-	10	8	72	90	380.00
80	160	108	-	12	10	88	100	500.00
100	200	-	-	14	12	100	-	600.00