

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

Deuel Díaz Delgado

Carrera: Ingeniería Mecánica

Instituto Superior Minero Metalúrgico (Cuba).

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 sinfín 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 se propone sustituir el Jacoby por un transportador de rastrillos traccionado por cadenas, para lo cual es necesario seleccionarlas y diseñarlas. En el trabajo se diseña y selecciona cadenas de tracción de plancheta para el transportador de rastrillos que se instalará en la planta Hornos de Reducción de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara en sustitución del transportador Jacoby empleado para el acarreo de mineral laterítico reducido caliente.

Palabras clave: Transportador de rastrillo; cadena de tracción; cadenas de plancheta; transporte de mineral; acarreo de mineral laterítico.

* Trabajo tutorado por el Dr. C. Roberto Sierra Pérez y el Ms. C. Geovany Ruiz Martínez.
Recibido: 13 feb 2013 / Aceptado: 10 marzo 2014.

Drive chain design for the rake conveyor for the transportation of reduced lateritic ore

Abstract: The correct design and selection of rake conveyors allow the operation of these units at maximum capacity. This is achieved by properly selecting and calculating their operating parameters. Major failures occurring on the worm conveyor that hauls reduced hot ore in the nickel plant Ernesto Che Guevara include: misalignment, breakage of metal components and excessive tightness. As a result, operations management of the company has decided to replace the Jacoby unit with a chain rake conveyor; thus requiring selecting and designing them. This work was carried out to design and select drive chains for the rake conveyor that will be installed in the Ernesto Che Guevara kiln plant to replace the Jacoby conveyor that is used for hauling reduced hot lateritic ore.

Key words: Rake conveyor; drive chain; ore transportation; lateritic ore haulage.

Introducción

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.

La correcta proyección y selección del tipo de transportador permite lograr la explotación de estos equipos al máximo, esto solo es posible si sus condiciones de trabajo han sido correctamente seleccionadas y calculadas para su diseño y uso. De la eficiencia del trabajo de estas máquinas dependen los planes de producción de la empresa.

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 sinfín o Jacoby, el cual presenta irregularidades en su explotación. Las principales fallas consisten en incorrecta alineación, 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 construcción.

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

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 fijados 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.

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 (Martínez, 1995).

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 (Blanco, 2008).

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 *mm* – 400 *mm* se usa una cadena y para mayores anchos se usan dos cadenas.

Los transportadores con rastrillos completos se usan cadenas de planchetas BK Г, con pasos entre 160 *mm* – 400 *mm* para rastrillos altos, y entre 160 *mm* – 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:

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.

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

Canal o conducto: Está formado por secciones que se unen sucesivamente unas con otras y cuya cantidad se determina por la longitud del transportador. Las secciones generalmente tienen sección transversal rectangular. La longitud de las mismas no es mayor de tres metros.

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.

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.

Metodología de cálculo para determinar los parámetros tecnológicos

Los datos de entrada 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. Los datos a emplear son: capacidad en t/h , material y 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 según la metodología expuesta en Oriol (1988).

$$BC = \frac{kQ}{3600K_0 \cdot v \cdot \gamma} \quad (1)$$

Donde: $k = 1,5 \div 3$.

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

γ : peso específico aparente de la carga.

K_0 : coeficiente de fricción entre el canal y la carga.

Al transportar cargas en pedazos, el ancho de la canal se verifica por las fórmulas:

$$\text{-Para cargas no clasificadas: } Bc1 \geq (3,3 \div 3,6)a' \quad (2)$$

$$\text{-Para cargas clasificadas: } Bc2 \geq (6 \div 7,4)a' \quad (3)$$

Donde a' es el tamaño de la partícula representativa.

Si el ancho del canal verificado es mayor que el calculado se debe estandarizar nuevamente. Se debe tener en cuenta que si $B_c > 320 \text{ mm}$ se deben emplear dos cadenas de arrastre, y si $B_c < 320 \text{ mm}$ se empleará una sola cadena. La altura de la canal depende, en gran medida, del ancho de la canal. Siendo B_{cest} el ancho del canal estandarizado.

$$h_c = \frac{B_{cest}}{k} \quad (mm) \quad (4)$$

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:

$$B = B_{cest} - 15 \quad (mm) \quad (5)$$

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

$$\text{-Para las cargas en polvo y fácilmente movedizo: } S \approx 0,015 \cdot B_{cest} \quad (6)$$

$$\text{-Para las cargas en pedazos y poco movedizas: } S \approx 0,01 \cdot B_{cest} \quad (7)$$

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

$$h = \frac{B}{4 \text{ mm}} \quad (8)$$

Velocidad de transportación de la carga

El cálculo de la velocidad real del transportador tiene en cuenta la productividad del mismo, el ancho de la canal y el peso específico de la carga.

$$v_r = \frac{k \cdot Q}{3600 \cdot K_0 \cdot B_{cest}^2 \cdot \gamma} \quad (m/s) \quad (9)$$

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 (Pis, 2005).

$$q_e = \frac{Q}{3 \cdot 6 \cdot v_r \cdot K_2} \quad (N/m) \quad (10)$$

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 (Pis, 2005).

$$q_o = K_q \cdot q_e \text{ (N/m)} \quad (11)$$

Dónde: $K_q = 0,5 \div 0,6$ para transportadores de una cadena; $0,6 \div 0,8$ 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.

Resistencia de fricción en las partes rectilíneas de la rama libre

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 tiene en cuenta solamente el peso lineal de la cadena y la longitud del tramo a calcular.

$$W_{RL} = q_o \cdot w \cdot L_h \text{ (N)} \quad (12)$$

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.

$$W_c = S_e e^{wak} \quad N \quad (13)$$

Donde: S_e : tensión de la rama de entrada.

ak : ángulo de curvatura.

Resistencia en las partes rectilíneas cargadas

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.

$$W_{FC} = q_o + q_e w'_c L_h \text{ (N)} \quad (14)$$

Donde: f_o : coeficiente de fricción entre el material y la canal.

$w'c$: factor de resistencia al movimiento entre el material y la canal que se calcula por: $W'_c = 1,1f_o$ (15)

Resistencia del dispositivo de carga

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.

$$W_{DC} = 0,7 q_e (N/m) \quad (16)$$

Resistencia en las partes cargadas muy inclinadas

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.

$$W_{rc} = q_o + q_e L_h \pm \text{sen}\beta + w'_{\text{cos}\beta} (N) \quad (17)$$

Teniendo en cuenta que: β es el ángulo de inclinación del tramo.

Resistencia a la fuerza de gravedad

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.

$$W_o = \pm q_o + q_e \cdot H_1 (N) \quad (18)$$

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 comienza 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 este caso, la tensión mínima (S_{min}) se encuentra en el punto 2. (Figura 1).

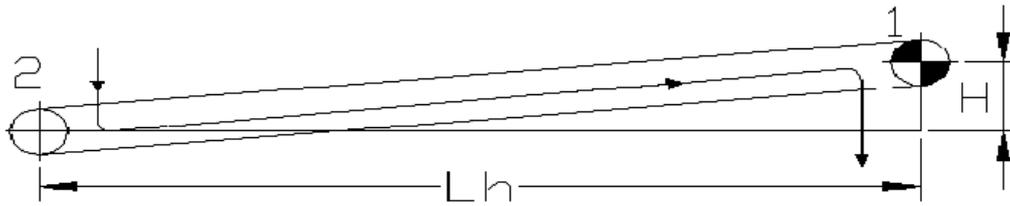


Figura 1. Punto de tensión mínima en los transportadores de rastrillos inclinados.

Estas tensiones se calculan por la fórmula $S_n = S_{n,n-1} \pm W_{n,n-1}$ (N) (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 1, según Pis (2005).

Tabla 1. 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	5 700	10 000
125	10 500	18 000
160	19 000	33 000
200	28 000	50 000
250	46 500	81 000

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).

$$A_L = t^2 \text{ (mm)} \tag{20}$$

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.

$$W_0 = S_e - S_3 - 0,05 S_e + S_3 \quad (N) \quad (21)$$

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.

$$N = \frac{W_0 \cdot v_r}{1000 \cdot \eta} \quad (22)$$

Donde: Kr: coeficiente de reserva, $Kr = 1,15 \div 1,25$

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

Selección del material para la cadena de tracción

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

Tabla 2. Propiedades mecánicas del acero AISI 304L

Dureza (HRC)	Límite de elasticidad 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.

Selección de las cadenas de tracción

La selección de las cadenas depende de factores tales como el diámetro admisible de 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) 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 estas 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.

Carga de trabajo para la selección de la cadena

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.

$$S_{tr} = S_{m\acute{a}x} \cdot FS \cdot fn (N) \quad (23)$$

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

FS : factores de servicio que se escogen en la Tabla 3.

fn : factor que prevé 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 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 usarlos factores de servicio, según la Tabla 3.

Tabla 3. 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 °)	1,4
Periodo de operaciones	8 a 10 horas diarias	1
	10 a 24 horas diarias	1,2

Metodología de cálculo para la selección de las cadenas

Dimensionado de las catalinas

Como la cadena escogida es la de plancheta tipo BK Г, la catalina debe ser escogida de acuerdo con dicha cadena. Estas cadenas se fabrican con pasos entre 160 mm y 400 mm para rastrillos del tipo alto. Para las cadenas de planchetas con cojinetes de contacto plano y de bolas, así como las de combinación, el perfil del diente de la catalina se construye por la norma GOST 592 -56.

$$D_0 = \frac{t}{\text{sen} \frac{180}{z}} \quad (mm) \quad (24)$$

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

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.

$$a_{\text{máx}} = \frac{v^3 \cdot t}{2 \cdot t^2} \quad (m/s^2) \quad (25)$$

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 para calcular la fuerza de inercia debido al funcionamiento de la cadena que se calcula por la siguiente ecuación:

$$S'_{din} = 3 \cdot a_{m\acute{a}x} \cdot \frac{k' q_e + k \cdot q_0}{g} \cdot L_h \quad (N) \quad (26)$$

k' : Coeficiente que afecta a la carga transportada; $k' = 0,3$ a $0,5$.

K : Coeficiente que considera el hecho de que no toda la masa del órgano de tracción recibe el efecto de las cargas dinámicas. Para $L_h = 26$ m 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:

$$S_{imp} = \frac{1000 \cdot k_a \cdot N \cdot K_m \cdot \eta_t}{v_v} \quad (N) \quad (27)$$

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.

$$S_{din} = S_{imp} - W_o \quad (N) \quad (28)$$

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:

$$S_{teor} = S_{m\acute{a}x} + S'_{din} \quad (N) \quad (29)$$

Considerando que el transportador tiene dos cadenas de tracción, se halla la tensión de cálculo de las mismas.

$$S_{cal} = k_i \cdot S_{teor} (N) \quad (30)$$

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

$$S_{rot} \geq k \cdot S_{cal} (N) \quad (31)$$

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.

Cálculo de comprobación al desgaste

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 expresión:

$$A = B_H + 2 \cdot S_1 \cdot d \quad (mm^2) \quad (32)$$

Donde: B_H ; S_1 y d : parámetros de las cadenas de planchetas.

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

$$S'_{teor} = S_{m\acute{a}x} + K_w \cdot S'_{din} (N) \quad (33)$$

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 el promedio de su efecto, $K_1 = 0,5 \div 0,7$.

$$S'_{cal} = k_t \cdot S'_{teor} (N) \quad (34)$$

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

$$P_{m\acute{a}x} \geq \frac{S'_{cal}}{A} \quad MPa \quad (35)$$

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 $p = 40 \div 50 MPa$.

Cálculo de comprobación al arranque

Según Oriol (1988), en el momento del arranque, a las tensiones contempladas por la expresión 29 hay que añadirle la tensión dinámica debido al arranque que se calcula por la expresión 28. Para comprobar si la cadena resiste el arranque es necesario hallar $S_{m\acute{a}x\ din}$ mediante la expresión:

$$S_{m\acute{a}x\ din} = k_1 \cdot S_{teor} + S_{din} \quad (N) \quad (36)$$

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:

$$\frac{S_{rot}}{S_{m\acute{a}x\ din}} \geq k_r \quad (37)$$

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

Resultados del cálculo del transportador de rastrillos

Para realizar los cálculos se usó el software Mathcad 15. Los datos fundamentales de entrada que son necesarios para realizar el cálculo de este transportador son: 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 $k = 2,5$; $K_o = 0,8$; 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 4 muestra los resultados.

Tabla 4. Determinación de las dimensiones de la canal del transportador

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
1	Bc	0,357	m
4	hc	200	mm

El resultado obtenido con el empleo de la ecuación 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 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.

Tabla 5. Determinación de las dimensiones de la paleta con cadenas

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
5	B	485	mm
6	S	7,5	mm
8	h	121,25	mm

Los resultados obtenidos en las ecuaciones 5 a la 8 expresan las dimensiones de 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 6.

Para el cálculo de la velocidad real de transportación de la carga se tiene en cuenta el ancho de la canal, calculado anteriormente. Sustituyendo cada parámetro y calculando en la ecuación 9 se obtiene la velocidad $v_r = 0,051 \text{ m/s}$.

Esta es aproximadamente igual a la velocidad asumida inicialmente: $v = 0,1 \text{ m/s}$. 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 ($0,1 \text{ m/s}$).

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 6 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 6. Cálculo de los pesos lineales

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
10	q_e	$3,025 \times 10^3$	N/m
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 7 aparecen los resultados del cálculo de las resistencias.

Tabla 7. Resistencias calculadas en el transportador

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
12	WRL	$2,134 \times 10^4$	N
13	WC	$2,108 \times 10^6$	N
14	WFC	$2,955 \times 10^5$	N
16	WDC	$2,117 \times 10^3$	N
17	WRC	$2,088 \times 10^5$	N
18	WG	$2,478 \times 10^4$	N

Para el cálculo de la resistencia de fricción en las partes rectilíneas de la rama libre (WRL) 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 (WC) se tuvo que calcular primeramente la tensión de la rama de entrada. Para determinar la resistencia en las partes rectilíneas cargadas (WFC) se escogió el coeficiente de fricción entre el material y la canal $f_0 = 1,2$, 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 (H1) 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 (WG), 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 se conoce la hipotenusa (longitud del transportador) y el ángulo que se forma entre esta y la horizontal. Luego, aplicando la razón trigonométrica seno para hallar el cateto opuesto del triángulo (la diferencia de altura H1) y despejando se obtiene el resultado $H1 = 2,875 \text{ m}$.

Los valores calculados se expresan las resistencias a las cuales será sometida la cadena de arrastre, según los tramos del transportador. Estos valores 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.

Tabla 8. Tensiones calculadas en el transportador

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
19	S_1	85 073,429	N
19	S_2	$1,064 \times 10^5$	N
19	S_3	$3,196 \times 10^5$	N
19	S_4	$3,217 \times 10^5$	N
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). Teniendo el peso de la cadena, se calculó el recorrido mínimo necesario para el sistema tensor.

Tabla 9. Parámetros necesarios calculados para la determinación de la potencia motriz

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
20	A_L	0,16 m	m
21	W_o	$4,998 \times 10^5$	N
22	N	35,00	kW

Una vez calculadas las tensiones máximas y mínimas del transportador (S5 y S1), 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.

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 23, determinándose así la carga de trabajo, la cual arrojó un resultado de $1,338 N \times 106 N$, valor numérico 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: 1 000 000 N. Es necesario aclarar que se deberá corregir el paso de la cadena seleccionado anteriormente, según la Tabla 1, ya que para esta cadena el paso es de 320 mm, y luego repetir el cálculo.

Luego de obtener el resultado, se determinó el diámetro primitivo de la catalina motriz con ocho dientes y el paso de la cadena igual a 320 mm. El resultado fue 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 10.

Tabla 10. Parámetros para el cálculo de la fuerza de inercia en el arranque

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
25	$a_{m\acute{a}x}$	$4,074 \times 10^{-3}$	m/s^2
26	S'_{din}	157,425	N
27	S_{imp}	$1,481 \times 10^6$	N
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.

Tabla 11. Parámetros para la selección de la cadena de tracción

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
29	S_{teor}	$5,531 \times 10^5$	N
30	S_{cal}	$3,595 \times 10^5$	N
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 23.

Tabla 12. Comprobación de la cadena al desgaste

Ecuación	Parámetro	Resultado	Unidad de medida
32	A	$8,28 \times 10^3$	mm^2
33	S'_{teor}	$5,531 \times 10^5$	N
34	S'_{cal}	$3,595 \times 10^5$	N
35	$p_{m\acute{a}x}$	43,42	MPa

Para hallar S'_{teor} el coeficiente K_1 se tomó igual a 0,6. Al realizar el cálculo de comprobación utilizando la ecuación 35, y 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 MPa a 50 MPa , y como $p_{m\acute{a}x}$ calculado (43,42 MPa) es menor que 50 MPa se afirma que la cadena está bien seleccionada en cuanto al desgaste.

Para comprobar la cadena al arranque se calculó $S_{m\acute{a}xdin}$, utilizando la ecuación 36, resultando esta en 9,976 $N \times 10^5 N$. Al comparar la tensión máxima en el momento de arranque con la tensión de rotura real se concluye que: como la tensión de comparación ($T_{comp} = 3,244$), calculada mediante la expresión 37, es mayor que el valor admisible ($k_r = 1,5$), la cadena está bien seleccionada en todos los aspectos.

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 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 provocadas por la carga horizontal y la temperatura a la que están sometidas las paletas durante su funcionamiento.

Las paletas simuladas fueron dibujadas en el software profesional Autocad, 2000. Para ello se tomó en cuenta su ancho (485 mm), su espesor ($7,5 \text{ mm}$) y su altura ($121,25 \text{ mm}$); además del radio de curvatura que es de 30 mm y con un ángulo de 14° (Figura 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° (Figura 2).

Los modelos geométricos se discretizaron generando una malla tetraédrica de elementos rectangulares de seis nodos, para garantizar mayor precisión se empleó tamaño de malla 3 con refinamiento en el centro de las paletas de arrastre.

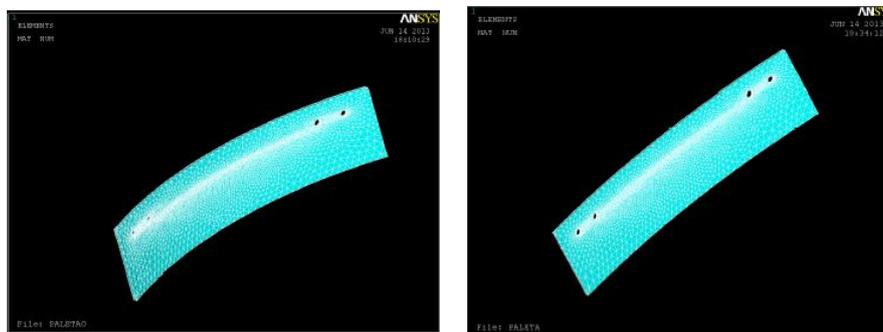


Figura 2. Mallado de la paleta a) con radio de curvatura de 30 mm . b) con radio de curvatura de 60 mm .

Como se observa en la Figura 1 la paleta que se diseñó con menor radio de curvatura (paleta 0) tiene mejor rigidez debido a que los desplazamientos solo alcanzan los $0,82 \text{ m} \times 10^{-4} \text{ m}$, por tanto, a partir de los criterios de rigidez se recomienda la paleta con radio de 30 mm y ángulo de 14° .



Figura 3. Desplazamientos de la paleta a) con ángulo de 14° . b) con ángulo de 28° .

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.

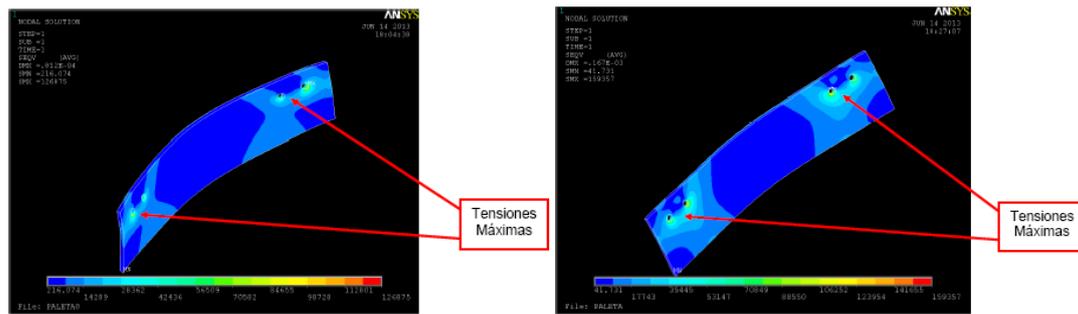


Figura 4. Tensiones de Von Mises en la paleta a) con ángulo de 14° . b) con ángulo de 28° .

Conclusiones

Se obtienen los parámetros tecnológicos (ancho de la canal 500 mm , ancho y altura de las paletas 485 mm y $121,25\text{ mm}$ y potencia de accionamiento 35 kW) que permiten el diseño del transportador de rastrillos propuesto para la sustitución del transportador de tornillo sinfín que transporta el mineral reducido en la empresa Comandante Ernesto Che Guevara.

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 para el mineral reducido.

Se establecen los parámetros e indicadores técnicos que permiten analizar la factibilidad de la sustitución del transportador de tornillo sinfín por un transportador de rastrillos para el transporte de mineral, desde la salida de los hornos de reducción hasta los enfriadores del mineral reducido.

Referencias bibliográficas

- BLANCO, L. 2008: *Determinación de los parámetros tecnológicos para el diseño de un transportador de paletas hundidas para la planta Preparación de Mineral de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara*. Instituto Superior Minero Metalúrgico.
- MALDONADO, L. ET AL. 1998: *Máquinas de transporte continuo*. Pueblo y Educación, La Habana.
- MARTÍNEZ, J. 1995: *Apuntes sobre la teoría y cálculo de los transportadores de rastrillos*. Bogotá.

ORIO, J. 1988: *Máquinas de Transporte Continuo*. T. 1. Pueblo y Educación, La Habana.

RODRÍGUEZ, I. 2011: *Método para el cálculo de la fractura tridimensional de tramos horadados en transportadores sinfín de minerales lateríticos de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara*. Instituto Superior Minero Metalúrgico.