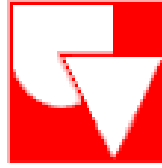


**DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR POR BANDA AERO SOPORTADO CON
CAPACIDAD DE 300 TONELADAS POR HORA (TPH)**

MIGUEL ÁNGEL LADINO FRANCO

**UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
SANTIAGO DE CALI**

2018



**DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR POR BANDA AERO SOPORTADO CON
CAPACIDAD DE 300 TONELADAS POR HORA (TPH)**

TRABAJO DE GRADO

AUTOR

MIGUEL ÁNGEL LADINO FRANCO

DIRECTOR

JOSE ISIDRO GARCÍA MELO. Ph.D.

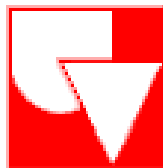
UNIVERSIDAD DEL VALLE

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

SANTIAGO DE CALI

2018



**DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR POR BANDA AERO SOPORTADO CON
CAPACIDAD DE 300 TONELADAS POR HORA (TPH)**

Acta de aprobación

Autor

Miguel Ángel Ladino Franco

Cod. 0036371

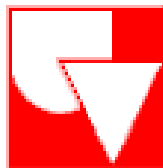
Director

José Isidro García Melo. Ph.D.

Profesor escuela de Ingeniería mecánica

**UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
SANTIAGO DE CALI**

2018



**DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR POR BANDA AERO SOPORTADO CON
CAPACIDAD DE 300 TONELADAS POR HORA (TPH)**

Nota de aceptación:

Aprobado por el comité de trabajos de grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle, para optar por el título de Ingeniero Mecánico.

Firma del jurado 1

Firma del jurado 2

AGRADECIMIENTOS

Primero debo agradecer a Dios y a mis padres por darme la vida, las bases para formar mi personalidad y mi carácter.

Segundo a la Universidad del Valle y eso lo hago extensivo a todo el personal que labora y que hace que esta institución funcione y de la mejor manera, por haberme acogido, por darme las bases de conocimientos y por las varias oportunidades que me ofreció para terminar uno de mis proyectos de vida.

No puedo desconocer el apoyo que me brindaron en la escuela de Ingeniería Mecánica, por eso agradezco a los profesores que estuvieron involucrados en mi proceso académico, particularmente y esta etapa final el director de programa Hugo Cenen Hoyos, a Omaira que siempre está atenta para ayudar de la mejor manera y con su buen corazón, a mi director de tesis el profesor José Isidro García Melo, por su asesoría, constancia y apoyo durante el desarrollo de este proyecto profesional, que sin ellos, no habría podido obtener este título.

Finalmente, a mis compañeros de estudio que tuve y que con algunos formamos algo más que un lazo de compañerismo, un lazo de amistad.

DEDICATORIA

A mis padres y hermanos porque con su sacrificio y sabias palabras pude llegar hasta estas instancias de mis estudios y crecimiento personal.

Dedicada a mi hija Salomé, la fuente de muchos cambios positivos en mi vida, cambiaste la forma de mi pensar, de mi existir.

CONTENIDO

LISTADO DE FIGURAS.....	i
LISTADO DE TABLAS	ii
LISTADO DE ANEXOS.....	ii
RESUMEN	iii
CAPITULO I.....	1
INTRODUCCION.....	1
1. OBJETIVOS	4
1.1 OBJETIVO GENERAL	4
1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	4
2. MARCO TEORICO.....	5
2.1 ASPECTOS FUNCIONLES	5
2.2 PARTES DE UN TRANSPORTADOR DE BANDA AERO SOPORTADO	8
2.2.1 PLENUM O CAMARA	8
2.2.2 SUMINISTRO DE AIRE.....	8
2.2.3 RETORNO CONVENCIONAL O SOPORTADO POR AIRE	9
2.2.4 COMPONENTES CONVENCIONALES.....	11
2.2.5 CARGUE TRANSPORTADOR AERO SOPORTADO	11
2.2.6 ESTRUCTURA DE SOPORTE.....	12
2.3 VENTAJAS	12
2.4 DESVENTAJAS	13
2.5 APLICACIONES E INSTALACIÓN	14
2.6 CONSIDERACIONES AL DISEÑO DEL TRANSPORTADOR	16
2.7 CAPACIDAD, ANCHO DE BANDA Y VELOCIDAD.....	17
2.8 CAPACIDAD DE CARGA TRANSVERSAL	17
2.9 VELOCIDAD DEL TRANSPORTADOR	20
2.10 TAMAÑO DE GRANOS	20
2.11 SELECCIÓN DE LOS RODILLOS DE RETORNO	21

2.11.1	ESPACIAMIENTO	22
2.11.2	SELECCIÓN	23
2.11.3	RODILLOS ESPECIALES	25
2.12	CALCULO DE TENSIONES Y POTENCIA.....	26
2.12.1	MÉTODO UNIVERSAL.....	27
2.12.2	CALCULO DE LA TENSION EFECTIVA T_e	28
2.12.3	CALCULO DE LA POTENCIA	34
2.12.4	ANALISIS DE TENSIONES	34
CAPITULO II.....		36
3.	PROCEDIMIENTO DE DISEÑO	36
CAPITULO III		39
4.	DISEÑO DEL TRANSPORTADOR.....	39
4.1	IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD.....	39
4.1.1	TECNOLOGIAS DISPONIBLES	39
4.2	PLANIFICACION DEL DISEÑO	41
4.2.1	DISEÑO SELECCIONADO.....	41
4.2.2	FUNCIONALIDAD DEL TRANSPORTADOR	46
4.2.3	NORMAS APLICABLES.....	49
4.3	REQUISITOS DE DISEÑO.....	49
4.4	DISEÑO E INGENIERIA DEL TRANSPORTADOR.....	50
4.4.1	CALCULO DE LA CAPACIDAD Y VELOCIDAD.....	50
4.4.2	TAMAÑO DE GRANOS.....	51
4.4.3	SELECCIÓN DE LOS RODILLOS DE RETORNO	51
4.5	USO DE RODILLOS ESPECIALES.....	55
5.	CALCULO DE TENSIONES Y POTENCIA	56
5.1.1	FACTOR DE CORRECCIÓN K_t , K_x , y K_y	57
5.1.2	TENSIÓN RESULTANTE T_p	58
5.1.3	TENSIÓN RESULTANTE T_{am}	58
5.1.4	TENSIÓN RESULTANTE T_{ac}	59

6.	CÁLCULO DEL VENTILADOR	65
6.1	REQUERIMIENTOS DEL VENTILADOR.....	66
7.	DISEÑO DE POLEAS.....	75
8.	SELECCIÓN DE LIMPIADORES Y RASPADORES.....	76
8.1	LIMPIADORES DE BANDA.....	76
8.2	LIMPIADORES DE RETORNO	76
8.3	SELECCIÓN	77
9.	SKIRTBOARD	78
CAPITULO IV		80
10.	COMPARATIVA DE COSTOS.....	80
11.	CONCLUSIONES	83
11.1	TRABAJOS FUTUROS.....	84
12.	BIBLIOGRAFIA.....	85

LISTADO DE FIGURAS

<i>Figura 1. Definición de un transportador aero soportado</i>	1
<i>Figura 2. Polvo en el ambiente ocasionado en transportadores de banda</i>	2
<i>Figura 3. Concepto básico de un transportador aerosoportado</i>	6
<i>Figura 4. Configuraciones típicas de los transportadores aerosoportados</i>	6
<i>Figura 5. Huecos sobre la línea de centro de la banda.</i>	7
<i>Figura 6. Ventilador redundante en un transportador aero soportado</i>	8
<i>Figura 7. Retorno de la banda en un transportador soportado por aire</i>	10
<i>Figura 8. Area transversal de carga estandar.</i>	19
<i>Figura 9. Ancho de banda necesario para un tamaño de grano determinado.</i>	21
<i>Figura 10. Tipos de rodillo de retorno plano</i>	22
<i>Figura 11. Altura de desalineamiento del rodillo IML</i>	24
<i>Figura 12. Efecto del terrón sobre la polea de cola.</i>	25
<i>Figura 13. K_t– Factor de corrección por temperatura ambiente.</i>	30
<i>Figura 14. La velocidad del material cambia cuando cae sobre la banda.</i>	32
<i>Figura 15. Transportador inclinado con el sistema motriz en la descarga.</i>	34
<i>Figura 16. Diagrama del proceso de Diseño y Desarrollo</i>	36
<i>Figura 17. Diagrama de flujo para el desarrollo del proyecto</i>	37
<i>Figura 18. Transportador por banda Aero soportado</i>	40
<i>Figura 19. Pipe Conveyor</i>	40
<i>Figura 20. Pocket Conveyor</i>	41
<i>Figura 21. Diagrama IDEF0</i>	47
<i>Figura 22. K_t– Factor de corrección por temperatura ambiente.</i>	57
<i>Figura 23. DCL Polea tensora.</i>	64
<i>Figura 24. Diagrama de fuerzas</i>	67
<i>Figura 25. Ducto con presión positiva.</i>	72
<i>Figura 26. Sección típica del transportador.</i>	73
<i>Figura 27. Geometría del skirtboard (Horizontal).</i>	79
<i>Figura 28. Geometría del skirtboard (Vertical).</i>	79
<i>Figura 29. Banda transportadora convencional (con rodillos de carga)</i>	80

LISTADO DE TABLAS

<i>Tabla 1. Espaciamiento sugerido (S_i) para rodillos de carga y retorno</i>	23
<i>Tabla 2. Valores de tensión causada por la rotación de las poleas.</i>	31
<i>Tabla 3. Factor de tensión adicional por arados T_{pl}.</i>	32
<i>Tabla 4. Factor de fricción del skitboard C_s, para algunos materiales.</i>	33
<i>Tabla 5. Necesidades a satisfacer por el equipo seleccionado</i>	42
<i>Tabla 6. Atributos del equipo</i>	42
<i>Tabla 7. Lista de objetivos.</i>	43
<i>Tabla 8. Objetivos de primer nivel.</i>	43
<i>Tabla 9. Objetivos segundo nivel: Costos</i>	44
<i>Tabla 10. Objetivos segundo nivel: Diseño.</i>	44
<i>Tabla 11. Objetivos segundo nivel: Medio Ambiente.</i>	44
<i>Tabla 12. Lista de necesidades.</i>	45
<i>Tabla 13. Matriz de decisión valoración de las propuestas de diseño.</i>	46
<i>Tabla 14. Peso promedio estimado de la banda [lbs/ft]</i>	53
<i>Tabla 15. Tabla de factores de arroyo C_p comunes</i>	54
<i>Tabla 16. Cargas aceptables sobre rodillos CEMA C – ILR [Lbf]</i>	54
<i>Tabla 17. Datos de diseño del transportador</i>	57
<i>Tabla 18. Calculo de pérdidas por los orificios.</i>	74
<i>Tabla 19. Ancho estándar del skirtboard W_s</i>	79

LISTADO DE ANEXOS

<i>Anexo A.</i>	<i>Clasificación y definición de materiales a granel.</i>
<i>Anexo B.</i>	<i>Tabla de fluidez de los materiales.</i>
<i>Anexo C.</i>	<i>Procedimiento de cálculo del radio óptimo de diseño del plenum y su respectiva área de carga transversal.</i>
<i>Anexo D.</i>	<i>Tabulación de los primeros resultados calculados por el programa, dado un ancho de banda y características de material específico.</i>
<i>Anexo E.</i>	<i>Grafica de los resultados calculados por el programa, para un ancho de banda y material específico.</i>
<i>Anexo F.</i>	<i>Tabla de capacidades del transportador.</i>
<i>Anexo G.</i>	<i>Velocidades máximas recomendadas para transportadores de banda en función de las características del material.</i>
<i>Anexo H.</i>	<i>Resultados del diseño del transportador convencional usando BELT ANALYST®.</i>
<i>Anexo I.</i>	<i>Tablas para el cálculo del ventilador.</i>
<i>Anexo J.</i>	<i>Plano general del equipo.</i>

RESUMEN

En la industria de material granular, el manejo o la manipulación de estos materiales se constituyen en una parte fundamental dentro del proceso productivo. Los requerimientos de grandes volúmenes de producción han hecho que los transportadores de bandas se constituyan en elementos frecuentemente utilizados para mover material al granel, en escenarios que consideran largas distancias y altos volúmenes, debido fundamentalmente en los costos operacionales, versatilidad, seguridad y prácticamente el manejo de un rango ilimitado de capacidad, entre otros factores.

Avances tecnológicos han emergido en este campo donde el material granular se desliza sobre un colchón de aire. En este sentido, este trabajo de grado pretende integrar herramientas y teorías con el objetivo de analizar y comparar, con tecnologías comunes, una solución para el transporte de un material granular con una capacidad de 300 toneladas por hora (TPH).

PALABRAS CLAVE: Banda transportadora, Manejo de materiales, diseño de una banda transportadora, Transportador aero soportado.

ABSTRACT

In industries of material handling it's a fundamental part of the production process. The requirements of the large production volumes have made the belt conveyors constituting elements frequently used to move bulk material, above all when It is about with great distances and tonnages, mainly due to the operational costs, versatility, security and practically the handling of an unlimited range of capacity, among other factors.

Technological advances have emerged in this field such as a technology where the material slide over an air film is presented as a valid option. Therefore, this final project for graduation pretend integrate tools and theories with the objective of analyzing and comparing with common technologies a solution for a material transport with a capacity of 300 tons per hour (TPH).

KEYWORDS: Belt Conveyor, Handling Material, Belt conveyor design, Air Supported Conveyor

CAPITULO I

INTRODUCCION

Los transportadores aero soportados definen un sistema de transporte de material por banda que a diferencia de los tradicionales el material está apoyado sobre una película de aire y no sobre rodillos, como se muestra en la Figura 1. Este tipo de sistema de transporte representa una tecnología emergente para el manejo y transporte de materiales sólidos, como los cereales y el carbón (entre otras muchas aplicaciones). Debido a sus ventajas funcionales, tales como, cuidado del producto a ser transportado, confinamiento de polvo [1], entre otros, su aplicación se hace recomendable en distintos sectores de nuestra industria nacional. Por ejemplo, en la producción de alimentos en las operaciones de recibo y despacho en muelles portuarios de nuestro país.

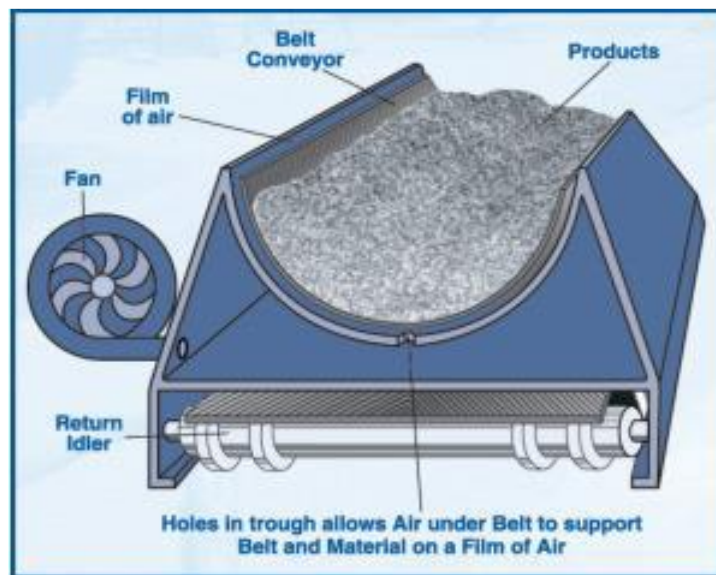


Figura 1. Definición de un transportador aero soportado
Fuente: <http://www.tramcoinc.com/products/jetbelt/>
Autor: TRAMCO© AGI (Ag Growth International Inc.)

En relación al manejo de polvos varios son los trabajos realizados conducentes a minimizar la contaminación ambiental. Por ejemplo, en la serie de mejores prácticas de administración ambiental en minería, Australia Ambiental (el equivalente del gobierno australiano del Departamento del Ambiente de Estados Unidos) publicó un reporte sobre el control del polvo en 1998, [2]. Después de

analizar las fuentes de polvo en el ambiente en diferentes plantas procesadoras de minerales, el reporte indicó que las fuentes principales de polvo eran las siguientes:



*Figura 2. Polvo en el ambiente ocasionado en transportadores de banda
Fuente: Foundations 6ª Ed. Autor: Martin Enginnering Inc*

Trituración	1 a 15%
Cerniduras	5 a 10%
Pila de almacenamiento	10 a 30%
Excavación	1 a 10%
Sistema de banda transportadora	30 a 60%

Considerando la Ley de Aire Limpio de la Agencia de Protección Ambiental (EPA) de Estados Unidos, se requiere por ley reducir el nivel de partículas en el ambiente. Como consecuencia, la mayoría de las instalaciones de manejo de materiales a granel deben mantener niveles de polvo respirables en áreas cerradas por abajo de dos miligramos por metro cúbico (2.0 mg/m³) durante un período de ocho horas [3].

Desde el punto de vista de salud, el polvo respirable (partículas menores de 10 micrones en diámetro), no es filtrado por las defensas naturales del sistema respiratorio humano y por lo tanto penetran profundamente en los pulmones donde pueden quedar atrapadas y causar serios problemas de salud [3]. Estos problemas de salud pueden observarse en empleados y hasta pueden presentarse en los residentes vecinos.

Otra posibilidad alarmante que puede surgir del polvo en el ambiente es el riesgo de explosiones por polvo. Este puede concentrarse a niveles explosivos dentro de un espacio reducido. Un incidente de esta naturaleza, aunque conlleva altísimos costos de reparación, reemplazo, multas regulatorias y pérdida de productividad, puede resultar en el mayor costo de todos: el costo de la vida de una persona.

Debido a sus ventajas operacionales una empresa regional con amplia trascendencia en el sector de manejo de materiales sólidos y a granel, “INAGROMECANICA S.A.S” procura poner al alcance de sus clientes esta tecnología, que presenta un factor diferenciador en relación a la protección del material transportado de las condiciones ambientales como es: la lluvia, la erosión generada por las corrientes de viento a lo largo de los transportadores. Adicionalmente, en términos energéticos, esta propuesta presenta un mínimo consumo energético que se traducen en protección de los recursos ambientales. [1] [2] [3][13].

Complementariamente, la propuesta minimiza los inconvenientes generados por la volatilidad del polvo y los que esto conlleva (Ver Figura 2), siendo un punto importante en el diseño de equipos y sistemas de transporte de materiales.

Basado en lo anteriormente expuesto, este proyecto se centra en el diseño de un transportador por banda aero soportado con capacidad de 300 toneladas por hora (TPH), el cual tendrá unas características especiales para reducir significativamente la contaminación y procurando proteger el producto transportado contra los elementos climáticos, debido a la hermeticidad del equipo.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar un transportador por banda soportado sobre un colchón de aire para una capacidad de 300 TPH con una densidad de material de 800 kg/m^3 [50 lb/ft^3]

1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Definir de los requisitos funcionales del transportador por banda sobre colchón de aire, de acuerdo a las necesidades del sector de manejo de materiales granulares con capacidad de 300 TPH.
- Especificar una arquitectura de una solución de transportador por banda que desliza sobre un colchón de aire usando IDFO y/o diagramas de Caso de Uso de UML.
- Especificar los componentes mecánicos del transportador (Chumaceras, Limpiadores y Raspadores, Sistema motriz, Poleas y ejes de las poleas) usando un análisis computacional y expresiones racionales.
- Realizar una comparación técnica y económica, entre un transportador de banda convencional y el transportador que desliza sobre colchón de aire.

2. MARCO TEORICO

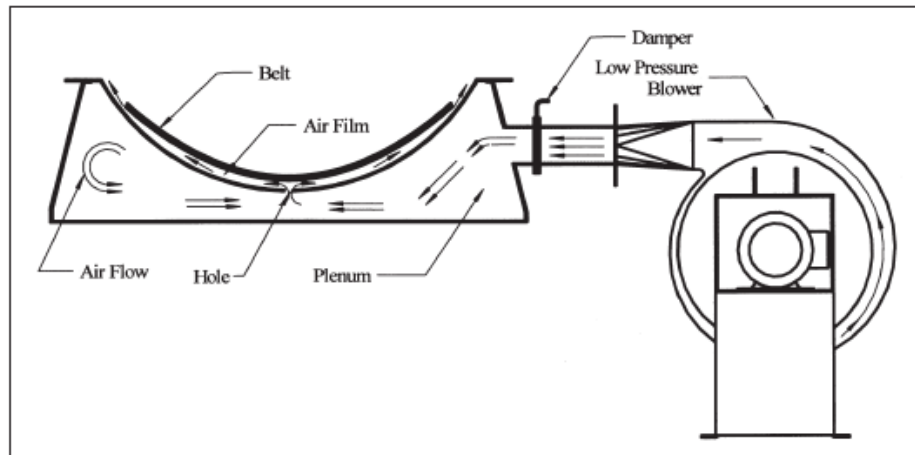
En este capítulo, se muestran las bases teóricas que dan soporte al desarrollo del trabajo, para lo cual se plantean los Inicialmente los aspectos funcionales de la tecnología del equipo, características, partes que lo componen, las ventajas y desventajas que presenta la tecnología en comparación de otras tecnologías más comunes, las aplicaciones de esta tecnología, y finalmente unas bases para la correcta selección del tamaño de equipo apropiado y selección de componentes que hacen parte de los transportadores aero soportados.

2.1 ASPECTOS FUNCIONLES

Los transportadores de banda aero soportados son una solución para el manejo de materiales a granel, desarrollada a principios de 1900 en Europa e introducido en Estados Unidos a finales de 1970, cuya característica esencial es que la banda viaja sobre una capa de aire, eliminando el uso de la rodillería como en los transportadores de banda artesa convencional. (Ver Figura 3)

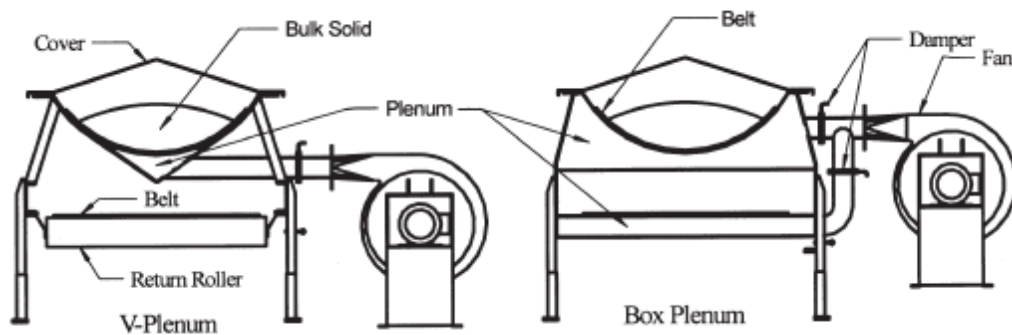
La presión de la banda y del material sobre la bandeja, hacen que el flujo de aire que sale por el eje central del transportador se disperse transversalmente al transportador, dando así un colchón de aire que soporta la banda en toda su longitud, eliminando de esta forma el uso de rodillos de carga (y de retorno si así se desea).

Para alcanzar que un flujo continuo del aire disminuya la fricción entre el transportador y la banda es necesario el uso de un ventilador centrífugo que suministre los requerimientos tanto en presión como de caudal.



*Figura 3. Concepto básico de un transportador aerosoportado
Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6ª Edition.*

El plenum es la caja donde se deposita y viaja el aire desde el ventilador hasta el lado lejano del transportador. Puede tener diferentes formas que pueden ser en “V”, un cajón, o una combinación de ambos, siendo estas las configuraciones más comunes, tal como se aprecia en la Figura 4.



*Figura 4. Configuraciones típicas de los transportadores aerosoportados
Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6ª Edition.*

En el lado del retorno, el uso de la tecnología aero soportada puede ser usada, pero el uso de rodillos convencionales, o el deslizamiento de la banda sobre un material de baja fricción (UHMW) también son aceptados, tal como se observa en la figura anterior.



*Figura 5. Huecos sobre la línea de centro de la banda.
Fuente: MARTIN ENGINEERING. FOUNDATIONS*

En el lado de carga, estos equipos pueden o no tener cubierta, evitando la contaminación del material, del medio ambiente, la erosión por el viento, derrames hacia el exterior y sobre el lado de retorno de la banda.

Otra característica que favorece la aceptación de esta tecnología, es el uso de componentes estándar de los transportadores de banda artesana o convencionales.

Los componentes que podemos usar en un transportador aero-soportado son:

- Tambores o Poleas (Motriz, Cola, Snub, Bend, Tensor),
- Banda de caucho,
- Rodillería de retorno,
- Skirtboard,
- Sistema tensor,
- Sistema motriz,
- Chutes de entrada y descarga,
- Sistemas de limpieza (raspadores),
- Estructuras de soporte.
- Componentes eléctricos de control, entre otros.

2.2 PARTES DE UN TRANSPORTADOR DE BANDA AERO SOPORTADO

2.2.1 PLENUM O CAMARA

El plenum a través del cual fluye el aire del ventilador, puede formarse con canales de acero galvanizado, inoxidable o de plástico, con el tamaño para adecuarse a la banda requerida para la aplicación del transportador.

El plenum debe ser suave, sin irregularidades en el perfil o en la superficie. Las secciones de esta cámara deben estar selladas en cada conexión entre los módulos. La estructura debe estar diseñada para minimizar la desviación bajo diferentes cargas y condiciones del clima para proteger la integridad del sellado.

2.2.2 SUMINISTRO DE AIRE

El número de sopladores requeridos depende de la longitud del transportador y el ancho de la banda y deben ser suficiente para manejar el rango entero de condiciones de carga para ese transportador en especial, es decir, poder suministrar el caudal de aire requerido para una operación adecuada.

El aire para soportar la banda es proporcionado por uno o más ventiladores centrífugos (Ver Figura 6). Para lo cual, un transportador típico de menos de 180 metros (600 pies) requiere de un solo ventilador, aunque una planta puede especificar la instalación de una unidad de respaldo, para asegurar la operación del transportador en caso de una falla en el ventilador.



*Figura 6. Ventilador redundante en un transportador aero soportado
Fuente: Foundations 6ª Ed. Autor: Martin Engineering*

Para transportadores largos, puede requerirse más de un suministro de aire para impedir la pérdida de volumen y presión estática. El volumen de aire es mínimo, puesto que el grosor de la película de aire que se requiere para elevar la banda es sólo de 1 a 2 milímetros [2].

Los orificios espaciados en el centro de la bandeja permiten que el aire eleve la banda (Ver Figura 5). El tamaño y espaciado de los orificios en la bandeja son críticos para una operación apropiada, pues afectan directamente la presión estática y el volumen en la interfaz entre la banda y la cámara de aire (o plenum).

Para mejores resultados, las fuentes de aire deben ubicarse en medio del sistema, a igual distancia de la cabeza y la cola del transportador; si hay más de dos ventiladores, estos deben ubicarse con la misma distancia entre ellos y entre la cabeza y la cola del transportador.

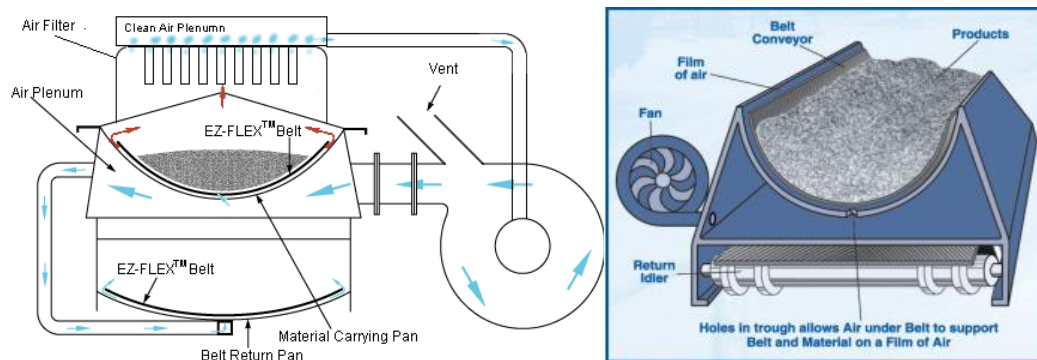
El aire de entrada para el ventilador debe provenir de una fuente de aire fresco y filtrado para reducir la acumulación de polvo en el ventilador y la bandeja. En algunos casos, el aire debe calentarse para evitar condensación, lo cual puede provocar que la banda se adhiera a la bandeja o permitir que los finos obstruyan los orificios en la bandeja.

El procedimiento de arranque normal del transportador es iniciar el ventilador primero y permitirle que aumente la presión antes de accionar el motor de impulsión. Si el ventilador no se inicia o eleva la presión, el interruptor de presión detectará una presión de aire baja y el transportador no funcionará.

2.2.3 RETORNO CONVENCIONAL O SOPORTADO POR AIRE

El recorrido de retorno de un transportador soportado por aire también puede ser soportado por aire (Figura 7a) o puede tener rodillos de retorno tradicionales (Figura 7b).

Sin los rodillos en el lado de retorno, un transportador soportado totalmente por aire tiene costos de mantenimiento reducidos. De hecho, este sistema puede permitir la eliminación de pasillos a lo largo del transportador debido a sus requerimientos mínimos de mantenimiento.



*Figura 7. Retorno de la banda en un transportador soportado por aire
a) Izq. Retorno sobre colchón de aire b) Der. Retorno sobre rodillos convencionales*

Puesto que un recorrido de retorno soportado por aire está totalmente confinado y la banda es visible sólo en la cabeza y la cola del transportador, puede proporcionar un sistema más limpio.

Se recomienda encerrar el recorrido de retorno de un transportador soportado por aire cuando la contaminación es un problema crítico, sin embargo, un recorrido de retorno confinado puede usar tanta energía como el lado de carga y el costo de este confinamiento a menudo supera cualquier beneficio. Además, existe el problema de la acumulación de polvo y finos en la cámara del recorrido de retorno.

Los sistemas de retorno con rodillos pueden preferirse en aplicaciones donde el desempeño óptimo de los limpiadores de banda no puede mantenerse debido a que material fugitivo interfiere con las operaciones del retorno soportado por aire. Estos rodillos de retorno se instalan de forma similar a un rodillo de retorno de un transportador convencional, de hecho, son los mismos rodillos que se instalan en estos equipos.

Generalmente, es más económico de instalar y mantener un buen sistema de limpieza de banda, debido a que, en un recorrido de retorno soportado por aire, la banda tiende a querer alzarse en el centro y los bordes a tocar la bandeja si la banda no tiene la rigidez adecuada, además de que algunas veces es difícil equilibrar el flujo de aire y la presión requerida para el recorrido de retorno y el recorrido de carga con un ventilador.

Por otro lado, el retorno de la banda aero soportados también aumenta el costo de fabricación. Por ello es mejor pensar en un buen sistema de limpieza ya que la inversión inicial en un sistema de

limpieza de banda eficaz y el mantenimiento relacionado con éste generalmente es mucho menor que el costo agregado de encerrar el recorrido de retorno.

2.2.4 COMPONENTES CONVENCIONALES

Los transportadores soportados por aire pueden usar transmisiones de transportador de ajuste estándar, chutes de carga y descarga, y estructuras de soporte. Esto permite las conversiones o las conexiones a muchas bandas transportadoras estándar existentes a sistemas soportados por aire.

Como se describió anteriormente, los rodillos de retorno son los mismos que utilizamos en los transportadores de banda convencionales.

Aunque un transportador soportado por aire usará una banda de transportador convencional, ésta debe ser vulcanizada en vez de unida con empalmes mecánicos. Así se impedirá dañar la bandeja y el empalme por el contacto de metal con metal asociado con los empalmes mecánicos que pasan por el sistema. Pueden usarse alineadores de banda mecánicos siempre que los empalmes se suspendan correctamente y luego se envuelvan con caucho de parche para banda.

2.2.5 CARGUE TRANSPORTADOR AERO SOPORTADO

Debido a la baja fricción contra la banda, la desalineación por fuerzas como la carga descentrada es especialmente problemática en los sistemas de transportadores soportados por aire. Por lo tanto, la colocación correcta de la carga es crítica para la operación exitosa de un transportador soportado por aire. La carga debe centrarse correctamente y colocarse con tan poco impacto como sea posible. Esto puede requerir cargar a través de una cuchara para colocar el material suavemente sobre la banda con la velocidad y dirección adecuadas.

Para regular la entrega de una carga a un transportador soportado por aire, algunas veces se usan alimentadores o compuertas controladoras de flujo en conjunción con una cuchara centradora de la carga. Estas compuertas ayudan a entregar una carga consistente al transportador soportado por aire e impedir que el material se apile en un área. Una entrega regulada de material sobre la banda elimina las condiciones de "escasez y abundancia" que impiden la operación sin problemas del sistema.

No se recomienda operar el transportador soportado por aire cuando no está cargado. Cuando no hay carga sobre la banda aumenta el espacio de aire abajo de la banda, lo cual aumenta el volumen de aire usado. La presión disminuye, sin embargo, el volumen contribuye más a la energía consumida que la presión.

2.2.6 ESTRUCTURA DE SOPORTE

En comparación con el chasis convencional de una banda transportadora, los transportadores soportados por aire pueden extenderse por distancias más largas con menos estructura debido a que el plenum del sistema soportado por aire, puede funcionar como estructura debido a que a sección transversal nos puede brindar la rigidez necesaria para ser un elemento auto soportado, esto proporciona el beneficio de reducir la inversión de capital en el sistema de un transportador.

2.3 VENTAJAS

El transportador soportado por aire, es un diseño amigable con el medio ambiente, y se clasifica como un transportador “Totally Enclosed”, excelente para operaciones de puertos, donde los vientos ocasionan derrames del producto y contaminación del medio ambiente en transportadores de banda convencionales.

Otras ventajas adicionales que presentan estos transportadores de banda aero soportados en relación a un transportador de banda convencional, son:

1. Los requerimientos de potencia son muchos menores que usando un transportador de banda convencional, debido a los bajos coeficientes de fricción.
2. Mínimos requerimientos de mantenimiento, no es requerido el uso de elementos como rodillos, evitándose el problema de re lubricación o reemplazo de estos elementos, además de que ya no se requiere el uso de pasillos (para mantenimiento) sobre toda la longitud del transportador.
3. El ruido en estos transportadores de banda es notablemente menor, ya que no hay un contacto entre la banda con algún elemento.
4. Por ser un transportador Totalmente cerrado (“Totally Enclosed”), tiene características inherentes a estos transportadores como es la reducción de derrames de producto, la erosión

del viento y la mejora de la seguridad, ya que el operario no está en contacto con la banda ni con las poleas.

5. Operar este equipo en forma reversible es más seguro que un transportador convencional, ya que no existe desalineamiento con la rodillería como ocurre convencionalmente
6. Debido a su sección transversal semicircular, es posible obtener una capacidad adicional del 10 al 20% que los transportadores de banda con artesa.
7. Por sus requerimientos de potencia menores, las tensiones son menores y por ende las especificaciones tanto técnicas como económicas de la banda son más económicas.
8. Un solo ventilador puede soportar hasta 180 metros de transportador.
9. Cuando el sistema soportado por aire se utiliza desde el área de carga hasta el chute de cabeza, puede lograrse un control de polvo total.
10. Los rodillos de canalización espaciados a lo largo del transportador crean colinas y valles en la línea de la banda donde la carga se agita y empieza a segregarse; los finos terminan abajo y las piezas grandes arriba. El transportador soportado por aire ofrece un recorrido suave para la carga con menos derrames, segregación y degradación del material.
11. Los transportadores soportados por aire pueden usar hasta 30 por ciento menos energía; en transportadores inclinados, el ahorro de energía es de hasta 50 por ciento.
12. Al eliminar la agitación de la carga, los transportadores soportados por aire permiten tener inclinaciones más pronunciadas dependiendo de las propiedades del material a granel.
13. Al eliminar los rodillos de canalización; por lo tanto, se reduce la lubricación rutinaria y el mantenimiento del transportador, los transportadores soportados por aire pueden omitir los pasillos.
14. El sistema tiene menos partes móviles que representan un riesgo mecánico (atrapamiento) para los trabajadores

2.4 DESVENTAJAS

Las desventajas que presenta esta tecnología de transportadores de banda aero soportados en relación a un transportador de banda convencional, son:

1. Los transportadores soportados por aire requieren de sistemas de limpieza de banda agresivos para garantizar el control del material adherido. El material adherido también puede bloquear los orificios de suministro de aire cuando se entra al área del pleno.
2. El transportador soportado por aire debe tener la carga centrada pues puede ocurrir un desalineamiento de la banda. No pueden instalarse dispositivos de alineación en el sistema soportado por aire.
3. Deben evitarse sobrecargas de material, puesto que el sistema está totalmente confinado y pueden presentarse bloqueos y paros del sistema.
4. El impacto debe minimizarse en la zona de carga o se dañará el plenum.
5. El costo inicial es mayor que para el sistema de un transportador convencional.
6. Por estar totalmente confinado, es difícil inspeccionar la carga o el interior del sistema, evitando prever situaciones anómalas en su operación y funcionamiento (derrames, deslizamiento de la banda con el plenum por falta de aire debida a taponamientos de las perforaciones para el flujo del aire, etc.)
7. El sistema puede no ser adecuado para aplicaciones de trabajo pesado.
8. El éxito de la instalación puede depender de la trayectoria de la banda y las uniones entre los plenos/bandejas, por lo que implica un diseño e instalación por parte de profesionales con experiencia.

2.5 APLICACIONES E INSTALACIÓN

Una aplicación donde los transportadores soportados por aire pueden proporcionar el retorno sobre la inversión más ventajoso es una donde la carga es un material de peso ligero que es fácil de arrastrar en el aire. Estos materiales incluirían cemento molido, carbón pulverizado, virutas de madera, combustible de corteza y granos.

El sistema soportado por aire es aún más ventajoso cuando hay cuestiones de seguridad sobre la exposición al material en sí o donde cualquier derrame o polvo es un peligro ambiental. Debido a su naturaleza totalmente encerrada, los transportadores soportados por aire son muy adecuados para transportar materiales polvorosos que presentan peligros de incendio o explosión; éstos incluyen el carbón o grano pulverizado.

Aunque los transportadores soportados por aire se han instalado y operado exitosamente en una amplia variedad de entornos industriales, existen ciertas aplicaciones donde el uso de este equipo no se recomienda:

- Las situaciones en donde existe un alto grado de impacto en la zona de carga no son recomendables para el uso de un transporte soportado por aire.
- Las aplicaciones donde el material o el diseño del chute tienden a obstruirse no son buenas aplicaciones para los transportadores soportados por aire.
- Las aplicaciones donde hay una presión de carga significativa en la cabeza, como la que se puede encontrar abajo de una tolva de alimentación o un chute totalmente cargado, no son recomendables para usar un transporte soportado por aire.
- Los transportadores soportados por aire son capaces de elevar 975 kg/m². Si la carga sobre la banda en su punto de carga excede esa cantidad, usar un transportador convencional con rodillos puede ser más apropiado para la aplicación.
- El material que contiene terrones ocasionales mayores a 125mm (5 pulgadas) debe incluir una porción significativa de finos para ser adecuado para usarse en una transportación soportada por aire.
- Puede haber obstrucción del plenum y los orificios en la bandeja cuando se carece de limpiadores de banda y un mantenimiento del filtro del ventilador o materiales pegajosos.
- Las instalaciones con curvas verticales convexas u horizontales ajustadas generalmente no son buenas aplicaciones para los transportadores soportados por aire. Las curvas convexas son posibles con el uso de rodillos convencionales en la sección curveada.

2.6 CONSIDERACIONES AL DISEÑO DEL TRANSPORTADOR

El objetivo principal para la selección y el diseño del transportador adecuado es llevar la máxima cantidad de material con el mejor desempeño a un costo mínimo por volumen de material transportado, por esto se hace necesario responder las siguientes respuestas:

- a. ¿Cuál es la distancia horizontal del transportador?
- b. ¿Cuál es la diferencia de alturas a la cual se elevará el material?

Estas respuestas cuestionan el uso efectivo o no de un transportador aero soportado, por qué puede resultar eficiente (en términos técnicos y funcionales) en algunos casos el uso de transportadores de cadena, elevadores de cangilones, por mencionar algunas tecnologías ya conocidas.

- c. ¿Qué material se va a transportar, cuál es su densidad y qué características tiene?
- d. ¿Cuál es la capacidad promedio y máxima de operación requerida?
- e. ¿Cuáles son las dimensiones del terrón del material que se maneja, y en qué porcentaje?

Las preguntas c, d y e ayudan a determinar el ancho de banda, la velocidad, la potencia requerida para el sistema motriz, el número de lonas de la banda (resistencia de la banda), los diámetros de las poleas y ejes.

- f. ¿A qué temperatura se encuentra el material, es abrasivo, es corrosivo o pegajoso y en qué grado (medio, extremo)?
- g. ¿Dónde y cómo son los puntos de carga?

Las anteriores preguntas nos determinarán las características de la cubierta de la banda y sus espesores.

- h. ¿Dónde es la ubicación más conveniente del sistema motriz?
- i. ¿Cuáles son las características de voltaje y frecuencia de la red eléctrica en el sitio? (en caso de usar un motor eléctrico)
- j. ¿Instalara una báscula de pesaje en línea y en que ubicación?
- k. ¿Cuántas horas diarias operará el transportador?
- l. ¿Cuáles son las condiciones climáticas (temperaturas máxima y mínima) y altitud (m?s.n.m) del sitio?
- m. ¿El transportador será reversible?

n. ¿Será ubicado en interiores o en exteriores?

Después de conocer la respuesta a esta serie de preguntas, se puede determinar si un transportador aero soportado es el apropiado para la aplicación, de lo contrario hay que seleccionar otro tipo de tecnología o en su defecto diseñar un transportador particular.

2.7 CAPACIDAD, ANCHO DE BANDA Y VELOCIDAD

Generalmente, para un determinado ancho de banda, la velocidad y capacidad aumentan en proporción lineal, por eso su selección y diseño van de la mano. Sin embargo, el ancho de banda mínimo se basa en el tamaño de grano y el porcentaje de finos presente en el material que se va a manejar.

Siguiendo los conceptos y estándares de los transportadores convencionales, los anchos de banda comúnmente usados y de fácil consecución son de 18, 24, 30, 36, 42, 48, 54, 60, 72, 84 y 96 pulgadas. Hay configuraciones de 108 y 120 pulgadas las cuales, debido al aumento de los requerimientos del mercado, se están volviendo de uso común, y para los cuales aplica esta teoría.

2.8 CAPACIDAD DE CARGA TRANSVERSAL

El área transversal de carga teórica, se calcula tal como se muestra en los procedimientos siguientes, para la cual el autor desarrolló una aplicación basada en el Visual Basic® del Microsoft Excel (ver anexo C) que nos permite hallar el radio óptimo del plenum, de acuerdo a criterios como radio de curvatura permisible para el caucho de la banda y mayor sección transversal de carga.

Las fórmulas y procedimientos utilizados, son usados para calcular el área de carga con un factor de diseño de 1.0, o sea 100% de carga del equipo. Usualmente en las plantas de manejo de carbón se usa un factor de diseño de 1.2 (83% de carga del equipo), no obstante, en el diseño hay que considerar numerosos factores (tales como experiencia del diseñador, características del material, por nombrar algunas) que pueden afectar este factor.

Tal como se muestra en la tabla de resultados y la gráfica (ver anexos D y E respectivamente), se muestra que el área de carga transversal tiene un pico, la cual va disminuyendo. Esta área máxima no la podemos tener en cuenta, ya que el radio asociado a esta es tan pequeño que nos causaría un deterioro en las cubiertas de la banda, las cuales se partirían.

La aplicación es extensible a todos los anchos de bandas estándar, por lo cual se realizó un resumen para diferentes anchos de banda y ángulos de transporte de material, cuyos valores se encuentran tabulados en el anexo F, los cuales son una recomendación basada en nuestros conceptos y experiencia, pero que en algún momento pueden variar de acuerdo a la experiencia del diseñador.

El procedimiento general es similar al utilizado por CEMA¹, usando una distancia al borde estándar ($0.055BW + 0.9 \text{ in}$, esta distancia nos permite tener un margen de espacio para evitar el derrame del material) y una sección circular sobre la superficie superior que es tangente al ángulo de transporte, en nuestro caso diferimos del cálculo de la geometría de la sección inferior, ya que tenemos una geometría circular, tal como se muestra en la Figura 8.

$$A_{Total} = \frac{A_{Segmento superior} + A_{Segmento inferior}}{144} \quad [1]$$

Calculo del área del segmento inferior:

$$\begin{aligned} s &= R\theta \\ r &= R \cos\left(\frac{1}{2}\theta\right) \\ a &= 2R \sin\left(\frac{1}{2}\theta\right) \\ A_{Seg Inf} &= A_{Sector} - A_{Triangulo isosceles} \\ A_{Seg Inf} &= \left(\frac{1}{2}\right)R^2\theta - \left(\frac{1}{2}\right)R^2 \sin \theta \\ A_{Seg Inf} &= \frac{1}{2}R^2(\theta - \sin \theta) \end{aligned}$$

¹ CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6^a Edition. USA 2007. p 60 – 62.

Finalmente tenemos:

Área del segmento circular inferior:

$$A_{Seg\ Inf} = \frac{1}{2}R^2(\theta - \sin \theta)$$

Área del segmento circular superior:

$$A_{Seg\ Sup} = \left(\frac{0.1855BW + 0.125 + (0.2595BW - 1.025) \cos(\beta)}{\sin(\phi_s)} \right)^2 \times \left(\frac{\pi \times \phi_s}{180} - \frac{\sin(2\phi_s)}{2} \right) \quad [2]$$

Área total de carga:

$$A_{Total} = \frac{\left(\frac{0.1855BW + 0.125 + (0.2595BW - 1.025) \cos(\beta)}{\sin(\phi_s)} \right)^2 \times \left(\frac{\pi \times \phi_s}{180} - \frac{\sin(2\phi_s)}{2} \right) + \frac{1}{2}R^2}{144} \quad [3]$$

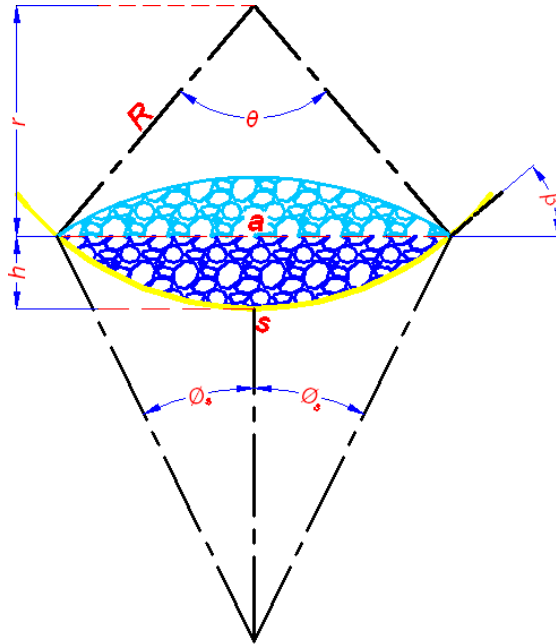


Figura 8. Área transversal de carga estandar.

Donde:

$A_{Seg\ Inf}$: Area del segmento inferior en pulgadas²

$A_{Seg\ Sup}$: Area del segmento superior en pulgadas²

A_{Total} : Area de carga total en pies²

BW : Ancho de banda (*Belt Width*) en pulgadas

s : Longitud de arco en pulgadas

R : Radio de curvatura del plenum en pulgadas

θ : Angulo del sector circular en grados

ϕ_s : Angulo de transporte (ver Anexo A)

2.9 VELOCIDAD DEL TRANSPORTADOR

La velocidad del transportador, al igual que en los transportadores convencionales, está en función del material y del ángulo de inclinación máxima del equipo, para evitar efectos como derrames, levantamiento de polvos, degradación y devolución del material.

Una adecuada selección de la velocidad hará que nuestros componentes tengan una vida prolongada o por el contrario mucho menor, ya que sufren esfuerzos cíclicos, además de las altas cargas de impacto en las zonas de transferencia, que van deteriorando el transportador. En los transportadores con rodillos una preocupación adicional son las cargas de impacto que sufren, el ruido debido a los elementos rodantes, una correcta alineación de los rodillos y las pérdidas de energía debidos por la formación de catenarias entre rodillo y rodillo, sobre toda la longitud de la banda.

Conociendo el flujo requerido, entramos a la tabla resumen de capacidad, que se desarrolló en el numeral 2.8 y que podemos ver en el anexo F.

2.10 TAMAÑO DE GRANOS

Los tamaños máximos de grano recomendados para los diferentes anchos de banda, dependen del ángulo de transporte y el porcentaje de finos presente en el material, de la siguiente forma:

Para ángulos de transporte de 20°:

- Con 10% de sobre tamaños y 90% finos $WB/3$
- Con 100% de sobre tamaños y 0% finos $WB/5$

Para ángulos de transporte de 30°:

- Con 10% de sobre tamaños y 90% finos $WB/6$
- Con 100% de sobre tamaños y 0% finos $WB/10$

Finalmente, se verifica que el ancho de banda seleccionado debe ser apropiado para el tamaño de grano y el porcentaje de finos presente en el material, de acuerdo a la Figura 9.

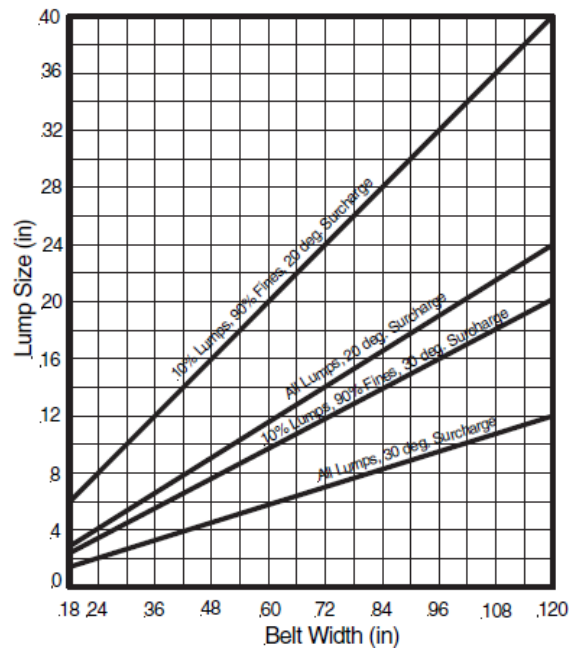


Figura 9. Ancho de banda necesario para un tamaño de grano determinado.
Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6ª Edition.

2.11 SELECCIÓN DE LOS RODILLOS DE RETORNO

Un correcto cálculo y selección de los rodillos tanto de carga como de retorno, se transmite en una baja resistencia a la fricción, influyendo en la tensión de la banda y consecuentemente en los requerimientos de potencia.

Actualmente, los fabricantes de rodillería se preocupan por tener los mejores rodamientos y sellos a fin de disminuir la fricción, a pesar de esto no hace parte del alcance discutir el mejor tipo o marca de rodillos.

El objetivo del transportador aero soportado que no lleva rodillos de carga, dicho esto, en este capítulo, haremos un procedimiento resumido sobre la selección de los rodillos de retorno únicamente, el cual está basado en la norma CEMA [1].

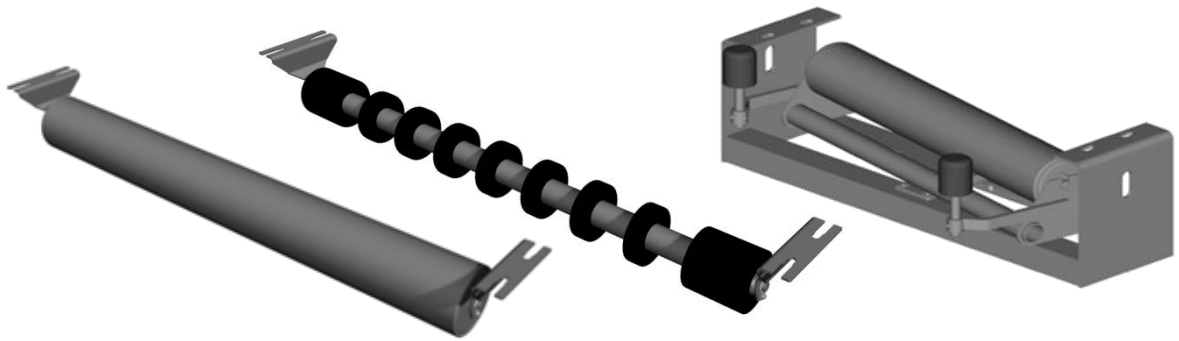


Figura 10. Tipos de rodillo de retorno plano

De izquierda a derecha tenemos:

- a) Rodillo de retorno plano.*
- b) Rodillo de retorno plano autolimpiante*
- c) Rodillo de retorno plano autoalineante*

2.11.1 ESPACIAMIENTO

A continuación, se muestra una tabla donde sugiere el espaciamiento para distintos anchos de banda y densidades de materiales.

Belt Width (in)	Troughing Idler Spacing (S _i)						Return Idlers
	Weight of material Handled, lbf/ft³						
	30	50	75	100	150	200	
18	5.5	5.0	5.0	5.0	4.5	4.5	10.0
24	5.0	4.5	4.5	4.0	4.0	4.0	10.0
30	5.0	4.5	4.5	4.0	4.0	4.0	10.0
36	5.0	4.5	4.0	4.0	3.5	3.5	10.0
42	4.5	4.5	4.0	3.5	3.0	3.0	10.0
48	4.5	4.0	4.0	3.5	3.0	3.0	10.0
54	4.5	4.0	3.5	3.5	3.0	3.0	10.0
60	4.0	4.0	3.5	3.0	3.0	3.0	10.0
72	4.0	3.5	3.5	3.0	2.5	2.5	8.0
84	3.5	3.5	3.0	2.5	2.5	2.0	8.0
96	3.5	3.5	3.0	2.5	2.0	2.0	8.0

** Spacing indicated in feet. Spacing may be limited by load rating of idler. See idler load ratings in Tables 5.30 – 5.36.*

*Tabla 1. Espaciamiento sugerido (S_i) para rodillos de carga y retorno
Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6^a Edition.*

2.11.2 SELECCIÓN

Las condiciones que afectan la vida de los rodillos y que se debe tener en cuenta son:

1. Carga sobre el rodillo
2. Efecto de la carga sobre la vida prevista del rodamiento L_{10} .
3. Velocidad de la banda
4. Diámetro del rodillo
5. Condiciones de operación y mantenimiento

Carga calculada sobre el rodillo $CIL_R = (W_b \times S_i) + IML$ [lbf] [4]

Donde:

- IML es la altura de desalineamiento del rodillo, un efecto que ocurre entre los rodillos adyacentes (Figura 11) causados por las tolerancias de los chasis de soporte y de las mimas placas de soporte de los rodillos, generando un incremento en la carga sobre ellos.

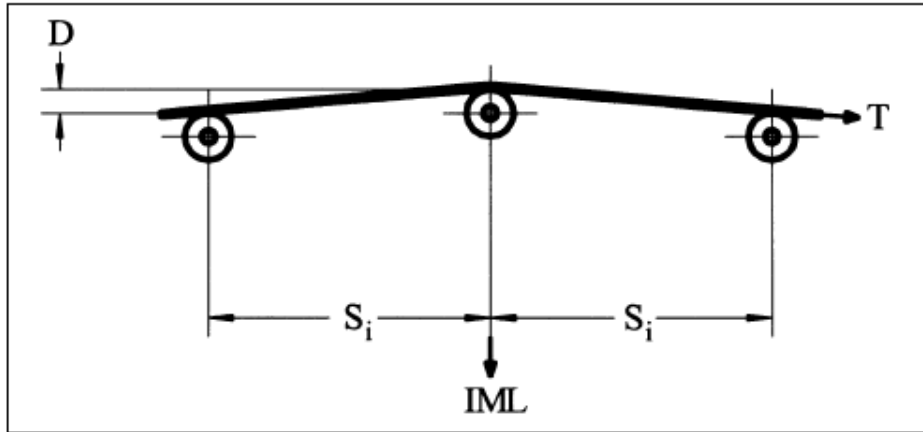


Figura 11. Altura de desalineamiento del rodillo IML
Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6ª Edition.

$$IML = \frac{(D \times T)}{6 \times S_i} \quad [5]$$

Donde:

T es la tensión en *Lbf*, para el cálculo de los rodillos de retorno, usaremos la tensión T_2 (Si estuviéramos en el cálculo de los rodillos de carga la tensión a usar debería ser T_1).

Como no contamos con la tensión, se utiliza la siguiente fórmula para el cálculo de esta de forma preliminar:

$$T_e \leq W_m \times H + 0.04 \times (2 \times W_b + W_m) \times L \quad [6]$$

$$T_2 = C_p \times T_e \quad [7]$$

La variable D es la tolerancia a los desalineamientos, cuyo valor máximo es ¼ pulgadas, según la norma CEMA², y que los fabricantes deben cumplir, al igual que el personal a cargo del montaje y alineación de los componentes.

² CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6ª Edition. USA 2007. p 560.

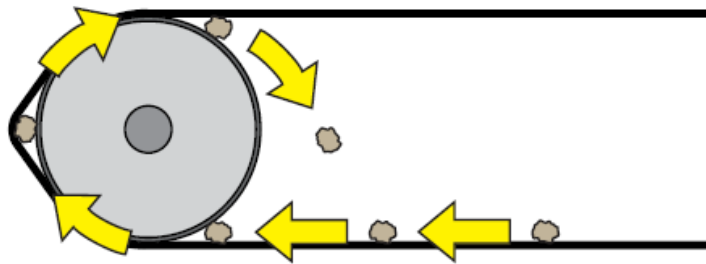
2.11.3 RODILLOS ESPECIALES

Rodillos de retorno auto limpiantes:

El uso de los rodillos de retorno con discos de caucho o auto limpiante, previenen la acumulación de material y la adhesión de estos sobre la cubierta superior de la banda, y su instalación se hace normalmente antes de entrar a una polea bien sea de arropo o de quiebre (poleas que están en contacto con la cubierta superior de la banda).

Cabe anotar que el uso de estos no exime el uso de los limpiadores de cola o arados (de hecho, son complementarios), normalmente denominados V-Plow, cuya geometría en V es la más común de encontrar, de allí el término que traduce arado en V.

Estos limpiadores actúan sobre la cubierta inferior de la banda, con el objetivo de evitar el efecto cíclico de partículas sobre la polea de cola, ocasionando deterioros y desalineaciones.



*Figura 12. Efecto del terrón sobre la polea de cola.
Fuente: MARTIN ENGINEERING. FOUNDATIONS*

Su instalación se hace normalmente antes de entrar a una polea de cola o a una polea tipo tensora y así evitar el efecto cíclico mostrado en la Figura 12, las cuales están en contacto con la cubierta inferior de la banda, como se menciona con anterioridad.

Rodillos de retorno auto alineante:

Por otro lado, los rodillos de retorno por ser planos, no tienen efecto alguno auto alineante, por eso el uso de los rodillos auto alineante, (cuyo eje pivota sobre un espigo central, como se muestra en la Figura 10), con un efecto correctivo a las desalineaciones de la banda.

La instalación para los rodillos auto alineante, se recomiendan instalar cada 100 ft (30 mts)³.

Existen rodillos de retorno en “V” que tienen un efecto auto alineante, pero en nuestro medio son de poco uso por su mayor costo y los buenos resultados que se logran usando los rodillos de retorno auto alineante. Aunque en transportadores de más de 1km de largo, es recomendable para ayudar a mantener una alineación en estas longitudes tan largas.

2.12 CALCULO DE TENSIONES Y POTENCIA

En este capítulo, mostraremos el procedimiento para el cálculo de las tensiones y fuerzas que interactúan con el transportador, basados en el método desarrollado históricamente, llamado el *“Método Estándar”*⁴.

Para determinar la tensión efectiva, es necesario identificar y evaluar individualmente cada fuerza que actúa sobre el transportador y la respectiva contribución a la tensión requerida. T_e es la suma de las tensiones en la banda producidas por fuerzas como;

1. Carga gravitacional para elevar el material.
2. Resistencia a la fricción de los componentes y accesorios del transportador.
3. Resistencia a la fricción del material.
4. Fuerza requerida para acelerar el material continuamente cuando este es alimentado al transportador a través de un chute u otro equipo.

Este método, es aceptable por CEMA, para el cálculo de transportadores estándar o básicos, los cuales se definen como:

- Longitud menor de 3.000 ft.
- Inclinado, declinado u horizontal con o sin curvas verticales.
- Banda de cauchos con fibras de lona (no aplica para bandas con alma de acero)

³ MARTIN ENGINEERING. FOUNDATIONS. USA 2009. p 269

⁴ CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 5ª Edition. USA 1997. p 85 – 196.

- Estaciones con rodillos planos o con tres rodillos iguales.
- Máxima tensión de 16.000 Lbf

Es de anotar que recientemente CEMA desarrollo un método de mayor precisión, llamado el “**Método Universal**”, que nos permite el cálculo de transportadores de diseño complejo sin ninguna restricción en el diseño por diferentes causas como longitud del transportador, varias zonas de cargue de material, perfil del terreno de la banda, curvas verticales y horizontales, múltiples sistemas motrices, tipo de banda, tipo de tensor, entre otras restricciones en las que se limita el “**Método Estándar**”.

2.12.1 MÉTODO UNIVERSAL⁵

A pesar de que no es el método utilizado, haremos una breve descripción del método.

El método universal, es similar al método estándar en el principio fundamental de sumar todas las fuentes de perdidas energéticas (tal como se observa en la siguiente ecuación), pero difiere en la forma como hace énfasis y analiza cada una de estos focos de perdidas con un mayor nivel de detalle y precisión en los cálculos.

Resumiendo, el método describe la tensión agregada en los n puntos, tal como sigue:

Ecuación del Método Universal

$$\Delta T_n = \sum \Delta T_{Energy\ n} + \sum \Delta T_{main\ n} + \sum \Delta T_{Point\ n} \quad [8]$$

Donde:

$$\sum \Delta T_{Energy\ n} = \Delta T_{Hn} + \Delta T_{amn}$$

$$\sum \Delta T_{Main\ n} = \Delta T_{ssn} + \Delta T_{isn} + \Delta T_{iwn} + \Delta T_{bin} + \Delta T_{mn} + \Delta T_{sbn} + \Delta T_{sn} + \Delta T_{mzn}$$

$$\sum \Delta T_{Point\ n} = \Delta T_{pxn} + \Delta T_{prn} + \Delta T_{bcn}$$

⁵ CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6ª Edition. USA 2007. p 104 – 183

Siendo:

ΔT_n (Lbf)	=	Cambio total de tensión en el punto n.
ΔT_{Hn} (Lbf)	=	Cambio en la tensión para elevar o bajar la banda y el material.
ΔT_{amn} (Lbf)	=	Tensión agregada en carga para acelerar continuamente el material hasta la velocidad de la banda.
ΔT_{ssn} (Lbf)	=	Cambio de tensión ocasionada por los sellos del skirtboard.
ΔT_{isn} (Lbf)	=	Cambio en la tensión causado por la fricción de los sellos de los rodillos.
ΔT_{iWn} (Lbf)	=	Cambio en la tensión causado por la carga de fricción de los rodillos.
ΔT_{bin} (Lbf)	=	Incremento en la tensión causado por la deformación visco – elástica de la banda
ΔT_{mn} (Lbf)	=	Perdida de tensión por desalineamiento de la banda.
ΔT_{sbn} (Lbf)	=	Arrastre debido a las mesas de impacto.
ΔT_{sn} (Lbf)	=	Cambio en la tensión causado por el deslizamiento del material en los skirtboard.
ΔT_{mn} (Lbf)	=	Cambio en la tensión causado por movimiento del material entre los rodillos.
ΔT_{pxn} (Lbf)	=	Cambio en la tensión causado por la deflexión de la banda en las poleas.
ΔT_{pm} (Lbf)	=	Cambio en la tensión causado por los rodamientos de las poleas.
ΔT_{bcn} (Lbf)	=	Incremento en la tensión causado por los raspadores de cola.
ΔT_{dpn} (Lbf)	=	Incremento en la tensión causado por los rapadores en la polea de descarga.

Este método es de mayor precisión, basado en un proceso iterativo, demasiado complejo de forma manual, por el uso de un código de programación se hace necesario para poder desarrollar un cálculo basado en este método.

2.12.2 CALCULO DE LA TENSION EFECTIVA T_e ⁶

La tensión efectiva es la fuerza requerida en la polea motriz. Para determinar la tensión efectiva T_e , hay que evaluar las diferentes fuerzas que contribuyen a esta, tal como se observa en la ecuación:

$$T_e = LK_t(K_x + K_y W_b + 0,015 W_b) + W_m(LK_y \pm H) + T_p + T_{am} + T_{ac} \quad [9]$$

Donde:

⁶ CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 5ª Edition. USA 1997. p 85 – 196.

L	Longitud del transportador, ft.
K_t	Factor de corrección por temperatura ambiente.
K_x	Factor usado para calcular la resistencia a la fricción de los rodillos y la resistencia al deslizamiento de la banda y los rodillos.
K_y	Factor de carga usado para calcular la combinación de la resistencia de la banda y la resistencia de la carga para ser flexible como la banda a través del recorrido sobre los rodillos.
W_b	Peso de la banda en Lbf/ft
W_m	Peso del material en Lbf/ft
Q	Capacidad del transportador en STPH (Toneladas cortas de 2.000 lbs).
V	Velocidad de diseño de la banda, fpm.
H	Distancia vertical que el material será elevado, ft.
T_p	Tensión resultante de la resistencia a la flexión de la banda en las poleas, y a resistencia a la rotación de los rodamientos de las poleas, totalizado para todas las poleas, lbs.
T_{am}	Tensión resultante de la fuerza para acelerar el material continuamente cuando es alimentado sobre la banda, lbs.
T_{ac}	Tensión resultante de los accesorios del transportador, lbs.
$T_{ac} = T_{sb} + T_{pl} + T_{tr} + T_{bc}$ [10]	
T_{sb}	Tensión resultante de la fuerza de fricción sobre el skirtboard, lbs.
T_{pl}	Tensión resultante de la fuerza de fricción de los arados (plow), lbs.
T_{tr}	Tensión resultante de la resistencia adicional de la flexión de la banda sobre las poleas de los trippers, lbs.
T_{bc}	Tensión resultante de la fuerza requerida para jalar la banda por los limpiadores, lbs.

Como observamos, muchas pérdidas de energía son generadas por la fricción de los rodillos y sus componentes, además de las deformaciones de la banda cuando están en contacto con estos.

En un transportador aero soportado dichas variables se anulan en el lado de carga, ya que el diseño de estos no incluye en uso de rodillos de carga, y para algunas derivaciones o variaciones en el diseño de estos transportadores también se exime el uso de rodillos de retorno (como se describió en capítulos anteriores), anulando por completo estos factores.

2.12.2.1 Factor de corrección K_t .

De la Figura 13, extraemos el valor del multiplicador K_t

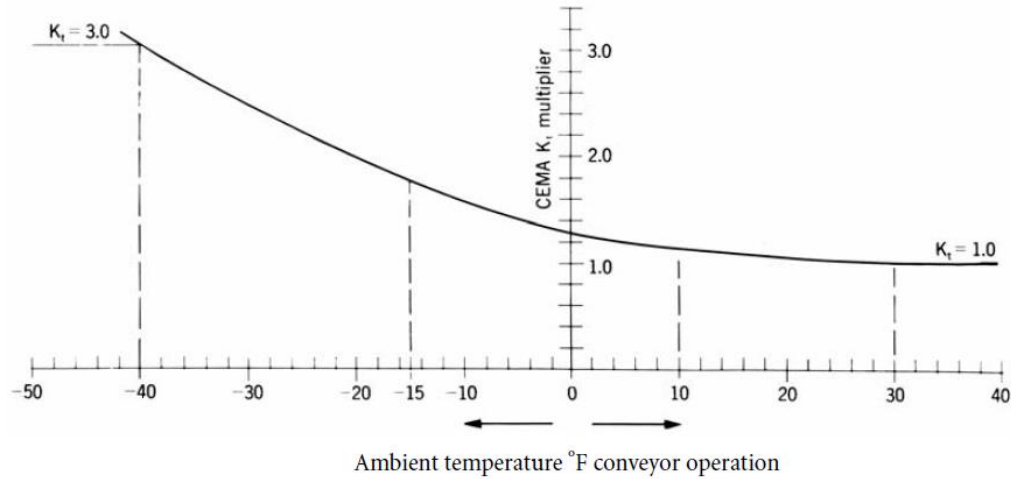


Figura 13. K_t – Factor de corrección por temperatura ambiente.
Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 5ª Edition.

2.12.2.2 Factor de corrección K_x .

El valor de K_x , lo calculamos solamente para los rodillos de retorno (donde $W_m = 0$), a través de la ecuación:

$$K_x = 0,00068(W_b + W_m) + \frac{A_i}{S_i} \quad \left[\frac{\text{Lbs}}{\text{ft}} \right] \quad [11]$$

Donde A_i , tiene los siguientes valores:

- A_i 2,3 para rodillos de diámetro 4 in [CEMA B4, C4]
- A_i 1,8 para rodillos de diámetro 5 in [CEMA B5, C5, D5]
- A_i 1,5 para rodillos de diámetro 6 in [CEMA C6, D6]
- A_i 2,8 para rodillos de diámetro 6 in [CEMA E6]
- A_i 2,4 para rodillos de diámetro 7 in [CEMA E7]

2.12.2.3 Factor de corrección K_y

Debido a que el factor K_y , es la resistencia a la flexión de la banda y el material sobre los rodillos, siendo dicho efecto presente en la zona de carga, donde no hay rodillos, tenemos que:

$$K_y = 0 \quad [12]$$

2.12.2.4 Tensión resultante T_p

La tensión T_p , la obtenemos de la siguiente tabla, para cada uno de los tambores, de acuerdo al ángulo de arripe y la tensión.

Location of Pulleys	Degrees Wrap of Belt	Pounds of Tension at Belt Line
Tight side	150° to 240°	200 lbs/pulley
Slack side	150° to 240°	150 lbs/pulley
All other pulleys	less than 150°	100 lbs/pulley
Note: Double the above values for pulley shafts that are not operating in antifriction bearings.		

*Tabla 2. Valores de tensión causada por la rotación de las poleas.
Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 5ª Edition.*

2.12.2.5 Tensión resultante T_{am}

Ahora procedemos al cálculo de la tensión T_{am} , el cual se hace a través de la siguiente ecuación:

$$T_{am} = \frac{Q \times 2.000}{3.600 \times g} \times \frac{(V - V_0 \text{Sen}(\theta_i))}{60} \quad [13]$$

Donde g es la constante de gravedad $32,2 \frac{ft}{Seg^2}$, θ_i es el ángulo perpendicular a la banda y V_0 es la velocidad con que el material entra a la banda, para caída libre tenemos que:

$$V_0 = \sqrt{2 \times g \times h_d} \text{ (Ver Figura 14)} \quad [14]$$

Reemplazando y se obtiene la siguiente ecuación:

$$T_{am} = 2.8755 \times 10^{-4} \times Q \times (V - V_0 \text{Sen}(\theta_i)) \quad [15]$$

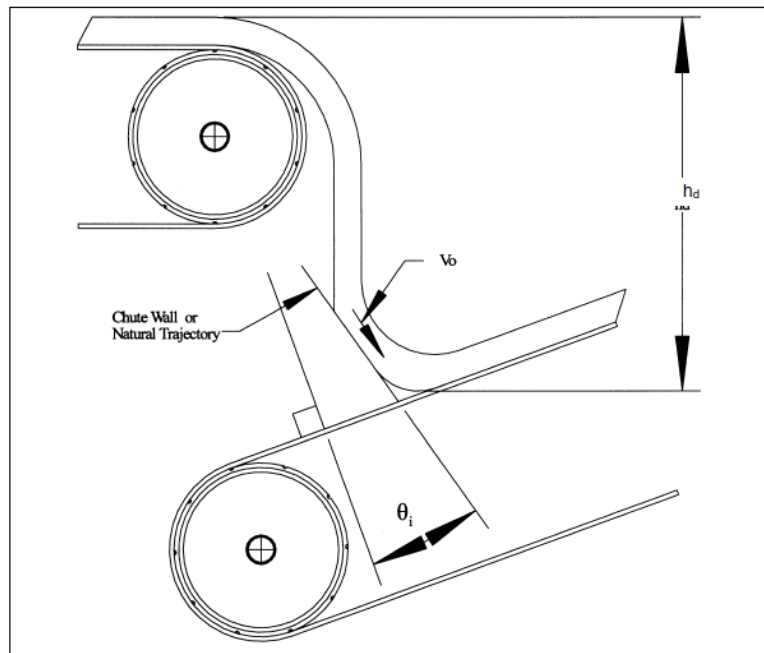


Figura 14. La velocidad del material cambia cuando cae sobre la banda.
Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6ª Edition.

2.12.2.6 Tensión resultante T_{ac}

Los elementos como trippers stackers, aradores, dispositivos de limpieza y skirtboard, tienen efecto sobre la tensión efectiva, T_e . Los cuales determinaremos a continuación:

Los requerimientos de tensión adicional en la banda debida a pérdidas de fricción causada por cada uno de los accesorios descritos, se determinan de la siguiente forma:

Tensión resultante T_{pl}

Type of Plow	Additional Belt Pull per Plow, at Belt Line (lbs/in belt width)
Full V or single slant plow, removing all material from belt	5.0
Partial V or single slant plow, removing half material from belt	3.0

Tabla 3. Factor de tensión adicional por arados T_{pl} .
Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 5ª Edition.

Tensión resultante T_{bc}

La tensión adicional que hacen los dispositivos de limpieza a la banda puede variar de 2,0 a 4,0 Lbs por cada pulgada del ancho de la cuchilla que está en contacto con la banda.

Para el diseño, se tomará el promedio de las pérdidas 3,0 Lbs por pulgada para el cálculo de tensión.

Tensión resultante T_{sb}

La fuerza de fricción resultante por el skirtboard se calcula de la siguiente forma:

$$T = C_s \times L_b \times h_s^2 \quad [16]$$

Donde:

C_s Factor de fricción del skirtboard, Ver Tabla 1

L_b Longitud del skirtboard en ft, y

h_s Altura del material que toca el skirtboard en pulgadas.

Material	Factor C_s	Material	Factor C_s	Material	Factor C_s
Alumina, pulv. dry	0.1210	Coke, ground fine	0.0452	Limestone, pulv., dry	0.1280
Ashes, coal, dry	0.0571	Coke, lumps and fines	0.0186	Magnesium chloride, dry	0.0276
Bauxite, ground	0.1881	Copra, lumpy	0.0203	Oats	0.0219
Beans, navy, dry	0.0798	Cullet	0.0836	Phosphate rock, dry, broken	0.1086
Borax	0.0734	Flour, wheat	0.0265	Salt, common, dry, fine	0.0814
Bran, granular	0.0238	Grains, wheat, corn or rye	0.0433	Sand, dry, bank	0.1378
Cement, Portland, dry	0.2120	Gravel, bank run	0.1145	Sawdust, dry	0.0086
Cement clinker	0.1228	Gypsum, 1/2" screenings	0.0900	Soda ash, heavy	0.0705
Clay, ceramic, dry fines	0.0924	Iron ore, 200 lbs/cu ft	0.2760	Starch, small lumps	0.0623
Coal, anthracite, sized	0.0538	Lime, burned, 1/8"	0.1166	Sugar, granulated dry	0.0349
Coal, bituminous, mined	0.0754	Lime, hydrated	0.0490	Wood chips, hogged fuel	0.0095

Tabla 4. Factor de fricción del skitboard C_s , para algunos materiales.

Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 5ª Edition.

En el cálculo de la fricción del skirtboard, se debe incrementar 3,0 lbs por cada pie de longitud lineal de este componente, debido a la fricción del caucho de sello con la banda.

De acuerdo a lo anterior, tenemos:

$$\begin{aligned} T_{sb} &= T + 2L_b \times 3 \\ T_{sb} &= (C_s \times L_b \times h_s^2) + 2L_b \times 3 \\ T_{sb} &= L_b \times (C_s \times h_s^2 + 6) \end{aligned} \quad [17]$$

2.12.3 CALCULO DE LA POTENCIA

La potencia requerida en el sistema motriz del transportador, es derivada de la tensión efectiva T_e y la velocidad lineal de diseño del equipo, y se calcula a través de la siguiente fórmula:

$$hp = \frac{T_e \times V}{33.000} \quad [18]$$

Donde:

T_e Tensión efectiva en lbs.

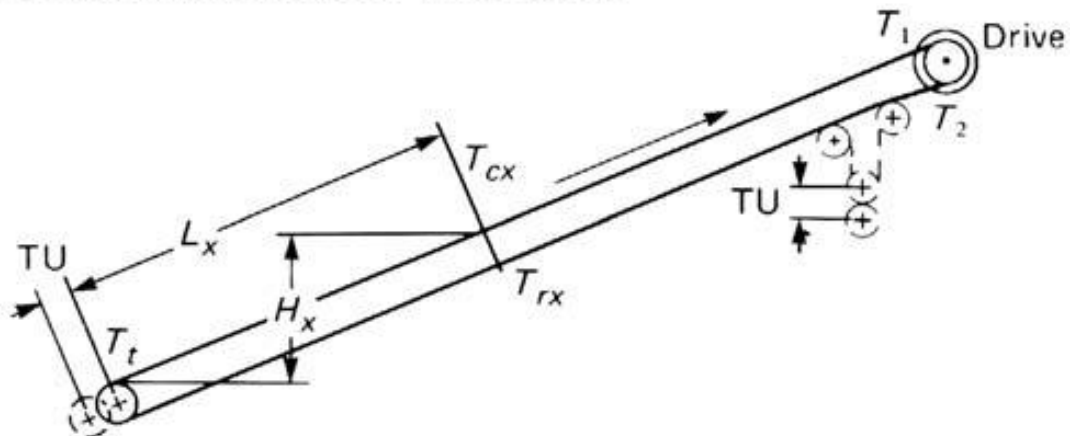
V Velocidad de diseño de la banda en fpm.

h Potencia requerida en caballos de potencia, hp

2.12.4 ANALISIS DE TENSIONES⁷

Además de la tensión efectiva, para el diseño, se debe tener en cuenta las tensiones que ocurren en los puntos críticos del transportador, las cuales son necesarios para el cálculo de componentes como poleas y contrapeso.

Takeup on return run or at tail pulley



NOTA: Los dos sistemas tensores mostrados son solo ilustrativos. El uso de los dos sistemas tensores automáticos no puede funcionar sobre el mismo transportador.

Figura 15. Transportador inclinado con el sistema motriz en la descarga.

Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 5ª Edition.

⁷ CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 5ª Edition. USA 1997. p 114 – 135.

Debido a que la configuración del transportador a diseñar es similar al mostrado en la figura anterior se usaran las ecuaciones de esta, para el análisis de tensiones.

$$T_e = T_1 - T_2 \quad [19]$$

$$T_2 = C_w \times T_e \quad \text{ó} \quad T_2 = T_t + T_b - T_{yr} \quad [20]$$

Usar el mayor valor de T_2

$$T_t = T_o \quad \text{ó} \quad T_t = T_2 - T_b + T_{yr} \quad [21]$$

Usar el mayor valor de T_t

$$T_t = T_{min}$$

$$T_1 = T_{max}$$

$$T_{cx} = T_t + T_{wcx} + T_{fcx}$$

$$T_{rx} = T_t + T_{wrx} - T_{frx}$$

Donde:

T_1 Tensión máxima o en lado tenso

T_2 Tensión en el lado flojo

T_t Tensión en la polea de cola

$\langle 6,25S_i(W_b + W_m) \rangle$ Con un factor de 2% de altura de la catenaria

T_b Tensión en la polea de cola, resultante del peso de la banda.

$\langle HW_b \rangle$

T_{yr} Tensión en el retorno, resultante por fricción.

$\langle 0,015LW_bK_t \rangle$

T_{hp} Tensión en la polea de mando

T_{wcx} Tensión en el punto x del transportador en la carga, resultante del peso de la banda y del material.

$\langle H_x(W_b + W_m) \rangle$

T_{wrx} Tensión en el punto x del transportador en el retorno, resultante del peso de la banda.

$\langle H_xW_b \rangle$

T_{fcx} Tensión en el punto x del transportador en la carga, resultante por fricción.

$\langle L_x[K_tK_x + K_yW_b] + L_xK_yW_m \rangle$

T_{frx} Tensión en el punto x del transportador en el retorno, resultante por fricción.

$\langle 0,015L_xW_bK_t \rangle$

CAPITULO II

3. PROCEDIMIENTO DE DISEÑO

Para lograr que el diseño cumpla con el uso y los requisitos especificados, nos basaremos en los procesos indicados en la ISO9001, como se observa en la siguiente figura.

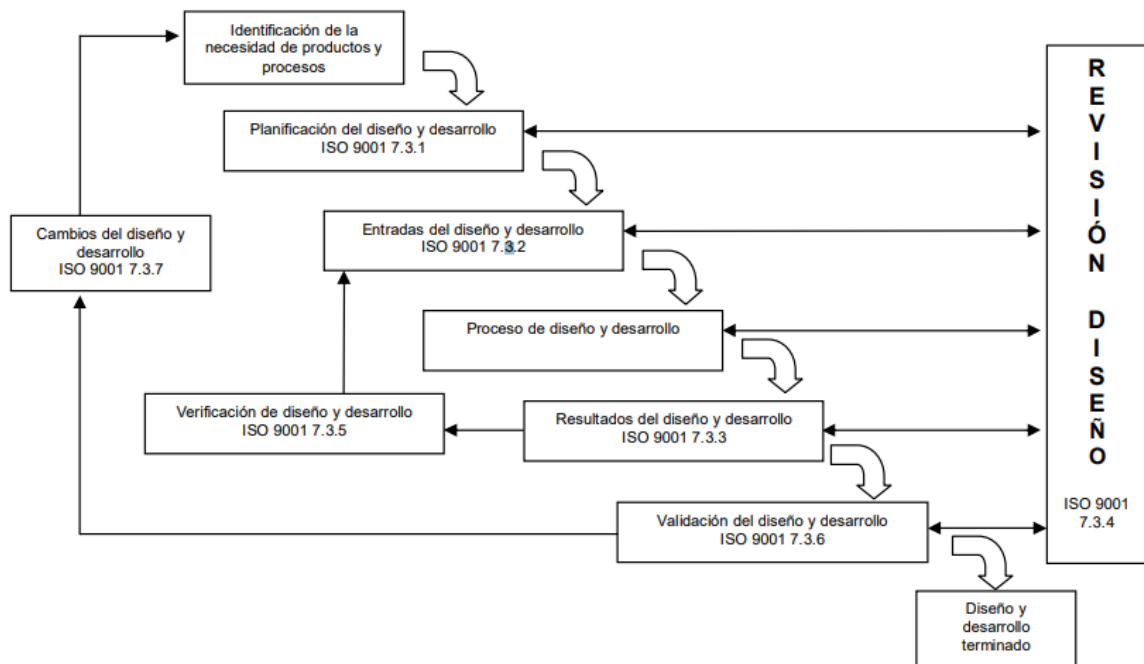


Figura 16. Diagrama del proceso de Diseño y Desarrollo

Fuente: <https://committee.iso.org/sites/tc176sc2/home/page/iso-9001-auditing-practices-grou.html>

Tal y como describe la ISO, el diseño y desarrollo del producto es el conjunto de procesos que transforman los requisitos del producto (por ejemplo, especificaciones, requisitos reglamentarios y requisitos especificados por el cliente o implícitos), en características específicas del producto (“rasgos diferenciadores del producto”), por citar algunas:

- Físicas (por ejemplo, características mecánicas, eléctricas, químicas o biológicas);
- Sensoriales (por ejemplo, relacionadas con el olfato, el tacto, el gusto, la vista y el oído);
- Comportamiento (por ejemplo, cortesía, honestidad, veracidad);
- Tiempo (por ejemplo, puntualidad, confiabilidad, disponibilidad);

- Ergonómicas (por ejemplo, características fisiológicas, o relacionadas con la seguridad de las personas);
- Funcionales (por ejemplo, velocidad máxima de un avión).

Generalmente, el proceso de diseño y desarrollo consiste en los pasos mostrados en la figura anterior. Cada paso tiene resultados específicos que cubren tanto los aspectos comerciales como los técnicos del diseño y desarrollo de un producto.

De acuerdo con lo anterior, el autor plantea un procedimiento de diseño para el proyecto como lo describe la siguiente figura:

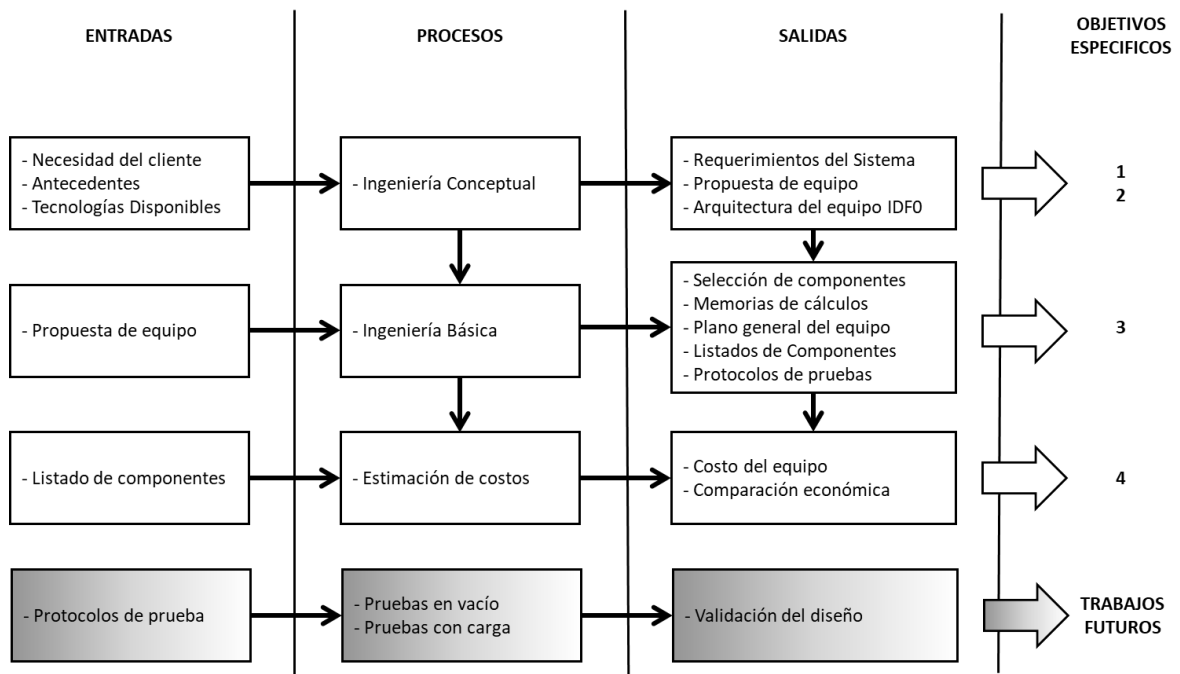


Figura 17. Diagrama de flujo para el desarrollo del proyecto
Fuente: El autor

El Diagrama de flujo de la Figura 17 describe las etapas generales del diseño del transportador aero soportado, el cual es el objetivo general del proyecto y se enmarca dentro del proceso de diseño y desarrollo de la ISO9001 y en el orden en que se desarrollaron los temas.

Básicamente muestra cuatro procesos del diseño en una secuencia lógica, los cuales denotan las etapas de diseño conceptual, básico, una estimación de costos y unas pruebas físicas los cuales validan el diseño y que arrojan unas salidas que los que llevan a cumplir uno a uno los objetivos del trabajo,

Como el objetivo del trabajo de grado no establece la fabricación del equipo, se proponen trabajos futuros que lleven a la validación, complementando el proceso de diseño expuesto por la ISO, el cual sugiere la validación al diseño, el cual para nuestro caso se proponen pruebas funcionales del equipo, para lo cual se hacen pruebas en vacío y pruebas con cargas, como lo recomienda CEMA para los transportadores.

CAPITULO III

4. DISEÑO DEL TRANSPORTADOR

En este capítulo se muestra el proceso del diseño correspondiente a la parte conceptual como al diseño básico del equipo. También se observa el procedimiento analítico para el cálculo de los componentes y las variables requeridas para obtener finalmente el diseño del transportador por banda de acuerdo con las ecuaciones mostrada en el marco teórico y metodología de diseño planteada.

4.1 IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD

La necesidad parte de un estudio realizado por el cliente de transportar carbón en un puerto, minimizando las emisiones de material volatilizado, con el objetivo de disminuir los índices de contaminación, evitar sanciones por regulaciones ambientales, preservación de la fauna marina y la salud de la comunidad en general.

Basado en la necesidad, se optó por diseñar un transportador totalmente encerrado, el cual reduce significativamente la contaminación, causada por los derrames a lo largo del equipo, volatilidad del material por la velocidad de transporte y por la erosión ocasionada por el viento.

4.1.1 TECNOLOGIAS DISPONIBLES

Aunque la tecnología a utilizar está definida, se mostraran algunas de las tecnologías de transportadores por banda totalmente encerrados comerciales y más usadas:

4.1.1.1 Transportador por banda Aero soportado

Cuyo funcionamiento esta descrito en el numeral 2.1.

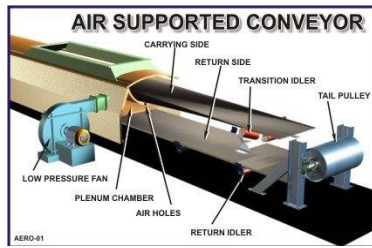


Figura 18. Transportador por banda Aero soportado

4.1.1.2 Pipe Conveyor

El Pipe Conveyor es un sistema de transporte adaptable a curvas de construcción cerrada para todos tipos de producto a granel.

Las estaciones de alimentación y descarga corresponden a las de las bandas transportadoras en artesas abiertas. La diferencia se encuentra después de la estación de alimentación donde la cinta recibe su forma tubular por una disposición especial de los rodillos portantes en un determinado trecho y después es guiada a través de estaciones de rodillos portantes dispuestos de forma hexagonal. La cinta se abre automáticamente en la estación de descarga después de haber pasado las últimas estaciones de rodillos portantes y el material se transfiere al siguiente punto de destino.

Gracias al formato tubular de la cinta pueden superarse fácilmente las curvas horizontales y verticales, así como altas inclinaciones. La construcción cerrada protege el producto a transportar de las influencias exteriores, como por ejemplo la intemperie, e impide además la pérdida de material y la formación de material de retorno, protegiendo al mismo tiempo el medio ambiente.

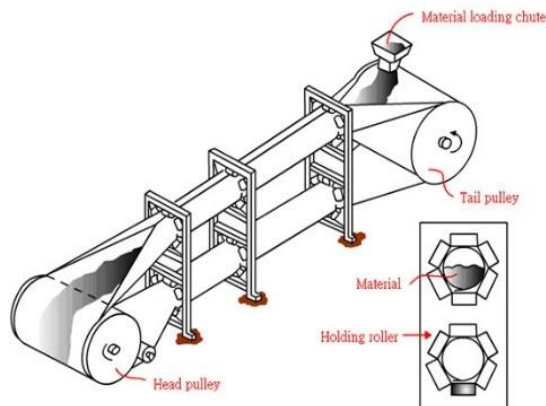


Figura 19. Pipe Conveyor

El Pipe Conveyor cumple con exigencias especiales, tales como el transporte simultáneo de material en el ramal superior y de retorno o el transporte descendente con recuperación de energía. Se usa en las fábricas de cemento, las centrales eléctricas, así como en la industria química, siderúrgica y minera.

4.1.1.3 Pocket Conveyor

La banda transportadora tipo Pocket está hecha de una goma altamente flexible capaz de formar una "bolsa" en forma de pera.

Tiene unos perfiles de caucho con alma de acero que tienen dos funciones, una primera de hacer la tensión de la banda y la segunda en cerrar la "bolsa", logrando tener un transportador por banda cerrado.



Figura 20. Pocket Conveyor

4.2 PLANIFICACION DEL DISEÑO

4.2.1 DISEÑO SELECCIONADO

Para el transporte de carbón donde los niveles de las emisiones de material cada vez se hacen más estrictas por las diferentes regulaciones ambientales por los daños ocasionados en la fauna, la flora y las personas que directa o indirectamente están cerca de estas fuentes de emisión, se hace necesario implementar un sistema de banda transportadora que permita tener un mejor control de las emisiones y sea menos contaminante.

Con el objetivo de mostrar la correcta alternativa de la selección, se identificaron las necesidades que rigen el problema planteado, describiéndolas como funciones que debe cumplir el sistema

seleccionado. Identificando dos tipos de requisitos; requisitos de ingeniería y requisitos técnicos y comerciales, que obedecen a requerimientos funcionales y del usuario, ver Tabla 5.

Necesidades de ingeniería	Necesidades técnicas y comerciales
- Minimizar emisión de material particulado. - Sistema altamente confiable - Minimizar el costo operativo y de mantenimiento del sistema - Fácil Operación - Que tenga bajos costos de inversión. - Utilización de componentes comerciales estándar	- Que cumpla con la regulaciones ambientales colombianas - Que cumpla con los estándares CEMA - Que sus componentes sean de fácil consecución comercial - Que los costos de armado sean bajos. - Que sus repuestos sean económicos y asequibles. - Que satisfaga los requerimientos de capacidad, según norma CEMA. - Que genere bajo niveles de ruido. - Que el mantenimiento del equipo sea fácil y económico.

Tabla 5. Necesidades a satisfacer por el equipo seleccionado

Fuente: El autor

Cada requerimiento identificado en la tabla anterior, se convierte en objetivos otorgados al sistema. De la misma manera, las restricciones a las cuales estará sometido y las funciones a desempeñar. Estos tres ítems se identifican como los atributos del sistema, ver Tabla 6.

OBJETIVOS	RESTRICCIONES
- Minimizar emisión de material particulado. - Sistema altamente confiable. - Costos de Inversión bajos. - Utilización de componentes comerciales estándar CEMA. - Que el mantenimiento del equipo sea fácil y económico. - Que genere bajo niveles de ruido. - Que su operación sea sencilla y económica. - Que suplas los requerimientos técnicos de capacidad. - Que cumpla con los estándares de CEMA.	Que cumpla con las regulaciones ambientales colombianas.
	FUNCIONES Transportar 300TPH de carbón.

Tabla 6. Atributos del equipo

Fuente: El autor

Estos objetivos listados en la tabla anterior, cumplen las necesidades previstas y visualizan el funcionamiento general del sistema. Se identificó de esta manera los objetivos de costos, diseño y medio ambiente.

Esto se hace para asignar un grado de jerarquía a cada uno de los términos mencionados, con la finalidad de orientar las actividades durante el proceso de diseño conceptual.

COSTOS	DISEÑO	MEDIO AMBIENTE
1.1 Que tenga bajos costos de inversión. 1.2 Que el mantenimiento del equipo sea fácil y económico. 1.3 Que sus repuestos sean económicos. 1.4 Que los costos de armado y montaje sean bajos.	2.1 Que cumpla con la capacidad requerida. 2.2 Diseño basado en norma CEMA 2.3 Que presente confiabilidad. 2.4 Que su operación sea sencilla y económica.	3.1 Que cumpla con las regulaciones ambientales colombianas. 3.2 Que genere bajo niveles de ruido.

Tabla 7. Lista de objetivos.

Fuente: El autor

FACTORES A EVALUAR	1. COSTOS	2. DISEÑO	3. MEDIO AMBIENTE	TOTAL FILA	PESO
1. COSTOS	3,00	2,00	1,00	6,00	38%
2. DISEÑO	0,50	3,00	0,50	4,00	25%
3. MEDIO AMBIENTE	1,00	2,00	3,00	6,00	38%
TOTAL				16,00	100%
<i>NOTA: los valores de las calificaciones son los siguientes: 1-Mucho Menos Importante, 3- Igual De Importante, 5-Más Importante.</i>					

Tabla 8. Objetivos de primer nivel.

Fuente: El autor

Continuamos con la comparación entre los grados de importancia para los objetivos de segundo nivel, ver Tabla 9 a Tabla 11.

1. COSTOS						38%	
CRITERIOS	1.1	1.2	1.3	1.4	TOTAL FILA	PESO RELATIVO	PESO ABSOLUTO
1.1	3,00	3,00	4,00	5,00	15,00	41%	16%
1.2	0,33	3,00	4,00	2,00	9,33	25%	10%
1.3	0,25	0,25	3,00	5,00	8,50	23%	9%
1.4	0,20	0,50	0,20	3,00	3,90	11%	4%
TOTAL					36,73	100%	38%

Tabla 9. Objetivos segundo nivel: Costos

Fuente: El autor

2. DISEÑO						25%	
CRITERIOS	1.1	1.2	1.3	1.4	TOTAL FILA	PESO RELATIVO	PESO ABSOLUTO
1.1	3,00	5,00	4,00	3,00	15,00	44%	11%
1.2	0,20	3,00	2,00	2,00	7,20	21%	5%
1.3	0,25	0,50	3,00	4,00	7,75	23%	6%
1.4	0,33	0,50	0,25	3,00	4,08	12%	3%
TOTAL					34,03	100%	25%

Tabla 10. Objetivos segundo nivel: Diseño.

Fuente: El autor

4. MEDIO AMBIENTE				38%	
CRITERIOS	3.1	3.2	TOTAL FILA	PESO RELATIVO	PESO ABSOLUTO
3.1	3,00	5,00	8,00	71%	27%
3.2	0,20	3,00	3,20	29%	11%
TOTAL			11,20	100%	38%

Tabla 11. Objetivos segundo nivel: Medio Ambiente.

Fuente: El autor

A continuación, se presenta un listado detallado de las necesidades con su grado de importancia.

NUMERO NECESIDAD	NECESIDAD	GRADO IMP.
1	1.1 Que tenga bajos costos de inversión.	16%
2	1.2 Que el mantenimiento del equipo sea fácil y económico.	10%
3	1.3 Que sus repuestos sean económicos.	9%
4	1.4 Que los costos de armado y montaje sean bajos.	4%
5	2.1 Que cumpla con la capacidad requerida.	11%
6	2.2 Diseño basado en norma CEMA	5%
7	2.3 Que presente confiabilidad.	6%
8	2.4 Que su operación sea sencilla y económica.	3%
9	3.1 Que cumpla con las regulaciones ambientales colombianas.	27%
10	3.2 Que genere bajo niveles de ruido.	11%

Tabla 12. Lista de necesidades.

Fuente: El autor

Para la selección de solución, según las alternativas propuestas para el equipo; de los cuales será seleccionado el que cumpla las funciones con el mayor grado, se representa la siguiente matriz de decisión ver Tabla 13, donde la apreciación numérica será dada de la siguiente manera; 1-Muy malo, 2-Malo, 3- Regular, 4-Bueno, 5-Muy bueno.

CRITERIOS DE EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS			TRANSPORTADOR POR BANDA AEROSPORTADO		PIPE CONVEYOR		POCKET CONVEYOR	
CATEGORIA DE	OBJETIVO DE DISEÑO	Ponderación	Apreciación	Ponderación	Apreciación	Ponderación	Apreciación	Ponderación
COSTOS	Que tenga bajos costos de inversión.	16%	4	0,62	2	0,31	1	0,16
	Que el mantenimiento del equipo sea fácil y económico.	10%	3	0,29	1	0,10	1	0,10
	Que sus repuestos sean económicos.	9%	4	0,35	4	0,35	1	0,09
	Que los costos de armado y montaje sean bajos.	4%	3	0,12	3	0,12	3	0,12
DISEÑO	Que cumpla con la	11%	5	0,55	5	0,55	5	0,55

	capacidad requerida.							
	Diseño basado en norma CEMA	5%	5	0,26	5	0,26	5	0,26
	Que presente confiabilidad.	6%	4	0,23	4	0,23	3	0,17
	Que su operación sea sencilla y económica.	3%	5	0,15	4	0,12	2	0,06
MEDIO AMBIENTE	Que cumpla con las regulaciones ambientales colombianas.	27%	4	1,09	4	1,09	5	1,36
	Que genere bajo niveles de ruido.	11%	4	0,43	2	0,22	2	0,22
TOTAL			4,10		3,35		3,08	

Tabla 13. Matriz de decisión valoración de las propuestas de diseño.

Fuente: El autor

Resolviendo las preguntas planteadas en el numeral 2.6, vemos que la tecnología del transportador por banda Aero soportado, es una tecnología apropiada, ya que las otras dos tecnologías mostradas son tecnologías de alto costo y no muy confiables, no aptas para la aplicación requerida.

4.2.2 FUNCIONALIDAD DEL TRANSPORTADOR

El transportador de banda por aire, es un equipo que tiene componentes los cuales funcionan en conjunto y comunicados entre sí, para lograr una mejor comprensión entre estas relaciones, se usó una metodología de modelado para analizar y comunicar la perspectiva funcional de los sistemas que integran el equipo.

En este proyecto, se optó por un modelo efectivo que corresponde a un diagrama IDEF0. Esta representación ayuda a organizar el análisis del sistema y a promover una buena comunicación entre el analista y el cliente, ya que con este podemos establecer un análisis funcional, ayudando al diseñador a identificar las funciones que se llevan a cabo, lo que se necesita para llevar a cabo estas funciones.

En la siguiente Figura, se representa el transportador por banda aero soportado, donde el lado izquierdo se encuentran las entradas necesarias para el equipo:

- Material a transportar (Carbón a granel a una tasa de 300TPH).
- Suministro de energía de 440V a 60Hz
- Señales de campo, proveniente de los sensores tales como:
 - Sensor de desalineamiento
 - Sensor de parada de emergencia
 - Sensor de velocidad cero

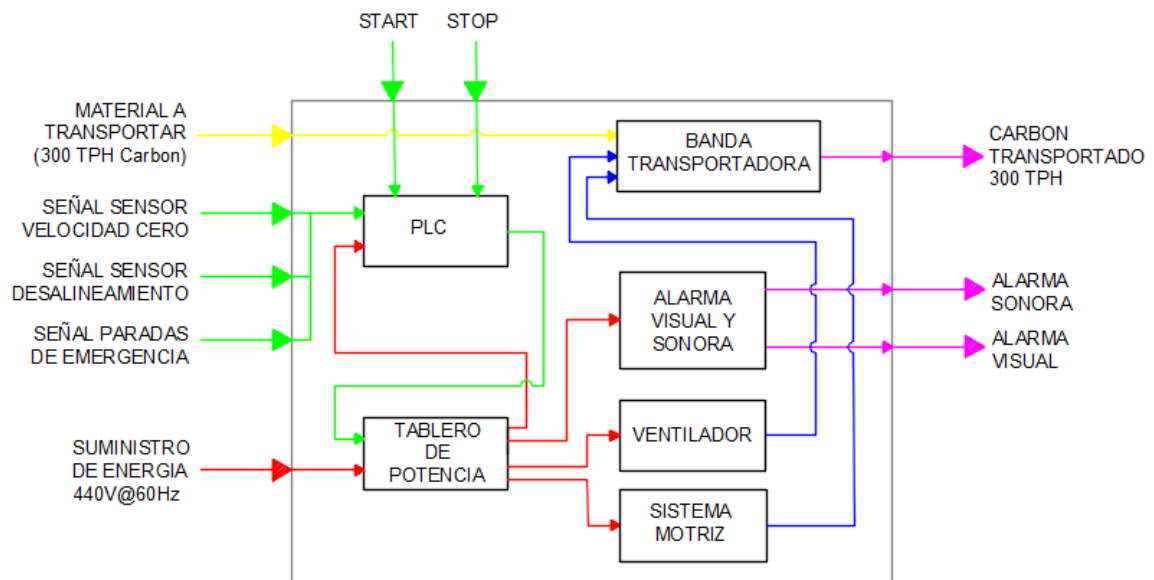


Figura 21. Diagrama IDEF0
Fuente: El Autor.

En la parte superior se encuentran las condiciones de control que configuran al sistema para producir las salidas descritas. En este caso, estas condiciones son:

- Botón START (encender equipo).
- Botón STOP (apagar equipo).

Del lado derecho de la figura, se encuentran las salidas del sistema, las cuales son:

- Material transportado (Carbón a granel a una tasa de 300TPH).

- Alarmas
 - Visuales
 - Sonoras

En el centro de la figura, se representan los componentes que hacen parte del equipo, como se observa, este está compuesto de:

Un tablero de potencia, el cual se alimenta con energía eléctrica a 440V@60Hz que es el encargado de suministrar energía eléctrica a todos los componentes y activar las funciones que se requieran, interactuando con las señales del PLC, quien es el cerebro del equipo, donde están las rutinas de funcionamiento, los procedimientos de arranque y paro.

Conectado al tablero de potencia, se encuentran dos motores, uno que acciona al ventilador, que tiene la función inyectar aire al equipo con el fin de formar la capa de aire que soporta la banda y el material a transportar. También tiene un segundo motor acoplado a una caja reductora, la cual acciona la banda de caucho a una velocidad específica y constante para lograr el objetivo principal del equipo, que es transportar carbón a una tasa de 300TPH.

Cuenta con 3 tipos de sensores los cuales verifican permanentemente:

1. Que la banda no sufra una ruptura o corte transversal (denominado sensor de velocidad cero), ocasionado por sobre tensión de la banda, la presencia de materiales extraños cortantes, o el fin de la vida útil de la banda.
2. Que no ocurra un desalineamiento excesivo de la banda (sensor de desalineamiento), que puede generarse por múltiples factores,
3. y un sensor de parada de emergencia el cual se activa de forma manual por el personal ubicado a lo largo del equipo, cuando se presente una condición insegura, un incidente o un accidente.

Como se menciona arriba, estos sensores son controlados por el PLC, el cual recibe las señales del estado de operación y en caso de presentarse una señal anómala el sistema hará un paro súbito sobre el transportador y emitirá las señales respectivas, a través de las alarmas instaladas sobre el equipo (visuales y auditivas).

4.2.3 NORMAS APLICABLES

El transportador seleccionado debe cumplir las normas Conveyor Equipment Manufacturers Association (CEMA):

- CEMA 5TH ED. BELT CONVEYORS FOR BULK MATERIALS
- ANSI/CEMA STANDARD No. 102, CONVEYOR TERMS & DEFINITIONS
- ANSI/CEMA STANDARD B105.1, WELDED STEEL CONVEYOR PULLEYS
- CEMA STANDARD No. 502, BULK MATERIAL BELT CONVEYOR TROUGHING AND RETURN IDLERS
- ANSI/CEMA STANDARD No. 550, CLASSIFICATION AND DEFINITIONS OF BULK MATERIALS
- CEMA BROCHURE No. 201, SAFETY LABEL BROCHURE, 3rd ed

4.3 REQUISITOS DE DISEÑO

Basado en lo expuesto anteriormente, a continuación, se presenta un sumario de los requisitos de diseño:

Material a transportar:	Carbón Bituminoso
Densidad:	50 Lbs/ft ³
Angulo de reposo	38°
Angulo de transporte	25°
Temperatura del material:	Ambiente
Tamaño de grano:	50 mm
Porcentaje de finos:	10%
Capacidad operación:	300 TPH
Inclinación del transportador:	2°
Ubicación:	Buenaventura
Altura geográfica:	0 m.s.n.m
Humedad:	27%

Ver plano **“GENERAL DEL EQUIPO”** en anexo J, para información complementaria.

4.4 DISEÑO E INGENIERIA DEL TRANSPORTADOR

En este apartado, se muestra el procedimiento de cálculo para el diseño del transportador aero soportado, el cual debe satisfacer los requisitos de diseño descritos en el numeral anterior y siguiendo los procedimientos mostrados en el marco teórico del proyecto.

4.4.1 CALCULO DE LA CAPACIDAD Y VELOCIDAD.

De acuerdo a los anexos A y B, podemos caracterizar el material (carbón o Coal, en inglés) y obtener la siguiente información respectivamente:

- Angulo de reposo = 38° .
- Angulo de transporte = 25° .

Teniendo en cuenta los datos de diseño del transportador, hallamos el flujo volumétrico requerido:

$$\text{Capacidad} = 300 \text{ TPH}$$

$$\text{Densidad } \rho = 50 \text{ lbs/ft}^3$$

$$\text{Capacidad} \left[\frac{\text{lbs}}{\text{Hr}} \right] = 660.000 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{Hr}} \right]$$

$$\text{Factor de Diseño} = 1.2$$

$$\text{Capacidad de diseño} \left[\frac{\text{lbs}}{\text{Hr}} \right] = 792.000 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{Hr}} \right]$$

$$\text{Flujo Volumetrico} = \frac{\text{Capacidad}}{\text{Densidad}}$$

$$\text{Flujo Volumetrico} = \frac{792.000}{50} = 15.840 \text{ CFH}$$

Observando que para el flujo volumétrico de diseño, y haciendo uso del algoritmo mostrado en el anexo C, para lo cual se corrió por cada ancho de banda y para distintos materiales (estas pruebas se muestran a manera de ejemplo los resultados en los anexos D y E), por lo que los resultados se tabularon en el anexo F, con el cual seleccionamos un ancho de banda ideal, que satisfaga el requisito de capacidad.

Con la información anterior, se tiene un ancho de banda de 30" a una velocidad de 100 FPM puede tener una capacidad de carga de 4.340 CFH.

Haciendo una preselección de la velocidad de 400 FPM, la cual es una velocidad prudente y está dentro de las velocidades máximas recomendadas por CEMA, según observamos el anexo G, que sugiere el uso de velocidades hasta de 800FPM para bandas transportadora de carbón con un ancho de 30 pulgadas.

Observando que el uso de una banda de 30 pulgadas a una velocidad de 400 FPM, manejaremos un caudal de 17.360 CFH (4 x 4.340 CFH), por lo tanto, vemos que la capacidad de diseño es mayor a la capacidad requerida:

$$\begin{aligned} \textit{Capacidad requerida} &\leq \textit{Capacidad de diseño} \\ 15.840 \textit{ CFH} &\leq 17.360 \textit{ CFH} \end{aligned}$$

4.4.2 TAMAÑO DE GRANOS

De acuerdo con la Figura 9, y teniendo en cuenta que el porcentaje de finos es del 10%, con un ángulo de transporte de 25°, el ancho de banda seleccionado de 30" permite transportar el carbón sin restricciones por sobre tamaños, ya que este permite llevar sobre tamaños de hasta 10", y en este caso, tenemos existen tamaños de grano máximo de 50mm [2"].

4.4.3 SELECCIÓN DE LOS RODILLOS DE RETORNO

Un correcto cálculo y selección de los rodillos, para nuestro caso de retorno, se transmite en una baja resistencia a la fricción, influyendo en la tensión de la banda y consecuentemente en los requerimientos de potencia, por ello, una correcta aplicación, instalación y selección se describe a continuación, este procedimiento está basado en la norma CEMA, como se describe en el marco teórico del trabajo. (ver capítulo 2).

4.4.3.1 ESPACIAMIENTO

De acuerdo a la Tabla 1, para bandas de 30in de ancho se sugiere un espaciamiento en los rodillos de retorno de 10ft [3m].

4.4.3.2 SELECCIÓN

Calculando la carga calculada sobre el rodillo CIL_R , haciendo uso de la fórmula No. 4, para lo cual previamente se debe calcular la altura de desalineamiento del rodillo IML, a través de la ecuación No. 5, las cuales se encuentran en la paginas 23 y 24 respectivamente.

$$IML = \frac{(D \times T)}{6 \times S_i}$$

Debido a que se requiere conocer la tensión, se hará un cálculo preliminar con la ecuación No. 6, que sirve como aproximación de la tensión efectiva:

$$T_e \leq W_m \times H + 0.04 \times (2 \times W_b + W_m) \times L$$

Donde:

W_m *Peso del material por unidad lineal de transportador*

W_b *Peso de la banda por unidad lineal de transportador*

H *Altura a elevar el material.*

L *Longitud total del transportador.*

$$W_m = \rho \times Area \left[\frac{Lbs}{ft} \right]$$

El área de carga transversal, lo extraemos de la tabla presente en el anexo F

Multiplicando por la densidad del material tenemos:

$$W_m = 50 \frac{Lbs}{ft^3} \times 0,7233 ft^2$$

$$W_m = 36,16 \frac{Lbs}{ft}$$

Si conocemos el peso de la banda, se puede trabajar con esa información, de lo contrario, recurrimos a tablas estimadas, como observamos en la Tabla 14.

Belt Width (in (BW))	Material Carried, lbf/ft³		
	30-74	75-129	130-200
18	3.5	4.0	4.5
24	4.5	5.5	6.0
30	6.0	7.0	8.0
36	9.0	10.0	12.0
42	11.0	12.0	14.0
48	14.0	15.0	17.0
54	16.0	17.0	19.0
60	18.0	20.0	22.0
72	21.0	24.0	26.0
84	25.0	30.0	33.0
96	30.0	35.0	38.0

For steel cable belts increase the above values by 50%.

*Tabla 14. Peso promedio estimado de la banda [lbs/ft]
Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6ª Edition.*

Con la información anterior y las dimensiones extraídas del plano “GENERAL DEL EQUIPO” del anexo J, procedemos al cálculo de la tensión efectiva.

$$T_e = 36,16 \times 27,5 + 0,04 \times (2 \times 6,0 + 36,16) \times 787,5 \text{ [Lbf]}$$

$$T_e = 14.663 \text{ [Lbf]}$$

Como el cálculo es sobre los rodillos de retorno, se usa la tensión T_2 , través de la ecuación No. 7:

$$T_2 = C_p \times T_e$$

El factor C_p , se obtiene de la Tabla 15, para un transportador con tensor automático por gravedad, polea motriz recubierta y sin snub, tenemos $C_p = 0,5$

$$T_2 = 0,5 \times 14.663 = 7.331,5 \text{ [Lbf]}$$

Type of Drive Pulley	θ Wrap (deg)	Automatic Takeup		Manual Takeup	
		Bare Pulley	Lagged Pulley	Bare Pulley	Lagged Pulley
Single, no Snub	180	0.84	0.50	1.20	0.80
Single with Snub	200	0.72	0.42	1.00	0.70
	210	0.66	0.38	1.00	0.70
	220	0.62	0.35	0.90	0.60

1. For wet belts and smooth lagging use bare pulley factors.
2. For wet belts and grooved lagging use lagged pulley factors.
3. If wrap is unknown assume the following: Single no Snub = 180°, Single with Snub = 210°.

Tabla 15. Tabla de factores de arropo C_p comunes
Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6ª Edition.

Ahora podemos calcular la altura de desalineamiento del rodillo IML

$$IML = \frac{(D \times T)}{6 \times S_i} = \frac{(0.25 \times 7.331,5)}{6 \times 10} = 30,5 \text{ Lbf}$$

$$CIL_R = (W_b \times S_i) + IML \text{ [lbf]}$$

$$CIL_R = (6,0 \times 10) + 30,5 = 90,5 \text{ [lbf]}$$

Se hace una preselección de una estación de retorno de un solo rodillo para un ancho de banda de 30 pulgadas norma CEMA C, con un $ILR = 250$, el cual verificamos que nuestra selección cumple, comparando las cargas aceptables sobre rodillos de retorno, mostradas en la Tabla 16 :

$$CIL_R \leq ILR \rightarrow 90,5 < 250$$

Belt Width (in)	Trough Angle			Single Roll Return	Two Roll "Vee" Return
	20°	35°	45°		
18	900	900	900	475	
24	900	900	900	325	500
30	900	900	900	250	500
36	900	837	810	200	500
42	850	791	765	150	500
48	800	744	720	125	500
54	750	698	675	*	500
60	700	650	630	*	500
66					500

Ratings based on minimum L_{10} of 30,000 hours at 500 rpm.
* Use CEMA D return idler.

Tabla 16. Cargas aceptables sobre rodillos CEMA C – ILR [Lbf]
Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6ª Edition.

Donde se concluye una correcta selección del rodillo de retorno, esto se debe recalcular y verificar la selección, una vez que tengamos la potencia efectiva real del equipo (ver Apartado 2.12.2)

4.5 USO DE RODILLOS ESPECIALES

Se instalarán rodillos autoalineante de retorno espaciados cada 100 ft (30 mts)⁸, que corrigen las desalineaciones de la banda en el retorno del transportador, como sugiere CEMA⁹.

⁸ MARTIN ENGINEERING. FOUNDATIONS. USA 2009. p 269

5. CALCULO DE TENSIONES Y POTENCIA

Para una apropiada selección del sistema motriz, se debe calcular la potencia requerida, la cual se obtiene a partir de la tensión efectiva, y esta se describe como la tensión necesaria para mover la banda con carga, también se define la tensión efectiva como la tensión que el mecanismo de transmisión debe producir.

A pesar de que esta la tensión requerida para mover el equipo cargado, esta no es necesariamente la tensión máxima del equipo (la tensión máxima es conocida o denominada T_1), existen tensiones adicionales que ayudan a prevenir el deslizamiento en la polea motriz, conocida como T_2 .

También se debe tener en cuenta la tensión del contrapeso, el cual es requerido para equilibrar las tensiones, y poder producir un agarre apropiado en el sistema motriz, previniendo el deslizamiento. Por ello, se procede a calcular las tensiones descritas a continuación.

5.1 CALCULO DE LA TENSION EFECTIVA⁹

De acuerdo con los parámetros de diseño del equipo, consignados en el plano “**GENERAL DEL EQUIPO**” en anexo J, extraemos la siguiente información para realizar el cálculo de la tensión efectiva:

L	787,5 ft	
H	27,5 ft	
θ	2°	
Q	300 TPH = 330 STPH	
V	400 FPM	
W_b	6,0 lbs/ft	
W_m	36,16 lbs/ft	
Rodillos	Retorno CEMA C5	
Temperatura	Máxima 31 °C	[87,8 °F]
	Promedio 28 °C	[82,4 °F]

⁹ CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 5ª Edition. USA 1997. p 85 – 196.

Mínima 24 °C [75,2 °F]

Extrayendo y condensando la información del plano, se construyó la siguiente tabla:

Punto	Descripción	Δ Longitud [ft]	Longitud [ft]	Δ Altura [ft]	Altura [ft]	Esp. Rodillos S_i [ft]	% Carga	Accesorios
0 - 1	Zona de transición	0,00	0,00	0,00	0,00	-	0%	
1 - 2	Zona de carga	7,20	7,20	0,25	0,25	-	100%	Skirtboard
2 - 3	Polea de mando	780,78	787,98	27,25	27,50	-	100%	
0 - 1	Retorno	0,00	0,00	0,00	0,00	10	-	
1 - 2	Polea Bend 1	718,44	718,44	-25,02	-25,02	10	-	V - Plow
2 - 3	Polea Tensora	6,57	725,01	6,57	-18,45	-	-	
3 - 4	Polea Bend 2	6,68	731,69	-6,68	-25,13	-	-	
4 - 5	Polea Mando	69,54	801,23	-2,37	-27,50	10	-	2 Limpiadores

Tabla 17. Datos de diseño del transportador

Recordemos que la tensión efectiva es la fuerza requerida en la polea motriz. Para determinar la tensión efectiva T_e , hay que evaluar las diferentes fuerzas que contribuyen a esta, y la calculamos a través de la fórmula 9, citada en la página 28:

$$T_e = LK_t(K_x + K_y W_b + 0,015 W_b) + W_m(LK_y \pm H) + T_p + T_{am} + T_{ac}$$

5.1.1 FACTOR DE CORRECCIÓN K_t , K_x , y K_y

Determinando ahora los factores K_t , K_x , y K_y usando las ecuaciones 10, 11 y 12 respectivamente, tenemos:

De la siguiente figura, extraemos el valor del multiplicador K_t

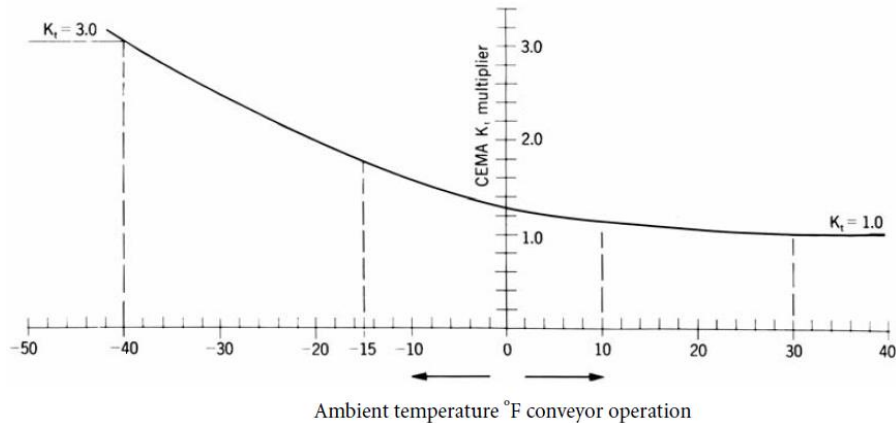


Figura 22. K_t — Factor de corrección por temperatura ambiente.
Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 5ª Edition.

El valor de K_x , lo calculamos solamente para los rodillos de retorno (donde $W_m = 0$), a través de la ecuación:

$$K_x = 0,00068(W_b + W_m) + \frac{A_i}{S_i} \left[\text{Lbs}/\text{ft} \right]$$

Donde A_i , tiene los siguientes valores:

A_i 2,3 para rodillos de diámetro 4 in [CEMA B4, C4]

A_i 1,8 para rodillos de diámetro 5 in [CEMA B5, C5, D5]

A_i 1,5 para rodillos de diámetro 6 in [CEMA C6, D6]

A_i 2,8 para rodillos de diámetro 6 in [CEMA E6]

A_i 2,4 para rodillos de diámetro 7 in [CEMA E7]

$$K_x = 0,00068 \times (6,0) + \frac{1,8}{10} = 0.184 \left[\text{Lbs}/\text{ft} \right]$$

Debido a que el factor K_y , es la resistencia a la flexión de la banda y el material sobre los rodillos, siendo dicho efecto presente en la zona de carga, donde no hay rodillos, tenemos que:

$$K_y = 0$$

5.1.2 TENSION RESULTANTE T_p

Para el cálculo del coeficiente T_p , lo extraemos de la Tabla 2, mostrada en la página 23 para cada uno de los tambores, de acuerdo al ángulo de arrojé y la tensión, por lo cual tenemos:

$$T_p = T_{Cabeza} + T_{Bend\ 1} + T_{Tensor} + T_{Bend\ 2} + T_{Cola}$$

$$T_p = 200 + 100 + 150 + 100 + 150 \left[\text{Lbs} \right]$$

$$T_p = 700 \left[\text{Lbs} \right]$$

5.1.3 TENSION RESULTANTE T_{am}

Ahora se procede al cálculo del factor T_{am} , a través de la ecuación 13:

$$T_{am} = \frac{Q \times 2.000}{3.600 \times g} \times \frac{(V - V_0 \text{Sen}(\theta_i))}{60}$$

Previamente, se calcula la velocidad con la ecuación 14, para la cual se asume una altura de descarga $h_d = 8$ ft, por caída libre:

$$V_0 = \sqrt{2 \times 32,2 \times 8} = 22,7 \text{ fpm}$$

Finalmente se obtiene:

$$T_{am} = 2.8755 \times 10^{-4} \times 300 \times (400 - 22,97(\text{Sen}(43))) = 33,2 \text{ Lbs}$$

5.1.4 Tensión Resultante T_{ac}

Los requerimientos de tensión adicional en la banda debida a pérdidas de fricción causada por los accesorios según la ecuación 10 (ver página 29) $T_{ac} = T_{sb} + T_{pl} + T_{tr} + T_{bc}$, se determinan de la siguiente forma:

5.1.4.1 Tensión resultante T_{pl}

Citando la Tabla 3, Usando un limpiador de retorno tipo V-Plow, que remueve parcialmente el material de la banda, se tiene:

$$T_{pl} = 3,0 \times 30 = 90 \text{ Lbs}$$

5.1.4.2 Tensión resultante T_{bc}

Como se dijo en el con anterioridad, en el marco teórico, la tensión adicional que ejercen los dispositivos de limpieza a la banda puede variar de 2,0 a 4,0 Lbs por cada pulgada del ancho de la cuchilla que está en contacto con la banda.

Este ancho de la cuchilla varía dependiendo del fabricante, con una preselección de limpiador a usar, en este diseño se pre - selecciona un sistema dual de limpieza tipo QC marca MARTIN ENGINEERING.

Del fabricante, se tiene que:

Ancho de la cuchilla del pre – limpiador	24 in
Ancho de la cuchilla del limpiador secundario	28 in

Tomando el máximo promedio de las perdidas 3,0 Lbs por pulgada.

$$T_{bc} = 3,0 \text{ Lbs/in} \times (24 \text{ in} + 28 \text{ in}) = 156 \text{ Lbs}$$

5.1.4.3 Tensión resultante T_{sb}

La fuerza de fricción resultante por el skirtboard se calcula usando la ecuación 17 (ver página 33)

$$T_{sb} = L_b \times (C_s \times h_s^2 + 6)$$

Donde:

C_s Factor de fricción del skirtboard, Ver Tabla 1

L_b Longitud del skirtboard en ft, y

h_s Altura del material que toca el skirtboard en pulgadas.

Reemplazando se obtiene:

$$T_{sb} = 10,0 \times (0,0754 \times 4 + 6) = 63 \text{ Lbs}$$

Con la información anterior se procede a calcular:

$$T_{ac} = 63 + 90 + 156 = 309 \text{ Lbs}$$

Con todos los factores ya definidos, se procede con el cálculo de la tensión efectiva, reemplazando en la ecuación 9:

$$T_e = 787,5 \times 1 \times (0,184 + 0,015 \times 6,0) + 36,16 \times (27,5) + 700 + 33,2 + 309$$

$$T_e = 2.252 \text{ Lbs}$$

Ahora, verificamos con este nuevo dato la selección que se hizo de los rodillos de retorno, y vemos que la selección cumple con nuestros requerimientos reales:

$$CIL_R \leq ILR$$

$$69,4 < 250$$

5.2 CALCULO DE LA POTENCIA

La potencia requerida en el sistema motriz del transportador, es derivada de la tensión efectiva T_e y la velocidad lineal de diseño del equipo, como lo describe la ecuación 18:

$$hp = \frac{T_e \times V}{33.000}$$

Reemplazando, tenemos:

$$hp = \frac{2.252 \times 400}{33.000} = 27,3 \text{ HP}$$

5.3 SELECCIÓN DEL SISTEMA MOTRIZ

Con una eficiencia del sistema motriz de 95% (usando motores de eficiencia Premium o IE3), tenemos que: **Potencia de diseño = 30 HP**

El motor utilizado será un motor de 30HP, Severe Duty (trabajo pesado), Premium Efficiency, TEFC, IP56, 4 Polos, 440 V @ 60 Hz.

Para hallar la relación de la caja reductora, se asume una patea de mando de diámetro de 20 pulgadas, con la cual realizaremos la selección del sistema motriz, de acople directo con brida entre motor – reductor:

$$n = \frac{400}{\pi \times \frac{20}{12}} = 76,4 \text{ rpm}$$

Con estos datos, se seleccionó un Reductor cónico helicoidal (ejes a 90°) Tipo K, Hollow Shaft con brazo de torque, F.S. = 1.25, Marca SEW o similar.

En el anexo H, se encuentran los resultados del diseño de un transportador convencional para el mismo objetivo, es decir, con iguales condiciones, con lo que se pretende demostrar que el consumo de potencia y las tensiones son menores con esta tecnología propuesta. Este cálculo se desarrolló con el software Overland®, especializado en el cálculo de transportadores de banda sobre rodillos.

Se puede observar que la potencia requerida por el transportador convencional es de 36 HP, lo que nos lleva a usar un sistema motriz de 40 HP, a diferencia de nuestro transportador que consume 28 HP (comprobándonos un ahorro del 25 % en la potencia), conduciéndonos al uso de un sistema motriz de 40HP.

5.4 ANALISIS DE TENSIONES¹⁰

Se procede con el cálculo de las tensiones que ocurren en los puntos críticos del transportador, para el cálculo de componentes como poleas y contrapeso.

Debido a que la configuración de nuestro transportador es similar al mostrado en la Figura 15, usaremos las ecuaciones de este para el análisis de tensiones, tal como se describe en el apartado 0

$$T_e = T_1 - T_2$$

$$T_2 = C_w \times T_e \quad \text{ó} \quad T_2 = T_t + T_b - T_{yr}$$

Usar el mayor valor de T_2

$$T_t = T_o \quad \text{ó} \quad T_t = T_2 - T_b + T_{yr}$$

Usar el mayor valor de T_t

¹⁰ CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 5ª Edition. USA 1997. p 114 – 135.

$$T_t = T_{min}$$

$$T_1 = T_{max}$$

$$T_{cx} = T_t + T_{wcx} + T_{fcx}$$

$$T_{rx} = T_t + T_{wrx} - T_{frx}$$

Donde:

T_1 Tensión máxima o en lado tenso

T_2 Tensión en el lado flojo

T_t Tensión en la polea de cola

$\langle 6,25S_i(W_b + W_m) \rangle$ Con un factor de 2% de altura de la catenaria

T_b Tensión en la polea de cola, resultante del peso de la banda.

$\langle HW_b \rangle$

T_{yr} Tensión en el retorno, resultante por fricción.

$\langle 0,015LW_bK_t \rangle$

T_{hp} Tensión en la polea de mando

T_{wcx} Tensión en el punto x del transportador en la carga, resultante del peso de la banda y del material.

$\langle H_x(W_b + W_m) \rangle$

T_{wrx} Tensión en el punto x del transportador en el retorno, resultante del peso de la banda.

$\langle H_xW_b \rangle$

T_{fcx} Tensión en el punto x del transportador en la carga, resultante por fricción.

$\langle L_x[K_tK_x + K_yW_b] + L_xK_yW_m \rangle$

T_{frx} Tensión en el punto x del transportador en el retorno, resultante por fricción.

$\langle 0,015L_xW_bK_t \rangle$

T_{cx} Tensión en el punto x del transportador en la carga,

T_{rx} Tensión en el punto x transportador en el retorno,

Calculando las tensiones en los diferentes puntos para nuestro transportador, tenemos:

$$T_2 = 0,5 \times 2.452 = 1.226 \text{ Lbs}$$

$$T_t = T_2 - T_b + T_{yr}$$

$$T_b = 27,5 \times 6,0 = 165 \text{ Lbs}$$

$$T_{yr} = 0,015 \times 787.98 \times 6,0 \times 1,0 = 71 \text{ Lbs}$$

$$T_t = 1.226 - 165 + 71 = 1.132 \text{ Lbs}$$

$$T_t = T_o$$

$$T_o = 1.132 \text{ Lbs}$$

$$T_{max} = T_1 = T_e + T_2$$

$$T_{max} = T_1 = 2.452 + 1.226 = 3.678 \text{ Lbs}$$

Ahora calculamos la tensión de la banda en el punto donde está ubicado el sistema tensor, el cual denominaremos TU:

$$T_{rTU} = T_t + T_{wrx} - T_{frx}$$

$$T_{wrxTU} = 25,07 \times 6,0 = 150.42 \text{ Lbs}$$

$$T_{frTU} = 718,44 \times 0,015 \times 6,0 \times 1,0 = 64,66 \text{ Lbs}$$

$$T_{rTU} = 1.132 + 150,42 - 64,66 = 1.218 \text{ Lbs}$$

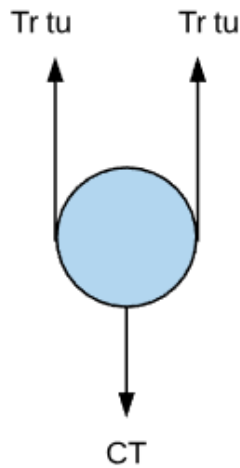


Figura 23. DCL Polea tensora.

Haciendo un diagrama de fuerza libre, tenemos que el sistema tensor (incluido la polea), debe tener aportar una carga $CT = 2 \times T_{Tu} = 2.436 \text{ Lbs}$ [1.105 kgs].

6. CÁLCULO DEL VENTILADOR

Un correcto calculo en los requerimientos del ventilador, nos lleva a una correcta selección del mismo.

Las variables de este dependen de las condiciones de cada equipo, por eso es extremadamente crítico proveer el flujo de aire necesario para soportar la banda y la carga, anticipando todas las condiciones que se presenten para cada instalación.

Un suministro de aire excesivo y elevadas presiones, nos producirá en el equipo:

1. Velocidad excesiva del flujo de aire bajo la cubierta.
2. Levantamiento de polvos.
3. Perdidas energéticas.

Los transportadores aerosoportados con longitudes de hasta 180 mts. pueden operar con un solo ventilador (aunque esto depende finalmente tanto de la banda como de la longitud del transportador). En ocasiones funcionan con dos, para asegurar el funcionamiento continuo del equipo en caso de que se presente falla en alguno de estos.

El volumen de aire es mínimo, ya que el espesor de la capa requerida es de 1 a 2 mm.

El espaciamiento de los huecos que están ubicados por la línea central del plenum (o de la banda), es un factor crítico para una correcta operación, ya que afecta directamente la presión estática y el volumen de la capa de aire (el cual está directamente relacionado con el espesor de la capa).

Para un mejor resultado en la operación, la fuente de aire (ventilador) debe ubicarse en la mitad del transportador (igual distancia de la cabeza y cola). Cuando haya más de dos ventiladores, deben ser ubicados de forma equidistante.

6.1 REQUERIMIENTOS DEL VENTILADOR

6.1.1 CAUDAL Y VELOCIDAD EN LA SALIDA DEL ORIFICIO

El comportamiento de este fenómeno puede explicarse basándose en el modelo de un cuerpo que se desplaza en el seno de un fluido, Tal como se muestra en la Figura 24.

Las regiones en las que el aire se está moviendo rápidamente son de baja presión y por lo tanto se produce una diferencia de presiones entre el centro de la corriente y las zonas alejadas, donde la velocidad decrece según nos alejamos. Cuando el objeto se desplaza de su posición central, experimenta una presión proveniente del aire en reposo que es mayor que la que se produce debido al aire en movimiento. Esta diferencia de presiones crea una fuerza neta sobre la esfera que la devuelve al centro de la corriente, impidiendo que caiga.

Dicho fenómeno es conocido como **sustentación**, la cual es una fuerza ocasionada por el fluido en dirección perpendicular a la dirección del movimiento del cuerpo. Su aplicación más importante está en el diseño y análisis de las alas de aeronaves llamadas aeroplanos. La geometría de un aeroplano es tal que se produce una fuerza de sustentación cuando el aire pasa sobre y debajo de él. Por supuesto la magnitud de la sustentación debe ser al menos igual al peso de la aeronave para que vuele.

Un modelo completo de este fenómeno, es bastante difícil de obtener, por lo que trabajaremos con un modelo simplificado, pero bastante preciso para nuestra aplicación.

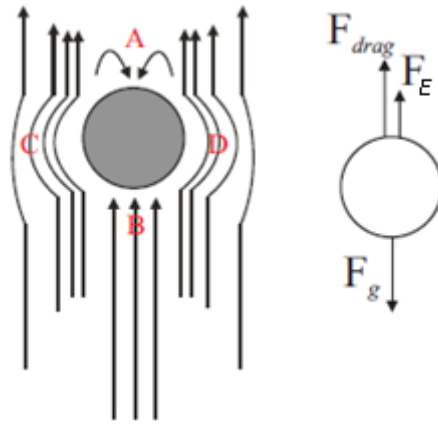


Figura 24. Diagrama de fuerzas
Fuente: Identificación y control de posición de un sistema de levitación neumática.

Sobre el objeto actúan 3 fuerzas fundamentales

1. La fuerza de gravedad (F_g)
2. La fuerza de empuje (F_E)
3. La fuerza de rozamiento (F_{drag})

$$\sum F_y = F_R$$

$$F_R = F_E + F_r - F_g$$

$$F_r = \frac{C_D}{2} \times \rho_a \times A \times v^2$$

$$F_g = m \times g$$

$$F_E = \rho_a \times V \times g$$

Esta ecuación anterior, corresponde al principio de Arquímedes, que nos dice: El empuje es igual al peso del líquido desplazado.

Donde

C_D = Coeficiente de arrastre del objeto

ρ_a = Densidad del aire

A = Area proyectada mojada por el fluido

m = Masa del objeto

$g = \text{Constante de gravedad}$

$v = \text{Velocidad del aire}$

$W = \text{Peso del objeto (Banda y material)}$

$V = \text{Volumen Ocupado por el fluido (aire)} = A \times e$

$e = \text{Espesor del fluido}$

Por estática:

$$\sum F_y = 0$$
$$0 = (\rho_a \times V \times g) + \left(\frac{C_D}{2} \times \rho_a \times A \times v^2 \right) - (m \times g)$$

El coeficiente de arrastre del objeto, es función del número de Reynolds, tal como se muestra a continuación en la siguiente fórmula:

$$C_D = \frac{24}{Re} + \frac{6}{1 + \sqrt{Re}} + 0,4$$

Calculando el número de Reynolds, a partir de la ecuación:

$$Re = \frac{\rho_a \times l \times v}{n}$$

$l = \text{Longitud del objeto medida a lo largo de su seccion transversal}$

$\eta = \text{Viscosidad dinamica del fluido @ Temperatura ambiente}$

En nuestro caso, l es la proyección de la banda sobre una línea horizontal, y

$$\eta = 1,983 \times 10^{-5} \frac{kg}{m-seg} @ 300^\circ K.$$

$$\rho_a = 1,2254 \frac{kg}{m^3} @ 0 \text{ m.s.n.m}$$

Asumiendo un valor promedio de velocidad, el cual es suministrado por proveedores de aero transportadores, tenemos que:

$$Re = \frac{1,2254 \frac{kg}{m^3} \times 0,683 m \times 25 \frac{m}{seg}}{1,983 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot seg}}$$

$$Re = 1'055.154$$

$$C_D = 0,4059$$

De igual modo, podemos concluir que Para grandes números Re, en el intervalo $100.000 < Re < 2'000.000$, el coeficiente de arrastre C_D es aproximadamente constante $C_D \approx 0.4$.

Por lo tanto, la fuerza de rozamiento para un objeto queda definido como:

$$F_{drag} = 0,2 \times \rho_a \times A \times v^2$$

Reemplazando en la ecuación de sustentación:

$$0 = (\rho_a \times A \times e \times g) + (0,2 \times \rho_a \times A \times v^2) - (m \times g)$$

$$m \times g = \rho_a \times A \times [(e \times g) + (0,2 \times v^2)]$$

$$0,2 \times v^2 = \frac{m \times g}{\rho_a \times A} - (e \times g)$$

Despejando v :

$$v = \sqrt{\frac{\frac{m \times g}{\rho_a \times A} - (e \times g)}{0,2}}$$

Asumiendo la carga de material más banda por 0,5 ft de transportador,

$$W_{(m+b)@1,0ft} = 42,2 \text{ Lbf/ft}$$

$$W_{(m+b)@0,5ft} = 21,1 \text{ Lbf/ft}$$

Y para un colchón de aire de 1 mm de espesor.

Reemplazando todos los valores en la ecuación de la velocidad, tenemos que:

$$v = 2.140 \text{ FPM}$$

$$v = 11 \text{ m/seg}$$

Podemos verificar que para esta velocidad el coeficiente de fricción $C_D \approx 0.4$

Los diseñadores recomiendan usar un volumen de aire de 2 CFM por cada pie del transportador¹¹, por esto tenemos para cada 0.5 ft de longitud:

$$A = \frac{1 \text{ ft}^3/\text{min}}{2.140 \text{ ft}/\text{min}} = 0.00047 \text{ ft}^2$$

Calculando el diámetro del agujero:

$$A = \pi r^2$$

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}}$$

$$r = 0.15 \text{ in}$$

$$D_{\text{perforacion}} = 0.3 \text{ in}$$

Por proceso de fabricación, usaremos perforaciones de diámetro Ø5/16", espaciadas cada 150 mm (0.5 pie de longitud aproximadamente).

6.1.2 PRESION ESTATICA

Bien sabemos que la presión estática es la fuerza de empuje necesaria para vencer la resistencia al flujo.

La presión estática del ventilador se puede obtener sumando las pérdidas de carga del sistema, y la presión estática requerida a la salida del ventilador. Estas pérdidas se producen por la disminución del aire al pasar por el plenum y los orificios.

Estas pérdidas de carga, se pueden calcular por mecánica de fluidos.

¹¹ MARTIN ENGINEERING. FOUNDATIONS. USA 2009. p 364 – 375

$$PT_{\text{ventilador}} = (PE_s + PV_s) - (PE_e + PV_e)$$

De donde, se tiene que:

$$1,2254 \frac{kg}{m^3}$$

Por lo tanto:

$$PE_{\text{ventilador}} = PT_{\text{ventilador}} + PV_e - PV_s$$

En nuestro caso, la instalación es con un soplador, por esta razón:

$$PV_e = 0 \text{ (Velocidad de entrada } \approx 0)$$

Aquí tenemos la ecuación que conocemos:

$$PE_{\text{ventilador}} = PT_{\text{ventilador}} - PV_s$$

Reemplazando $PT_{\text{ventilador}}$:

$$PE_{\text{ventilador}} = PE_s + PV_s - PE_e - PV_e - PV_s$$

Finalmente:

$$PE_{\text{ventilador}} = PE_s - PE_e - PV_e$$

Recordemos que:

$$PV_e = 0$$

Como no hay ductos en la entrada del ventilador, o sea $PE_e = 0$

$$PE_{\text{ventilador}} = PE_s$$

Donde tenemos que la presión estática del sistema es la necesaria para vencer el peso del material y la banda, adicionalmente a las pérdidas del sistema por recorridos y en los orificios del plenum.

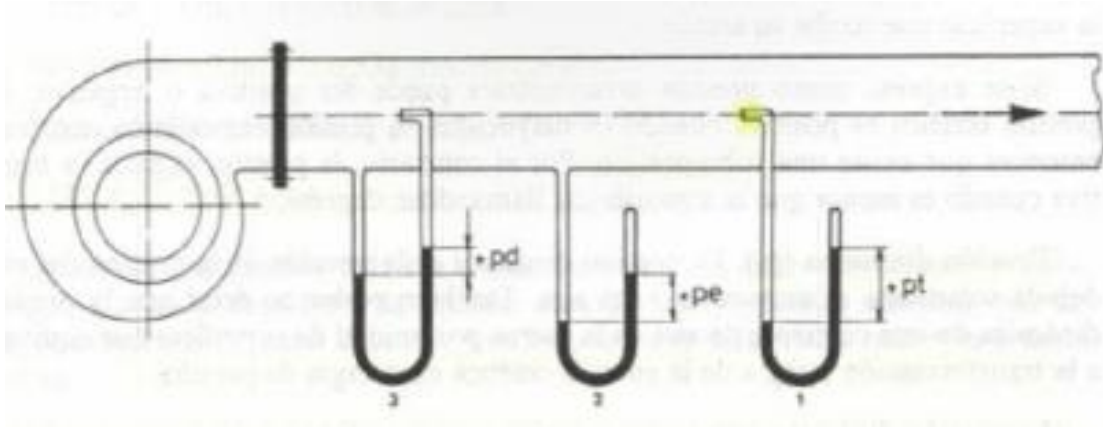


Figura 25. Ducto con presión positiva.

Para el cálculo de pérdidas debidas al recorrido del aire dentro de la tubería, y como tenemos un flujo turbulento (tal como observamos anteriormente, donde se obtiene el número de Reynolds), se recurre a la ecuación de **Darcy – Weisbach**:

$$H_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Donde el coeficiente f , corresponde al coeficiente de fricción, el cual es función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa del material de la tubería, y el cual determinaremos del diagrama de moody (Ver Anexo I)

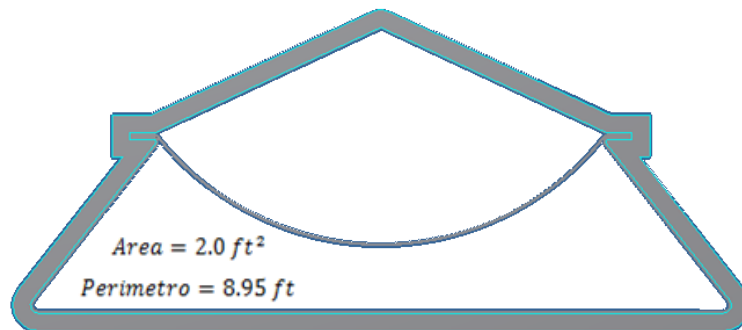


Figura 26. Sección típica del transportador.

Por otro lado, para conductos no circulares, es posible usar las expresiones deducidas para conductos circulares, sustituyendo el diámetro D , por el denominado diámetro hidráulico D_h , que se define de la siguiente manera:

$$D_h = \frac{\text{Seccion transversal}}{\text{Perimetro mojado}}$$

Cuyos datos los extraemos de la Figura 26.

$$D_h = \frac{2,0}{8,95} = 0.223 \text{ ft} = 2.68 \text{ in}$$

La constante de gravedad:

$$g = 32,17 \text{ ft}/\text{seg}^2 = 115.812 \text{ ft}/\text{min}^2$$

Con estos datos finalmente se construye una tabla con las pérdidas ocasionadas por el recorrido, que podemos observar en el Anexo I.

El diseño de este transportador tiene una longitud de 788 ft (con orificios @ 0.5 ft = 395), para esta longitud de tubería nos representan unas pérdidas de 1.0 ft c.a. que nos equivale a 0.083 in c.a.

Esta distancia es considerada, debido a que se instalarán 2 ventiladores, cada uno con un alcance de 394 ft, y que estarán ubicados en la mitad de esta longitud.

Por lo anterior y basado en las tabla: Perdidas de fricción por cada 0.5 ft de pie de longitud del transportador del Anexo I, tenemos:

1. Las pérdidas totales por los 394 ft de longitud son de 2 ft c.a., que equivalen a 0.165 in c.a.
2. El caudal requerido debe ser de 790 CFM en cada ventilador.

Ahora se calculan las pérdidas por fricción en los orificios.

Un orificio es una abertura efectuada en la pared de un depósito, embalse, tubería o canal de forma que el fluido puede escurrir a través de él. Un orificio es una singularidad en contorno cerrado, o sea una singularidad cuyo perímetro es totalmente mojado.

La expresión más ampliamente aceptada para el cálculo de la pérdida de carga a través de un orificio es:

$$Q_{Orificio} = K \times Area_{Orificio} \times \sqrt{2gh}$$

Donde:

Q = Caudal que atraviesa el orificio

K = Constante (Valor normal = 0,62)

h = Pérdida de carga en el orificio

$$h_{Orificios} = \sum h_i$$

$$h_1 = \frac{Q_{Orif\ 1}^2}{2 \times g \times K^2 \times A_{Orif\ 1}^2}$$

Area Conducto [ft ²]	Gravedad [ft/min ²]	f _{moody}	D _h [ft]	K _{Orificio}	D _{Orificio} [ft]	H _{Orificio} [ft]
2,0000	115812,0000	0,0195	0,2200	0,6200	0,0260	0,066245

Tabla 18. Calculo de pérdidas por los orificios.

$$h_{Orificios} = 0,066245 \text{ }^{ft}/_{Orificio} \times 790 \text{ Orificios}$$

$$h_{Orificios} = 52,34 \text{ ft c. a.}$$

$$h_{Orificios} = 4,362 \text{ in c. a.}$$

Ahora y con los datos anteriores se puede calcular, la caída de presión resultante por las pérdidas:

$$H_r = h_{Orificios} + h_{recorrido}$$

$$H_r = 4,362 + 0,165 = 4,527 \text{ in c. a.}$$

7. DISEÑO DE POLEAS

El incremento en el uso de los transportadores y sus componentes, ha conducido al desarrollo de estándares con una aceptación universal, donde no solo sus dimensiones básicas son similares, sino las capacidades de carga y los materiales de fabricación.

A pesar de la estandarización, debido a las condiciones particulares de cada proyecto, de manera preventiva se hace énfasis en el cálculo de las poleas para cada equipo.

Por esto, el cálculo de cada una de las poleas de nuestro transportador lo realizamos a través del software Belt Analyst[®], el cual calcula y diseña las poleas con las tensiones del transportador y las geometrías estándares con las que deben ser fabricadas las poleas. Con esta información, el software hace los cálculos de las poleas por flexión y por cargas.

Los datos resultantes del diseño se encuentran en el anexo H.

8. SELECCIÓN DE LIMPIADORES Y RASPADORES

En este capítulo, se hace una breve descripción de los limpiadores o sistemas de limpieza dual y raspadores, seguidamente de una selección de los catálogos de fabricantes, ya que están muy especializados y no tiene aporte alguno el cálculo de estos componentes.

8.1 LIMPIADORES DE BANDA

Los limpiadores de banda son un accesorio de los transportadores usados para remover material que se adhiere a la banda en el lado de la carga, ubicados en un punto cercano a la descarga del material.

Existen numerosas alternativas como son cepillos motorizados, sistemas de spray, sistemas de lavado con agua, limpiadores neumáticos, entre muchas, pero que comercialmente no son tan comunes y de alto costo, además son mas especializadas en tipos de materiales, por esta razón usaremos un sistema de limpieza con un solo pre – limpiador convencional, ya que los sistemas duales se usan en bandas con poleas snub comúnmente.

8.2 LIMPIADORES DE RETORNO

Los transportadores no están exentos del escape de material a lo largo del transportador, este material puede caer al retorno de la banda y ser atrapada entre la banda y la polea, ocasionando daños en los componentes tal como lo observamos en capítulos anteriores (ver Figura 3).

Aquí se hace necesario el uso de los raspadores o “Plow”, los cuales usualmente son una cuchilla de caucho en forma de V o en ocasiones diagonal instalado antes de la polea de cola, que hace que las partículas de material que viajan sobre el retorno sean deflectadas hacia los lados del transportador.

8.3 SELECCIÓN

Una correcta selección de estos componentes comprende el uso de diversos factores como:

- Condiciones de la banda
- Tipo de junta (mecánica o vulcanizada)
- Velocidad de la banda
- Tamaño del material
- Temperatura del material
- Diámetro de la polea

De acuerdo la experiencia, por sus procesos de investigación y desarrollo MARTIN ENGINEERING es una buena alternativa, razón por la cual se recomienda los componentes de esta marca.

Como resultado de la selección, tenemos

Limpiador primario	MARTIN QC # 1 XHD
Referencia	35899 – 30 11 24 T
Material de la cuchilla	Uretano
Color	Naranja
Ancho de la cuchilla	24 pulgadas
Velocidad máxima de la banda	1200FPM
Diámetro óptimo de la polea	24 – 30 pulgadas
Temperatura máxima	-30 a 70 °C
Resorte Tensionador	
Limpiador de retorno	MARTIN ® Estándar V – Plow
Referencia	31106-30R
Material de la cuchilla	Caucho 2 pulgadas
Dureza de la cuchilla	Shore A – 80
Velocidad máxima de la banda	900FPM
Temperatura máxima	250 °F

9. SKIRTBOARD

Los *skirtboard* usualmente son una extensión de las paredes laterales del chute de transferencia por una distancia a lo largo del transportador, normalmente fabricados de placas resistentes a la abrasión o con láminas de desgaste para mejorar tanto la fluidez como para prevenir el deterioro del componente, usados para retener el material sobre la banda y prevenir los derrames en las zonas de carga y/o chutes de transferencia.

Para estos transportadores tanto la geometría, elementos y conceptos existentes en el CEMA¹², son aplicables en el mismo modo que se hace a un transportador convencional, tales como:

- a. La longitud mínima será de 2 pies por cada 100 pies/min de velocidad de la banda, siendo como mínimo 3 pies.
- b. Espacio y tolerancias del *skirtboard* sobre la banda.
- c. Sellos de cauchos laterales.
- d. Liners de desgaste o sacrificio (*wear liners*)

De acuerdo al numeral a) la longitud del skirtboard requerida es de 13 pies, que equivalen a 2 pies por 6.5, ya que la velocidad de nuestro transportador es de 650 FPM.

Para evitar que los terrones del material sean atrapados entre los sellos de caucho, los *skirtboard* y la banda, su geometría debe sugerir un encauce tal como se ilustra en las figuras 26 y 27, en otras palabras, debe ser más ancho en el extremo final del *skirtboard* en el sentido de viaje de la banda (horizontal), al igual que la tolerancia del skirtboard sobre la banda debe ser mayor (vertical). Se sugiere una tolerancia mínima de 0.5 pulgadas que se incrementara a lo largo del skirtboard hasta obtener una tolerancia o espaciamiento de 1 pulgada.

¹² CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6^a Edition. USA 2007. p 60 – 62.

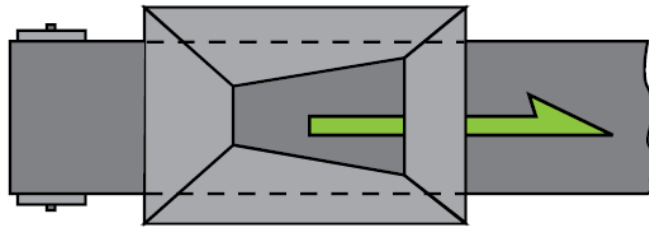


Figura 27. Geometría del skirtboard (Horizontal).
Fuente: MARTIN ENGINEERING. FOUNDATIONS

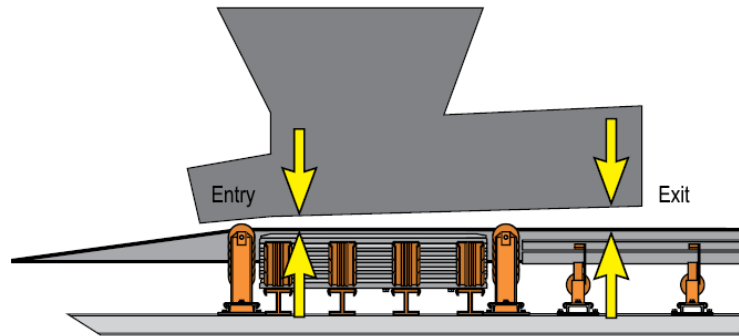


Figura 28. Geometría del skirtboard (Vertical).
Fuente: MARTIN ENGINEERING. FOUNDATIONS

Para el ancho de los *skirtboard* en las secciones de carga, se utiliza el mismo procedimiento estándar recomendado en el CEMA¹³, que corresponde a $W_s = \frac{2}{3} BW$. Ver resumen en la Tabla 19

Ancho de banda en pulgadas	18	24	30	36	42	48	54	60	72	84	96
Ancho del skirtboard W_s	12	16	20	24	28	32	36	40	48	56	64

Tabla 19. Ancho estándar del skirtboard W_s
Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6ª Edition. USA 2007

Este ancho estándar puede ser reducido hasta $W_s = \frac{1}{2} BW$, en el manejo de materiales de flujo libre como granos, para evitar derrames en las zonas de carga.¹⁰

¹³ CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6ª Edition. USA 2007. p 60 – 62.

CAPITULO IV

10. COMPARATIVA DE COSTOS

Se plantea la comparación entre una banda transportador convencional, con rodillos de carga (ver Figura 29) y una banda transportadora soportada por aire.



Figura 29. Banda transportadora convencional (con rodillos de carga)

Los costos de los componentes son estimados, los cuales son importados desde Estados Unidos en su mayoría, excepto la banda, la cual es de fabricación nacional, estos valores incluyen los gastos de transporte desde su país de origen hasta Cali, además de los gastos de nacionalización asociados.

Lamentablemente los componentes nacionales no tienen una confiabilidad superior a los importados, por eso no se recomienda el uso de estos elementos.

NOTA: Los costos no incluyen Impuesto al Valor Agregado I.V.A.

	TRANSPORTADOR POR BANDA AERO SOPORTADO CON CAPACIDAD DE 300 TONELADAS POR HORA (TPH)				
CONTENIDO: COSTOS TRANSPORTADOR DE BANDA CONVENCIONAL					
ITEM	DESCRIPCION	UND	CANT	VR. UNIT	VR. TOTAL
1	ESTACIONES O RODILLERIA				\$ -
1.1	ESTACION DE IMPACTO CEMA C5 DE 30" @ 35º	Und	5	\$ 933.446	\$ 4.667.232
1.2	ESTACION DE CARGA CEMA C5 DE 30" @ 20º	Und	4	\$ 468.480	\$ 1.873.920
1.3	ESTACION DE CARGA CEMA C5 DE 30" @ 35º	Und	240	\$ 468.480	\$ 112.435.200
1.4	ESTACION DE CARGA CEMA AUTOALINEANTE C5 DE 30" @ 35º	Und	10	\$ 1.042.368	\$ 10.423.680
1.5	ESTACION DE RETORNO PLANO CEMA C5 DE 30"	Und	90	\$ 281.088	\$ 25.297.920
1.6	ESTACION DE RETORNO PLANO AUTOALINEANTE CEMA C5 DE 30"	Und	10	\$ 1.138.016	\$ 11.380.160
2	LIMPIADORES				
2.1	LIMPIADOR PRIMARIO TIPO SABLE QC # 1 XHD. REFERENCIA 35899 – 30 11 24 T. MARCA MARTIN ENGINEERING	Und	1	\$ 1.764.608	\$ 1.764.608
2.1	LIMPIADOR SECUNDARIO TIPO SABLE SQC2. REFERENCIA 35899 – 30 11 28 T. MARCA MARTIN ENGINEERING	Und	1	\$ 4.169.472	\$ 4.169.472
2.2	LIMPIADOR DE RETORNO ESTANDAR V-PLOW. CUCHILLA EN CAUCHO. REFERENCIA 31106-30R. MARCA MARTIN ENGINEERING	Und	1	\$ 894.016	\$ 894.016
3	BANDA DE CAUCHO				
3.1	BANDA DE CAUCHO 3EP/300 EPDM1 CUBIERTAS 4.5+1.6. RESISTENTE A LA ABRASION. TEMPERATURA DE TRABAJO: 50ºC CONSTANTES.	m	650	\$ 182.250	\$ 118.462.500
4	SISTEMA MOTRIZ				
4.1	MOTOREDUCTOR CONICO HELICOIDAL DE 40HP@73RPM. EJES A 90º. FACTOR DE SEGURIDAD 1.25. HOLLOW SHAFT. MOTOR IE3. TEFC. PROTECCION IP56. VOLTAJE 440V@60HZ	Und	1	\$ 35.000.000	\$ 35.000.000
5	POLEAS				
5.1	POLEA MANDO Ø20" x 32" LONG. RECUBRIMIENTO EN CAUCHO DE 1/2" ROMBOIDAL. EJE Ø3,75" MATERIAL AISI1045. CHUMACERAS DE RODAMIENTOS DE RODILLOS A ROTULA SKF.	Und	1	\$ 12.232.000	\$ 12.232.000
5.2	POLEA COLA Ø18" x 32" LONG. RECUBRIMIENTO EN CAUCHO DE 1/2" ROMBOIDAL. EJE Ø3,125" MATERIAL AISI1045. CHUMACERAS DE RODAMIENTOS DE RODILLOS A ROTULA SKF.	Und	1	\$ 11.232.000	\$ 11.232.000
5.3	POLEA TENSORA Ø18" x 32" LONG. RECUBRIMIENTO EN CAUCHO DE 1/2" ROMBOIDAL. EJE Ø3,125" MATERIAL AISI1045. CHUMACERAS DE RODAMIENTOS DE RODILLOS A ROTULA SKF.	Und	1	\$ 11.232.000	\$ 11.232.000
5.4	POLEA BEND Ø16" x 32" LONG. RECUBRIMIENTO EN CAUCHO DE 1/2" ROMBOIDAL. EJE Ø3,125" MATERIAL AISI1045. CHUMACERAS DE RODAMIENTOS DE RODILLOS A ROTULA SKF.	Und	2	\$ 6.032.000	\$ 12.064.000
6	SENSORES				
6.1	SENSOR DE PARADA DE EMERGENCIA TIPO PULL CORD. DOBLE CONTACTO SECO. REFERENCIA RS-2. 110VCA. MARCA CCC.	Und	10	\$ 1.701.000	\$ 17.010.000
6.2	SENSOR DE DESALINEAMIENTO. DOBLE CONTACTO SECO. REFERENCIA TA-2. 110VCA. MARCA CCC.	Und	2	\$ 1.822.500	\$ 3.645.000
6.3	SENSOR INDUCTIVO Ø30mm X Sn 15mm (ALCANCE 15mm). CARA Y CUERPO EN ACERO INOXIDABLE. NC. 2 HILOS. 110VCA. MARCA ALLEN BRADLEY.	Und	1	\$ 351.000	\$ 351.000
7	CUBIERTA				
7.1	CUBIERTA PARA BANDA DE 30" PARA PROTECCION CONTRA EL MEDIO AMBIENTE. GALVANIZADA. ABATIBLE POR UN LADO. MARCA CAPOTEX.	m	300	\$ 195.750	\$ 58.725.000
7	ESTRUCTURA				
7.1	FABRICACION DE ESTRUCTURA EN PERFILES TIPO C PARA CHASIS DE BANDA. CALIDAD ASTM A-36. LIMPIEZA DE SUPERFICIES: GRADO COMERCIAL SSPC-SP6. BASE: IMPRIMANTE EPOXICO FOSFATO DE CINC. 3.5 A 4.0 mils DFT BASE: BARRERA EPOXICO SERIE 23. 3.0 A 3.5 mils DFT ACABADO: ESMALTE URETANO SERIE 33. 2.0 A 2.5 mils DFT	kg	21050	\$ 9.923	\$ 208.868.625
				TOTAL	\$ 661.728.333

NOTA: Todos los costos son EXW Cali



**TRANSPORTADOR POR BANDA AERO SOPORTADO
CON CAPACIDAD DE 300 TONELADAS POR HORA (TPH)**



CONTENIDO: COSTOS TRANSPORTADOR DE BANDA AERO SOPORTADO

ITEM	DESCRIPCION	UND	CANT	VR. UNIT	VR. TOTAL
1	ESTACIONES O RODILLERIA			\$	-
1.1	ESTACION DE IMPACTO CEMA C5 DE 30" @ 35º	Und	5	\$ 933.446	\$ 4.667.232
1.2	ESTACION DE CARGA CEMA C5 DE 30" @ 20º	Und	2	\$ 468.480	\$ 936.960
1.3	ESTACION DE CARGA CEMA C5 DE 30" @ 35º	Und	0	\$ 468.480	\$ -
1.4	ESTACION DE CARGA CEMA AUTOALINEANTE C5 DE 30" @ 35º	Und	0	\$ 1.042.368	\$ -
1.5	ESTACION DE RETORNO PLANO CEMA C5 DE 30"	Und	90	\$ 281.088	\$ 25.297.920
1.6	ESTACION DE RETORNO PLANO AUTOALINEANTE CEMA C5 DE 30"	Und	10	\$ 1.138.016	\$ 11.380.160
2	LIMPIADORES				
2.1	LIMPIADOR PRIMARIO TIPO SABLE QC # 1 XHD. REFERENCIA 35899 – 30 11 24 T. MARCA MARTIN ENGINEERING	Und	1	\$ 1.764.608	\$ 1.764.608
2.1	LIMPIADOR SECUNDARIO TIPO SABLE SQC2. REFERENCIA 35899 – 30 11 28 T. MARCA MARTIN ENGINEERING	Und	1	\$ 4.169.472	\$ 4.169.472
2.2	LIMPIADOR DE RETORNO ESTANDAR V-PLOW. CUCHILLA EN CAUCHO. REFERENCIA 31106-30R. MARCA MARTIN ENGINEERING	Und	1	\$ 894.016	\$ 894.016
3	BANDA DE CAUCHO				
3.1	BANDA DE CAUCHO 3EP/300 EPDM1 CUBIERTAS 4.5+1.6. RESISTENTE A LA ABRASION. TEMPERATURA DE TRABAJO: 50ºC CONSTANTES.	m	650	\$ 182.250	\$ 118.462.500
4	SISTEMA MOTRIZ				
4.1	MOTOREDUCTOR CONICO HELICOIDAL DE 30HP@73RPM. EJES A 90º. FACTOR DE SEGURIDAD 1.25. HOLLOW SHAFT. MOTOR IE3. TEFC. PROTECCION IP56. VOLTAJE 440V@60HZ	Und	1	\$ 28.000.000	\$ 28.000.000
5	POLEAS				
5.1	POLEA MANDO Ø20" x 32" LONG. RECUBRIMIENTO EN CAUCHO DE 1/2" ROMBOIDAL. EJE Ø3,75" MATERIAL AISI1045. CHUMACERAS DE RODAMIENTOS DE RODILLOS A ROTULA SKF.	Und	1	\$ 12.232.000	\$ 12.232.000
5.2	POLEA COLA Ø18" x 32" LONG. RECUBRIMIENTO EN CAUCHO DE 1/2" ROMBOIDAL. EJE Ø3,125" MATERIAL AISI1045. CHUMACERAS DE RODAMIENTOS DE RODILLOS A ROTULA SKF.	Und	1	\$ 11.232.000	\$ 11.232.000
5.3	POLEA TENSORA Ø18" x 32" LONG. RECUBRIMIENTO EN CAUCHO DE 1/2" ROMBOIDAL. EJE Ø3,125" MATERIAL AISI1045. CHUMACERAS DE RODAMIENTOS DE RODILLOS A ROTULA SKF.	Und	1	\$ 11.232.000	\$ 11.232.000
5.4	POLEA BEND Ø16" x 32" LONG. RECUBRIMIENTO EN CAUCHO DE 1/2" ROMBOIDAL. EJE Ø3,125" MATERIAL AISI1045. CHUMACERAS DE RODAMIENTOS DE RODILLOS A ROTULA SKF.	Und	2	\$ 6.032.000	\$ 12.064.000
6	SENSORES				
6.1	SENSOR DE PARADA DE EMERGENCIA TIPO PULL CORD. DOBLE CONTACTO SECO. REFERENCIA RS-2. 110VCA. MARCA CCC.	Und	10	\$ 1.701.000	\$ 17.010.000
6.2	SENSOR DE DESALINEAMIENTO. DOBLE CONTACTO SECO. REFERENCIA TA-2. 110VCA. MARCA CCC.	Und	2	\$ 1.822.500	\$ 3.645.000
6.3	SENSOR INDUCTIVO Ø30mm X Sn 15mm (ALCANCE 15mm). CARA Y CUERPO EN ACERO INOXIDABLE. NC. 2 HILOS. 110VCA. MARCA ALLEN BRADLEY.	Und	1	\$ 351.000	\$ 351.000
7	VENTILADOR				
7.1	VENTILADOR SOPLADOR CON CAPACIDAD DE 790 CFM . PRESION DE TRABAJO: 4,527 in c.a. ALTURA DE INSTALACION 0 m.sn.m MOTOR IE3. TEFC. PROTECCION IP56. VOLTAJE 440V@60HZ	Und	2	\$ 18.000.000	\$ 36.000.000
7	ESTRUCTURA				
7.1	FABRICACION DE ESTRUCTURA EN PERFILES TIPO C PARA CHASIS DE BANDA. CALIDAD ASTM A-36. LIMPIEZA DE SUPERFICIES: GRADO COMERCIAL SSPC-SP6. BASE: IMPRIMANTE EPOXICO FOSFATO DE CINC. 3.5 A 4.0 mils DFT BASE: BARRERA EPOXICO SERIE 23. 3.0 A 3.5 mils DFT ACABADO: ESMALTE URETANO SERIE 33. 2.0 A 2.5 mils DFT	kg	17150	\$ 9.923	\$ 170.170.875
TOTAL					\$ 469.509.743

NOTA: Todos los costos son EXW Cali

11. CONCLUSIONES

Se cumplió con el objetivo del trabajo, que consiste en diseñar un transportador sobre colchón de aire para transporte de carbón a una tasa de 300TPH, el cual genera un impacto ambiental importante, por las prestaciones que este tipo de transportadores cerrados presentan en comparación de los transportadores convencionales.

Se especificaron las partes que componen el transportador aero soportado diseñado, tales como Limpiadores y Raspadores, Sistema motriz, Poleas, ejes de las poleas y chumaceras, usando un análisis computacional y procedimientos de cálculos analíticos.

Se mostró la arquitectura de una solución de transportador por banda que desliza sobre un colchón de aire usando IDF0 y los sistemas que intervienen, logrando promover una buena comunicación entre el analista y el cliente, y colaborando al momento del diseño en la identificación de cuáles son las funciones que se llevan a cabo y lo que se necesita para desempeñar esas funciones.

No existe una guía o norma para el diseño de estos equipos, por lo que se logró adoptar y combinar con los lineamientos para el diseño de bandas transportadores convencionales, establecidas por la asociación más importante en el campo CEMA. Es para resaltar que la norma CEMA es un compendio de bases algunas experimentales, desarrollados o aportadas por los principales actores en el campo del diseño, construcción y uso de transportadores para manejo de materiales alrededor del mundo, la cual es muy aceptada en el ámbito internacional.

Este equipo no es recomendable para materiales polvorientos (e.g. cemento) ya que pueden ocasionar obstrucción en los ductos de aire, o materiales a altas temperaturas, ya que estas podrían aumentar el coeficiente de fricción de la banda con el plenum, generando daños en el equipo y/o sus componentes.

Esta tecnología tiene un costo de implementación menor que un transportador convencional, esto sucede por la longitud del equipo (300m), ya que esta solución en transportadores de longitud cortas (aproximadamente menores a 100m) no es una opción en términos económicos, si se observa como inversión inicial. Pero no debemos olvidar que los costos de mantenimiento son inferiores, ya que se eliminan las estaciones de carga, lo que se transmite en la reducción de elementos rodantes que están

expuestos al desgaste, a una rutina periódica de mantenimiento y obligan a tener un almacén de repuestos e inventario, cuando estos elementos fallan.

11.1 TRABAJOS FUTUROS

Se sugiere documentar el uso de transportadores de bandas cerradas como las bandas tubulares tipo PIPE, debido a la contribución con el medio ambiente ya que minimizan las emisiones de polvo ocasionado por los materiales transportados, y realizar una comparación técnico económica de las tecnologías emergentes sobre estos transportadores cerrados, a pesar de que cada equipo, tiene sus campos de aplicación específicos.

Se recomienda realizar un estudio de costos de mantenimiento de los equipos aquí comparados: Banda transportadora convencional con rodillos de carga contra una banda soportada sobre colchón de aire, a fin de cuantificar los beneficios económicos de cada tecnología en cuanto a términos de mantenimiento y confiabilidad de los equipos.

12. BIBLIOGRAFIA

- [1] Conveyor Equipment Manufacturing Association CEMA®. "CEMA Application Guide for Unit Handling Conveyors" First Edition. United States of America. 2009.
<http://www.cemanet.org>
- [2] Martin Engineering Company 2009 ©. "FOUNDATIONSTM 4, the Practical Resource for Cleaner, Safer, More Productive Dust & Material Control " 4ª Edition. Neponset, Illinois, United States of America. 2012.
- [3] Álvaro Correa Arroyave. LA MINERÍA Y EL BIENESTAR DEL HOMBRE "La minería un asunto de supervivencia". Información Minera de Colombia IMC. Colombia.
- [4] Conveyor Equipment Manufacturing Association CEMA®. "CEMA No. 502-2004 Bulk Material Belt Conveyor Troughing and Return Idlers". Naples, Florida, United States of America. 2004
<http://www.cemanet.org>
- [5] Conveyor Equipment Manufacturing Association CEMA®. "CEMA No. 501.1 – 2003 Welded Steel Wing Pulleys". Naples, Florida, United States of America. 2003.
<http://www.cemanet.org>
- [6] Martin Engineering Company 2009 ©. "FOUNDATIONS™ For Conveyor Safety, The Global Best Practices Resource for Safer Bulk Material Handling". Neponset, Illinois, United States of America. 2016.
- [7] Euzkadi, Division industrial. "Manual de ingeniería para bandas transportadoras". MEXICO.
- [8] FMC Technologies - LINK-BELT. PRE-BILT Sectional Belt Conveyor BOOK 2779. USA
<http://fmctechnologies.com>
- [9] HENDRIX GROUP, INC. Redefining the standards of bulk handling. Bismarck ND. USA. 2004
- [10] J.M. ESCAÑO et Al. Identificación y control de posición de un sistema de levitación neumática. Departamento. de Electricidad y Automática Centro Tecnológico Altair. Ciudad Real. ESPAÑA. 2004
<http://altair.udea.edu.co>
- [11] IMCPortal - Portal de Información Minera Colombiana.

<http://www.Imcportal.com>

[12] TRAMCO Inc. USA. *Section 8: Jet Belt Conveyor Systems*

<http://www.tramcoinc.com>

[13] GreenHeck. *“Selección del Ventilador, Aplicación – Basada en la Selección, Teoría de Operaciones.* Wisconsin, Julio de 1999.

ANEXO A

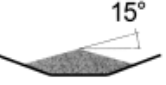
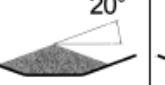
CLASIFICACION Y DEFINICION DE MATERIALES A GRANEL

Material Description	Loose Bulk Density (lb/ft ³)	CEMA Material Code	Angle of Repose (degrees)	Maximum Allowable Angle of Conveyor Inclination (degrees)
Alumina	55-66	58B ₆ 27MY	22	12
Bark, Wood, Refuse	10-20	15E45TVY	45	27
Bentonite, 100 mesh	50-60	55A ₁₀₀ 25MXY	42	20
Cement, Clinker	75-95	85D ₃ 36	30-40	18-20
Coal, Powder River Basin	40- 55	50D35LV	38	15
Coal, Bituminous, Mined	45-55	50D _x 35	38	15
Coal, Lignite	37-45	41D ₃ 35TN	38	15
Coke, Petroleum, Shot	45-63	50C36LTWZ	35-40	14
Coke, Petroleum, Sponge	45-63	50C36LTWZ	35-40	14
Coke, Petroleum, Fluid	58-63	61B46LMTWYZ	25-35	*
Copper, Ore	120-150	125D _x 36	30-44	20
Cullet, Fines	80-120	120C _{1/2} 37	30-44	20
Earth, Wet, Containing Clay	100-110	105D ₁₆ 46OV	45	23
Gravel, Pebbles	90-100	95D ₃ 27	30	12
Kaolin, Clay, 3 in. & Under	63	63D ₃ 25	35	19
Lime, Hydrated	40	40B ₆ 35LM	40	21
Limestone, Crushed	85-90	88D _x 36	38	18
Phosphate, Rock, Pulverized	60	60B ₆ 36	40	25
Rice, Hulled	45-49	47C _{1/2} 25P	19	8
Sand, Foundry, Prepared	65-75	70B ₆ 47X	30-44	24
Taconite, Pellets	116-130	123D ₃ 17Q	30-44	13-15
* - Normally pneumatically conveyed				

Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6ª Edition. p. 55

ANEXO B

TABLA DE FLUIDEZ DE LOS MATERIALES

Flow					
Very Free Flowing 1*	Free Flowing 2*	Average Flowing 3*			Sluggish 4*
Equivalent Flow Function Ranges FF					
>10	>4 to <10	>2 to <4			<2
Angle of Surcharge (degrees)					
5	10	15	20	25	30
					
Angle of Repose (degrees)					
10 - 19	20 - 25	26 - 29	30 - 34	35 - 39	>40
Uniform size, very small rounded particles, either very wet or very dry, such as dry silica sand, cement, wet concrete, etc.	Rounded, dry polished particles of medium weight such as whole grain and beans	Regular granular materials such as fertilizer, sand and washed gravel.	Irregular, granular or lumpy materials of medium weight, such as anthracite coal, cotton seed meal, clay etc.	Typical common materials such as bituminous coal, stone, most ores, etc.	Irregular, stringy, fibrous, interlocking material such as wood chips, bagasse, tempered foundry sand, etc.
* Numerical rating refers to Material Class Descriptions					

Fuente: CEMA. Belt Conveyor for Bulk Material 6ª Edition. p. 55

ANEXO C

PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DEL RADIO ÓPTIMO DE DISEÑO DEL PLENUM Y SU RESPECTIVA AREA DE CARGA TRANSVERSAL

```

Sub Calcular()

' Optimizar el area transversal de carga de acuerdo al radio del plenum

' R_Plenum: Radio de curvatura del Plenum
' BW: Ancho de banda
' S: Longitud de arco ocupada por el material
' Theta: Angulo correspondiente a la longitud del arco respectivo S (Deg = Grados)
' Ang_Reposo: Angulo de reposo del material
' Fi: Angulo de transporte del material
' ED: Distancia al borde
' Ainf: Area del segmento de circulo inferior
' Asup: Area del segmento de circulo superior
' At: Area de carga transversal del transportador
' Beta: Angulo perpendicular a Theta

Dim R_Plenum, BW, Theta, Fi, Ainf, Asup, At, ED, S, Pi, Beta, Fi_Deg, Theta_Deg, Ang_Reposo As Double
Dim i, j As Integer

BW = Form_Inicio.ComboBox1.Value
Ang_Reposo = Form_Inicio.TextBox1.Value
Fi_Deg = Form_Inicio.Label5.Caption

Pi = 3.14159265358979
ED = 0.055 * BW + 0.9
S = BW - (ED * 2)
Fi = Fi_Deg * Pi / 180

For i = 1 To 1000 Step 0.5
    R_Plenum = i
    Theta = (S / R_Plenum)
    Theta_Deg = (S / R_Plenum) * 180 / Pi
    If Theta_Deg > 0 And Theta_Deg < 180 Then
        j = j + 1
        Beta = Theta / 2
        Ainf = ((R_Plenum ^ 2) * (Theta - Sin(Theta))) / 2
        Asup = (((0.1855 * BW) + 0.125 + ((0.2595 * BW) - 1.025) * Cos(Beta)) / Sin(Fi)) ^ 2 * ((Fi) - (Sin(2 * Fi) / 2))
        At = Ainf + Asup
        Hoja1.Cells(10 + j, 1) = R_Plenum
        Hoja1.Cells(10 + j, 2) = Theta_Deg
        Hoja1.Cells(10 + j, 3) = Ainf / 144
        Hoja1.Cells(10 + j, 4) = Asup / 144
        Hoja1.Cells(10 + j, 5) = At / 144
    End If
Next i

Hoja1.Cells(2, 2) = BW
Hoja1.Cells(3, 2) = Ang_Reposo
Hoja1.Cells(4, 2) = Fi_Deg

End Sub

```

Diseno de un transportador aerosoportado

CALCULO DEL ÁREA DE CARGA TRANSVERSAL

ANCHO DE BANDA

ANGULO DE REPOSO

ANGULO DE TRANSPORTE 25

ANEXO D

TABULACIÓN DE LOS PRIMEROS RESULTADOS CALCULADOS POR EL PROGRAMA, DADO UN ANCHO DE BANDA Y CARACTERISTICAS DE MATERIAL ESPECIFICO

Ancho de Banda		30		
Angulo de Reposo		38		
Angulo de transp.		25		
Radio de curvatura del plenum [in]	Angulo de la seccion de carga [Deg]	Area de carga de la seccion inferior [ft ²]	Area de carga de la seccion superior [ft ²]	Area de carga transversal [ft ²]
8,0000	178,3331	0,6852	0,0694	0,7547
8,5000	167,8429	0,6821	0,0851	0,7671
9,0000	158,5183	0,6751	0,1001	0,7752
9,5000	150,1753	0,6655	0,1144	0,7799
10,0000	142,6665	0,6540	0,1278	0,7819
10,5000	135,8728	0,6413	0,1404	0,7816
11,0000	129,6968	0,6278	0,1520	0,7798
11,5000	124,0578	0,6138	0,1627	0,7766
12,0000	118,8887	0,5997	0,1727	0,7724
12,5000	114,1332	0,5856	0,1818	0,7674
13,0000	109,7435	0,5716	0,1902	0,7619
13,5000	105,6789	0,5579	0,1980	0,7559
14,0000	101,9046	0,5445	0,2052	0,7496
14,5000	98,3907	0,5314	0,2118	0,7432
15,0000	95,1110	0,5187	0,2179	0,7366
15,5000	92,0429	0,5064	0,2235	0,7299
16,0000	89,1666	0,4945	0,2287	0,7233
16,5000	86,4645	0,4830	0,2336	0,7166
17,0000	83,9215	0,4720	0,2381	0,7100
17,5000	81,5237	0,4613	0,2422	0,7035
18,0000	79,2592	0,4510	0,2461	0,6971
18,5000	77,1170	0,4410	0,2497	0,6907
19,0000	75,0876	0,4315	0,2531	0,6845
19,5000	73,1623	0,4222	0,2562	0,6785
20,0000	71,3332	0,4133	0,2592	0,6725
20,5000	69,5934	0,4048	0,2619	0,6667
21,0000	67,9364	0,3965	0,2645	0,6610
21,5000	66,3565	0,3885	0,2669	0,6555
22,0000	64,8484	0,3809	0,2692	0,6501
22,5000	63,4073	0,3735	0,2713	0,6448
23,0000	62,0289	0,3663	0,2733	0,6396
23,5000	60,7091	0,3594	0,2752	0,6346
24,0000	59,4444	0,3527	0,2770	0,6298

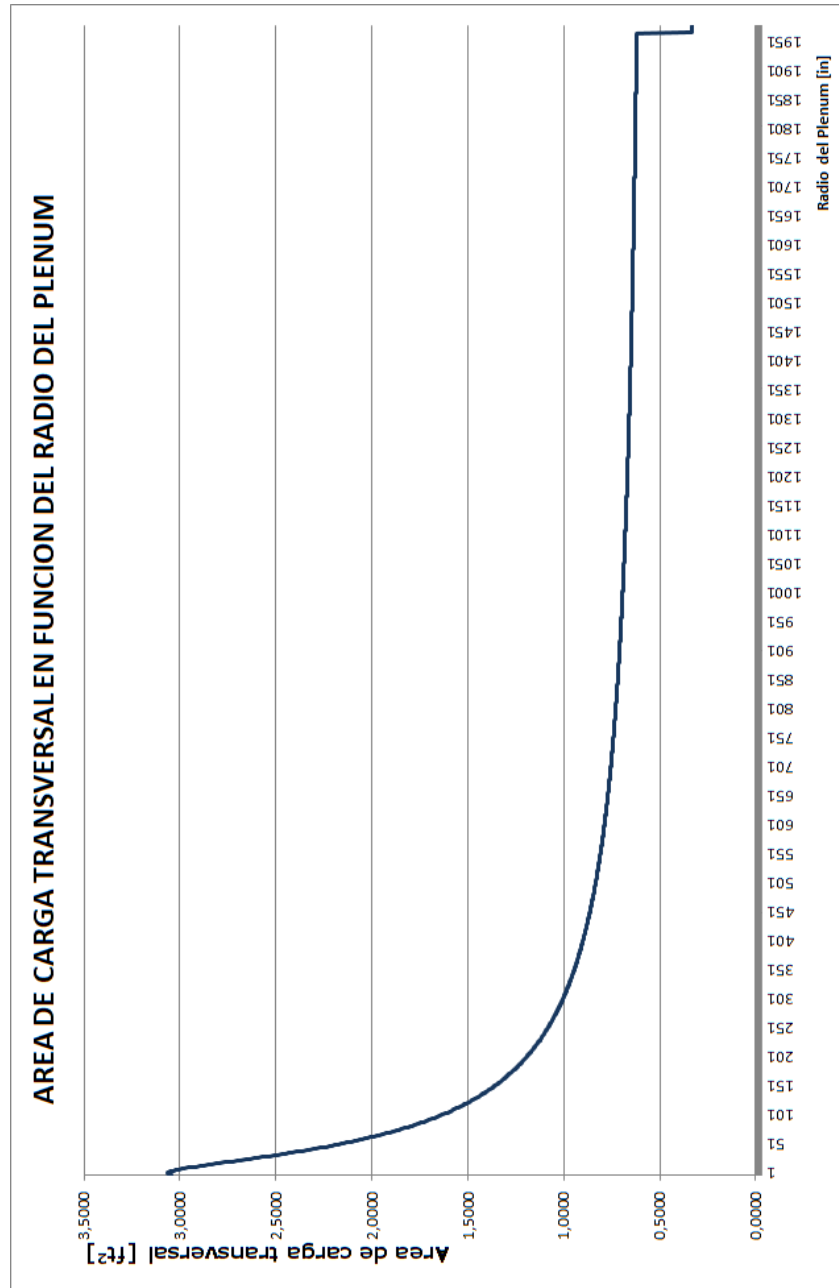
ANEXO E

GRAFICA DE LOS RESULTADOS CALCULADOS POR EL PROGRAMA, PARA UN ANCHO DE BANDA Y MATERIAL ESPECIFICO

$WB = 30in$

$\text{Angulo de reposo del material} = 35^\circ$

$\text{Angulo de transporte} = 25^\circ$



ANEXO F

TABLA DE CAPACIDADES DEL TRANSPORTADOR

Ancho de banda [in]	Radio del Plenum [in]	Area de carga transversal [ft ²] Angulo de transporte del material [deg]					
		5°	10°	15°	20°	25°	30°
18	9,0	0,1778	0,1926	0,2076	0,2229	0,2385	0,2546
24	12,5	0,3341	0,3619	0,3900	0,4187	0,4481	0,4784
30	16,0	0,5392	0,5841	0,6295	0,6758	0,7233	0,7772
36	19,0	0,8262	0,8711	0,9367	1,0035	1,0721	1,1427
42	22,5	1,1113	1,2012	1,2921	1,3848	1,4797	1,5777
48	26,0	1,4652	1,5842	1,7046	1,8273	1,9530	2,0827
54	29,0	1,8881	2,0384	2,1904	2,3453	2,5040	2,6667
60	32,5	2,3420	2,5293	2,7188	2,9119	3,1098	3,3199
72	39,5	3,3964	3,6700	3,9469	4,2290	4,5182	4,8164
84	46,0	4,6778	5,0510	5,4287	5,8135	6,2078	6,6145
96	53,0	6,1276	6,6193	7,1170	7,6240	8,1436	8,6795
108	59,5	7,8137	8,4362	9,0664	9,7082	10,3360	11,0446
120	66,5	9,6588	10,4320	11,2148	12,0120	12,8292	13,6720

Ancho de banda [in]	Radio del Plenum [in]	Capacidad de carga [ft ³ /hr] @ 100 fpm Angulo de transporte del material [deg]					
		5°	10°	15°	20°	25°	30°
18	9,0	1.067	1.156	1.246	1.337	1.431	1.528
24	12,5	2.005	2.171	2.340	2.512	2.689	2.870
30	16,0	3.235	3.505	3.777	4.055	4.340	4.663
36	19,0	4.957	5.227	5.620	6.021	6.433	6.856
42	22,5	6.668	7.207	7.753	8.309	8.878	9.466
48	26,0	8.791	9.505	10.228	10.964	11.718	12.496
54	29,0	7.129	12.230	13.142	14.072	15.024	16.000
60	32,5	14.052	15.176	16.313	17.471	18.659	19.919
72	39,5	20.378	22.020	23.681	25.374	27.109	28.898
84	46,0	28.067	30.306	32.572	34.881	37.247	39.687
96	53,0	36.766	39.716	42.702	45.744	48.862	52.077
108	59,5	46.882	50.617	54.398	58.249	62.016	66.268
120	66,5	57.953	62.592	67.289	72.072	76.975	82.032

Tablas basadas en una capacidad del 100% (Factor de diseño 1.0) y cero grados de inclinación del transportador y calculadas con el método de la distancia estándar al borde.

ANEXO G

VELOCIDADES MAXIMAS RECOMENDADAS PARA TRANSPORTADORES DE BANDA EN FUNCION DE LAS CARACTERISTICAS DEL MATERIAL

Material Being Conveyed	Belt Speeds (fpm)	Belt Width (in)
Grain or other free flowing, nonabrasive material	400	18
	600	24-30
	800	36-42
	1000	48-96
	1200	108-120
Coal, damp clay, soft ores, overburden and earth, fine crushed stone	600	18
	800	24-36
	1000	42-60
	1200	72-96
	1400	108-120
Heavy , hard, sharp edged ore, coarse crushed stone	400	18
	600	24-36
	800	42-60
	1000	72-96
	1200	108-120
Foundry sand, prepared or damp; shake-out sand with small cores, with or without small castings (not hot enough to harm belting)	350	Any Width
Prepared foundry sand and similar damp (or dry abrasive) materials discharged from belt by rubber edged plows	200	Any Width
Nonabrasive materials discharged from belt by means of plows	200 Except for wood pulp where 300 to 400 is preferable	Any Width
Feeder belts, flat or troughed, for feeding fine , nonabrasive, or mildly abrasive materials from hoppers and bins	50 to 100	Any Width
Coal (bituminous, sub-bituminous), PRB coal, lignite, petroleum coke, gob, culm and silt.	500 to 700 for belt conveyors 380 to 500 for silo feed conveyors and tripper belt conveyors	Any Width
Power Generating Plant applications	500 for belt conveyors 380 for silo feed conveyors and tripper belt conveyors	Any Width

Fuente: CEMA. *Belt Conveyor for Bulk Material* 6ª Edition. p. 55

ANEXO H

RESULTADOS DEL DISEÑO DEL TRANSPORTADOR CONVENCIONAL USANDO BELT ANALYST®

Project Trabajo de Grado - Miguel Ladino
Location Buenaventura
Description BANDA TRANSPORTADORA CARBON
File CONVENCIONAL.an2x

Date 28/05/2018
Engineer Miguel Ladino
Company Univalle
Case Name Base

General

Belt Width	in	30
Belt Speed	fpm	400
Load	stph	330
Ambient Temp	° F	0,0
Total Mass	slugs	1477
Total HS Inertia	lb-ft ²	59
Calculation Method		CEMA (5th)
Friction Force	lbf	1936
Lift Force	lbf	193
Misc Drag	lbf	670
Equivalent DIN f		0,0497

Idlers

		Carry	Return
Specification		CEMA6	CEMA6
Description		C5	C5
Estimated No of Idlers		126	51
Belt Width	in	30	30
No. of Rolls		3 3	11
Angle	deg	3535	00
Roll Diameter	in	5,0	5,0
Type		Fixed	Fixed
Rotating Weight	lbs	26,8	24,0
Bearing Type		Ball	Roller
Rating	lbf	900	250
Max Actual Load	lbf	136	64
Max Calc Load	lbf	157	68
RPM		306	306
Min L 10 Life	sec	9172384	
L 10 Average	sec	9183159	
Vertical Misalignment	in	0,125	0,125

Material

Description		Coal Bituminous
Material Density	lb/ft ³	55
Surcharge Angle	deg	19,0
Actual Area	in ²	72,0
Percent Loaded	%	77
Edge Distance	in	3,9
Bed Depth	in	4,8
Lump Size	in	2,0
Chute Drop Height	ft	8,0
Impact Energy	ft-lbf	2,5

Takeup

Type		AutoAuto
Tension	lbf	16811681
No of Pulleys		1 1
Weight	lbs	33613361
Selected Due To		RunRunSlipSlip
Approx. Carriage Travel Due To		(Refer To Belt Manufacturer)
Permanent	ft	7,97,9
Total	ft	9,09,0

Profile

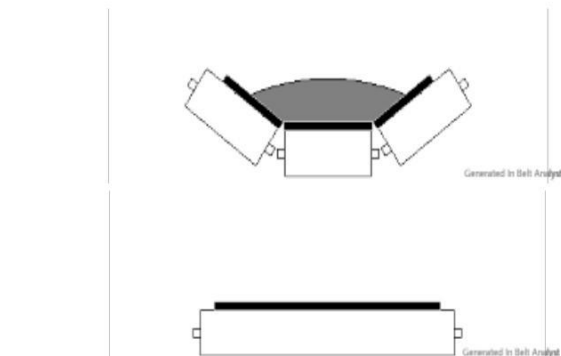
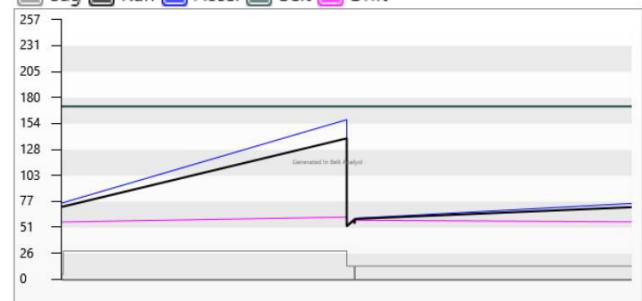
Horizontal Length	ft	788
Vertical Lift	ft	27,5



Belt

Type	Fabric-ISO	Fabric-ISO
Description	3/EP300	3/EP300
Belt Width	in 30	30
Cover Gauge	in 0,1875	0,1875 x 0,0625
Belt Rating	lbf /5130PIW	5130 / 171
Safety/Design Factor	10,02	10,02
Elastic Modulus	PIW30000	30000
Weight	lbs 6,4	6,4
Apparent Length	ft 1613	1613
Max Run Ten	lbf /4186PIW / 140% / 82	4186 / 140 / 82
Max Accel Ten	lbf /4740PIW / 158% / 92	4740 / 158 / 92
Max Decel Ten	lbf /1853PIW / 62% / 36	1853 / 62 / 36

☐ Sag
 ☒ Run
 ☒ Accel
 ☒ Belt
 ☒ Drift



Comments: Transportador convencional de carbon

Project Trabajo de Grado - Miguel Ladino
Location Buenaventura
Description BANDA TRANSPORTADORA CARBON
File CONVENCIONAL.an2x

Date 28/05/2018
Engineer Miguel Ladino
Company Univalle
Case Name **Base**

Drives

	1
Location	3
Number of Motors	1
Total Nameplate Power (hp)	40
Power Ratio	1,00
Efficiency	0,95
Wrap Angle (Deg)	179
Synchronous RPM	1800
HS Inertia (lb/ft ²)	8,4
Backstop Required?	Yes
Min Backstop Rating	3752
Backstop Torque	0
Running	
Running Power (hp)	36
Percent Nameplate (%)	89,3
Running Te (lbf)	2799
Friction Factor	0,35
Wrap Factor	0,50
Slip Ratio	2,98
Actual T1/T2 Ratio	2,64
Breakaway	
Breakaway Friction Multiplier	1,50
Req Breakaway Torque (% Nmpl)	131
Motor Peak Torque (% Nmpl)	225
Acceleration	
Start Time (sec)	15
Ave Starting Torque (% Nmpl)	110
Starting Te (lbf)	3356
Friction Factor	0,40
Wrap Factor	0,40
Slip Ratio	3,48
Actual T1/T2 Ratio	3,00
Stopping	
Est. Drift Time (sec)	3,5
Brake Stop Time (sec)	0,0
Brake Torque (ft-lbf)	0
Brake Te (lbf)	0
Brake Ratio	0,00
Friction Factor	0,40
Wrap Factor	0,40
Slip Ratio	3,48
Actual T1/T2 Ratio	1,14

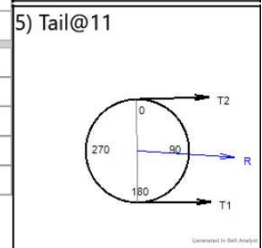
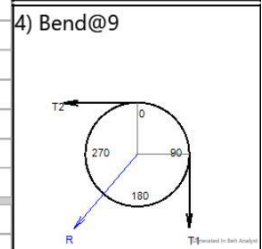
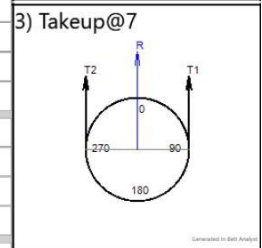
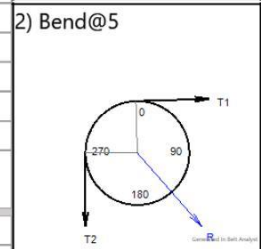
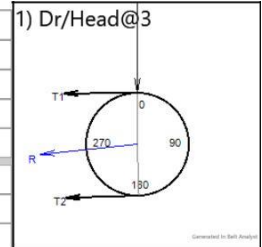
Comments: Transportador convencional de carbon

Project Trabajo de Grado - Miguel Ladino
 Location Buenaventura
 Description BANDA TRANSPORTADORA CARBON
 File CONVENCIONAL.an2x

Date 28/05/2018
 Engineer Miguel Ladino
 Company Univalle
 Case Name **Base**

Pulleys

Pulley No.	1	2	3	4	5
Flight Description	Dr/Head	Bend	Takeup	Bend	Tail
Label					
Location	3	5	7	9	11
Same As (Pulley No.)					
Tension (T1) (lbf)	4192	1771	1686	1793	2153
Tension (T2) (lbf)	1589	1782	1697	1804	2165
T1 Incoming Angle (deg)	359,5	358,3	89,9	90,1	179,5
Wrap Direction	Clockwise	Counterclockwise	Clockwise	Counterclockwise	Clockwise
Wrap Angle	178,8	88,4	180,1	90,5	178,8
T2 Outgoing Angle	178,3	269,9	270,1	359,5	358,3
Pulley Weight (slugs)	529,42	290,43	371,51	307,51	371,51
Resultant Force (lbf)	5812	2688	3012	2781	4327
Resultant Force Angle (deg)	263,93	138,72	359,99	220,49	93,86
Pulley Diameter (in)	20,00	16,00	18,00	16,00	18,00
Lagging Gauge (in)	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000
Lagging Type	Herringbone	Plain	Plain	Plain	Plain
Face Width (in)	32,0	32,0	32,0	32,0	32,0
Pulley RPM (RPM)	72,76	89,88	80,42	89,88	80,42
Bearing Centers B (in)	42,0	40,0	40,0	40,0	40,0
Shaft Length (in)	60,1	48,0	48,4	48,4	48,4
Shaft Material	1045	1045	1045	1045	1045
Shaft Diameter (in)	3,7500	2,8750	3,1250	3,1250	3,1250
Turndown Radius (in)	0,406	0,344	0,375	0,375	0,375
Hub Series	All	All	All	All	All
Hub Identifier	HE-45	HE-35	HE-35	HE-35	HE-35
Bearing Series	All	All	All	All	All
Bearing Bore (in)	2,9375	2,1654	2,3622	2,3622	2,3622
Bearing Identifier					
Seal Type	basic	basic	basic	basic	basic
Overhung Load (lbf)	1500				
Overhung Angle (deg)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Overhung Dimension C	15,4	0,0	0,0	0,0	0,0
Shaft Deflection	0,0013	0,0013	0,0010	0,0009	0,0015
Shaft Safety Factor	2,48	2,93	3,31	3,58	2,30
Hub Safety Factor	2,90	3,51	3,14	3,40	2,18
Turndown Safety Factor	3,12	4,30	4,51	4,89	3,14
Bearing L10 Life (hrs) (hr)	928618	27061634	29591468	34562536	8848958



Comments: Transportador convencional de carbon

Project Trabajo de Grado - Miguel Ladino
Location Buenaventura
Description BANDA TRANSPORTADORA CARBON
File CONVENCIONAL.an2x

Idlers

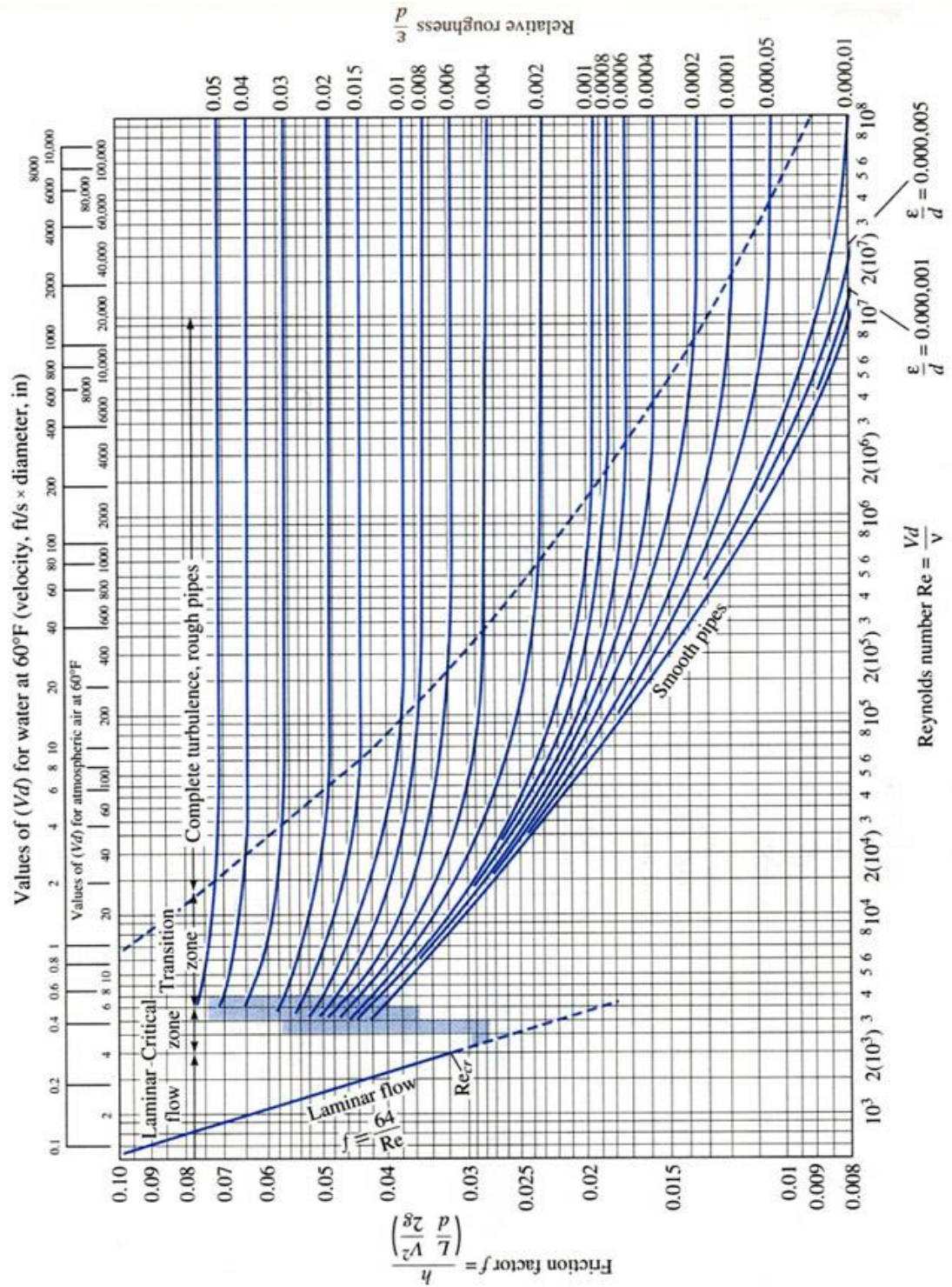
	Carry Default	Return Default
Idler Name	Carry	Return
Specification	CEMA6	CEMA6
Idler Selection	Database	Database
Description	C5	C5
Type	Fixed	Fixed
Estimated No of Idlers	197	77
For Belt Width (in)	30	30
Number of Rolls	3	1
Angle (deg)	35	0
Bearing Type	Ball	Roller
Roll Diameter (in)	5,0	5,0
Roll Material	Steel	Steel
Rotating Weight (slugs)	26,8	24,0
Load Rating (lbf)	900	250
Max Actual Load (lbf)	136	64
Max Calc. Idler Load - CIL (lbf)	157	68
RPM	306	306
Min L 10 Life (hr)	9172384	3678536
L 10 Average	9183159	3682261
% Reliability for 50000 Hrs	100,00	99,98
Vertical Misalignment (in)	0,125	0,125

Comments: Transportador convencional de carbón

ANEXO I

TABLAS PARA EL CALCULO DEL VENTILADOR

DIAGRAMA DE MOODY



Fuente: <http://picsdigger.com/keyword/diagrama%20de%20moody/>

TABLAS DE PERDIDA_s DE FRICCION POR CADA 0.5 FT DE PIE DE LONGITUD DEL TRANSPORTADOR

Longitud [ft]	Caudal [ft ³ /min]	Velocidad [ft/min]	H _f [ft]	Longitud [ft]	Caudal [ft ³ /min]	Velocidad [ft/min]	H _f [ft]	Longitud [ft]	Caudal [ft ³ /min]	Velocidad [ft/min]	H _f [ft]
0	395	197,5	0,007463	30,5	334	167	0,005336	61,5	272	136	0,003539
0,5	394	197	0,007426	31	333	166,5	0,005304	62	271	135,5	0,003513
1	393	196,5	0,007388	31,5	332	166	0,005272	62,5	270	135	0,003487
1,5	392	196	0,007350	32	331	165,5	0,005241	63	269	134,5	0,003461
2	391	195,5	0,007313	32,5	330	165	0,005209	63,5	268	134	0,003436
2,5	390	195	0,007276	33	329	164,5	0,005178	64	267	133,5	0,003410
3	389	194,5	0,007238	33,5	328	164	0,005146	64,5	266	133	0,003385
3,5	388	194	0,007201	34	327	163,5	0,005115	65	265	132,5	0,003359
4	387	193,5	0,007164	34,5	326	163	0,005084	65,5	264	132	0,003334
4,5	386	193	0,007127	35	325	162,5	0,005052	66	263	131,5	0,003309
5	385	192,5	0,007090	35,5	324	162	0,005021	66,5	262	131	0,003284
5,5	384	192	0,007053	36	323	161,5	0,004990	67	261	130,5	0,003259
6	383	191,5	0,007017	36,5	322	161	0,004960	67,5	260	130	0,003234
6,5	382	191	0,006980	37	321	160,5	0,004929	68	259	129,5	0,003209
7	381	190,5	0,006944	37,5	320	160	0,004898	68,5	258	129	0,003184
7,5	380	190	0,006907	38	319	159,5	0,004868	69	257	128,5	0,003159
8	379	189,5	0,006871	38,5	318	159	0,004837	69,5	256	128	0,003135
8,5	378	189	0,006835	39	317	158,5	0,004807	70	255	127,5	0,003110
9	377	188,5	0,006799	39,5	316	158	0,004777	70,5	254	127	0,003086
9,5	376	188	0,006763	40	315	157,5	0,004746	71	253	126,5	0,003062
10	375	187,5	0,006727	40,5	314	157	0,004716	71,5	252	126	0,003038
10,5	374	187	0,006691	41	313	156,5	0,004686	72	251	125,5	0,003014
11	373	186,5	0,006655	41,5	312	156	0,004656	72,5	250	125	0,002990
11,5	372	186	0,006619	42	311	155,5	0,004627	73	249	124,5	0,002966
12	371	185,5	0,006584	42,5	310	155	0,004597	73,5	248	124	0,002942
12,5	370	185	0,006549	43	309	154,5	0,004567	74	247	123,5	0,002918
13	369	184,5	0,006513	43,5	308	154	0,004538	74,5	246	123	0,002895
13,5	368	184	0,006478	44	307	153,5	0,004508	75	245	122,5	0,002871
14	367	183,5	0,006443	44,5	306	153	0,004479	75,5	244	122	0,002848
14,5	366	183	0,006408	45	305	152,5	0,004450	76	243	121,5	0,002825
15	365	182,5	0,006373	45,5	304	152	0,004421	76,5	242	121	0,002801
15,5	364	182	0,006338	46	303	151,5	0,004392	77	241	120,5	0,002778
16	363	181,5	0,006303	46,5	302	151	0,004363	77,5	240	120	0,002755
16,5	362	181	0,006268	47	301	150,5	0,004334	78	239	119,5	0,002732
17	361	180,5	0,006234	47,5	300	150	0,004305	78,5	238	119	0,002710
17,5	360	180	0,006199	48	299	149,5	0,004276	79	237	118,5	0,002687
18	359	179,5	0,006165	48,5	298	149	0,004248	79,5	236	118	0,002664
18,5	358	179	0,006131	49	297	148,5	0,004219	80	235	117,5	0,002642
19	357	178,5	0,006096	49,5	296	148	0,004191	80,5	234	117	0,002619
19,5	356	178	0,006062	50	295	147,5	0,004163	81	233	116,5	0,002597
20	355	177,5	0,006028	50,5	294	147	0,004135	81,5	232	116	0,002575
20,5	354	177	0,005994	51	293	146,5	0,004107	82	231	115,5	0,002552
21	353	176,5	0,005961	51,5	292	146	0,004079	82,5	230	115	0,002530
21,5	352	176	0,005927	52	291	145,5	0,004051	83	229	114,5	0,002508
22	351	175,5	0,005893	52,5	290	145	0,004023	83,5	228	114	0,002487
22,5	350	175	0,005860	53	289	144,5	0,003995	84	227	113,5	0,002465
23	349	174,5	0,005826	53,5	288	144	0,003968	84,5	226	113	0,002443
23,5	348	174	0,005793	54	287	143,5	0,003940	85	225	112,5	0,002422
24	347	173,5	0,005760	54,5	286	143	0,003913	85,5	224	112	0,002400
24,5	346	173	0,005727	55	285	142,5	0,003885	86	223	111,5	0,002379
25	345	172,5	0,005693	55,5	284	142	0,003858	86,5	222	111	0,002357
25,5	344	172	0,005661	56	283	141,5	0,003831	87	221	110,5	0,002336
26	343	171,5	0,005628	56,5	282	141	0,003804	87,5	220	110	0,002315
26,5	342	171	0,005595	57	281	140,5	0,003777	88	219	109,5	0,002294
27	341	170,5	0,005562	57,5	280	140	0,003750	88,5	218	109	0,002273
27,5	340	170	0,005530	58	279	139,5	0,003723	89	217	108,5	0,002252
28	339	169,5	0,005497	58,5	278	139	0,003697	89,5	216	108	0,002232
28,5	338	169	0,005465	59	277	138,5	0,003670	90	215	107,5	0,002211
29	337	168,5	0,005432	59,5	276	138	0,003644	90,5	214	107	0,002191
29,5	336	168	0,005400	60	275	137,5	0,003617	91	213	106,5	0,002170
30	335	167,5	0,005368	60,5	274	137	0,003591	91,5	212	106	0,002150

Longitud [ft]	Caudal [ft³/min]	Velocidad [ft/min]	H _i [ft]	Longitud [ft]	Caudal [ft³/min]	Velocidad [ft/min]	H _i [ft]	Longitud [ft]	Caudal [ft³/min]	Velocidad [ft/min]	H _i [ft]
92	211	105,5	0,002130	127,5	140	70	0,000938	163	69	34,5	0,000228
92,5	210	105	0,002109	128	139	69,5	0,000924	163,5	68	34	0,000221
93	209	104,5	0,002089	128,5	138	69	0,000911	164	67	33,5	0,000215
93,5	208	104	0,002069	129	137	68,5	0,000898	164,5	66	33	0,000208
94	207	103,5	0,002050	129,5	136	68	0,000885	165	65	32,5	0,000202
94,5	206	103	0,002030	130	135	67,5	0,000872	165,5	64	32	0,000196
95	205	102,5	0,002010	130,5	134	67	0,000859	166	63	31,5	0,000190
95,5	204	102	0,001991	131	133	66,5	0,000846	166,5	62	31	0,000184
96	203	101,5	0,001971	131,5	132	66	0,000833	167	61	30,5	0,000178
96,5	202	101	0,001952	132	131	65,5	0,000821	167,5	60	30	0,000172
97	201	100,5	0,001933	132,5	130	65	0,000808	168	59	29,5	0,000167
97,5	200	100	0,001913	133	129	64,5	0,000796	168,5	58	29	0,000161
98	199	99,5	0,001894	133,5	128	64	0,000784	169	57	28,5	0,000155
98,5	198	99	0,001875	134	127	63,5	0,000772	169,5	56	28	0,000150
99	197	98,5	0,001856	134,5	126	63	0,000759	170	55	27,5	0,000145
99,5	196	98	0,001838	135	125	62,5	0,000747	170,5	54	27	0,000139
100	195	97,5	0,001819	135,5	124	62	0,000735	171	53	26,5	0,000134
100,5	194	97	0,001800	136	123	61,5	0,000724	171,5	52	26	0,000129
101	193	96,5	0,001782	136,5	122	61	0,000712	172	51	25,5	0,000124
101,5	192	96	0,001763	137	121	60,5	0,000700	172,5	50	25	0,000120
102	191	95,5	0,001745	137,5	120	60	0,000689	173	49	24,5	0,000115
102,5	190	95	0,001727	138	119	59,5	0,000677	173,5	48	24	0,000110
103	189	94,5	0,001709	138,5	118	59	0,000666	174	47	23,5	0,000106
103,5	188	94	0,001691	139	117	58,5	0,000655	174,5	46	23	0,000101
104	187	93,5	0,001673	139,5	116	58	0,000644	175	45	22,5	0,000097
104,5	186	93	0,001655	140	115	57,5	0,000633	175,5	44	22	0,000093
105	185	92,5	0,001637	140,5	114	57	0,000622	176	43	21,5	0,000088
105,5	184	92	0,001619	141	113	56,5	0,000611	176,5	42	21	0,000084
106	183	91,5	0,001602	141,5	112	56	0,000600	177	41	20,5	0,000080
106,5	182	91	0,001584	142	111	55,5	0,000589	177,5	40	20	0,000077
107	181	90,5	0,001567	142,5	110	55	0,000579	178	39	19,5	0,000073
107,5	180	90	0,001550	143	109	54,5	0,000568	178,5	38	19	0,000069
108	179	89,5	0,001533	143,5	108	54	0,000558	179	37	18,5	0,000065
108,5	178	89	0,001516	144	107	53,5	0,000548	179,5	36	18	0,000062
109	177	88,5	0,001499	144,5	106	53	0,000537	180	35	17,5	0,000059
109,5	176	88	0,001482	145	105	52,5	0,000527	180,5	34	17	0,000055
110	175	87,5	0,001465	145,5	104	52	0,000517	181	33	16,5	0,000052
110,5	174	87	0,001448	146	103	51,5	0,000507	181,5	32	16	0,000049
111	173	86,5	0,001432	146,5	102	51	0,000498	182	31	15,5	0,000046
111,5	172	86	0,001415	147	101	50,5	0,000488	182,5	30	15	0,000043
112	171	85,5	0,001399	147,5	100	50	0,000478	183	29	14,5	0,000040
112,5	170	85	0,001382	148	99	49,5	0,000469	183,5	28	14	0,000038
113	169	84,5	0,001366	148,5	98	49	0,000459	184	27	13,5	0,000035
113,5	168	84	0,001350	149	97	48,5	0,000450	184,5	26	13	0,000032
114	167	83,5	0,001334	149,5	96	48	0,000441	185	25	12,5	0,000030
114,5	166	83	0,001318	150	95	47,5	0,000432	185,5	24	12	0,000028
115	165	82,5	0,001302	150,5	94	47	0,000423	186	23	11,5	0,000025
115,5	164	82	0,001287	151	93	46,5	0,000414	186,5	22	11	0,000023
116	163	81,5	0,001271	151,5	92	46	0,000405	187	21	10,5	0,000021
116,5	162	81	0,001255	152	91	45,5	0,000396	187,5	20	10	0,000019
117	161	80,5	0,001240	152,5	90	45	0,000387	188	19	9,5	0,000017
117,5	160	80	0,001225	153	89	44,5	0,000379	188,5	18	9	0,000015
118	159	79,5	0,001209	153,5	88	44	0,000370	189	17	8,5	0,000014
118,5	158	79	0,001194	154	87	43,5	0,000362	189,5	16	8	0,000012
119	157	78,5	0,001179	154,5	86	43	0,000354	190	15	7,5	0,000011
119,5	156	78	0,001164	155	85	42,5	0,000346	190,5	14	7	0,000009
120	155	77,5	0,001149	155,5	84	42	0,000338	191	13	6,5	0,000008
120,5	154	77	0,001134	156	83	41,5	0,000330	191,5	12	6	0,000007
121	153	76,5	0,001120	156,5	82	41	0,000322	192	11	5,5	0,000006
121,5	152	76	0,001105	157	81	40,5	0,000314	192,5	10	5	0,000005
122	151	75,5	0,001091	157,5	80	40	0,000306	193	9	4,5	0,000004
122,5	150	75	0,001076	158	79	39,5	0,000299	193,5	8	4	0,000003
123	149	74,5	0,001062	158,5	78	39	0,000291	194	7	3,5	0,000002
123,5	148	74	0,001048	159	77	38,5	0,000284	194,5	6	3	0,000002
124	147	73,5	0,001034	159,5	76	38	0,000276	195	5	2,5	0,000001
124,5	146	73	0,001020	160	75	37,5	0,000269	195,5	4	2	0,000001
125	145	72,5	0,001006	160,5	74	37	0,000262	196	3	1,5	0,000000
125,5	144	72	0,000992	161	73	36,5	0,000255	196,5	2	1	0,000000
126	143	71,5	0,000978	161,5	72	36	0,000248	197	1	0,5	0,000000
126,5	142	71	0,000965	162	71	35,5	0,000241				
127	141	70,5	0,000951	162,5	70	35	0,000234				
									395		0,986406

ANEXO J

PLANO GENERAL DEL EQUIPO

