

12.1. Cintas transportadoras¹

Las cintas transportadoras son equipos que utilizan el *principio de transporte continuo* y resuelven problemas básicos del transporte en minería. Las condiciones del transporte entre la mina y los talleres de concentración o dentro del propio taller mineralúrgico corresponden a las necesidades siguientes: Manipulación de materiales a granel, necesidad de mover grandes cantidades, volúmenes y tonelajes elevados y la necesidad de salvar distancias y pendientes importante.

Las primeras referencias o sistemas pioneros corresponden a Olivers Evans (1795) que utiliza una banda continua de cuero unido a dos tambores, posteriormente, Lopatine (1860) utiliza un sistema de transporte con banda sin fin, tambores de accionamiento, de reenvío, transmisiones, bastidores y rodillos, pero utiliza una banda de madera unida con tela que es su punto débil. En 1885, Robins, utiliza un alimentador en forma de artesa, con los elementos indicados anteriormente y con una banda de urdimbre recubierta de goma.

La cinta transportadora consiste en una banda continua que se desliza sobre rodillos giratorios que están soportados por un bastidor resistente. El accionamiento se realiza por fricción entre los tambores (accionados estos por un motor eléctrico normalmente) y la banda transportadora.

Como sistema de transporte es el más utilizado en materiales secos, humedad inferior al 8%-10% para las plantas de tratamiento, compite con los volquetes de forma ventajosa cuando el frente es estable o semiestable, sustituye al ferrocarril en media distancia y le ha ganado la partida a los funiculares de transporte de minerales.

Por su capacidad de desplazamiento pueden ser:

- a) **Fijas**; son las de uso generalizado en las plantas de tratamiento.
- b) **Ripables**; o semimóviles que permiten desplazamientos frecuentes mediante equipos auxiliares, normalmente unidades motoras sobre cadenas que desplazan la cinta que va sobre patines.
- c) **Móviles**; disponen de una estructura metálica sobre transportadores de orugas que le dan al conjunto una gran movilidad.

Sistemas de transporte en mineralurgia, materiales secos. Principales ventajas y desventajas de las cintas transportadoras frente a medios competidores (volquetes). Para materiales con mucha humedad, tipo pastoso, lodos o en forma de pulpa el sistema básico de transporte es por tubería mediante bombeo.

¹ Las partes básicas de este capítulo corresponden a la publicación del IGME, Capítulo XII sobre cintas transportadoras, resumido y con actualizaciones y aplicaciones necesarias al temario del curso.

Concepto	Cintas	Volquetes	Otros
VENTAJAS			
Coste de operación y mantenimiento	Menor	Mayor	Ferrocarril, mayor Funi, menor
Mano de obra	Normal	Especializada	Mixta ferrocarril
Nº de operarios	Menor	Mayor	Intermedia (Ferro)
Inflación (aumento de los costes interanuales)	Menos sensible	Más sensible	–
Eficiencia energética	Mayor (motores eléctricos) (> 75%)	Menor (gasóleos) (< 45%)	Funiculares, mejor
Capacidad	No f(distancia)	Sí f(distancia)	–
Longitud de transporte	Menor, admite mayores pendientes (33%)	Mayor, pendiente limitada (8%)	(< 2% – 3%, Ferro) 0 – 100%, Funi
Construcción y mantenimiento de pistas	Menor, pistas de mantenimiento y auxiliares	Mayor tráfico elevado	Vias, elevado Funi, bajo
Proceso extracción (menor inversión)	Continuo	Intermitente	Intermitente Funiculares cont.
Condiciones ambientales	Menor influencia	Influencia mayor	Sin influencia (Ferro y Funi)
Organización y automatización	Buena, incluso excelente	Peor	Buena
Capacidad de transporte	Alta	Media	Funi, alta Ferro, media/alta
DESVENTAJAS			
Inversión inicial	Alta / elevada	Menor, pistas	Funiculares, alta Ferro, alta
Versatilidad, adaptabilidad	Baja	Alta	Baja
Actual, versatilidad	Media, motores de velocidad variables	Alta	Baja
Planificación y cálculo	Elevado y riguroso	Riguroso	Riguroso
Diseño en serie	Menor tiempo de disponibilidad del conjunto	–	–
SITUACIÓN ACTUAL	Aumento de Instalaciones	Uso en frentes irregulares y móviles con rapidez, canteras	Funi y Ferro, en recesión en minería (*)

(*) Ferrocarril (ferro): uso para grandes tonelajes y grandes distancias.

Funiculares (funi): uso específico y otras utilizaciones. Actualmente en desuso en minería.

La cinta transportadora no se adapta bien para el transporte de grandes fragmentos de rocas pero cuando el arranque no es por voladuras, cuando se utilizan excavadoras, dragalinas, trailla o congilones o bien cuando existe una primera fragmentación en el frente de explotación y se producen tamaños menores y más regulares, la cinta transportadora compite ventajosamente con los transportes mineros tradicionales como volquetes o tren minero.

Tamaño máximo del bloque: $Tamaño_máximo_bloque = 0,3 \cdot ancho_cinta$. Se suele indicar como tamaño máximo recomendado el valor de 400 mm para el bloque mayor por el efecto de punzonado o carga puntual (rasgado o perforado de cinta).

Pendiente máxima de la cinta: 20° ; para pendientes mayores hay que ir a cintas especiales. Las pendientes máximas recomendadas, usadas normalmente, son 16° de forma general y la mayoría de los materiales en minería admiten hasta 18° en transporte mediante cinta de banda estándar.

Con cintas de diseño especial se pueden alcanzar los 90° , pero estas cintas llevan fuertes resaltes para evitar el deslizamiento y dan problemas de limpieza de bandas entre otros.

Las grandes cintas, cuando transportan el mineral en descenso, admiten el sistema de recuperación de energía en el efecto de frenado o de retención del embalamiento para mantener la velocidad constante.

12.1.1. Principales elementos que componen una cinta transportadora

En la figura se dan los principales elementos que componen una cinta transportadora:

- (1). Bastidor.
- (2). Tambores motrices.
- (3). Tambores de reenvío.
- (4). Tambores de tensado.
- (5). Tambores de tensado.
- (6). Tambores guía.
- (7). Dispositivo de tensado de banda.
- (8). Rodillos del ramal superior o de transporte.
- (9). Rodillos del ramal inferior, o de retorno de banda.
- (10). Rodillos de impacto.
- (11). Banda de transporte.
- (12). Grupo motriz.
- (13). Tolvas de carga.
- (14). Guiaderas para el centrado de la carga.
- (15). Estrelladero, elemento de descarga.
- (16). Elementos de limpieza de cinta, zona de cabeza.
- (17). Elementos de limpieza, zona de cola.
- (18). Carenados, sistemas de protección anti-polvo y ruido. Si cubre toda la cinta anticaída (función de seguridad y de acondicionamiento del espacio).

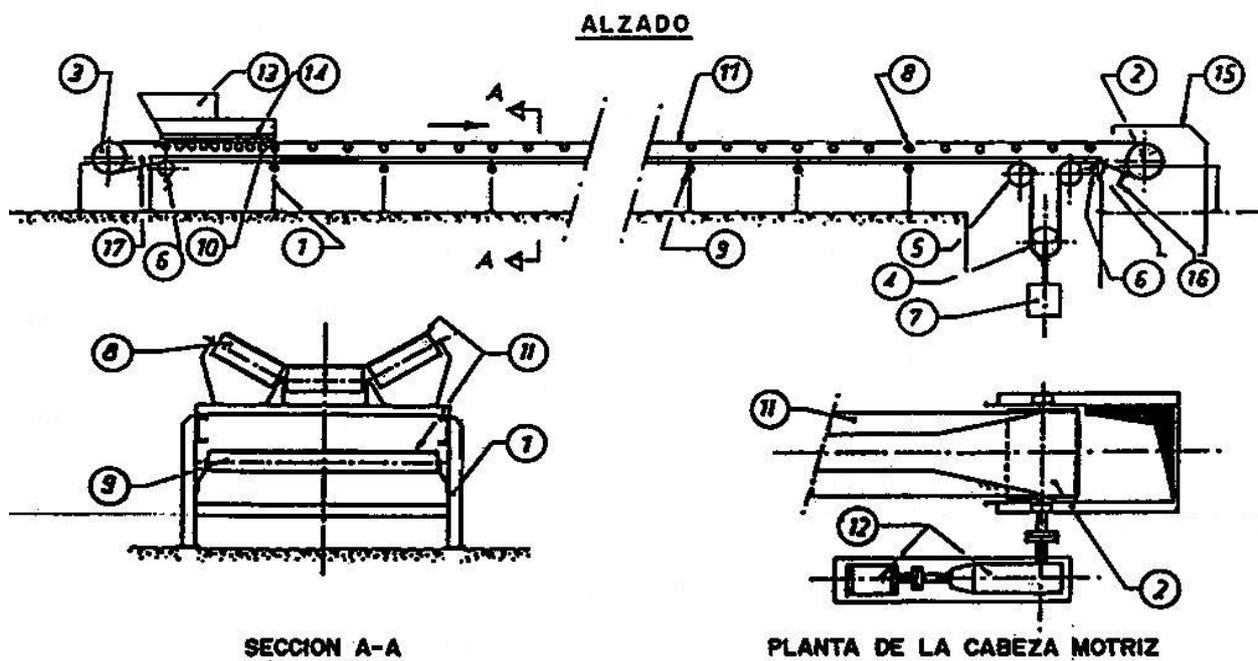


Figura 12.1. Elementos constitutivos de una cinta transportadora.

Las cintas permiten, con ciertas limitaciones, curvas en el plano vertical y en menor grado también en el plano horizontal.

Para los elementos más relevantes se da una descripción a continuación:

Bastidor. Estructura portante, normalmente metálica, que soporta el resto de los mecanismos. Se adapta al terreno y soporta todos los elementos necesarios de accionamiento, soporte y mantenimiento de la cinta transportadora. En función del terreno y el uso puede ser rígido o flexible y adaptarse al terreno. La curvatura admisible en el plano vertical está limitada por la tensión necesaria de la banda y el peso del mineral a transportar. La banda no debe separarse de los rodillos en un funcionamiento normal.

El ángulo en el plano horizontal debe ser muy reducido, en función de la elasticidad de la banda; para cambios de sentido bruscos es necesario descargar una cinta recta en un segundo equipo que tome la dirección adecuada.

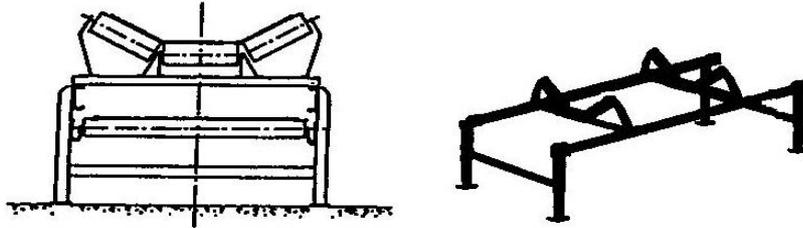
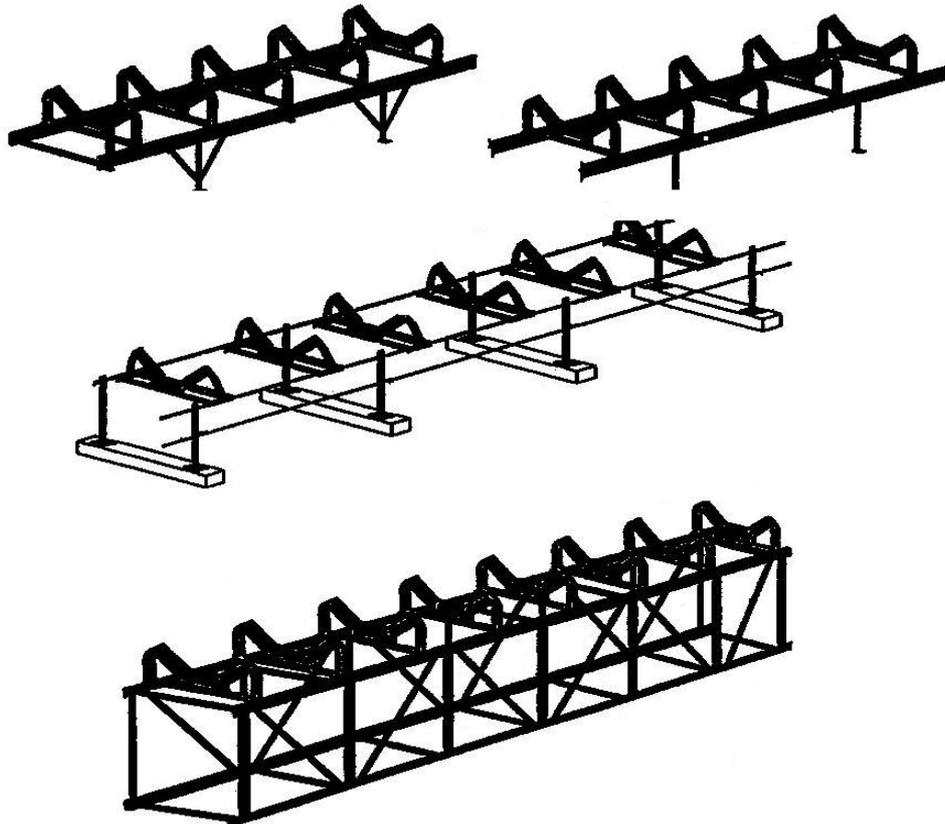


Figura 12.2. Componentes de un bastidor.



Estaciones superiores. Formada por rodillos separados regularmente, tiene por misión soportar la banda cargada y dar la forma de artesa requerida para el transporte. Las forma de la artesa responden al número y tipo de montaje de los rodillos que puede ser fijos o de tipo guirnalda (una línea de rodillos se sujeta solo en los dos extremos), siendo más normal en minería el montaje fijo por rodillo por la mayor resistencia y mejor guiado de la banda.

En el esquema y tabla siguientes se dan las principales características para diferentes montajes.

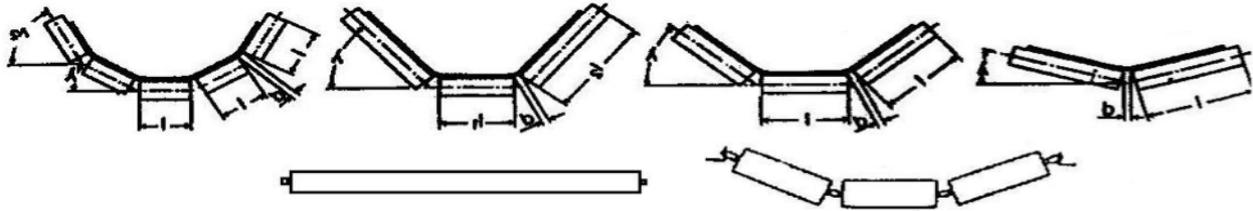


Figura 12.3. Tipos de artesas.

Tabla I	Tipos de artesas		
Tipo	Tamaños	Ángulos más usados	Observaciones
En "V"	hasta 800 mm de banda	30°	-
En tres secciones	hasta 2,5 m de banda	20° - 30° - 35° - 40° - 45°	Es el sistema más usado en minería, con ángulos de 30°.
En 5 secciones	hasta 2,5 m de banda	25° - 55° ó 30° - 60° Depende de la rigidez, tensión, distribución de carga.	Se utiliza con suspensión de guirnalda en la zona de carga.

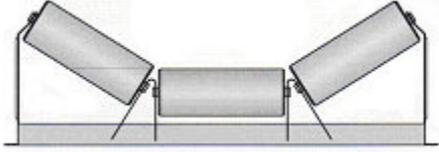
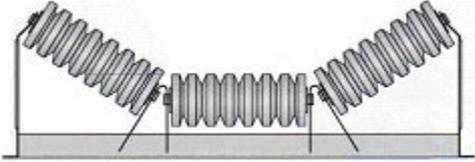
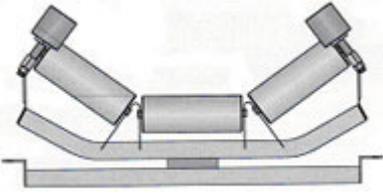
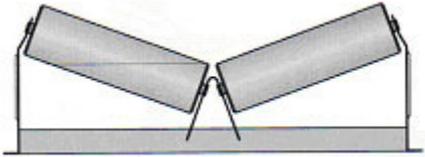
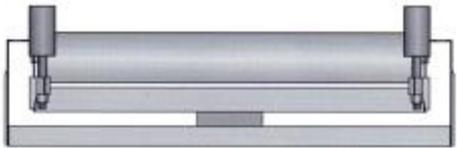
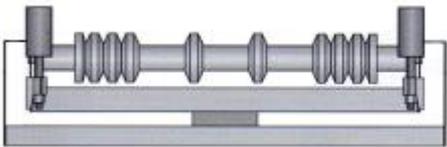
Tabla II	Ancho de banda normalizado (mm)																		
	300	400	500	600	650	800	1.000	1.200	1.400	1.600	1.800	2.000	2.200	2.400	2.600	2.800	3.000	3.200	
Artesa	Longitud estándar del tubo de los rodillos (mm)																		
Lisa	380	500	600	700	750	950	1.150	1.400	1.600	1.800	2.000	2.200	2.500	2.800	-	-	-	-	
En "V"	200	250	315	340	380	465	600	700	800	900	1.000	1.100	1.250	1.400	1.500	1.600	1.700	1.800	
Terna	-	160	200	250	250	315	380	465	530	600	670	750	800	900	950	1.050	1.120	1.150	
Terna L1	-	-	-	-	-	200	250	315	380	465	530	600	640	670	700	800	900	900	
L2	-	-	-	-	-	380	465	550	600	670	700	800	900	1.000	1.100	1.150	1.150	1.250	
5 secciones	-	-	-	-	-	165	205	250	290	340	380	420	460	500	540	580	640	670	

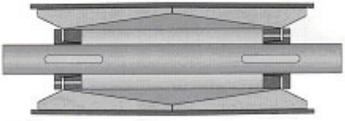
Referencia: Continental

El diámetro de los rodillos varía de 90 mm a 200 mm para los rodillos normales portantes y hasta 300 mm para los de impacto y de retorno.

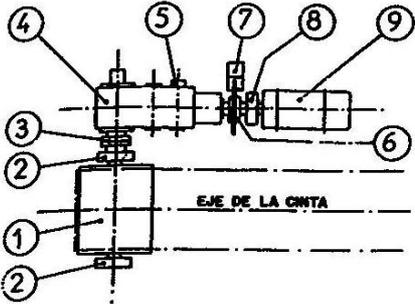
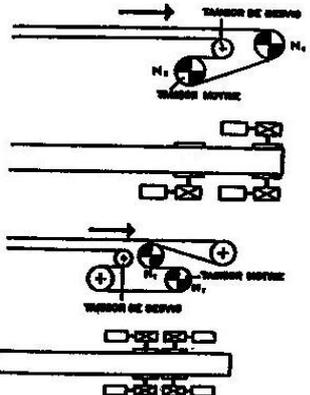
Tabla IV	Separación entre rodillos		
Ancho de banda	Densidad del material		
	< 1,2 t/m ³	1,2 - 2,0 t/m ³	2,0 - 2,8 t/m ³
400 - 600 mm	1.680	1.500	1.350
600 - 900 mm	1.500	1.250	1.200
1.200 - 1.500 mm	1.200	900	900
Regla general	Entre 1.000 y 2.000 mm		

Para los rodillos inferiores, que soportan solo la banda en retorno se admite una separación doble o triple que en los de carga, separación entre 2 y 6 m, normalmente. La artesa utilizada es lisa con rodillo único.

Rodillos	
	
Rodillos: artesa o cargador triple.	Rodillo triple de impacto.
	
Rodillo triple de alineación.	Artesa en "V".
	
Rodillo de retorno.	Rodillo de banda plana.
	
Rodillo de retorno autolimpiable.	Rodillo de retorno autoalineable.
	
Rodillo de retorno autolimpiable y autoalineable.	Repuestos.

Poleas		Bandas
		
Polea de acero tipo tambor.	Polea de acero autolimpiable.	Banda transportadora.

Sistemas motrices. Son los encargados de transmitir la energía necesaria para el desplazamiento de la cinta, mantener la velocidad fijada de desplazamiento y frenar la cinta cuando se demanda. La capacidad de transmisión de tensión a la banda está limitada por el tipo de rozamiento (tipo de contacto) y por el ángulo abrazado según la fórmula de Euler, y por este motivo, a veces, se necesita más de una cabeza motriz ya que el ángulo abrazado está limitado por diseño.

	<ol style="list-style-type: none"> 1. Tambor de accionamiento. 2. Cojinetes. 3. Acoplamiento de baja velocidad. 4. Reductor. 5. Sistema antirretorno. 6. Acoplamiento de alta velocidad. 7. Freno. 8. Acoplamiento hidráulico. 9. Motor.
	<p>Sistemas de accionamiento múltiple en cabeza. Existe igualmente la posibilidad de accionamiento múltiple en cabezas opuestas, incluso intermedias en grandes cintas (problemas de alimentación y de mantenimiento por acceso).</p>
	<p>Detalle de un accionamiento. El acoplamiento hidráulico, instalado entre el motor y el reductor, sirve para amortiguar las vibraciones, las tensiones en el arranque y aumentar la vida de la banda.</p> <p>Tiene un sistema de Soft Braking Option que mediante micro-procesador asegura una parada suave.</p>

Tambores. El diámetro de los tambores de arrastre, de retorno y de desvío, debe ser suficiente para no transmitir torsiones a los elementos resistentes que componen la banda, ya sean textiles, poliamidas o de alambres metálicos y producir roturas prematuras en la banda.

De forma orientativa y para bandas con almas de algodón, poliéster o poliamida se admite una proporcionalidad de 100 a 150 veces el espesor del elemento resistente unitario embutido en la banda, y para bandas con elementos resistentes a la tracción de cables de acero se considera necesario de 300 a 600 veces, incluso 800 veces, el diámetro del hilo del cable² para no transmitir torsiones elevada y efectos de fatiga al cable resistente.

Los rodillos que soportan la tensión de la banda, que es muy elevada, deben de ser de construcción robusta y tener un eje adecuado para el servicio a dar. Según el diseño pueden ser recubiertos de goma para aumentar la adherencia o tipo autolimpiable.

Bandas. Son los elementos que transportan y soportan directamente la carga y se componen de la parte resistente o carcasa y la parte de recubrimiento o gomas elásticas que protegen a la carcasa.

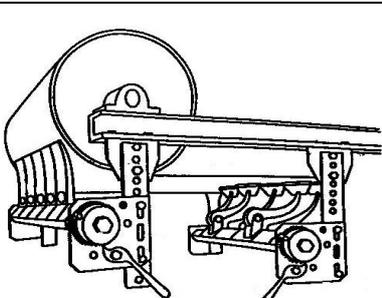
El elemento resistente depende del tonelaje a transportar, la distancia y en general de las características mecánico-resistentes del sistema y el recubrimiento depende del tipo de carga más o menos abrasiva, de las toneladas, de la distancia a salvar y en general de la necesidad de asegurar la protección a la carcasa. Su espesor es muy variable, depende del fabricante, pero se puede dar una orientación de espesor de recubrimiento entre 4 mm y 30 mm para bandas de ancho entre 1.000 mm y 3.200 mm.

Otros sistemas. Las cintas disponen de frenos, mecanismos antirretorno para evitar por parada del motor o fallo del sistema el retroceso de la cinta, dispositivos de tensado que mantiene la tensión de la banda y actúan de almacén de banda para acomodar las variaciones de longitud por temperatura (admiten ligeras modificaciones en el trazado en cuanto a longitud y se evitan empalmes de cinta posteriores) y proporcionan un cierto grado de tolerancia en la banda para ligeras modificaciones en longitud.

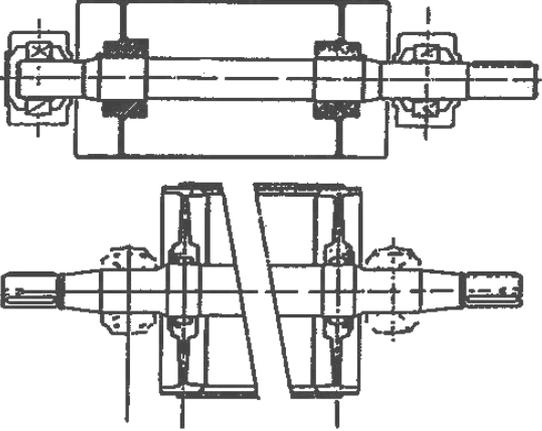
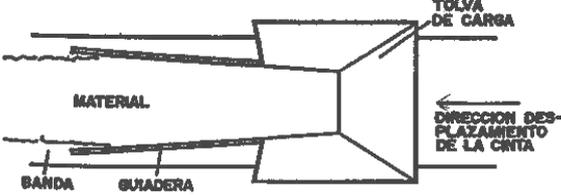
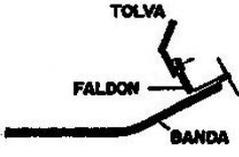
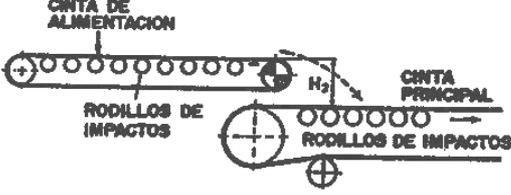
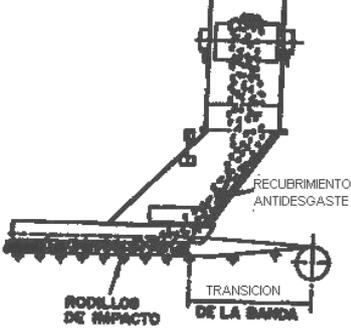
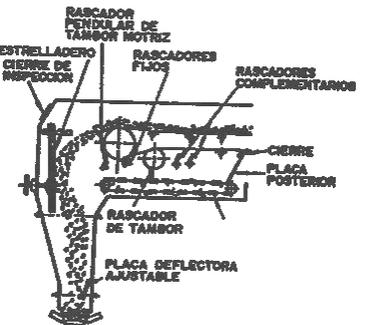
El tensado puede ser fijo mediante muelles, sistemas hidráulicos o mediante cabrestantes para bandas muy largas y que necesitan altas tensiones.

² Los cables se componen de hilos de acero fabricados normalmente por trefilado. Un conjunto de hilos arrollados forma un cordón y un grupo de cordones arrollados en torno a un alma (textil o metálica) forma un cable. El referente a efectos de fatiga por torsión es el tamaño de hilo como unidad menor sometido a torsión.

A continuación se dan algunos detalles constructivos de cintas transportadoras:

	<p>Adaptación de la cinta al terreno, curvatura en el plano vertical. Estructura y protecciones laterales.</p>
	<p>Cinta sobre artesa de tres rodillo, pasarela auxiliar de servicio y límite de carga de la banda.</p>
	<p>Cinta ripable, Instalación sobre patines, elementos guía y limitadores de desplazamiento lateral. Detalle de límite de carga en la banda (uso del ancho de banda).</p>
	<p>Estructuras auxiliares, accesos y carenado de la cinta.</p>
	<p>Detalle del sistema de frenado en alta velocidad, sistema de disco.</p>
	<p>Sistema mixto de limpieza de la banda, rascador de rodillo y rascador articulado, ambos con regulación mecánica.</p>

Sistemas auxiliares de la cinta transportadora en minería:

	<p>Tambor, con eje transversal, de construcción soldada y fijación con chaveta.</p> <p>Tambor, con eje transversal, de discos de acero fundido con cilindro soldado, unido por anillos expandibles.</p> <p>Ambos pueden estar recubiertos con goma para mayor adherencia o materiales especiales.</p>
	<p>Carga de cintas, sistema de tolva y guideras.</p> 
	<p>Carga de cinta mediante alimentador continuo, rodillos de impacto en la zona de carga. El material al llegar a la cinta ya está acelerado y a la velocidad correcta, descarga suavemente.</p>
	<p>Transferencia de material entre dos cintas tomando un ángulo recto.</p> <p>La zona de transición corresponde a la salida del tambor hasta la formación de la artesa correcta.</p>
	<p>Transferencia de material entre dos cintas tomando ángulo recto, elementos principales: Estrelladero (fácilmente cambiable), sistema de inspección, rascador pendular, rascador fijo, y rascador complementario, placa posterior de cierre, placa deflectora, cinta auxiliar de recogida de producto.</p> <p>Las zonas de impacto deben ser resistentes al desgaste.</p>

12.1.2. Caudal transportado

El caudal horario de material que puede transportar una cinta se obtiene mediante la expresión:

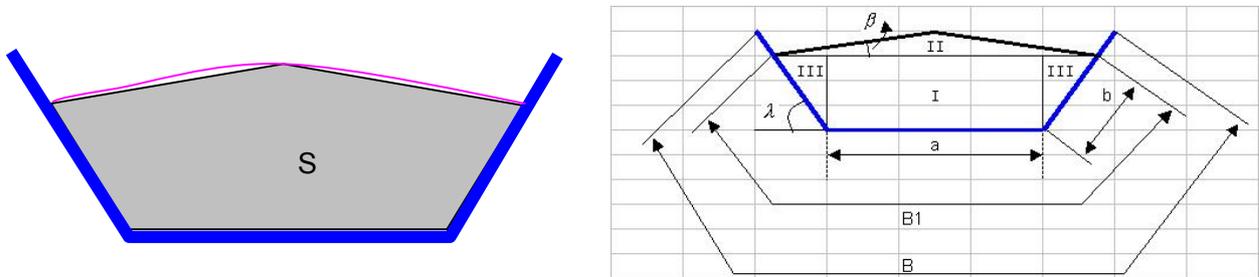
$$Q_v \text{ (m}^3\text{/h)} = 3.600 \cdot S \cdot v \cdot K$$

$$Q_m \text{ (t/h)} = Q_v \cdot P_m$$

- S: Área de la sección transversal de la carga (m²).
- v: Velocidad de la cinta en (m/s).
- k: Coeficiente de reducción por la inclinación de la cinta.
- P_m: Densidad del material suelto (t/m³).

Superficie útil, S

La sección transversal de carga se deduce de la geometría de la artesa y de la disposición de la carga, y para una artesa de tres cilindros genérica, la sección S puede dividirse en secciones geométricas tal como las indicadas en el esquema y para este supuesto el valor de la sección transversal de la cinta viene dada por la expresión:



Se divide la sección en figuras geométricas y se tiene:

$$S = S_I + S_{II} + 2 \cdot S_{III} ; \quad \text{y se calcula mediante la fórmula siguiente.}$$

$$S = a \cdot b \cdot \text{sen}(\lambda) + \frac{1}{4} \text{tg}(\beta) \cdot [a + 2b \cdot \text{cos}(\lambda)]^2 + b^2 \cdot \text{sen}(\lambda) \cdot \text{cos}(\lambda) \quad (\text{S.1})$$

Las variables quedan definidas en el esquema:

- B: Ancho de la banda (m).
- B1: Ancho de la banda ocupado por el material, con los márgenes de seguridad, y según el ancho de banda se debe considerar:
 $B1 = 0,9 \cdot B - 0,05$; para $B < 2$ m; cuando $B = 2$ m se tiene que $B - B1 = 0,25$ m; $B - B1 = 0,25$ m cuando la banda supera los 2 m de anchura, que se considera margen de seguridad suficiente para evitar derrames por sobrecarga. Este margen se considera suficiente seguridad para evitar derrames por encima de la banda en su movimiento.
- a: Longitud del rodillo central (m).
- b: Longitud de trabajo de los rodillos laterales (m).
- λ : Ángulo de artesa. Estandarizados para: [0°] - 20° - 25° - 30° - 35° - 40° - 45°.
- β : Ángulo de talud dinámico del material. Corresponde a la pendiente que adquieren los materiales con la cinta en movimiento. Se puede tomar como referencia que el ángulo de talud dinámico es siempre positivo por el sistema de carga central ($\beta > 0$) y se puede estimar, en función del ángulo de reposo dado en la Tabla 12.1 que se adjunta, mediante:

$$\beta = (\text{ángulo_reposo} - 10) / 2.$$

Material	Densidad t/m ³	Ángulo de reposo (°)	Pendiente máxima de transporte (δ)	Efectos posibles		
				Mecánicos	Químicos	Temperatura
Cenizas húmedas	0,9	15	18			
Cenizas secas	0,65 - 0,75		16			
Sulfato amónico	0,75 - 0,95		22	+	++	
Bauxita fina	1,9 - 2,0		18	+		
Bauxita triturada	1,2 - 1,4		18 - 20	++		
Escorias de fundición	1,2 - 1,4		18	++		+
Arcillas	1,8	15 - 18	18 - 20			
Carbón	0,75 - 0,85	18	18	+		
Carbón fino	0,8 - 0,9	10	18 - 20			
Clinker	1,2 - 1,5	10 - 15	18	++		++
Coque	0,45 - 0,6	15	17 - 18	++		++
Hormigón húmedo	1,8 - 2,4	0 - 5	16 - 22	++		
Minerales de cobre	1,9 - 2,4	15	18	++		
Roca triturada	1,5 - 1,8	10 - 15	16 - 20	++		
Feldespatos triturados	1,6		18	++		
Arenas y gravas húmedas	2,0 - 2,4	15	20			
Arenas y gravas lavadas	1,5 - 2,5	18	12 - 15			
Grafito en polvo	0,5		20			
Granito triturado	1,5 - 1,6		20	++		
Gravas sin clasificar	1,8	15	18 - 20			
Yeso en polvo	0,95 - 1,0		23			
Yeso triturado	1,35		18			
Mineral de hierro	1,7 - 2,5	15	18	++		
Pellets de hierro	2,5 - 3,0	12	15			
Briquetas de lignito	0,7 - 0,85	15	12 - 13			
Caliza triturada	1,3 - 1,6	15	16 - 18	+		
Lignito seco	0,5 - 0,9	15	15 - 17			
Lignito húmedo	0,9	15 - 20	18 - 20			
Mineral de manganeso	2,0 - 2,2	15	18 - 22	++		
Fosfato fino	2,0	12 - 15	18	+		
Fosfato triturado	1,2 - 1,4	15	18 - 20	++		
Potasa	1,1 - 1,6	15	18	+	+	
Turba	0,4 - 0,6		16			

Tabla 12.1. Propiedades de los materiales para transporte en cintas (Ref. IGME 1989)

Quando no se dispone del valor del ángulo de reposo se puede tomar para el cálculo el ángulo de rozamiento interno³ tal como se define en el CTE. Se dan los valores de la Tabla 12.2 que se adjunta como referencia. En la ENV-1990 se encuentran valores adicionales de materiales agrícolas, industriales y otros componentes.

³ CTE: Código Técnico de la Edificación, 2006.

Material	Peso específico aparente kN/m ³	Ángulo de rozamiento interno (°)
Tabla D.27	*****	*****
Grava	19 - 22	34 - 45
Arena	17 - 20	30 - 36
Limo	17 - 20	25 - 32
Arcilla	15 - 22	16 - 28
Tierra vegetal	17	25
Tabla C.6	****	****
Arena	14 - 19	30
Arena de piedra pómez	7	35
Arena y grava	15 - 20	35
Cal suelta	13	25
Cemento clinker suelto	16	25
Cemento en sacos	15	***
Escoria de altos hornos	***	***
Troceada	17	40
Granulada	12	30
Triturada, de espuma	9	35
Poliéster de resina	12	***
Polietileno, poliestirol granulado	6,4	30
Resinas y colas	13	***
Yeso suelto	15	25
Agua dulce	10	***
Carbón de leña, trozo	4	45
Hulla	***	***
Briquetas amontonadas	8	35
Briquetas apiladas	13	***
En bruto, de mina	10	35
Pulverizada	7	25
Leña	5,4	45
Lignito	***	***
Briquetas amontonadas	7,8	30
Briquetas apiladas	12,8	***
En bruto	7,8 - 9,8	30 - 40
Pulverizada	4,9	25 - 40
Turba negra y seca	***	***
Empaquetada	6 - 9	***
Amontonada y suelta	3 - 6	45

Tabla 12.2. Características de los materiales (Ref. CTE, 2006).

Por comparación entre ambas tablas, es prudente considerar como ángulo de reposo para el cálculo de cintas, cuando se toma información de la Tabla 12.2 el 50% del valor del ángulo de rozamiento. (Ej.: para arenas y gravas en la Tabla 12.1, ángulo de reposo: 15-18° y en la Tabla 12.2 para el ángulo de rozamiento interno: 35°).

En la publicación del IGME se admite la simplificación dada por la expresión:

$$S_{IGME} = a \cdot b \cdot \text{sen}(\lambda) + 0,067 \cdot [a + 2b \cdot \cos(\lambda)]^2 + b^2 \cdot \text{sen}(\lambda) \cdot \cos(\lambda) \quad (S.2)$$

Que representa considerar para el valor teórico del coeficiente β un ángulo medio de 15° obtenido de la igualdad $0,067 = (1/4) \cdot \text{tg}(\beta)$. Este es un valor medio representativo de la mayoría de los materiales mineros tal como se ve en la tabla anterior (12.1) que se adjunta.

Cuando en la expresión general S.1 hacemos, $b = 0$, la fórmula resultante corresponde a una artesa horizontal de un solo cilindro y la expresión queda:

$b = 0$; Artesa horizontal;

$$S_H = \frac{1}{4} \text{tg}(\beta) \cdot [a]^2$$

Cuando hacemos $a = 0$, la fórmula calcula para una artesa en “V” con dos cilindros laterales de tamaño b y la expresión queda:

$a = 0$; Artesa en “V”;

$$S_V = \text{tg}(\beta) \cdot [b \cdot \cos(\lambda)]^2 + b^2 \cdot \text{sen}(\lambda) \cdot \cos(\lambda)$$

Velocidad de la cinta, v

La velocidad de la cinta está relacionada con el diseño y el tipo de banda elegido. En general el diseño más económico se corresponde a velocidades mayores y el límite lo impone el tipo y naturaleza de los materiales transportados.

De acuerdo con la expresión del caudal transportado, un aumento de la velocidad exige una banda más estrecha a igualdad de otros factores y así se puede poner una banda menor y hacer una estructura menos importante. Como efecto contrario, una velocidad más alta produce mayores rozamientos y consumos de energía más elevados en el transporte.

Como criterio general se puede admitir que para materiales abrasivos, finos, ligeros, frágiles o de granulometría gruesa y muy pesados se deben escoger velocidades pequeñas y por el contrario, para materiales poco abrasivos, de densidad media y granulometría media se pueden tomar velocidades altas.

Aplicación	Rango de velocidad (m/s)	Velocidad media (m/s)
Casos especiales	0,5	***
Caudales pequeños, materiales que deben protegerse (coque)	0,5 - 1,5	1
Aplicaciones estándar (canteras de grava)	1,5 - 3,5	2,5
Flujos elevados a grandes distancias (minería a cielo abierto)	3,5 - 6,5	5
Aplicaciones especiales (*)	6,5 y mayores	7

(*) transporte de lignitos, estériles o en general minas a cielo abierto y grandes distancias.

Tabla 12.3. Referencia de velocidades aconsejadas.

Coefficiente de reducción por inclinación, k

Se consideran los valores dados en la Tabla 12.1 del IGME que se pueden aproximar para cálculo mediante la expresión: $k = 0,9959 + 0,0019 \cdot Gr - 0,0005 \cdot Gr^2$; ($R^2 = 0,9983$) y que simplificada queda:

$$k = 1 + 0,002 \cdot Gr - 0,0005 \cdot Gr^2 ;$$

Gr: Ángulo de inclinación de la cinta en grados sexagesimales (rango de validez 0° - 30°)⁴.

Hasta 14° las cintas funcionan con normalidad, no hay caída de material ni desplazamiento de carga (piedras rodantes).

Ejercicio C1	Cálculo de una cinta transportadora		Tamaño máximo de 1.400 mm (cilindros iguales)					
Calcular la cinta necesaria para el transporte de un mineral con las siguientes características:								
Ubicación:	Cantera en CANTABRIA							
Tipo de mineral:	Roca triturada (gravas genéricas)					(1,8 sin clasificar)		
Densidad del material a granel:	1,7	kg/dm ³	(t/m ³)	(1,7 clasificado)				
Ángulo de rozamiento interno del material	35	° (grados)	Gravas sin clasificar o (?)					
Ángulo de talud dinámico	15	° (grados)	Arenas y gravas lavadas					
Cantidad a transportar:	(inf.)	750.000	t/año	Trabajo (días/año)	217			
Cantidad a transportar:	(cal.)	2.033	m ³ /día	Q	camiones / h <> 19			
Jornada laboral útil	(inf.)	7	h/día	T				
Disponibilidad de las instalaciones:	0,85		fu	factor de uso				
			Caudal horario:	341,693	m ³ /h	Q/T/fu		
				580,878	t/h			
Condiciones del terreno:								
Distancia (L):	360	m			K(fórmula) =	0,984		
Pendiente: 100*H/L	12,50	%	ángulo =	7,1 °	K(tabla) =	0,975		
Desnivel (H):	45	m			K(fórm resumida) =	0,989		
Velocidad de transporte:	2,5	m/s	velocidad recomendada:		1,5 - 3,5 m/s			
(gravas y productos de cantera, distancias medias)								
(aconsejado canteras 2 m/s)								
Sección necesaria de cinta, (útil)		Aplicamos:		$Q_v (m^3/h) = 3.600 \cdot S \cdot v \cdot K$				
S =		$\frac{Q_v (m^3/h)}{3.600 \cdot v \cdot K}$	=	0,0384	m ² (fórmula)	sección necesaria útil		
Observación: Cálculo válido para rodillos iguales (a=b)								
Obtención de las dimensiones de la banda		CÁLCULO VÁLIDO PARA Bmax= 1.400 mm						
ángulo de talud dinámico(°):	=	15	(áng_ rozamiento-10)/2					
cálculos previos: beta =	0,2618	radianes						
(1/4).tg(beta)=	0,06699							
Ancho de banda: B = f(a);	a = raiz2(S / Pr)	(**)	Supuesto a = b					
		ángulo de artesa (°)						
válido para B<= 1400	0	20	25	30	35	40	45	
Valor de "a" (mm)	252,35	177,49	169,55	163,68	159,47	156,64	155,03	
Calculo previo Baprox.(*)	896,74	647,17	620,72	601,16	587,13	577,70	572,31	
Valor de "B" (mm)	1000	650	650	650	650	650	650	
Valor de "B" posible	si	si	si	si	si	si	si	
(*) Baprox = (3.a + 50) / 0,9 (mm)								
Tamaño inmediato superior	1200	800	800	800	800	800	800	
(**)	Cálculo auxiliar-valor de: $Pr = \frac{\sin(\text{lan}) + (1/4)\text{tg}(\text{be}) \cdot [1 + 2 \cdot \cos(\text{lan})]^2 + \sin(\text{lan}) \cdot \cos(\text{lan})}{\cos(\text{lan})}$							
	grados	0	20	25	30	35	40	45
	radianes	0	0,349066	0,436332	0,523598	0,610865	0,698131	0,785398
	valor Pr	0,602885	1,218795	1,335563	1,433012	1,509697	1,564678	1,597537

⁴ Nota. El rango de validez se considera para la expresión matemática de ajuste, pero técnicamente, para bandas lisas normales se aconseja no pasar de 20° de inclinación y se debe justificar el funcionamiento correcto por encima de los 16° - 18° .

12.1.3. Potencia de accionamiento

La potencia de accionamiento de una cinta se formula por el principio físico de $W=F \cdot v$, siendo “F” el conjunto de fuerzas resistentes al movimiento y “v” la velocidad de desplazamiento de la banda transportadora. La fuerza F se obtiene por la resistencia al giro de los rodillos que soportan la banda y esta es proporcional a un coeficiente por el peso que soporta cada unidad, más el conjunto de otras fuerzas resistentes que se formulan de forma individual o como fracción o coeficiente de la fuerza principal de resistencia a la rodadura.

El accionamiento de una cinta transportadora debe vencer las resistencias y cargas que se producen durante su funcionamiento. Estas se pueden formular⁵, sobre la base de las variables indicadas en el esquema, mediante:

$$F = C \cdot f \cdot L \cdot [(Pq + 2 Pb) \cdot \text{Cos}(\delta) + Ps + Pi] (+ -)H \cdot Pq + \Sigma(\text{Res}_{loc})$$

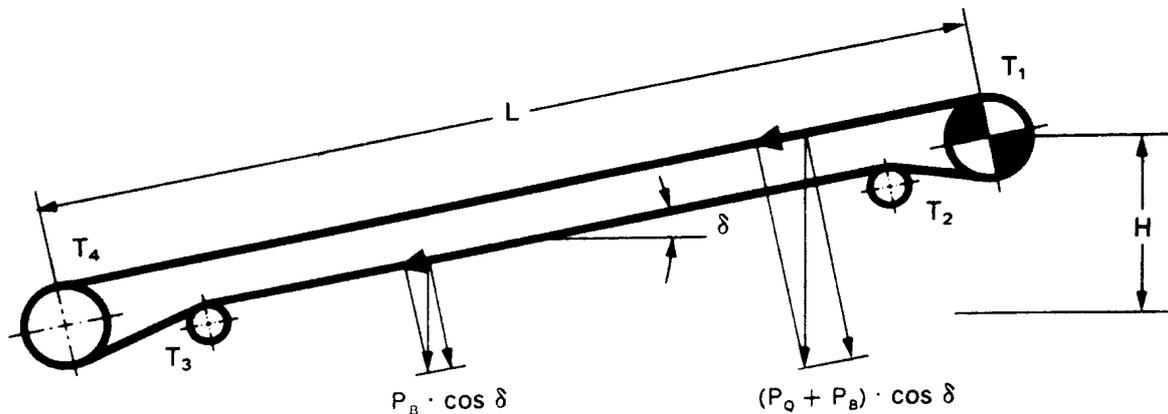


Figura 12.4. Esquema de pesos y tensiones en una cinta de un solo tramo.

Se considera la siguiente terminología:

- C: Coeficiente empírico que varía según la longitud del transporte y que tienen en cuenta los errores por no tener en cuenta la totalidad de los efectos que se producen, compensa errores o deficiencias de cálculo. Número adimensional.
- f: *Coeficiente de rodadura* o coeficiente de fricción de los de los cojinetes de los rodillos; se admite no considerar los efectos similares de los tambores por la diferencia muy notable en el número, por la utilización de rodamientos y la mejor fabricación. Número adimensional.
- Pq: Peso del material transportado por metro lineal, N/ml.
- Pb: Peso por metro lineal de banda, kg/ml.
- Ps: Peso por metro lineal de los elementos (rodillos) del ramal superior, kg/ml.
- Pi: Idem del ramal inferior (rodillos).
- δ: Ángulo de inclinación de la instalación.
- L: Longitud del transporte, (m).
- H: Desnivel del transporte, (m).

⁵ Se sigue la terminología del IGME (Ref. Firestone).

En la formulación se contempla los elementos siguientes:

a) Resistencia por rozamiento de los órganos giratorios.

Corresponde al efecto de los rodillos y demás elementos sobre los que se desliza la banda, afectados por la carga que soportan. Debido a la diferencia en el número y la calidad de construcción, es posible despreciar la debida a las poleas o tambores de accionamiento (se deslizan sobre rodamientos) frente a la correspondiente a los rodillos. Este valor se calcula como una función del peso que soporta cada unidad giratoria además del propio.

b) Pesos propios de la banda.

Este valor compensa la parte ascendente con la descendente; participa como una componente más en el peso sobre los rodillos (resistencia a la rodadura).

c) Cargas y material transportado.

La componente del peso por el efecto de plano inclinado.

d) Otras resistencias, efectos localizados.

Flexiones al paso por los tambores. Guías laterales de la banda. Efecto de los rascadores (limpieza de cinta). Dispositivos de centrado (material). Retenciones laterales del material. Aceleración del material en el punto de carga.

Para el ramal superior, las resistencias serán:

$$F_s = C \cdot f \cdot L \cdot [(P_q + P_b) \cdot \cos(\delta) + P_s]$$

Las resistencias del ramal inferior son:

$$F_i = C \cdot f \cdot L \cdot [P_b \cdot \cos(\delta) + P_i]$$

La componente del peso del material, paralela al plano inclinado es:

$$Q \cdot \sin(\delta) = + - P_q \cdot L \cdot H / L = + - P_q \cdot H$$

Otros efectos, correspondientes a resistencias localizadas.

Las diferentes variables indican y se calculan con el procedimiento siguiente:

Coficiente C: Coeficiente empírico, corrige las diferencias del cálculo con las necesidades reales. Disminuye al aumentar la longitud y toma valores entre 1,9 y 1,03 según el gráfico que se adjunta.

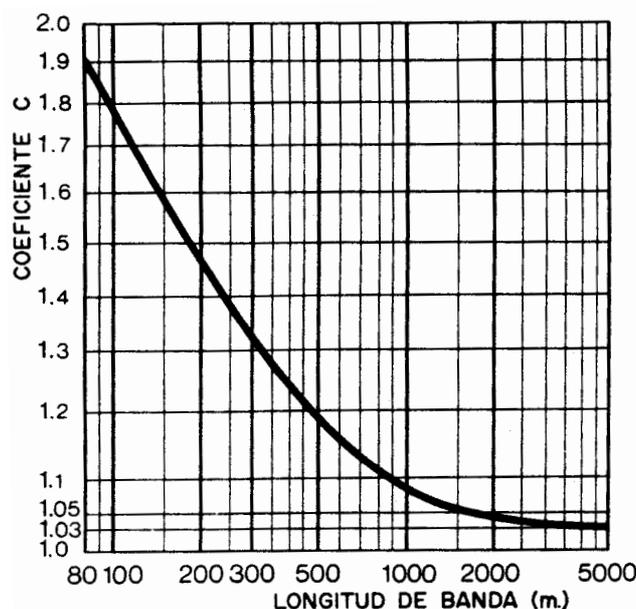


Figura 12.5. Valores del coeficiente C según las longitudes de las cintas.

Una aproximación para el cálculo numérico se obtiene mediante:

- De 80 a 2.000 metros: $C = 0,087 \ln^2(m) - 1,31 \ln(m) + 5,97$ ($R^2 = 0,999$).
- Mayor de 2.000 metros: $C = 1,03$.

Coefficiente f: Coeficiente de fricción (rodadura) de los cojinetes de los rodillos, se puede estimar mediante la expresión⁶ que se indica, para temperaturas extremas se debe considerar el aumento del coeficiente con la disminución de las temperaturas.

$$f = f_0 + \sum f_i ; \quad f_0 = 0,018 \quad y \quad 0,004 < \sum f_i < 0,0012$$

Pq: Peso del material transportado por metro lineal de cinta

$$Pq(\text{kg /m}) = Q(\text{t/h}) / (3,6 \cdot v (\text{m/s}))$$

Pb: El peso por metro lineal de cinta se puede estimar mediante

$$Pb = (Pc + Pr) \cdot B; \text{ siendo:}$$

Pc(kg/m): Es el peso de la carcasa y se puede considerar proporcional a la resistencia mediante la expresión: $Pc = 0,0058 \cdot (N/\text{mm}) + 2,1$; (N/mm) representa la resistencia en Newton por mm de ancho de banda (este valor oscila entre 500 y 7.000 y para mejor información se debe consultar al fabricante de la banda).

Pr(kg/m): Es el peso del recubrimiento y se puede estimar mediante:

$$Pr = d \cdot (e_{\text{superior}} + e_{\text{inferior}}), \text{ siendo:}$$

d: Densidad del recubrimiento que se puede tomar de $1,1 \text{ kg/dm}^3$ y los espesores superior e inferior se deben considerar en mm.

B: Ancho de banda (m)

Los pesos de los rodillos dependen del ancho de cinta, del diámetro del rodillo y del fabricante. Varían según calidad entre amplios márgenes y se puede dar la referencia para estimación de 15-35 kg por metro de ancho de banda para separaciones de rodillos de 1 metro, y así se tiene:

Ramal cargado: Separación 1m ; peso: 15-35 kg/m_ancho/m_lineal de banda.

Ramal de retorno, vacío: Separación 3 m; peso: 5-12 kg/m_ancho/m_lineal de banda.

L, H, δ : Definidas en el esquema, se dan en metros y radianes.

Res_loc: Para las resistencias localizadas, la más significativa es la aceleración del material cuando éste representa tonelajes elevados, y así para acelerar 1.000 t/h de 0 a 2 m/s se necesitan 5,44 kW de suplemento. Para otras estimaciones se puede tomar la expresión de física: $P(\text{kW}) = m(\text{N}) \cdot g(\text{m/s}^2) \cdot v(\text{m/s})$ que para el supuesto de T(t/h) será:

$$P(\text{kW}) = T(\text{t/h}) \cdot (1/3,6) \cdot 9,81 \cdot v(\text{m/s})$$

⁶ Kleber Colombes. Ver IGME, cintas transportadoras 1989.

Potencia del motor

Calculada la tensión (fuerza) máxima como suma de las anteriores, la Potencia necesaria del motor de accionamiento será:

$$W(\text{kW}) = F \cdot v / (102 \cdot \eta); \text{ para } f(\text{kgf})$$

$$W(\text{kW}) = F \cdot v / (1.000 \cdot \eta); \text{ para } f(\text{N}) \text{ y } v(\text{m/s})$$

El rendimiento para el sistema de acoplamiento, se puede considerar la referencia de la tabla siguiente:

Rendimiento del sistema de acoplamiento		
	Referencia	Eficiencia
Tambor-motor	1	0,96
Tambor-transmisión-motor	2	0,94
Tambor-transmisión-embrague hidráulico-motor	3	0,90
Tambor-motor hidráulico-bomba	4	0,86

Si el transporte es en descenso, el sistema necesario será de frenado.

Los sistemas de potencia deben soportar las arrancadas por lo que se deben sobredimensionar de 1,3 a 1,6. En cintas pequeñas se considera de 2 a 2,2 veces la potencia teórica calculada.

P1. Ejemplo de aplicación									
Calcular el accionamiento de una cinta transportadora para las siguientes condiciones:									
Material:	lignito			densidad del mineral:		=	1,12	kg/l	
				coeficiente de esponjamiento:		=	1,6		
				densidad del material:		=	0,7	t/m ³	
Ángulo de talud dinámico (°):	15	Ángulo de rozamiento interno del material		35	°				
Capacidad de transporte:	1.500	m ³ /h		1050	t/h				
Longitud de transporte:	600	m							
Desnivel a superar:	30	m		=	0,049958	rad		2,9°	
Tipo de desnivel:	ascenso			tracción (poner: ascenso / descenso)					
Sistema de acoplamiento (ref.):	3	= 0,9							
Carga (tipo):	regular								
Ancho de banda:	B =	1.200	mm		a (mm)=	465	(tabla II)		
Forma de sección:	artesa a		30°		b (mm)=	465			
Los pesos por unidad de longitud de banda son:									
					Referencia para pesos de banda				
Pb =	30,0	kg/m		Ancho de banda: B(mm) = 1200					
Ps =	26,7	kg/m		(distancia rodillos superiores 1 m)		Propor-	Pb =	30,0	kg/m
Pi =	10,3	kg/m		(distancia rodillos inferiores 2 m)		cional	Ps =	26,7	kg/m
Coeficiente de disponibilidad, Cp :					0,9	a:	Pi =	10,3	kg/m
Coeficiente de fricción de los rodillos:					f =	0,025			
(coeficiente de rozamiento de rodadura de los rodillos)									
1°.-	Cálculo de la velocidad				Se sigue el sistema del ejercicio C1				
$Q_v (m^3/h) = 3.600 \cdot S \cdot v \cdot K$					$v = Q_v (m^3/h) / 3.600 / S / K$				
Cálculo de la sección útil (para B < 2.000 mm)									
B(mm) =	1.200	$B1 = 0,9 \cdot B - 50 ;$		B1 =	1030	mm			
				a =	465	mm			
				b =	283	mm			
áng_talud ó (áng_rozamiento-10)/2				beta:	15	° rad		0,2618	
artesa				landa:	30,0	° rad		0,5236	
S = 161244 mm ² <> 0,16124 m ²									
$K = -0,0005x^2 + 0,0019x + 0,9959$					$k = 0,99724$ (factor debido a la pendiente)				
x= grados de inclinación									
$v = Q_v (m^3/h) / (3.600 \cdot S \cdot K)$					v (teórica) = 2,6 m/s				
					vel transporte = 2,88 m/s (v/Cp)				
2°.-	Cálculo de la fuerza tangencial								
$F = C \cdot f \cdot L \cdot [(Pq + 2 Pb) \cdot \text{Cos}(\delta) + Ps + Pi] + - H \cdot Pq + (Res-loc)$									
(Res-loc) = 0; no consideradas									
C =	1,16	(tabla)		W(Aceleración material) =		8,24	P=(m.g).v		
	1,15	(fórmula)		aproximación:		8,22	WKW=P/1000		
$Pq (kg/m) = Q (t/h) / (3,6 \cdot v (m/s))$					$Pq (kg/m) = 101,3$				
F(kgf) = 6.486,1									
3°.-	Cálculo de la potencia								
Wcálculo = 183,1 + 8,24 =					191,32 kW				
Tipo de accionamiento a instalar									
modo :	tracción		motor		Wmotor (kW)=		203	Winstala 264 kW	
					Wfreno (kW)= auxiliar				

12.2. Cálculo de tambores y bandas

12.2.1. Cálculo de poleas y tambores motrices. Fórmula de Euler

Se considera la hipótesis de que el cable o la cinta es un sólido rígido (en realidad es un elemento deformable) y de peso despreciable en la sección en contacto con la polea, por comparación con las tensiones que se transmiten.

Se consideran las definiciones correspondientes a la figura y se aplican los principios de la estática. No existe deslizamiento cable-polea, el sistema está en equilibrio y se considera un instante antes de iniciarse el movimiento. Estas condiciones suponen que en todo momento la fuerza de rozamiento es \geq que la fuerza a transmitir.

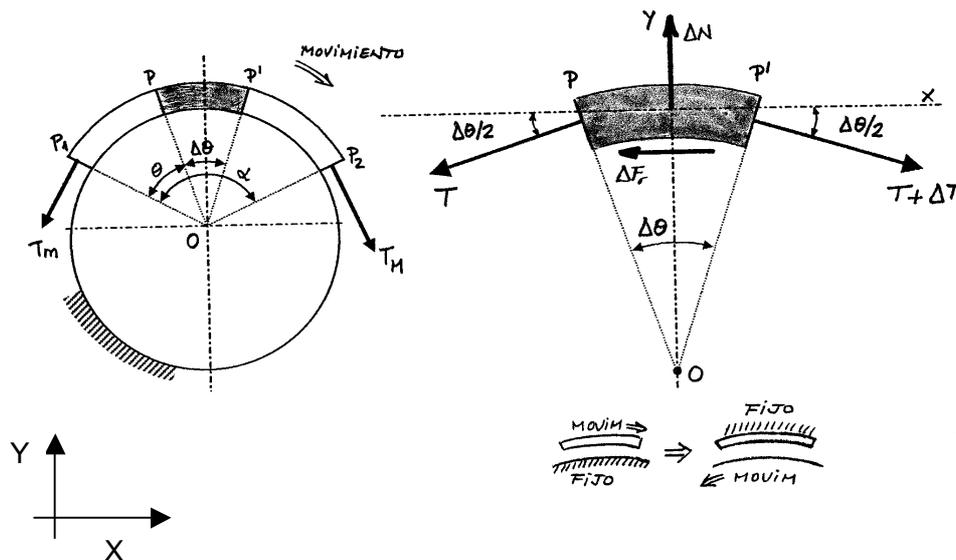


Figura 12.6. Parámetros correspondientes al acoplamiento cable-polea.

En estas condiciones de aplicación de las condiciones de equilibrio, un instante antes de iniciarse el movimiento, conduce al planteamiento de las ecuaciones siguientes:

$$\sum F_y = 0;$$

$$\Delta N - T_M \text{ sen } (\Delta\theta/2) - T_m \text{ sen } (\Delta\theta/2) = 0; \quad T_M = T_m + \Delta T, \text{ hacemos para simplificar } T_m = T.$$

$$\Delta N = T \text{ sen } (\Delta\theta/2) + (T + \Delta T) \text{ sen } (\Delta\theta/2) = (2T + \Delta T) \text{ sen } (\Delta\theta/2) \quad (3.1)$$

$$\sum F_x = 0;$$

$$T \cos (\Delta\theta/2) - (T + \Delta T) \cos (\Delta\theta/2) + \Delta F_R = 0; \quad -\Delta T \cdot \cos (\Delta\theta/2) + \Delta F_R = 0$$

$$\Delta F_R = \mu \Delta N; \text{ Fuerza debida al rozamiento y que es proporcional a la normal a la superficie.}$$

Simplificando y sustituyendo se obtiene:

$$\Delta T \cos (\Delta\theta/2) = \mu \Delta N = \Delta F_R; \quad (3.2)$$

Sustituyendo el valor de ΔN obtenido anteriormente ($\sum F_y = 0$), y dividiendo por $(\Delta\theta/2)$ se obtiene la expresión:

$$\Delta T \cos(\Delta\theta/2) = \mu (2T + \Delta T) \text{ sen}(\Delta\theta/2);$$

$$\frac{\Delta T \cos(\Delta\theta/2)}{(\Delta\theta/2)} = \frac{\mu (2T + \Delta T) \text{ sen}(\Delta\theta/2)}{(\Delta\theta/2)}; \quad (3.3)$$

En el paso al límite de la expresión anterior (3.3) y aplicando las equivalencias siguientes:

$$\lim_{\Delta\theta \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta\theta} = \frac{dT}{d\theta} ;$$

$$\lim_{\Delta\theta \rightarrow 0} [2 \cdot \cos(\Delta\theta/2)] = 2 ;$$

$$\lim_{\Delta\theta \rightarrow 0} \Delta T = 0 ; \quad \text{El cable está en equilibrio, luego para } \theta = 0 \text{ se verifica:}$$

que $T = T + \Delta T \Rightarrow \Delta T = 0$.

Como⁷ $\lim_{\Delta\theta \rightarrow 0} \frac{\text{sen}(\Delta\theta/2)}{(\Delta\theta/2)} = 1$

Se obtiene la relación:

$$\frac{dT}{d\theta} \cdot 2 = \mu (2T + 0) \Rightarrow \frac{dT}{d\theta} = \mu T \Rightarrow dT/T = \mu d\theta \quad (3.4)$$

Integrada entre T_m y T_M para valores del ángulo entre 0 y α se obtiene:

$$\int_{T_m}^{T_M} \frac{dT}{T} = \int_0^\alpha \mu d\theta = \ln T \Big|_{T_m}^{T_M} = \mu\theta \Big|_0^\alpha ; \Rightarrow \ln \frac{T_M}{T_m} = \mu\alpha \Rightarrow T_M = T_m \cdot e^{\mu\alpha} \quad (3.5)$$

Que es la fórmula de Euler, de aplicación general para la transmisión polea cable, y de uso generalizado en correas planas que rodean a tambores, cuerdas arrolladas a cabrestantes, frenos de cinta, transmisión por correas, etc.

*General, fórmula de Euler:*⁸

$$T_M = T_m \cdot e^{\mu\alpha} \quad (3.5)$$

Donde:

T: Representa la tensión del cable en los extremos del ángulo de contacto.

μ : Coeficiente de rozamiento o coeficiente de fricción, que para cables de acero y poleas de hierro fundido toma el valor de $0,09 \approx 0,1$.

α : Ángulo de contacto, en radianes, del cable con la polea.

Cuando una polea gira abrazada por un cable, aparece en éste esfuerzos tangenciales que varían de T_m a T_M de menor a mayor y aumentando en el sentido del giro. Por el contrario en la polea son iguales y de signo contrario y corresponden al rozamiento del cable sobre la polea.

Esta fuerza de rozamiento, $\Delta F_R = T_M - T_m$, se puede expresar sustituyendo los valores obtenidos con la fórmula de Euler, y queda:

$$\Delta F_R = T_m \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) \quad (3.6)$$

⁷ Se aplica la regla de L'Hopital, derivar el numerador y el denominador, y se demuestra que son infinitésimos equivalentes. [$\lim (\frac{1}{2} \cos(\Delta\theta/2) / \frac{1}{2}) = 1$].

⁸ Esta ecuación, en algunos manuales técnicos, se conoce como ecuación de Eytelwein o también como ecuación de Euler-Eytelwein.

La capacidad de adherencia, o fuerza de rozamiento, es proporcional a la tensión del cable y al ángulo de contacto e independiente del diámetro de la polea.

El coeficiente de rozamiento toma el valor de 0,09 para el caso de cables de acero formados por alambres y poleas de fundición. Valores, comprendidos entre 0,1 y 0,5 son normales cuando se trata de los materiales empleados en las cintas transportadoras, variando en función de la composición de los materiales, su rugosidad o dibujo y del grado de humedad. El concepto seco o mojado afecta fuertemente a este coeficiente.

El ángulo de contacto es variable, entre algunos grados y varias vueltas; indicando que para el caso de los tambores de las cintas de transporte no es fácil alcanzar ángulos de contacto mayores de 270°, incluso con el uso de poleas guía.

Aumentando la tensión, con los contrapesos adecuados, o aumentando el ángulo de arrollamiento, este puede ser mayor de $2 \cdot \pi$ para cables sobre poleas, más de una vuelta, se aumenta la capacidad de transmisión de la polea.

Es importante observar que en la fórmula no interviene el diámetro de la polea, pero si este es pequeño el cable se verá sometido a esfuerzos muy grandes y a sollicitaciones de flexión que acaban dañando (rompiendo) los alambres. La banda en su interior lleva cables como elementos resistentes a la tracción.

Por combinación entre las fórmulas 3.5 y 3.6 se obtienen los valores siguientes:

$$T_M = T_m \cdot e^{\mu\alpha} \quad (3.7)$$

$$\Delta F_R = T_M - T_m = T_m \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) \quad (3.8)$$

$$T_m = \frac{\Delta F}{(e^{\mu\alpha} - 1)} \quad (3.9)$$

$$T_M = \frac{\Delta F \cdot e^{\mu\alpha}}{(e^{\mu\alpha} - 1)} \quad (3.10)$$

Las expresiones 3.9 y 3.10, identifican las tensiones en el cable en función de la fuerza transmitida por la polea, y ésta, se calcula, para un motor de accionamiento dado, por la fórmula:

$$P(\text{kW}) = \frac{\Delta F(\text{N}) \cdot v(\text{m/s})}{1000 \cdot \eta}; \quad \eta: \text{rendimiento del motor.} \quad (3.11)$$

$$\text{Para } \Delta F \text{ en kgf y la potencia en CV se aplica: } P(\text{CV}) = \frac{\Delta F(\text{kgf}) \cdot v(\text{m/s})}{75 \cdot \eta}; \quad (3.12)$$

En gráficos como el que se adjunta, se da el valor del factor $e^{\mu\alpha}$ en función del ángulo α y para diversos valores del coeficiente de rozamiento μ .

12.2.1.1. Supuesto de peso no despreciable

Si en la solución del sistema inicial consideramos el peso del cable o de la banda:

$$\sum F_y = 0;$$

$$\Delta N - T_M \text{ sen } (\Delta\theta/2) - T_m \text{ sen } (\Delta\theta/2) - \rho\Delta\theta R = 0; \quad T_M = T_m + \Delta T, \text{ hacemos para simplificar } T_m = T.$$

$$\Delta N = (2T + \Delta T) \text{ sen } (\Delta\theta/2) - \rho\Delta\theta R \quad (3.13)$$

$$\sum F_x = 0;$$

$$T \cos (\Delta\theta/2) - (T + \Delta T) \cos (\Delta\theta/2) + \Delta F_R = 0;$$

$$\Delta F_R = \Delta T \cdot \cos (\Delta\theta/2).$$

En el paso al límite, para $\Delta\theta \rightarrow 0$, queda la ecuación diferencial:

$$dT/d\theta = \mu T + \rho R = \mu (T + \rho R/\mu)$$

$$dT/(T + \rho R/\mu) = \mu d\theta$$

que resuelta entre T_m y T_M al variar el ángulo de 0 a α da la solución siguiente:

$$T_M = T_m \cdot e^{\mu\alpha} + (\rho R/\mu) \cdot (e^{\mu\alpha} - 1)$$

Ejercicio. Aplicación para los valores

$$R = 1 \text{ m.}$$

$$\rho = 1 \text{ kg/ml.}$$

$$\mu = 0,1.$$

$$\alpha = \pi (180^\circ).$$

El valor de la expresión $(\rho R / \mu) \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) = 3,7$.

El valor aplicando la fórmula de Euler para 1.000 kg, 10.000 kg y 20.000 kg es:

$$T_M = T_m \cdot e^{\mu\alpha}; \quad (1.000) = 1.370 \rightarrow \text{error} < 0,27\%$$

$$(10.000) = 13.700 \quad < 0,02\%$$

$$(20.000) = 27.400 \quad < 0,01\%$$

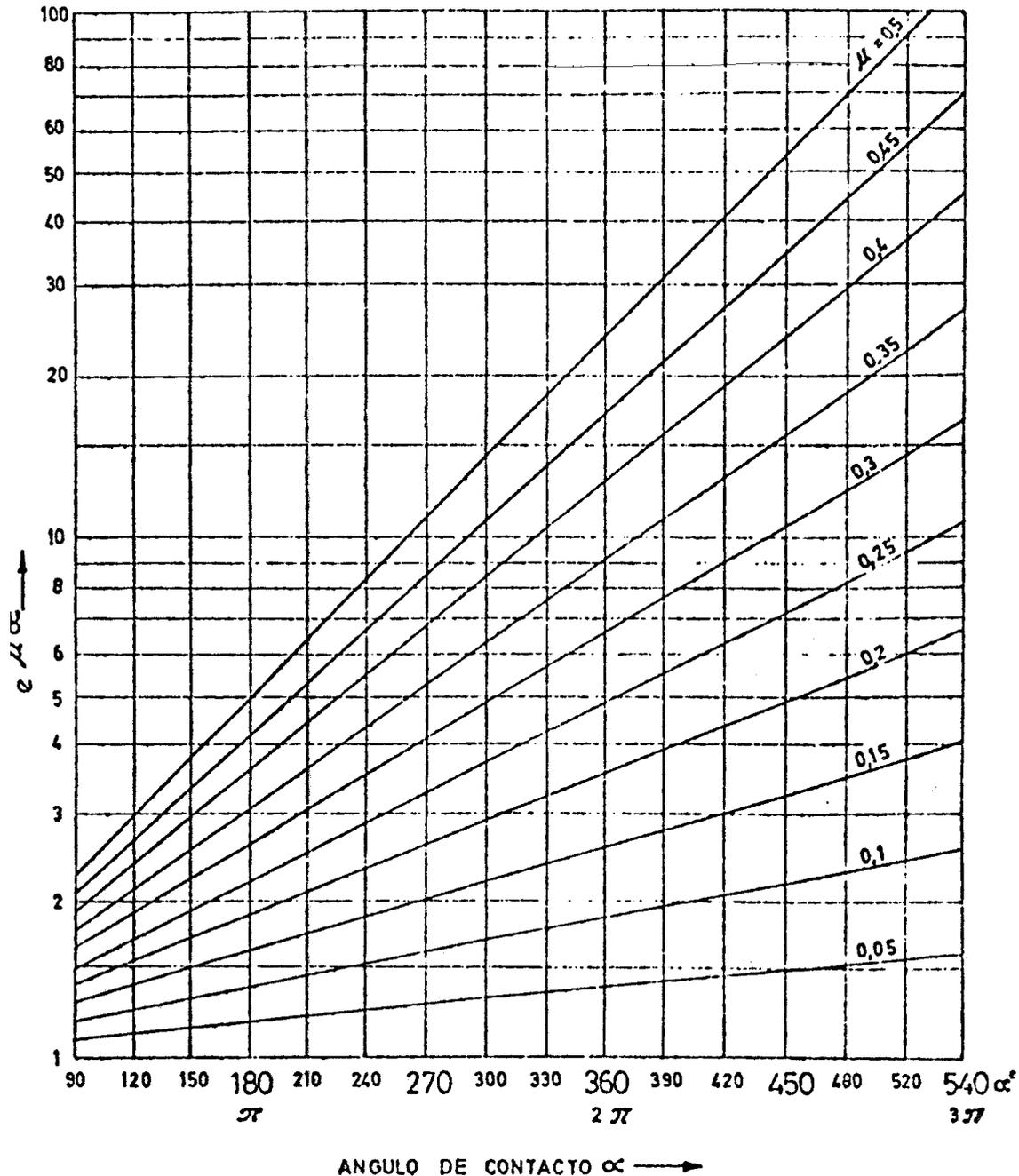


Figura 12.7. Variación del parámetro $e^{\mu \alpha}$ al variar el ángulo.

La fuerza de rozamiento, necesaria para la transmisión de esfuerzos al cable, debe ser menor que la capacidad de adherencia; en caso contrario el cable deslizará sobre la polea.

Considerando diferentes superficies de contacto cable-tambor (cable-polea) se define el "coeficiente de rozamiento" (μ) como la relación entre la fuerza normal a la superficie y el valor de la fuerza de rozamiento, y viene dado por:

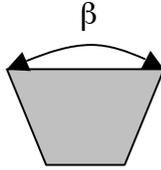
$$\mu = \Delta F / N$$

Y se define el "coeficiente de fricción" (f) como el valor que sustituye al coeficiente de rozamiento en la fórmula de Euler, y que tiene en cuenta, además del coeficiente de rozamiento, las características geométricas del contacto. Su formulación es del tipo:

$$f = f(\alpha, \beta, \text{etc.}) \cdot \mu$$

Para una configuración determinada de acoplamiento cable-polea, se obtiene el coeficiente de fricción y éste sustituye a μ en la fórmula de Euler. Se dan a continuación, como ejemplo, el valor para algunas configuraciones.

- Sección trapezoidal; β : ángulo que forman las caras del trapecio:



$$T_M = T_m \cdot e^{\frac{\mu \alpha}{\text{sen}(\beta/2)}}$$

$$\text{Coeficiente de fricción, } f = \frac{\mu}{\text{sen}(\beta/2)}$$

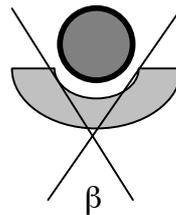
Gargantas en V; el coeficiente de fricción es:



$$f = \frac{\mu}{\text{sen}(\beta/2)}$$

Gargantas entalladas o semicirculares; el coeficiente de fricción viene dado por:

$$f = \frac{4\mu[1 - \text{sen}(\beta/2)]}{\pi - \beta - \text{sen}\beta}$$



Cuando la *garganta es semicircular* ($\beta = 0$), el coeficiente toma el valor:

$$f = 4 \cdot \mu / \pi$$

Para las poleas motrices y las de reenvío se considera normal la relación, entre el diámetro del alambre mayor del cable y el diámetro de la polea, medido en el interior de la garganta, de 800 veces ó mayor ($D_{\text{pol}} / d_{\text{alam}} > 800$).

Ejemplo 1

Se tiene un funicular con cable de acero accionado por un motor de 60 kW que se desplaza a 2 m/s. Para una tensión de 1.500 kgf en el cable (la flecha “Δy” a mantener en la catenaria impone una tensión en los extremos), calcular las tensiones obtenidas para un ángulo de arrollamiento de 180° y para un ángulo de 540°. El acoplamiento cable-polea es mediante una garganta semicircular.

La fuerza necesaria viene dada por la expresión:

$$F(N) \cdot v(m/s)$$

$$P(kW) = \frac{F(N) \cdot v(m/s)}{1.000 \cdot \eta} ; \text{ consideramos el rendimiento del motor eléctrico } 0,85.$$

$$F(N) = 60 \cdot 1.000 \cdot 0,85 / 2 = 25.500 \text{ N}, \quad (2.602 \text{ kgf}).$$

Aplicando la ecuación de Euler para el acoplamiento dado:

$$\Delta F_R = T_m \cdot (e^{f\alpha} - 1)$$

con $f = 4 \cdot \mu / \pi$, acoplamiento semicircular, se obtiene: $f = 0,115$.

$$f \cdot \alpha, \text{ para } 180^\circ (\pi) \quad \rightarrow \quad 0,36 \quad \rightarrow \quad \Delta F_R = 1.500 \cdot (e^{0,36} - 1) = 649 \text{ kgf.}$$

$$f \cdot \alpha, \text{ para } 540^\circ (3\pi) \quad \rightarrow \quad 1,08 \quad \rightarrow \quad \Delta F_R = 1.500 \cdot (e^{1,08} - 1) = 2.916 \text{ kgf.}$$

La tensión a transmitir es de 2.602 kg, luego en el caso de un arrollamiento de 180° no es posible transmitirla, el cable desliza, y en el caso del arrollamiento con 540° se obtiene 2.916 kgf que es mayor que la necesaria, luego el acoplamiento trabaja correctamente.

Para el supuesto de 540°, vuelta y media de arrollamiento, el coeficiente de seguridad en el acoplamiento es de $2.916 / 2.602 = 1,12$.

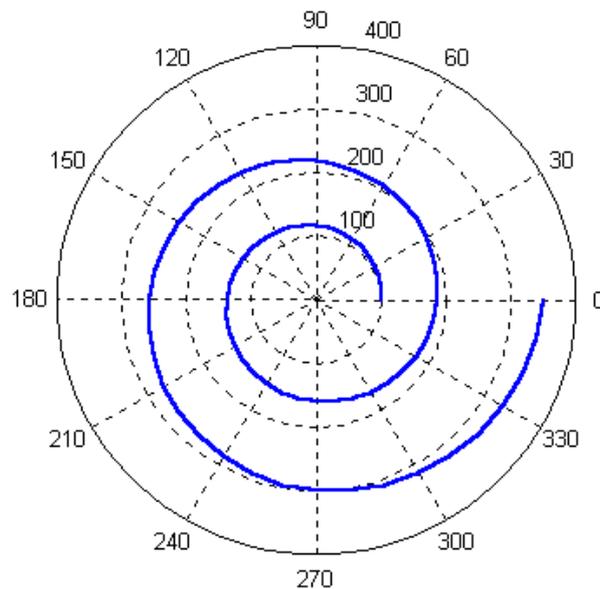


Figura 12.8. Distribución de tensiones al variar el ángulo.

La gráfica representa la distribución de las tensiones en el conjunto cable-polea al variar el ángulo. Es una espiral logarítmica del tipo representado en la figura. Para un acoplamiento polea de fundición-cable acerado, el coeficiente de rozamiento es: $\mu = 0,09 \approx 0,1$.

Ejemplo 2

En el gráfico siguiente se da el incremento de la tensión entre 0° y 180° , y la tensión final del cable en la entrada para un coeficiente de rozamiento de $\mu = 0,1$. La tensión de salida, para una tensión de entrada de $T_m = 100$ N, es de $T_m = 135$ N.

Aplicación de la formula de Euler, T_M y T_m , coordenadas polares

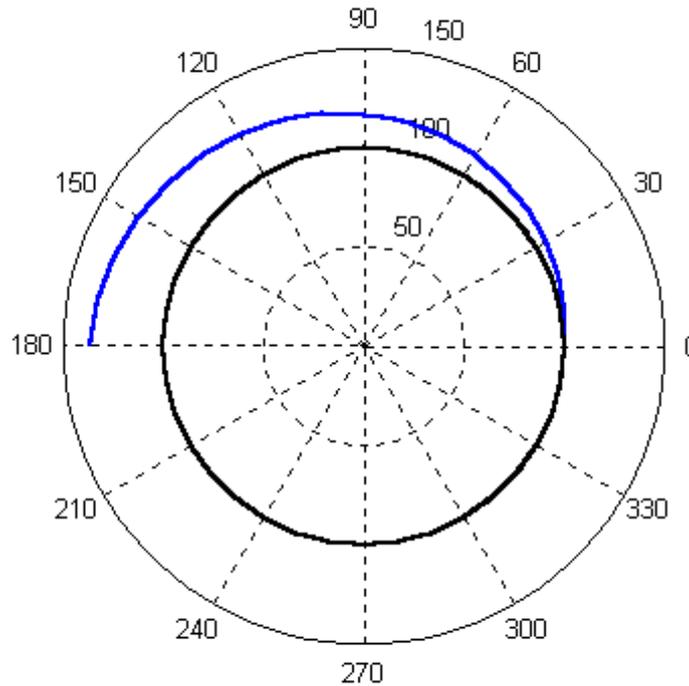


Figura 12.9. Distribución de tensiones al variar el ángulo

Nota. Programa en MatLab para la realización de la gráfica anterior:

```
% grafica en coordenadas polares
clear all
alfa=0:pi/18:pi;
TE=100;
TM=TE+TE*((exp(0.1*alfa)-1));
polar(alfa, TM);
hold on;
beta=0:pi/18:2*pi;
te=TE*(sin(beta).*sin(beta)+cos(beta).*cos(beta));
polar(beta, te, 'k');
title('Aplicacion de la formula de Euler, TM y Tm, coordenadas polares')
```

Ejemplo 3. Aplicación práctica de la fórmula de Euler

Para un motor de potencia P(kW) calcular el cable, diámetro ϕ (mm) e indicar tipo y características, del cable acoplado a la polea de salida del motor de diámetro D(m) capaz de transmitir dicha potencia.

1º Se calcula ΔF aplicando la expresión:

$$P(kW) = \frac{\Delta F(N) \cdot v(m/s)}{1000 \cdot \eta}; \quad v(m/s) = \omega(rad/s) \cdot R(m/rad); \quad R = D/2$$

2º Se calcula la máxima tensión T_M aplicando la expresión, derivada de la fórmula de Euler ($T_M = T_m \cdot e^{\mu\alpha}$), que se da a continuación:

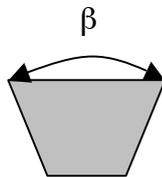
$$T_M = \frac{\Delta F \cdot e^{\mu\alpha}}{(e^{\mu\alpha} - 1)};$$

3º Se aplica el coeficiente de seguridad C_S ; usar un valor de 3, 4 o superior. Para varios cables puede ser suficiente un valor de 2,5.

4º Se busca el diámetro nominal, para la tensión mayor en las tablas de características de los cables.

5º Comprobación: se verifica si el diámetro del cable cumple con las recomendaciones para la relación de “diámetro de polea” a “diámetro del cable”. Si no cumple se pone más de un cable de diámetro inferior y que en conjunto soporte la tensión total, o bien considerar la sustitución de la polea por otra de diámetro mayor.

6º Aplicación, del mismo supuesto, para una correa de sección trapezoidal; β ángulo que forman las caras del trapecio. Considerar 60º para el cálculo.



$$T_M = T_m \cdot e^{\frac{\mu\alpha}{\sin(\beta/2)}}$$

$$\text{Coeficiente de fricción, } f = \frac{\mu}{\sin(\beta/2)}$$

Nota. Fórmula, aproximada, para el cálculo del diámetro del hilo sobre la base de la fórmula de constitución del cable. Esta expresión da un margen de seguridad en el cálculo.

$$d_{\text{hilo}} = \sqrt{\frac{D_{\text{cable}}^2}{(N_{\text{cordones}}(+1\text{ para }_{\text{textil}}) * N_{\text{hilos}})}$$

Aproximada la solución, cuando el modelo de cable esté prácticamente definido, se debe tomar el diámetro real o la fórmula de cálculo con mayor precisión. Como ejemplo y para el cable de referencia 7 x 7 + 0 una fórmula mejor es: $d_{\text{hilo}} = D_{\text{cable}}/(3 \times 3)$.

Aplicación práctica. Solución de cable

P(kW) =	50	en catálogo	r.p.m. =	1500	rad/s =	157,08
			rend. =	0,98		
		Polea:	D(cm) =	20		
Acoplamiento (tipo):	Polea de fundición y cable metálico (ñu)=				0,1	
Ángulo abrazado (°):	180	→		1,5708	rad	
				Cs =	4	
Cálculos previos:	v(m/s) =	15,708				
1º F(N)	3.119,4		Relación de seguridad Polea/hilo =	280	Rel_D	
2º Tm(N)	21.459,5		límites entre:	200	800	
3º Cs.Tm	85.837,8					
Calculo del cable (Newton)	Nº cables	Diámetro calculado	Relación Diam_polea/ Diam_hilo	Control > Rel_D	Calculo auxiliar d_hilo	
85.837,8	1	13	177,4	no vale	1,1	
42.918,9	2	9	256,3	no vale	0,8	
28.612,6	3	8	288,3	vale	0,7	
21.459,5	4	8	288,3	vale	0,7	
17.167,6	5	8	288,3	vale	0,7	
14.306,3	6	8	288,3	vale	0,7	
12.262,5	7	8	288,3	vale	0,7	
10.729,7	8	8	288,3	vale	0,7	
9.537,5	9	8	288,3	vale	0,7	
8.583,8	10	8	288,3	vale	0,7	
			Columna para cálculo	Tipo ensayado	Seale 6x19+T	180 (kgf/ mm ²)
			Newton	D_nom	ro_cable	kgf
			0	8	0,238	3.820
			37.474	9	0,302	4.840
			47.480	10	0,373	5.970
			58.566	11	0,451	7.220
			70.828	12	0,537	8.600
			84.366	13	0,630	10.100
			99.081	14	0,730	11.700
			114.777	16	0,954	15.300
			150.093	18	1,210	19.300
			189.333	20	1,490	23.900
			234.459	22	1,800	28.900
			283.509	24	2,150	34.400
			337.464	26	2,520	40.400
			396.324	28	2,920	46.800
			459.108	32	3,820	61.200
			600.372	+32		

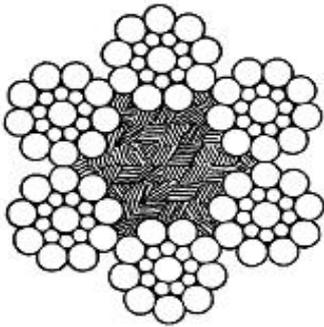


Fig. 6 – Cable 6 x 19 + T Seale (alma textil)

Aplicación práctica. Solución de correa trapezoidal

P(kW) =	50	en catálogo	r.p.m. =	1500	rad/s =	157,08	
			rend. =	0,98			
		Polea:	D(cm) =	20			
Acoplamiento (tipo):	Polea de fundición y correa trapezoidal (ñu): 0,4						
			ángulo beta(°):	60		1,0472 rad.	
			coeficiente de fricción (f):	0,8			
Ángulo abrazado (°):	180	→		1,5708 rad			
				Cs =	4		
Cálculos previos:	v(m/s) =	15,708					
1° F(N)	3.119,4		Relación de seguridad Polea/hilo =		350	Rel_D	
2° Tm(N)	4.360,5		límites entre:		200	800	
3° Cs.Tm	17.441,9						
Calculo del cable (Newton)	Nº de cables en correa	Diámetro calculado	Relación Diam_polea/ Diam_cable	Control > Rel_D		Calculo auxiliar d_hilo	
17.441,9	1	6	233,3	no vale		0,9	
8.720,9	2	4	350,0	no vale		0,6	
5.814,0	3	4	350,0	no vale		0,6	
4.360,5	4	3	466,7	vale		0,4	
3.488,4	5	3	466,7	vale		0,4	
2.907,0	6	3	466,7	vale		0,4	
2.491,7	7	3	466,7	vale		0,4	
2.180,2	8	3	466,7	vale		0,4	
1.938,0	9	2	700,0	vale		0,3	
1.744,2	10	2	700,0	vale		0,3	
			<i>Columna para cálculo</i>	<i>Tipo ensayado</i>	<i>Seale 7x7+0</i>	<i>160 kgf/ mm2</i>	<i>Nota</i>
			<i>Newton</i>	<i>D_nom</i>	<i>ro_cable</i>	<i>kgf</i>	
			0	2	0,014	213	+T
			2.090	3	0,032	476	+T
			4.670	4	0,063	919	+0
			9.015	5	0,098	1.440	
			14.126	6	0,142	2.070	
			20.307	7	0,193	2.810	
			27.566	8	0,252	3.680	
			36.101	9	0,318	4.650	
			45.617	10	0,393	5.740	
			56.309	11	0,474	6.950	
			68.180	12	0,567	8.270	+0
			81.129	+12			

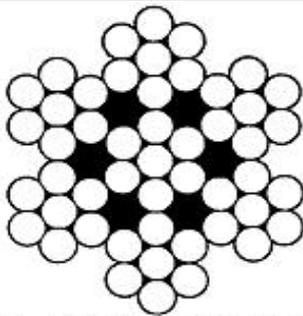


Fig. 2 – Cable 7 x 7 + 0 (alma de acero)

Aplicación práctica. Solución de correa trapezoidal optimizada

P(kW) =	50	en catálogo	r. p. m. =	1500	rad/s =	157,08
			rend. =	0,98		
		Polea:	D(cm) =	20		
Acoplamiento (tipo):	Polea de fundición y correa trapezoidal (ñu): 0,7					
			ángulo beta(°):	60	1,0472	rad.
			coeficiente de fricción (f):	1,4		
Ángulo abrazado (°):	180	→		1,5708	rad	
			Cs =	1,6		
Cálculos previos:	v(m/s) =	15,708				
1° F(N)	3.119,4	Relación de seguridad Polea/hilo =			550	Rel_D
2° T _M (N)	3.508,5	límites entre:			200	800
3° Cs.T _M	5.613,7					
Calculo del cable (Newton)	Nº de cables en correa	Diámetro calculado	Relación Diam_polea/ Diam_cable	Control > Rel_D	Calculo auxiliar d_hilo	
5.613,7	1	4	450,0	no vale	0,4	
2.806,8	2	3	600,0	vale	0,3	
1.871,2	3	2	900,0	vale	0,2	
1.403,4	4	2	900,0	vale	0,2	
1.122,7	5	2	900,0	vale	0,2	
935,6	6	2	900,0	vale	0,2	
802,0	7	2	900,0	vale	0,2	
701,7	8	2	900,0	vale	0,2	
623,7	9	2	900,0	vale	0,2	
561,4	10	2	900,0	vale	0,2	

Columna para cálculo	Tipo ensayado	Seale 7x7+0	160 kgf/ mm2	Nota	
<i>Newton</i>	<i>D_nom</i>	<i>ro_cable</i>	<i>kgf</i>		
0	2	0,014	213	+T	
2.090	3	0,032	476	+T	
4.670	4	0,063	919	+0	
9.015	5	0,098	1.440	↓	
14.126	6	0,142	2.070		
20.307	7	0,193	2.810		
27.566	8	0,252	3.680		
36.101	9	0,318	4.650		
45.617	10	0,393	5.740		
56.309	11	0,474	6.950		
68.180	12	0,567	8.270		+0
81.129	+12				

Fig. 2 – Cable 7 x 7 + 0 (alma de acero)

Se dan valores del coeficiente de fricción y factores de seguridad utilizados, recomendaciones de uso, para los cálculos de correas trapezoidales. La elección de los factores de seguridad depende también de las condiciones de operación.

Friction coefficient	μ	Coefficiente de fricción
	0,1	Polea de fundición / Cable de acero
Rolling friction on dry surface		Rozamiento sobre superficie seca
Polyurethane / Smooth steel	0,5	Poliuretano / Acero liso (suave)
Polyurethane / Rough steel	0,7	Poliuretano / Acero rugoso
Polyurethane / Abrasive steel	0,9	Poliuretano / Acero abrasivo
Polyurethane NTF / Smooth steel	0,25	Poliuretano - Nylon / Acero liso
Polyurethane NTF / Rough steel	0,35	Poliuretano / Acero rugoso
Polyurethane NTF/ Abrasive steel	0,6	Poliuretano / Acero abrasivo
Polyuretane / Nylon	0,35	Poliuretano / Nylon
Polyuretane NTF / Nylon ⁹	0,15	Poliuretano NTF/ Nylon
Polyuretane / Aluminium	0,8	Poliuretano / Aluminio
Polyuretane NTF/ Aluminium	0,45	Poliuretano NTF/ Aluminio
Volvent friction on dry surface		Coefficiente de rodadura
Bearing	0,015	Rodamiento / Cojinete
Roller / PU Belt	0,03 / 0,06	Rueda / Cinta
Bush	0,15	Cepillo

Sistema / Tipo de instalación	Factor de seguridad
Carga constante	1
Carga variable / Impacto	
Bajo	1,4
Medio	1,7
Alto	2
Elevadores / Montacargas	1,8
Líneas de pozo (hueco)	1,6
Máquinas de papel	
Agitadores, secadoras, bastidores móviles, bombas, cortadoras, molinos.	1,8
Máquinas para cerámica y barro	
Granuladoras, cortadoras	1,7
Máquinas de pulpa	2,0
General lavadoras	1,6
Extractores / Lavadoras	1,8
Maquinas para procesado de caucho	1,8
Procesado de madera	
Torno, cortadoras, sierra de banda, rejunteadora, cepillos.	1,7
Máquinas de imprenta	
Rotativa, periódicos, linotipia, cortadoras, carpetas, revistas.	1,6
Maquinaria textil	
Urdimbre, tejedoras, hilador, cuadro enrollador.	1,7
Máquinas herramientas	
Taladro, cortadora, torno, alineadoras, perforadoras,	1,6
molinos, planificador.	1,7
Transportadores	
Elevadores, tornillos transportadores, máquina de empaquetar.	1,8

⁹ Nylon Treatment Friction.

12.2.2. Cintas transportadoras, cálculo de bandas

La transmisión de potencia de un tambor motriz a la banda transportadora se calcula mediante la ecuación de Euler-Eytelwein, ecuación de tipo potencial demostrada anteriormente y formulada:

$$T_1 = T_2 \cdot e^{\mu\alpha}$$

T₁: Tensión de acometida al tambor.

T₂: Tensión de salida del tambor.

El límite de la transmisión de potencia, antes del deslizamiento de la cinta sobre el tambor, esta dado por la relación:

$$T_1/T_2 < e^{\mu\alpha}$$

Siendo:

α: Ángulo abrazado, que para el caso de cintas transportadoras debe ser < de 240° (4,19 rad).

μ: Coeficiente de rozamiento cinta-tambor, cuyos valores se dan en la Tabla 12.3.

Superficie del tambor	Sin	Con
	Recubrimiento	
Alta adherencia	0,35	0,45
Seca	0,35	0,40
Húmeda	0,20	0,35
Mojada	0,10	0,30

Tabla 12.3.

$e^{\mu\alpha}$ Es el coeficiente multiplicador y para las cintas tiene un valor, con 240° de ángulo abrazado y 0,5 de coeficiente de adherencia, de 8,13 veces. Esto representa que para una tensión de entrada de 1.000 kg la de salida es de 8.130 kg.

El incremento de tensión a lo largo del ángulo abrazado por la cinta sobre el tambor se debe al efecto de rozamiento entre cinta y tambor, y viene dado por la diferencia entre la tensión de entrada y la de salida por las expresiones:

$$F = T_1 - T_2 = T_2(e^{\mu\alpha} - 1)$$

$$F = T_1(1 - 1/e^{\mu\alpha})$$

Por combinación de las expresiones anteriores se obtienen las relaciones:

$$T_2 = F(1/e^{\mu\alpha} - 1)$$

$$T_1 = F(1 + 1/(e^{\mu\alpha} - 1))$$

En la aplicación práctica y para considerar los efectos del arranque con motores eléctricos y acoplamiento hidráulico se debe considerar un coeficiente de seguridad. Las tensiones corregidas serán:

$$T_{2a} = (1,3 - 1,6) \cdot T_2 \rightarrow T_{2a} = 1,6 \cdot T_2$$

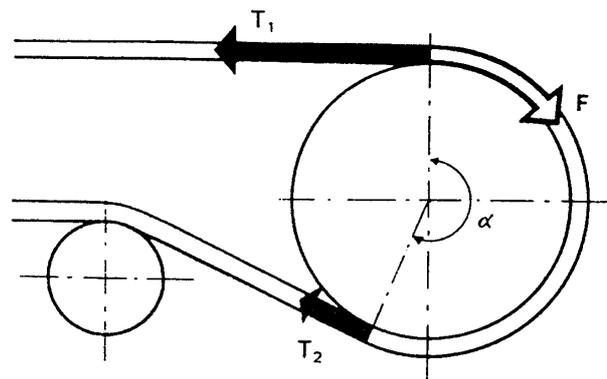


Figura 12.10. Accionamiento de una banda de un tambor motriz.

La aplicación práctica de la teoría anterior depende del diseño de la cinta y de la situación del tambor motriz con respecto al traslado de la carga y la pendiente. Se da a continuación un ejemplo normal de funcionamiento para una cinta inclinada, con accionamiento en cabeza y que transporta la carga en ascenso. Normalmente el accionamiento en cabeza da las menores tensiones resultantes en la banda cuando esta se acciona con un único tambor-motor.

Se utilizan las definiciones empleadas anteriormente en el estudio de las cintas y sus componentes y así se tiene:

W:	Potencia necesaria en el tambor motriz.
F:	Fuerza tangencial (rozamiento) en el tambor motriz. $F = F_s + F_i + F_q ;$
F_s:	Resistencias en el ramal superior. $F_s = C \cdot f \cdot L \cdot [(P_q + P_b) \cdot \text{Cos}(\delta) + P_s]$
F_i:	Resistencias en el ramal inferior. $F_i = C \cdot f \cdot L \cdot [P_b \cdot \text{Cos}(\delta) + P_i]$
F_q:	Fuerza necesaria para salvar el desnivel del material. $Q \cdot \text{sen}(\delta) = + - P_q \cdot L \cdot H / L = + - P_q \cdot H$
T min:	Tensión mínima para mantener la flecha en un valor determinado.

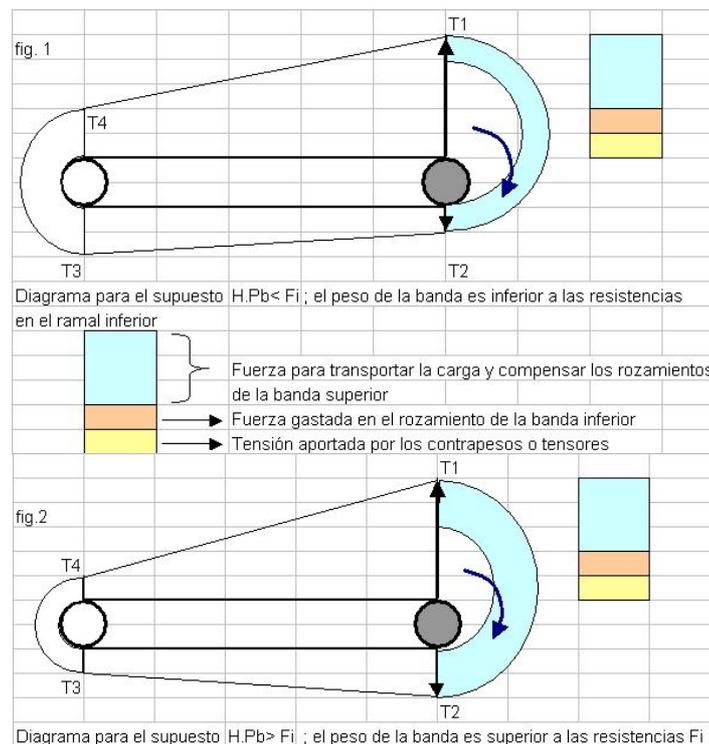


Figura 12.14.

Del diagrama de tensiones (Figura 12.4) se deducen las equivalencias siguientes:

$T_4 = T_3 > T_{\min}$. Necesario para mantener una tensión mínima en la banda y disminuir las flexiones al paso por los rodillos.

$T_4 = T_3 = T_2 + F_i - H \cdot P_b$. La tensión en este punto T3 debe compensar las resistencias a la rodadura de la banda inferior más la tensión residual T2.

$T_2 = T_3 - F_i + H \cdot P_b$. El peso de la banda (positivo para $\delta > 0$, inclinación de la cinta con respecto a la horizontal, y negativo para $\delta < 0$) ó ($H > 0$ y $H < 0$ respectivamente).

La sistemática de cálculo es como sigue:

1º Cálculo del valor de F, fuerza tangencial en el tambor motriz.

Cálculo de F	Datos necesarios	
$F = F_s + F_i + F_q$	Pq	C
$F = C \cdot f \cdot L \cdot [(Pq + 2 Pb) \cdot \text{Cos}(\delta) + Ps + Pi] + - H \cdot Pq$	Pb	f
	Ps	L
	Pi	H

2º Cálculo de T2.

$$T_1 = T_2 \cdot e^{\mu\alpha}$$

$$T_1 = T_2 + F; T_2 = F \cdot (1 / (e^{\mu\alpha} - 1)); \quad \text{Datos necesarios: } \mu, \alpha.$$

3º Cálculo de T1 y T4.

$$T_1 = T_2 \cdot e^{\mu\alpha}$$

$$T_4 = T_1 - F_s - F_q - H \cdot Pb$$

4º Verificar que se cumplen las condiciones límites:

$T_3 = T_4 > T_{lim}$ para mantener la banda tensa, evitar flexiones indebidas y fatigas al paso por los rodillos.

$T_1 < T_{lim}$ Tensión límite máxima que soporta la banda.

Se deben emplear coeficientes de seguridad y limitaciones en los cálculos reales y se puede tomar como referencia los indicados en las tablas siguientes:

Coeficientes de seguridad			Rango de utilización según el tipo de banda		
	Cálculo		Tensiones de banda (kgf/m de ancho)		
Sistema	Normal	Detallado	Construcción	Mínima	Máxima
Régimen	10	6	Textil ligera	2.500	3.200
Transitorio	5 - 6	4	Textil media	3.000	31.500
			Cables de acero	10.000	63.000

T1.- Ejemplo de aplicación						
Calcular las tensiones de una cinta transportadora para las siguientes condiciones:						
Material:	lignito		densidad del mineral:		$\rho =$	1,12 kg/l
			coeficiente de esponjamiento:		$\lambda =$	1,6
			densidad del material:		$\gamma =$	0,7 t/m ³
			ángulo de reposo:		15°	
Capacidad de transporte:	2.500	m ³ /h	→	1750	t/h	
Longitud de transporte:	600	m				
Velocidad de transporte	4,5	m/s				
Desnivel a superar:	30	m	=	0,04996	rad	2,9°
Tipo de desnivel:	ascenso		→	tracción	(poner: ascenso / descenso)	
Ancho de banda:	B =	1.200	mm			
Forma de sección:		artesa a	30°	rad	→	0,5236
Factor de distancia	C =	1,16				
Sistema de accionamiento						
ángulo abrazado	240	°	rad	4,1888		
coeficiente de rozamiento (seco)		0,4				
Los pesos por unidad de longitud de banda son:						
Pb =	30	kg/m				
Ps =	26,7	kg/m	(distancia entre rodillos superiores 1m)			
Pi =	10,3	kg/m	(distancia entre rodillos inferiores 2 m)			
Coeficiente de fricción de los rodillos:			f =	0,025		
(coeficiente de rozamiento de rodadura de los rodillos)						
1º.-	Cálculo de F		$F = F_s + F_i + F_q$			
	$F = C \cdot f \cdot L \cdot [(Pq + 2 Pb) \cdot \cos(\delta) + Ps + Pi] + H \cdot Pq$					
Peso de la carga por metro lineal						
Pq =	$Qm (t/h) / 3,6 / v (m/s) =$		108,02	kg/m		
					F =	6804,5 kgf
2º.-	Cálculo de T2		$T_2 = F \cdot (1 / (e^{\mu\alpha} - 1))$			
					T ₂ =	1567,3 kgf
3º.-	Cálculo de T3 y T4					
	$F_i = C \cdot f \cdot L \cdot [Pb \cdot \cos(\delta) + P_i]$			$F_i =$	700,6	kgf
	$T_4 = T_3 = T_2 + F_i - H \cdot P_b$			T ₃ =	1367,9	kgf
4º.-	Cálculo de T1 y T4					
	$T_1 = T_2 \cdot e^{\mu\alpha}$		T ₁ =	8371,8	T ₂ + F =	8371,8
	$T_4 = T_1 - F_s - F_q - H \cdot P_b$					
	$F_s = C \cdot f \cdot L \cdot [(Pq + Pb) \cdot \cos(\delta) + P_s]$			F _s =	2863,2	
				T ₄ =	1367,9	

Ejemplo de instalaciones particulares de cintas transportadoras¹⁰

a) Anaconda, Arizona.

- Longitud: 3.000 m.
- Ancho de banda: 1.500 mm.
- Velocidad: 3,75 m/s.
- Material: estériles de recubrimiento.
- Caudal: $40 \cdot 10^6$ t/año.

b) Canada, Iron Foundries, Siemens.

- Longitud: 5.000 m.
- Ancho de banda: 1.650 mm.
- Velocidad: 5,0 m/s.
- Material: materiales para construcción de una presa.
- Caudal: 12.000 t/h.

c) Westfield, Escocia (mina de carbón).

- Longitud: 3.000 m en tres secciones.
- Ancho de banda: 1.200 mm.
- Velocidad: 4,0 m/s.
- Material: estériles de areniscas, arcillas, pizarras, etc.
- Caudal: 3.500 t/h.

d) Puentes de García Rodríguez, lignito pardo para la central térmica.

- Longitud: 40 km.
- Ancho de banda: variable.
- Velocidad: variable m/s.
- Material: lignito.
- Caudal: $10-12 \cdot 10^6$ t/año; remover $38 \cdot 10^6$ m³/año.

e) Fos-Bucraa, El Sáhara; fosfatos.

- Longitud: 100 km.
- Ancho de banda: mm.
- Velocidad: m/s.
- Material: fosfatos hasta el puerto.
- Caudal: $10 \cdot 10^6$ t/año.

f) Mina Langreo, Asturias; carbón (pozo M^a Luisa y pozo Sotón, pozo Samuño cerrado). Desde el interior de la mina, 550-600 m de profundidad de los pozos, hasta el lavadero de Modesta en Sama).

- Longitud: 900 + 1.700 m.
- Pendiente: 16°.

¹⁰ Fundación Gómez Pardo; Carga y Transporte en la Minería a Cielo Abierto, Parte 1. Doc 70-01-0180 (1980).