

REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



UNIVERSIDAD
CIENFUEGOS
Carlos Rafael Rodríguez

TRABAJO DE DIPLOMA

TÍTULO:

**EVALUCIÓN DE LA RESISTENCIA DE LA CADENA DE RODILLO 160 DEL
TRANSPORTADOR DE DESCARGA DE LA COMBINADA CAÑERA KTP-2M**

AUTOR:

OSVALDO G.M.PANDULEINGE

TUTORES:

MSC. JUAN GABRIEL NOA ÁGUILA
ING. ROBERTO BRAVO
ING. GIANDY PÉREZ DÍAZ

TIPO DE CURSO: CRD.
CIENFUEGOS, JUNIO 2018
AÑO 59 DE LA REVOLUCIÓN

**DECLARACIÓN DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS**



Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma del autor.

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

Información Científico Técnico

Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.

Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor

Sistema de Documentación y Proyecto.

Nombre y Apellido. Firma.

PENSAMIENTOS

“

En la ciencia no hay un amplio camino trillado, podrá alcanzar su cima resplandeciente, solo aquel que sin espantarse ante el cansancio lo escale por caminos empedrados”



Karl Marx

AGRADECIMIENTOS

Al culminar esta deseada fase de formación académica, lleva implícito el Todo el logro fue gracias el apoyo incondicional que me brindaron durante 5 años de la carrera. Sé que las palabras son insuficientes para decir todo lo que hicieron por mí, pero mi corazón jamás se olvidará del cariño y apoyo de todos.

- ✓ Primero, quisiera dar las gracias al dios todo poderoso y omnipresente, porque sin él no hubiera sido posible haber culminado esta etapa de mi vida.
 - ✓ Al gobierno angolano y gobierno revolucionario cubano, por esta linda amistad de muchos años, que, gracias a ellos, me torne un profesional y un hombre íntegro.
 - ✓ A la universidad de Cienfuegos por permitirme cursar mis 5 años aquí, y todo el apoyo que me brindaran, en particular, mis gracias van para la facultad de Mecánica. También agradezco a la beca, el rectorado y el hotelito, sin olvidar a los profesores, trabajadores, personales de limpiezas, personales del comedor, que trabajan incansablemente para brindar el mejor servicio a los estudiantes.
 - ✓ A las relaciones internacionales de Cienfuegos, por los servicios prestados y el cariño brindado, en especial mi agradecimiento va para la señora Lazara Clemente, que es una persona incomparable: Mami estará siempre en lo profundo de mi corazón.
 - ✓ A mis tutores, por el honor de permitirme estar bajo sus tutelas y su guía, y por confiar en mí, pues, sin la ayuda de ustedes en este trabajo no sería posible. De modo singular agradezco a mi tutor Msc. Juan Gabriel Noa Águila, por creer en mí, por su apoyo incondicional, por todo el tiempo dedicado, sin olvidar a mi tutor: Ing. Giandy Pérez Díaz, por su contribución y por todo el tiempo disipado: ¡muchas gracias, autores.
 - ✓ A mis colegas del curso preparatorio, colegas de la carrera, amigos, compañeros angolanos y cubanos por los innumerables momentos que hemos compartido juntos y por estar presente siempre en mi vida: sin el apoyo de ustedes nada sería posible. En especial quisiera dar las gracias a mis compañeros de aula, Laudemio Assis, Manuel Landa, Virginia Gunzo, Jaime Pilipe, Anamaris Sanchez, Marlon Rayan, Negrin Cuellar, ClarisseFreita, Reiner Herrera, Lazaro Ochoa, Alberto Alonso y otros que no fueran mencionados, que me apoyaron en los momentos más difíciles de mi vida, a
-

ellos les estaré eternamente agradecido. Gracias por contribuir día a día en mi crecimiento profesional, este título les pertenecen a cada uno de ustedes. Mis agradecimientos serían incompletos, si me olvidara de Ascanio Geraldo, Howeri Estimas, Barlotomeu Mujanga, Sergio Lukoki, Gelson Quissua, Rosa Vanda, Jesus Domingos, Edneu Tenente, Jose Mario Mbado, Dona Eva, Dona Maria y su familia, Edelma y su familia, Bizarro Franklin, Junior Quende, Lourenzo Vuza, Gelsa Gusmao, Telma Taby, Geofren João Rady Penshili, profesor Yosvany, Anisio Ivulo, Miguel Angelo, Edson Batista, Francisco Macelo, Frederico Candjeke, Dionsio Kimbuya, Celino Chiteco, Ernesto Buba, Aderito Joaquim, Felipe Macanfuanda, Tundilua Alberto, Cubango Alberto, Mauricio Albino, Gaspar Sapalo, Josemar Vieira, Giovety Estelvino, Tejeda y su Familia, Barros Ndolo Zovo, Adalberto Junior, Nelson Botelho, entre otros que no mencioné y fueron parte de mi formación; muchas gracias por todo el apoyo moral, material, y sobre todo, por permitirme compartir momentos felices con ustedes.

- ✓ A mi honrada familia:
- ✓ Quiero decir a ustedes que no hay algo más sagrado que tener una familia, quiero aprovechar el momento para expresar mis sentimientos de alegría y orgullo por tener una familia humilde y unida. Todo lo que logré y lo que pueda alcanzar en el futuro, se lo debo a ustedes, porque sin su apoyo no habría sido posible obtener este título que soñé desde la cuna: No soy nadie sin ustedes.
- ✓ No tengo palabras para agradecerles todo lo que han hecho por mí: Les estaré eternamente agradecido. La mejor forma de retribuir todo el esfuerzo y el apoyo incondicional de la familia, será mi compromiso de continuar mi progreso en lo profesional, para también servir a aquellos que luego necesitarán de mi ayuda. En especial, quiero agradecer a: Alcidio Haleinge, Joackina Haleinge, Gabriel Haleinge, Sigiride Francisco, Osvaldo Kalifeni, Manuela Kalifeni, Osvaldo Mundila, Ricardina Canepa, Maria da Costa, Tia Florencia (Lumbago), Tia Custodia, Tia Pandeinge, Tio Haleinge, Gilda Panduleinge, Aristirdez Panduleinge, Kandy, Altina Ndamenaposhi, Jairo, Lucio, Ludiane, Felizardo Natangue, Abuela Angelina Ndilipovanu, que en paz descansen y que Dios le proteja en el cielo, Abuelo Luis Hipusa, Berarmino Satyohamba,

entre otros que no mencioné y que dieron su granito de arena para que este título fuera un hecho real: mis infinitas gracias.

- ✓ Mis gracias a todos que fueron para de ese 5 años.

DEDICATORIA

Han sido muchos los que han tenido que ver con mi vida académica desde los primeros años de escolaridad hasta la formación integral universitaria. Quisiera dedicar este trabajo a todas las personas que me ayudaran durante esta larga y difícil caminata. Pero este título lo dedicaré apenas a dos grandes personas, por simples razones: Me enseñaron que el conocimiento no tiene fronteras, ni condiciones sociales. Cuando no había libretas, ni, tampoco lápices, ellos hicieron lo posible para lograrlo, y así encaminarme hacia la escuela de base. Cuando no había pan para comer, ellos guataqueaban para tener algo con qué alimentarme; cuando no había techo para dormir, ellos podaban árboles para lograr una cama. Por eso les dedico este trabajo a:

- A mi querida Abuela Angelina Ndilipovano, que paz descansa, y que Dios le tenga en un lugar especial en el cielo, pues, yo sería el hombre más feliz del mundo si pudiera compartir este momento tan importante con ella. Mi historia es también su historia, porque sin ella, no sería nadie. Gracias por tus enseñanzas y aportes en mi formación. “Abuela, fuiste más que una maestra para mí”. Gracias por tus sabias palabras. Lo que hiciste por mí no tiene precio, ni recompensa, pero la única forma de retribuir todo ese apoyo es honrar su memoria y recordar los infinitos momentos felices que usted me brindó. ¡Gracias abuela! ¡ONDAPANDULA UNENE!
- A mi querido Abuelo Luis Hipusa: uno, cuando es niño, no se da cuenta de que la misión de los padres y familiares es de educar a sus menores. Te confieso que ahora me doy cuenta de que en algún momento fui mal educado con usted; quisiera que perdonara por eso: la ignorancia de la niñez imposibilita entender el sentido de la vida. Gracias por ser regio conmigo. Mi memoria no grabó todo lo que me enseñaste, pero en mi corazón late todo lo que me abonaste. No soy filósofo para decir que fuiste más que un padre, pero puedo decir que fuiste el gran maestro en la vida para mí. Jamás me olvidaré de usted: permítame darle mis infinitas gracias.

¡Muchas gracias abuelos ¡

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó una búsqueda bibliográfica que permitió caracterizarlas combinadas cañeras según su funcionamiento y características constructivas, enfocando en particular a la combinada KTP-2M. Se desarrolló una metodología de cálculo propia para la cadena del transportador de la combinada KTP- 2M, a partir de las descritas en la literatura por separado para transportadores de tablillas y para cadenas. Se realizaron diversos ensayos de laboratorio que permitieron afirmar que el material empleado en la cadena 160 corresponde al CT6 como describe la literatura. Se realizó la comprobación de la cadena a partir de la metodología propuesta, y se validaron los resultados por Elementos Finitos.

Palabras claves:

Transportador.

Cosechadoras

Combinada

Tablillas

KTP-2M

Cañera.

Cadena.

Rodillo.

SUMMARY

Presently work was carried out a bibliographical search that allowed to characterize them combined cañeras according to its operation and characteristic constructive, focusing the combined KTP-2M in particular. An own calculation methodology was developed for the chain of the transporter of the combined KTP - 2M, starting from those described in the literature for separate for transporters of splints and it stops chains. They were carried out diverse laboratory tests that allowed to affirm that the material employee in the chain 160 correspond the CT6 like it describes the literature. He/she was carried out the confirmation of the chain starting from the proposed methodology, and the results were validated by

Finite Elements.

Keywords:

Transporter.

Croppers

Combined

Splints

KTP-2M

Cañera.

Chain.

Roller.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	I
CAPÍTULO I: ESTADO DEL ARTE.....	1
1.1.-Generalidades de las combinadas cañeras.....	1
1.1.1-Origen y Evolución históricas de las cosechadoras cañeras en el mundo y en cuba.....	1
1.1.2-Importancias de las combinadas cañeras.....	2
1.1.3-Cosechadoras cañeras existentes en Cuba.....	3
1.1.4-Características de las cosechadoras cañeras existes en Cuba.....	5
1.1.5-Tendencias actuales de las cosechadoras para caña de azúcar.....	6
1.2-Generalidades de las combinadas cañerasKTP-2M.	8
1.2.1-Definiciones las maquinas combinadas KTP-2M.....	8
1.2.2. Partes de una maquina combinada KTP-2M.....	9
1.2.3-Descripción de las partes principales de una maquina combinada KTP-2M.....	10
1.3-Consideraciones generales de las maquinas transportadoras.....	14
1.3.1-Características transportadores.....	14
1.3.2-Tipos de transportadores.....	14
1.4-Transportador de tablillas.....	15
1.4.1- descripción general del transportador de tablilla.....	15
1.4.2-Principio de funcionamiento del Transportador de tablilla.....	16
1.4.3-Componentes principales del transportador de tablilla.....	18
1.4.4-Ventajas de los transportadores de tablillas.....	21
1.4.5-Desventajas de los transportadores de tablillas.....	21
1.4.6-Aplicaciones y uso de los transportadores de tablillas.....	21

1.4.8-Longitud	21
1.5-Transmisiones por cadenas.	22
1.5.1-Breve reseña histórica de las cadenas	22
1.5.2-principio de Funcionamiento de las transmisiones por cadenas.	22
1.5.3-Tipos de cadenas de transmisión que más se utilizan en los transportadores.	24
1.5.4-Cargas que actúan sobre las cadenas.....	29
1.6-principales causas que provocan las fallas de transmisión por cadenas.....	30
1.7-Mantenimiento de las cadenas.....	30
1.7.1-Lubricación de las transmisiones por cadenas.	30
1.8-Conclusiones parciales.	32
CAPÍTULO II: METODOLOGÍA DE CÁLCULOS PARA TRANSPORTADORES Y CADENAS.	33
2.1-Teoría general par cálculo de máquinas transportadores	33
2.1.1-Características de materiales para transportadores continuos	33
2.1.2- Productividad o capacidades de las maquinas continuas	37
2.1.3-Potencia del motor y factor de resistencia al movimiento	39
2.1.3 Resistencia y potencia de los transportadores con órgano de tracción flexible... 41	
2.1.4. Fuerzas de tracción y potencia del motor	43
2.1.5-Metodología para Cálculos de los transportadores de tablillas	44
2.2-Metodología de cálculos de resistencia de la cadena.	52
2.2.1 Cálculos de las pérdidas de potencias.....	54
2.2.2 Determinación de las fuerzas en la cadena.	56
2.2.3 Cálculo de la presión sobre los pasadores para las condiciones de resistencia de la cadena.	58
2.3 -Conclusiones Parciales.....	62

CAPÍTULO III: Determinación de las cargas, comprobación y simulación de la cadena por los Elementos finitos	63
3.1 Determinación de las cargas actuantes en el transportador de descarga.	63
3.1.1-Determinación de las características del material	64
3.1.2-Selección de las tabillas	64
3.1.3-Determinación de los pesos lineales del transportador de tablilla	65
3.1.6-Cálculos de las tensiones.....	67
3.1.7 Cálculos del tiraje efectivo y la potencia.....	67
3.2.1-cálculos de las pérdidas de potencias.	68
3.2.2. Determinación de las fuerzas en la cadena.	69
3.2.3-Cálculo de la presión sobre los pasadores para las condiciones de resistencia de la cadena.	72
3.2.4-Cálculo de la presión permisible sobre los pasadores para las condiciones de resistencia de la cadena.....	73
3.2.5-Cálculo de paso mínimo requerido de la cadena.....	74
3.2.6-Determinación de la carga sobre los árboles.	74
3.2.7-Determinación del coeficiente de seguridad.	74
3.2.8- Determinación del coeficiente de seguridad permisible.	74
3.2.9-Comprobación de la resistencia de la cadena.....	75
3.3-Ensayo, comprobación y simulación de la cadena por los Elementos finitos en Autodesk Inventor.	75
3.3.1-Ensayo a tracción de la cejilla de la cadena	75
3.3.2-Ensayo de dureza.....	77
3.3.3-Calculo del Límite de Resistencia de la cejilla de la cadena en la zona de rotura\	78
3.3.4-Simulación de la cadena por el software Autodesk Inventor.	79

3.4 Conclusiones parciales	82
CONCLUSIONES GENERALES	83
RECOMENDACIONES	84
BIBLIOGRAFÍA	85
ANEXOS	87
Anexos 1: Imágenes de la Combina KTP-2M.....	87
Anexos 2: Fiabilidad de la combina KTP-2M.....	88
Anexos 3: Imágenes de la cadena.....	91

INTRODUCCIÓN

Los campos cañeros de Cuba han sido mudos testigos del desarrollo constante y paulatino de las máquinas cosechadoras, actividad esta que se potenció desde los primeros años de la Revolución con el auxilio de los especialistas de la antigua Unión Soviética. La amplia mecanización e intensificación de la producción constituyó un camino fundamental para el desarrollo interior de la agricultura, y la satisfacción de las necesidades crecientes del país en productos provenientes de las explotaciones agrícolas.

En el año 2000, antes de la restructuración de la industria azucarera, estaban en explotación en las áreas cañeras unas 6 500 unidades. Cerca de un tercio de esa cifra sigue siendo decisiva en las zafras. La mayoría responde a la nomenclatura KTP- 2M, uno de los mejores modelos, según operarios a pie de campo. (Rodríguez Espinosa, 2014)

Para el funcionamiento eficiente de la combinada KTP-2M, los sistemas de transmisión de potencias, hidráulicos e mecánicos deben ser instalados correctamente y tener un mantenimiento técnico adecuado. La reparación, el abastecimiento de lubricantes, la calificación de operarios y mecánicos calificados, la conservación, así como la transportación, influyen en la durabilidad de estos sistemas.

La combinada KTP-2M, posee un elemento mecánico de vital importancia para la transmisión de movimiento a través de ruedas, que son las cadenas de los transportadores. Estas sirven para la transmisión de movimiento de una rueda dentada a otra del mismo tipo. Cada rueda va montada en un eje. Estos elementos de conexión constituyen un sólido y seguro medio para la transmisión de potencia (energía mecánica). Para obtener un óptimo resultado se debe ser cuidadoso en la selección adecuada de cada tipo y tamaño de la cadena, de los sprokets, así como el tipo de lubricación y mantenimiento (López Arnales, 2006)

Para la instalación y montaje de estos elementos mecánicos a cualesquiera equipos es importante de tener cuentas los estándares internacionales de fabricación de piezas, de la resistencia mecánica y dureza de los mismos. Por negligencias de muchas de las empresas e

instalaciones, tanto estatales como privadas, no cumplen los requisitos ya referenciado anteriormente, que provocan daños severos a la producción y consecuentemente puede afectar la economía.

En la cosechadora de caña KTP-2M de la provincia Cienfuegos se sustituyó la cadena del transportador de descarga por una nueva cadena de rodillos con el mismo paso y características exteriores diferentes. Sin embargo, las maquinas comenzaron con el proceso de cosecha de la caña de azúcar, debido a la premura de la zafra azucarera, sin que los técnicos e ingenieros de la misma hicieran una evaluación de las modificaciones necesarias y de la resistencia mecánica que permita evaluar la factibilidad de empleo de la misma o pronosticar posibles fallas. Si la cadena fallara por alguna razón en el tiempo de cosecha traería pérdidas económicas considerables para la UBPC.

Problema Científico:

En la cosechadora de cañera KTP-2M, perteneciente a la UBP La Josefa, se sustituyó la cadena del transportador de descarga por una nueva cadena de rodillos con el mismo paso y características exteriores diferentes. Sin embargo, las maquinas comenzaron con el proceso de cosecha de la caña de azúcar, sin que los técnicos e ingenieros de la misma hicieran la evaluación de la resistencia que permita evaluar la factibilidad de empleo de la misma o pronosticar posibles fallas.

Por este motivo, este colectivo de mecánica aplicada de la Universidad de Cienfuegos se ha planteado la siguiente:

Hipótesis:

Si se realiza una evaluación de la resistencia de la cadena, aplicando los ensayos correspondientes para conocer las propiedades mecánicas, teniendo en cuenta los esfuerzos del transportador de tablillas se podrá determinar si la nueva cadena es apta para su funcionamiento en la combinada KTP-2M.

Objetivo general:

Realizar una evaluación de la resistencia de la cadena, aplicando los ensayos correspondientes para comprobar si la cadena de rodillo 160 con paso 50 mm esta apta para el funcionamiento en la KTP-2M.

Objetivos Específicos:

- Indagar en la bibliografía especializada, cuales son las principales combinadas que se usan en el mundo y en cuba y sobre las cadenas más utilizadas en los transportadores de las combinadas cañeras.
- Investigar en la literatura técnica las metodologías a seguir para realizar los cálculos de los transportadores de tablillas y las cadenas de rodillos.
- Realizar los ensayos correspondientes para conocer las propiedades mecánicas de los elementos de la cadena de rodillos.
- Calcular las diferentes cargas y tensiones que surgen en la cadena a partir de su funcionamiento
- Comprobar, a partir de cálculos y datos experimentales la resistencia de la misma.
- Modelar por elementos finitos la cadena para comparar los resultados obtenidos

Capítulo I: Se indagará sobre las reseñas bibliográficas de las combinadas cañeras desde las primaras combinadas hasta los modelos más actualizados, profundizando sus funcionamientos y características constructivas, enfocando en particular de La combinada KTP-2M, así como también se investigará sobre los transportadores y las cadenas de los mismos,

Capitulo II: Se realizarán la metodología a seguir para realizar los cálculos correspondientes a las fuerzas que actúan sobre los transportadores de tablillas, las fuerzas que actúan sobre la cadena y evaluación de la resistencia de la misma

Capitulo III: Se realizará el cálculo de la cadena y su simulación a partir de las cargas actuantes y tensiones reales que actúan sobre la cadena. Se realizará el ensayo a tracción de un componente de la cadena, para ir comprobando si este resiste al esfuerzo que estará sometido aplicando la simulación de los elementos finitos para corroborar los resultados.

CAPÍTULO I: ESTADO DEL ARTE

1.1.-Generalidades de las combinadas cañeras.

El hombre, desde el inicio de su historia, ha intentado facilitar su trabajo con la ayuda de máquinas o herramientas. Debido al crecimiento de las fronteras agrícolas y al incremento en el volumen de producción, se genera la necesidad de aumentar la velocidad de trabajo. Con la aparición de las máquinas agrícolas, se abrió un campo infinito de desarrollo de máquinas para cada función: labranza del suelo, siembra, cosecha, recolección y carga de productos, transporte, etc. Antes del triunfo de la Revolución en el año 1959, en Cuba no existía ningún grado de mecanización en el corte y alza de la caña. Fue en 1961 cuando se comenzó a probar las primeras máquinas cosechadoras. A partir de 1963 se inició la colaboración entre nuestro país y la extinta Unión Soviética en relación con las máquinas cosechadoras para la caña de azúcar. (Coro, 2000)

1.1.1-Origen y Evolución históricas de las cosechadoras cañeras en el mundo y en cuba

Las primeras cosechadoras surgen para mecanizar la recolección de granos, la cual se realizaba de forma manual con utensilios rudimentarios. Las labores de cosecha manual consistían en el corte del cultivo con ayuda de herramientas afiladas, el amontonamiento del cultivo en pequeños bloques y posteriormente el transporte en carretones hasta el sitio de la trilla, para separar el grano de la paja, con ayuda de los tradicionales molinos de piedra tirados por tracción animal (Álvarez, 1981)

Estas operaciones a través del tiempo se fueron mecanizando y las primeras máquinas aparecieron en 1834 y se llamaron guadañadoras. Posteriormente las segadoras-agavilladoras. Luego surgieron las aventadoras, las segadorasatadoras y las trilladoras. A partir del año 1890 aparecen las primeras cosechadoras que realizaban por sí mismas las operaciones de siega, trilla, separación y limpieza del grano por sí solas. Inicialmente eran máquinas accionadas con motores de vapor o arrastradas por animales de tiro, hasta que en el año 1938 aparece en los Estados Unidos la primera cosechadora integral autopropulsada con motores de gasolina.

En 1929 se introduce en nuestro país la primera cosechadora troceadora mecánica de caña producida de forma masiva en el mundo. Desarrollada por el australiano R.S Falkiner,

quien desde 1927 comenzó sus actividades en Cuba con la empresa norteamericana Punta Alegre Sugar Co (Kerr y Blyth, 1993). Después de varias décadas de investigaciones y modificaciones existía la necesidad de sustituir la cosecha de la caña manual y para ello se convenía desde el año 1964 con la fábrica UJTOMSKI, que lucha por resolver el problema de la mecanización de la cosecha de la caña en nuestro país. (Castro, 1972)

Al triunfar la revolución en el año (1959). Según (Álvarez, 1981), en Cuba no existía la mecanización en el corte y alza de la caña. Fue en (1961) cuando se comenzaron a probar las primeras máquinas cosechadoras. La cosechadora KTP concebida en los primeros años de la década del 70, fue objeto de numerosas modificaciones para mejorar su eficiencia, calidad y fiabilidad en su trabajo A partir de 1980 se inició un programa de perfeccionamiento de este modelo; este proceso coincidió con la introducción de la política de cosecha de caña verde y el incremento sostenido en el rendimiento agrícola, lo que trajo como consecuencia que la combinada KTP-1 se haya visto sometida a una operación para la que no fue diseñada. En el año 1986, con vista a dar una respuesta más adecuada a las nuevas condiciones, se trabajó para la introducción en la producción seriada de la KTP - 2M (. Justo, 1996).

Desde 1960 y hasta nuestros días se ha llevado a cabo una fuerte y considerable labor de modernización y perfeccionamiento de la máquina obteniéndose como resultado y partiendo de la cosechadora KTP-1 como base los modelos, KTP-2, KTP-2M y KTP-3S cada una con mejoras introducidas que las hacen superiores a su predecesor (Díaz, 1998).

Las cosechadoras de cañas son máquinas que realizan diversas funciones, corte troceado, limpieza y por ultimo descarga la caña en medio de transporte adecuado para su posterior traslado a la industria. Las diferentes formas de trabajo de la cosechadora resumirse en dos regímenes de funcionamiento:

Modo de cosecha (cuando se realiza las operaciones de corte de la caña)

Modo de transporte (al trasladarse por tipos de recorrido hacia los campos de cosechas o dentro de ellos.)

1.1.2-Importancias de las combinadas cañeras.

Desde el momento de su creación, el hombre, como ser social, ha intentado facilitar su vida cotidiana con la ayuda de utensilios o herramientas, en especial, cuando al paso de los años se vio obligado a trabajar la tierra para consumir sus frutos y lograr el sustento familiar.

Con el auge de la tecnología de máquinas, hasta nuestros días, cuando el incremento del volumen de producción obliga a aumentar las velocidades de las operaciones, surgen las máquinas agrícolas abriendo un amplio campo para el desarrollo de cada función: labranza, siembra, cosecha, carga y transporte de productos.

Según el Grupo Azucarero (AZCUBA, 2016) En Cuba, a través de los años, desde el triunfo de la revolución hasta los días de hoy, la agricultura ha llegado a depender cada vez más de la maquinaria agrícola para sostener su producción, y donde sus gastos generalmente constituyen el mayor renglón en los costos de producción de una empresa agropecuaria. En la actualidad, en el país existe la decisión política de impulsar el desarrollo cuantitativo y cualitativo de la Agricultura y la Ganadería que permita enrumbar definitivamente al país hacia el logro de la ansiada auto-eficiencia y seguridad alimentaria.

En el caso del cultivo de la caña de azúcar, cada día se hace más necesaria su mecanización, en especial de la cosecha, ya que la producción de caña de azúcar en Cuba es uno de mayores beneficios, que tiene contribuido significativamente para el país, las combinadas cañeras son elementos indispensables para este mecanizado labor (AZCUBA, 2016)

1.1.3-Cosechadoras cañeras existentes en Cuba.

La cosechadora se dedica a la recolección mecanizada de la caña de azúcar tanto verde como quemada, en cualquier forma que esta se encuentre: levantada, encamada, entrelazada, etc. La cosechadora también se denomina combinada porque la cosecha, la limpieza y el desmenuzamiento han sido integrados en una sola máquina (Silveira, 1980). Es las siguientes cosechadoras existente en nuestro país.

- ✓ Alzadora Soviética PG-0.5ST de 0.5 t de capacidad y 80 de productividad que aumenta el rendimiento del machetero en un 40%.
- ✓ La combinada autopropulsada KCT-1 que cumple por completo el proceso tecnológico.
- ✓ La combinada de arrastre KCT-1 que corta la caña, la limpia y la deposita en la carreta de transporte con una productividad de 5000jorn de 8h.
- ✓ La combinada autopropulsada KTC-1^a
- ✓ combinada KTS-1 Además en Cuba se cuenta con las siguientes cosechadoras cañeras: Combinada Cubano-Checa MCCL-1. Fue la primera combinada fabricada en Cuba (1964) Combinada de caña (CCE-1 de semiestera y CCE-2 de ruedas). Fueron las

primeras máquinas alimentadas por mecanismos pasivos sin agarre que se fabricaron en Cuba (1968) y que posteriormente recibieron el nombre de Libertadoras

- ✓ La combinada de caña autopropulsada y troceadora (CCAT-910). A partir del año 1970 se comenzó a desarrollar esta cosechadora para convertirse en la combinada KTP-1.
- ✓ Combinada Massey–Ferguson modelo MF201CANE COMMANDER (Australia). La KTP-1 y la KTP-2.
- ✓ La TOFT 6000 y la CLAAS-2000.
- ✓ La KTP-2M.
- ✓ KTP-3000.
- ✓ CASE IH A-7000 con neumáticos, y la A-7700 con esteras.
- ✓ CASE IH A-8000 con neumáticos, y la A - 8800 con esteras.

La mayoría de las cosechadoras mencionadas con excepción de la soviética PG-0.5ST, que es una alzadora, fueron diseñadas para cañas erectas y para trabajar con campos de bajos rendimientos puesto que la nariz delantera está adaptada con mecanismos activos para cumplir estos fines. Esta es la causa principal de su poca eficiencia en la mayoría de nuestros campos donde las cañas están encamadas y hay altos rendimientos. Por otro lado las máquinas y medios de mecanización de la cosecha diseñada en Cuba continuaron desarrollándose (Morales Y. C., 2003)

En la figura 1.1 se muestra algunas combinadas cañeras que más se utilizan en cuba actualmente.

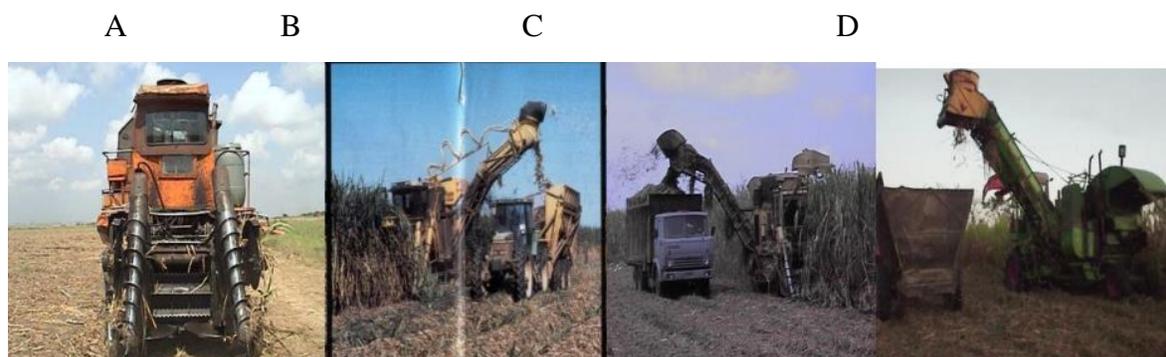


Fig.1.1- a) KTP-2M, b) CAMECO, c) TOFT, d) CLASS. Fuente: (Ing. Yaravy, 2015)

Estas cosechadoras de fabricación nacional fueron estudiadas por varios investigadores durante todo su período de trabajo, investigaciones que permitieron identificar sus índices tecnológicos- explotativos, principales deficiencias y fiabilidad; con el objetivo de lograr

corregir los defectos de diseño de estas máquinas, obteniéndose una nueva cosechadora cubana (Martín, 1987; Rodríguez y Gonzáles, 1998; Rodríguez, 1999; Vaqueret *et al.*, 2001; Rodríguez y Loreto, 2009; Bernal, 2011; García *et al.*, 2011).

De todos los medios de mecanización mencionados, en la actualidad influye en nuestra cosecha cañera la combinada autopropulsada Cubano la KTP - 2M, por se base de todos los modelos actuales. (Morales Y. C., 2003).

1.1.4- Características de las cosechadoras cañeras existes en Cuba

En Cuba, a partir del triunfo de la Revolución nuestros técnicos e investigadores se dieron a la tarea de sacar la agricultura cañera del atraso en que se encontraba. Se realizaron cuantiosas inversiones para llevar la mecanización a todas las actividades de la agricultura cañera y dentro de estas, la cosecha de la caña.

Las primeras cosechadoras para la cosecha de la caña de azúcar en Cuba, fueron fabricadas para cosechar cañas erectas y semis-erectas, con grandes dificultades para trabajar en rendimientos superiores a las 40 t·ha⁻¹ y para ello se necesitaba quemar la caña para eliminar la paja pues sus potenciales de limpieza son bajas, aunque tenía corta cogollo, entre ellas se encontraba la cosechadora Massey - Ferguson de fabricación australiana (Martin, 1987).

Las Cosechadoras como la Libertadora y la CLAAS poseían ventiladores para la eliminación de la paja, con movimientos en sus órganos de trabajo por motores hidráulicos, con transportador de descarga fijo, por lo que era necesario abrirle trocha para que trabajara en amelgas, no poseían corta cogollos, llevando un alto porcentaje de impureza al central (Dávila *et al.*, 1985; Rodríguez, 1999).

Las KTP- 1 poseen un sistema de alimentación pasivo, sin corta cogollos, con ventiladores para la eliminación de la paja, el movimiento de diferentes órganos se realiza por correas y cadenas, corta caña acamada, así como, la caña en su estado verde, pero al igual que las demás con altos porcentajes de materias extrañas (Martin, 1987; Rodríguez, 1999).

Las cosechadoras KTP-2 y KTP-2M tienen como antecedentes la KTP-1, es más eficiente que el modelo antes mencionado, con una mayor capacidad de explotación y esto se basa en la capacidad de corte de la caña en estado verde para los rendimientos promedios existente en nuestro país, corta cogollo con una capacidad de limpieza (Martin, 1987; Rodríguez,

1999), con menores porcentajes de materias extrañas en la caña cosechada y varias ventajas respecto a las anteriores, como son:

1-La cámara de limpieza es por succión o extracción, lográndose mayor eficiencia, con menores pérdidas en cosecha por limpieza;

2-Posee una segunda cámara de limpieza también por succión al final del transportador de descarga.

3-Cabina hermetizada con parabrisas, mejora del confort para el operador;

4-El movimiento de traslación se realiza con bombas hidrostáticas y con motores hidráulicos.

.1.1.5-Tendencias actuales de las cosechadoras para caña de azúcar

En la actualidad, con el objetivo de mejorar los sistemas tecnológicos de las cosechadoras para caña de azúcar se trabaja, en la construcción de nuevos diseños en diferentes sistemas como:

1.1.5.1-Sistema de corte

Divisores de cosecha

- Aumento del ancho de la sección receptora “garganta” para una mejor alimentación;
- Sinfines de mayor diámetro, conicidad y ángulo de inclinación para permitir una alimentación consistente en caña acamada, con ajuste hidráulico del ángulo de inclinación;
- Doble sinfín, útiles para cosecha de caña en verde con rendimientos mayores a 100 t·ha⁻¹;
- Cuchillas laterales con accionamiento hidráulico independiente para la cosecha de caña rendimientos agrícolas superiores a las 100 t·ha⁻¹;
- Rodillos tumbadores de los divisores de cosecha de gran aplicación en cosecha de caña con rendimientos mayores a 150 t·ha⁻¹.

1.1.5.2-Corta cogollos

- Rodillos colectores soportados por encima para reducir la acumulación de hojas, cortándolas en trozos de 100 mm;
- Despuntador tipo desmenuzador para integrar la materia orgánica al suelo;
- Incremento de la altura hasta 4 m.

1.1.5.3-Rodillos alimentadores

- Reducción de la curva en el paso de la caña lo que mejora la alimentación y reduce las quebraduras de la caña;
- Introducción de rodillos alimentadores o tambores para eliminar el alineador, los componentes son compatibles y se mejora el flujo de caña en la alimentación;
- Rodamientos de los rodillos alimentadores montados en el exterior, para su fácil mantenimiento;
- Topes de los rodillos alimentadores superiores son externos y atornillados;
- Amortiguadores de caucho reemplazables para reducir el costo de operación.

1.1.5.4-Extractor primario

- Cubierta de plástico para aumentar la resistente a la abrasión;
- Control independiente del giro de la cubierta del extractor;
- Acoplamiento del ventilador directamente al motor hidráulico, para un mejor aprovechamiento de la potencia.

1.1.5.5-Extractor secundario

- Aspas rectangulares para mejorar la limpieza;
- Control independiente de giro de la cubierta del extractor;

1.1.5.6-Elevador

- Elevador de estructura de perfil tubular para disminuir el peso;
- Cadena de soporte del elevador reemplazada por un cable para un diseño sencillo con menos partes de desgaste;
- Carga hacia ambos lados (180 grados).

1.1.5.7-Cabina

- La cabina se inclina hacia adelante para facilitar el acceso al motor;
- Mejores estructuras para aumentar la visibilidad del operador;
- Instalación de aire acondicionado, unificación de los controles, asientos confortables, desplazamiento del panel de control para mejorar la confortabilidad del operador y la conducción;
- Cabinas presurizadas para evitar la entrada de polvo • Cabinas cubiertas de cristal para mayor visibilidad.

1.2-Generalidades de las combinadas cañerasKTP-2M.

1.2.1-Definiciones las maquinas combinadas KTP-2M

La cosechadora de caña de azúcar KTP-2M está destinada para recolección de caña de azúcar tanto erecto como acamada, diseñada para trabajar en hileras abarcando su ancho de trabajo de 1400 a 1600 mm en campos preparados y adecuados para la mecanización dentro de los parámetros agro-técnicos señalados. Las operaciones de cosecha, porte inferior y superior, alimentación, trozado, eliminación de impurezas y descarga a los medios de transporte, se realizan con un solo operador mediante los mandos y regulaciones situadas todas en la cabina del operador. Deposita las partes aprovechables de la caña en un transporte que se desplaza paralelamente a la máquina, esta corta las cañas por un extremo las succiona las despaja les corta el cogollo y lanza todas las impurezas al campo (Rodríguez Espinosa, 2014), (Navarro, 2002). (AZCUBA, 2016)

La máquina corta las cañas, las selecciona en partes deshoja, las corta las copas e impurezas y las lanza al campo (AZCUBA, 2016)

El alto desempeño de las cosechadoras de caña de azúcar KTP-2M es el resultado de investigaciones y desarrollo de productos y miles de dólares invertidos para ofrecer soluciones avanzadas al sector (Coelho, 2008, 2009, 2013).

Las investigaciones tecnológicas de estas cosechadoras proporcionan elevada productividad y disponibilidad, además de contribuir con la entrega de materia prima de acuerdo a las especificaciones de la industria. (Zaldívar y Iani; Coelho, 2008, 2013)

Para mayor visualización y comprensión se puede ver la figura 1.2.



Fig.1.2-maquina combinada KTP-2M. Fuente: Foto tomada por el autor (2018)

1.2.2. Partes de una maquina combinada KTP-2M

A continuación se menciona las partes principales de la combinada KTP-2M representadas en la figura 1.3

1. Sinfines divisores
2. Aparato de corte inferior.
3. Tubo empujador
4. Tambores alimentadores
5. Aparato trozador.
6. Cámara de limpieza.
7. Transportadores.
8. Deflector.
9. Motor.
10. Ruedas propulsadas.
11. Ruedas direccionales.
12. Cabina de conducción.

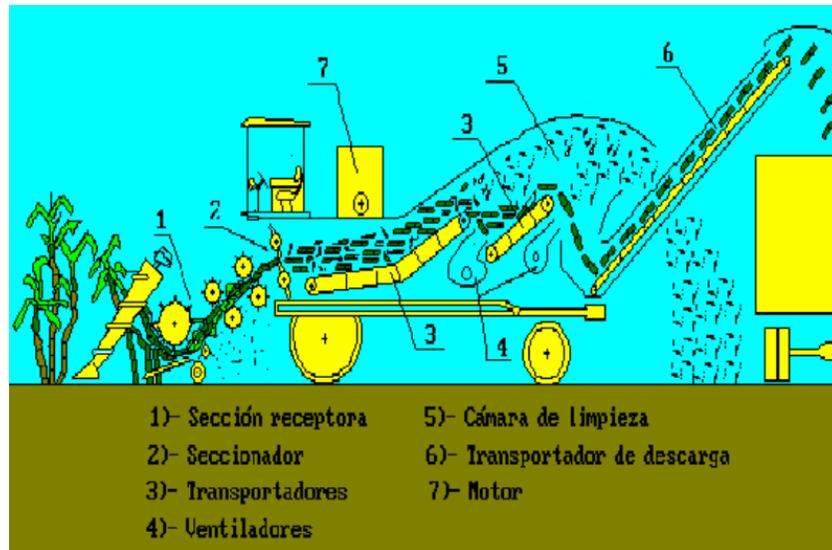


Fig.1.3-Componentes principales de las cosechadoras estudiadas así como el esquema general y el proceso tecnológico de la cosechadora de caña KTP-2M.Fuente: tomado en libro (AZCUBA, 2016)

El proceso tecnológico de la máquina comienza con el corte superior de la caña eliminando de esta el cogollo y follaje para lo cual utiliza el mecanismo inferior se encuentran las puntas divisoras que se encargan de guiar la caña hacia los sinfines recolectores, los cuales la introducen en la sección receptora de la máquina (AZCUBA, 2016).

1.2.3-Descripción de las partes principales de una maquina combinada KTP-2M

1.2.3.1-Sección receptora

Consta de transportadores helicoidales derechos e izquierdos, dispositivo inclinador, aparato de corte inferior, tambores alimentadores, inferiores y superiores, ruedas copiadoras, amortiguadores y tubos separadores.

Delimita el surco de trabajo de la máquina, recoge la caña, la entrelaza entre surco. Guía la hacia el aparato de corte inferior Transporta ordenadamente los tallos cortados hacia el picador. Efectúa una primera limpieza de tierra e impurezas a través de los tambores transportadores. Troza la masa cosechada.

Para asegurar toda la labor que debe ejecutar la sección receptora, en ella se encuentra los principales órganos de trabajo, sinfines divisores izquierdo y derecho, tubo empujador o dispositivo inclinador, aparato de corte interior, chasis de tren delantero, tambores alimentadores inferiores y superiores, aparato copiador, muelles compensadores, tubos separadores y aparato trozador (AZCUBA, 2016)

1.2.3.2-Transportadores primarios y secundarios

Estos destinados a introducir la masa vegetal desmenuzada en las corrientes de aire creadas, respectivamente, por los ventiladores de primera y segunda depuración. Al mismo tiempo, los transportadores trasladan la masa vegetal que llega desde el aparato trozador al transportador de descarga.

El revestimiento limita el espacio donde tiene lugar la separación de la masa vegetal, y asimismo, el transporte en estado de suspensión hacia la boca de salida de impurezas desprendidas.

El primer transportador está instalado con inclinación, de manera que su extremo posterior se encuentra más arriba que el anterior. El segundo transportador está instalado con la misma inclinación.

Los amortiguadores de transportadores son de chapas finas, especiales en U, y forrados con chapas de acero, junto con las paredes laterales del revestimiento forman canaletas, por las cuales se desliza la masa desmenuzada. En los extremos anteriores inferiores de las armazones soldadas hay instalados unos bastidores de móviles, cada uno con dado estrellas, que desempeñan el papel de árboles propulsados. En los extremos superiores de las estrellas, de las armazones se encuentran instalados árboles propulsores, con estrellas en cada uno, además, en los extremos de dichos árboles van instalados las estrellas de transmisión.

Las estrellas propulsoras y propulsadas están ligadas con las cadenas de transportador, compuestas de dos ramales. Cada ramal representa en sí una cadena transportadora de rodillos de paso 50, compuesta de eslabones corrientes y especiales, los eslabones de la cadena están unidas entre sí con placas, durante el movimiento de las cadenas se deslizan por las guías metálicas de confeccionadas de acero CK45 (AZCUBA, 2016).

Para preservar de las roturas los transportadores, los árboles propulsores están provistos de acoplamientos de seguridad, dentados de fricción.

El tensado de las cadenas del transportador se realiza desplazando el bastidor móvil con los tornillos tensadores.

El accionamiento del primer y segundo transportadores es animado por el ventilador de primera depuración, a través de sistema de transmisiones de cadenas (AZCUBA, 2016)

1.2.3.3-Ventiladores primario y secundario

Están definidos para crear corrientes de aire que efectúan las separaciones de masa vegetal desintegrada. El ventilador de primera depuración se encuentra debajo del primer transportador, con la corriente de aire que crea acciona sobre la masa que cae desde dicho transportador. El ventilador de segunda depuración se encuentra, respectivamente, debajo del segundo transportador y avienta la masa que suministra este transportador.

Ambos ventiladores son de tipo diametral, semejantes en cuanto a las piezas fundamentales, tiene el mismo esquema constructivo, pero se diferencian entre sí por sus medidas.

El ventilador de la primera depuración tiene la tobera más corta. Consta del cuerpo, rotor, tobera (AZCUBA, 2016).

El cuerpo de ventiladores es de chapas de acero soldados. La forma del aire proporciona el movimiento del aire en la dirección indispensable. Desde la boca de sección, a través del rotor, hacia la boca de salida, para asegurar la posibilidad de regulación de caudal del ventilador, en la zona de la boca de salida hay instaladas cuatros válvulas de mariposa.

Las válvulas de mariposa van sujetas en los costados de cuerpo del ventilador

El rotor de ventilador tiene dos discos. En su superficie están unidos mediante paletas receptoras con los extremos doblados hacia delante.

El ventilador de segunda depuración es de estructura análoga al de ventilador primaria de depuración y se distingue, fundamentalmente, por la forma y el diseño de la tobera.

El ventilador de segunda depuración es accionado por el ventilador de la primera depuración a través de una transmisión de correa trapezoides, el cual a su vez por el reductor (AZCUBA, 2016).

1.2.3.4-Transportador de descarga.

Por medio de los cilindros hidráulicos que posee, el transportador puede girar 180 grados, lo que facilita la entrega de caña al transporte. La esfera del transportador se pone en movimiento por un hidro-motor que a través de una reducción acciona al eje del motor de la esfera. En la parte inferior de este transportador se encuentra un embudo que permite cierta acumulación de caña, así cuando un transporte se encuentra convenientemente situado debajo del conductor de descarga de la esfera esta se pone en funcionamiento para transportar la caña que ha ido acumulándose en el embudo (AZCUBA, 2016)

1.2.3.5-Sistema de limpieza.

Este sistema elimina las impurezas de la caña ya trozada. Se compone de dos transportadores de tablas y cadenas además dos ventiladores colocados en el chasis en el orden siguiente:

1. Primer transportador, ventilador de primera limpieza.
2. Segundo transportador ventilador de segunda limpieza.

En este sistema a las trozas de cañas y hojas cae en la sección horizontal del primer transportador y desde aquí las tablas los elevan y lanzan al segundo transportador. Al pasar del primer transportador al segundo la caña se ve sometida a una corriente de aire producida por el primer ventilador, esto ocasiona la separación de las hojas e impurezas de la masa vegetal trozada, la cual cae ya limpia al segundo transportador. En este caso se repite nuevamente el proceso hasta caer los trozos de caña en el embudo de transportador de descarga. Los dos transportadores son inclinados y la transmisión se efectúa por cadenas. En los ejes propulsores tienen embragues de fricción para lograr la seguridad del trabajo.

Excepto las dimensiones, el esquema constructivo de los ventiladores es semejante, aunque el primero tiene una tobera más corta. (AZCUBA, 2016)

1.2.3.6-Bastidor

Consta de las armazones derecha e izquierda las cuales se unen entre si, por tubos y angulares de refuerzos soldados a ambas. La parte inferior se apoya en el mecanismo de giro a fin de evitar los golpes bruscos del transportador durante el giro lateral, al bastidor hay soldado dos topes los cuales en las posiciones extremas hacen contacto con sendos compensadores situados para tal fin en los soportes traseros de la cámara (AZCUBA, 2016)

1.2.3.7-Cabina de mando

La conducción de la cosechadora se efectúa desde la cabina del operador la cual se encuentra encima del aparato seccionador, simétricamente al eje longitudinal de la cosechadora. En la cabina se encuentran todas las palancas y pedales fundamentales de los órganos de mando de la cosechadora: dirección hidráulica, palanca de cambio de velocidades, palanca de mecanismo de alimentación de combustible, emergencia (AZCUBA, 2016)

Las combinadas KTP-2M tienen características muy diferentes comparando con otras cosechadoras cañeras y tiene mayor eficiencia de producción, ver la tabla 1.1

Tabla 1.1- Características principales de la máquina combinada KTP-2M, Fuente: (Díaz, 2016).

Dimensiones	Posición de trabajo	Posición de transporte
Longitud (mm)	9350	13000
Ancho (mm)	5800	2820
Altura (mm)	4850	4850
Batalla (mm)	-	3500
Luz sobre el suelo	-	350
Masa (t)	-	12.10
Rendimiento por hora	-	40
Velocidad de trabajo	-	0.3 – 0.6
Sistema de refrigeración	-	17.5
Sistema de lubricación (lts)	-	23
Depósito de combustible (lts)	-	300
Fuente de rueda propulsora	-	21
Sistema de frenos	-	0.9
Tanque de aceite de la traslación hidrostática	-	60
Tanque de aceite de la dirección y el cilindro	-	14
Tanque de aceite de los sinfines y transporte	-	150

1.3-Consideraciones generales de las máquinas transportadoras

1.3.1- Características transportadores

Los transportadores son elementos auxiliares de las instalaciones, cuya misión es la de recibir un producto de forma más o menos continua y regular para conducirlo a otro punto.

Se pueden clasificar por su función en transportadores continuos y discontinuos.

Su función principal es garantizar la continuidad de las operaciones teniendo en cuenta sus características, aplicaciones y tipo. La gran variedad de transportadores hace de este equipo un auxiliar indispensable en la industria. (Ezequiel Filipe, 2009)

1.3.2- Tipos de transportadores

Se pueden clasificar por su función en transportadores continuos y discontinuos. El primer grupo está dado por la transportación de carga a granel o en bultos a través de una ruta dada

sin que se produzcan paradas para la carga y descarga del material transportado (Ezequiel Filipe, 2009).

En casi todas las industrias, los equipos transportadores continuos sirven para una gran variedad de propósitos, además tienen una amplia aplicación en otras actividades comerciales y de servicios. Estos equipos permiten el transporte con un flujo uniforme de una operación a otra, además, efectúan muchas otras funciones tales como distribuir el material, carga a granel y llenado de contenedores. (Ezequiel Filipe, 2009).

Los transportadores continuos, resultan de gran interés para el ingeniero mecánico dada su importancia desde el punto de vista industrial, así como desde la perspectiva académica ya que este tema agrupa enseñanzas relacionadas con la mecánica, la hidráulica y la resistencia de materiales.

- ✓ los transportadores de banda
- ✓ tablillas
- ✓ rastrillos
- ✓ cangilones
- ✓ sin fin

En el segundo grupo se encuentran las grúas, los elevadores de carga, cargadores, funiculares, entre otros. Como su nombre lo dice, se caracterizan por la entrega periódica de la carga, en porciones separadas, condicionadas por la capacidad de la máquina (Ezequiel Filipe, 2009)

1.4-Transportador de tablillas.

1.4.1- descripción general del transportador de tablilla

Los transportadores de tablillas son máquinas de transporte continuo que emplean para la manipulación de materiales a granel y en bultos por trazas horizontales e inclinados sin que se produzca parada entre la carga y descarga. Tienen un amplio uso en la industria química, mecánica, metalúrgica, extractiva, cañera etc. Su mayor empleo reside en la transportación de la caña, tanto en los centrales azucareros como en varios equipos de cosecha. Estos transportadores manipulan generalmente cargas pesadas, en pedazos grandes, abrasivas y calientes (Ezequiel Filipe, 2009).

La composición de y ubicación de las partes componentes del transportador de tablillas son se dejante a las de un transportador de banda.

Este transportador consta en lo general una estructura metálica en cuyos extremos se coloca una catalina motriz y una catalina de cola que forma parte del sistema de atezado. La estructura soporta al órgano de tracción formado generalmente por cadenas y este al órgano portador de la carga constituido por las tablillas.

En estos transportadores al manipular cargas pesadas es necesario el empleo de reductores para disminuir las velocidades de los mismos.

A diferencia del transportador de banda los transportadores de tablillas manipulan cargas pesadas, pedaos grandes y abrasivas.

Este tipo de transportadores juega un papel muy importante en instalaciones donde la estabilidad y la ausencia de vibraciones es un requisito indispensable, normalmente, al integrarse en grandes líneas de producción (Ezequiel Filipe, 2009)

Los transportadores de tablillas pueden ser horizontal y vertical, para el caso específico de nuestra investigación se usa el transportador vertical ver la figura 1.4

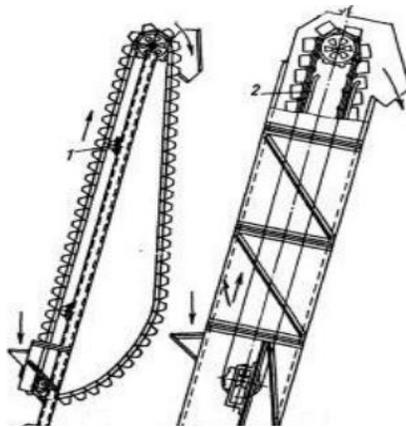


Fig.1.4-Transportador de tablillas. Fuente (Ezequiel Filipe, 2009)

Los transportadores de tablillas tienen tres sistemas importantes: Primarios, Secundarios y de Descarga. (Ezequiel Filipe, 2009)

1.4.2-Principio de funcionamiento del Transportador de tablilla

El transportador de tablillas se pone en funcionamiento a través del sistema motor que le suministra movimiento a la catalina motriz y la misma al órgano de tracción generalmente

compuesto por dos cadenas el cual va acoplado al órgano portador, compuesto por la estructura (Oriol Guerra, 1992)

El transportador de tablilla tiene uno o dos tolvas, que suministran el material al transportador y que pueden estar en cualquier punto de la rama cargada, la descarga se realiza al final de la traza mediante un embudo de descarga. Estos transportadores se emplean en la transportación de materiales a granel y en bultos, por trazas horizontales o inclinadas.

El transportador de tablillas es robusto en diseño, proporcionando un duradero y confiable rendimiento. El medio de transporte es un manto de tablillas metálicas, según las necesidades del cliente, y son ideales para el transporte de paletas, cajas e incluso grandes productos

Desde el punto de vista físico se asemejan a los transportadores de banda, ya que aquí la carga también se traslada de una manera continua por la rama superior del equipo, mientras que por la rama inferior retrocede el órgano de carga vacío. También este equipo posee un órgano de tracción flexible, en este caso se trata de una o varias cadenas sobre las cuales se monta el entablillado (Ezequiel Filipe, 2009)

Para una mejor comprensión a continuación se ofrece un esquema de este tipo de transportador, ver la figura 1.5

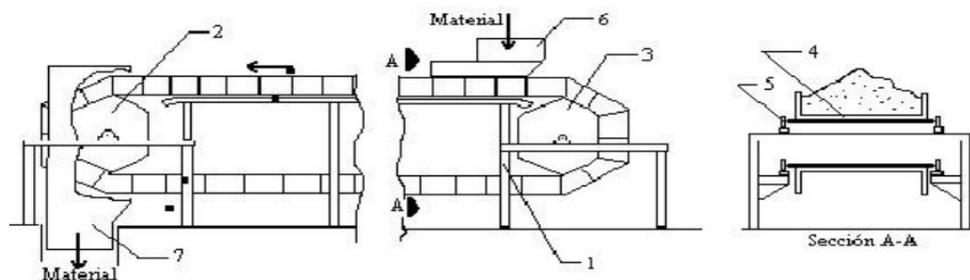


Fig.1.5-Esquema de los de componentes del transportador de tablillas. Fuente (Ezequiel Filipe, 2009

- 1-Estructura metálica.
- 2-Catalina motriz.
- 3- Catalina de atesado.
- 4- Tablillas.
- 5- Órgano de tracción.

6- Tolva de carga.

7- Embudo de descarga.

1.4.3-Componentes principales del transportador de tablilla

Los transportadores de tablillas constan en general de cuatros diferentes partes componentes que permiten el funcionamiento de los mismos: órgano de tracción, tablillas, sistema de transmisión, sistema de atesado y estructura (Oriol Guerra, 1992).

1.4.3.1-Órgano de tracción

Los transportadores de tablillas suelen equiparse de con dos cadenas de tipos planchetas de buje y ruedas, ya sean con bordes o sin bordes. Pueden tener cojinetes de deslizamiento o de rodamiento; los últimos se emplean en los transportadores pesados.

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

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

La cadena se apoya sobre el rodillo estacionarios fijos a la estructura.

En la rama de retorno, lo que se apoya en los rodillos estacionarios son las tablillas.

Los pasos de cadena más usados en los transportadores de tablillas son de 100 a 630 (Oriol Guerra, 1992)

1.4.3.2-Las tablillas

Las tablillas son el órgano portador de los transportadores de tablillas y se seleccionan de acuerdo con el material transportado.

Las tablillas antiguamente se fabricaban de madera, posteriormente se utilizó el acero debido al alto costo de la madera, en la actualidad se está buscando hacerlas de materia orgánica como por ejemplo el bambú, pues si el acero se rompe acaba con parte del sistema, por ejemplo, las cadenas. Las tablillas pueden ser lisas u onduladas y se ofertan en una amplia gama de longitudes para proveer todos los anchos de entablillado necesario. (Ezequiel Filipe, 2009).

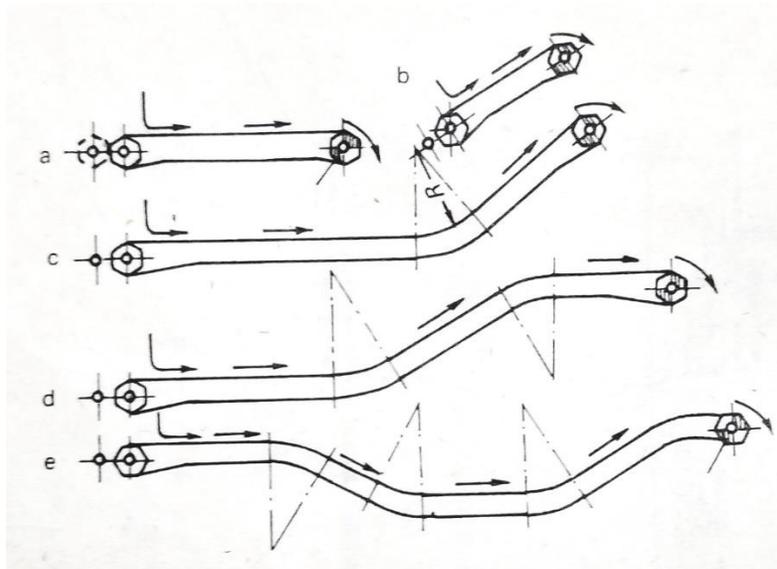


Fig.1.6-Trazas de un transportador de tablillas Fuente (Oriol Guerra, 1992).

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

$$\beta_{\text{máx}} = \tan^{-1} \mu - \theta \quad (1.1)$$

Donde:

μ – Coeficiente de fricción entre el material y la tablilla

θ – Aángulo de reserva para garantizar que la carga no deslice.

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

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

Cuando se transportan bultos, el ángulo de inclinación de máximo se obtiene cuando la dirección de peso bulto, a partir de su centro de gravedad, se sobrepasa la superficie de apoyo, o sea llega a la condición de vuelco. Cuando el bulto es ancho, de poca altura y es pesado, el ángulo de inclinación β puede llegar hasta 60° . Lo que explicado anteriormente tiene validez solo si las tablillas poseen rebordes que impidan la carga que deslice (Oriol Guerra, 1992)

Los diseños más característicos de las tablillas son las siguientes:

- ✓ Tablillas sin bordes, especializadas y lisas, con cadenas sin rolletes.
- ✓ Tablillas sin bordes y onduladas. (tienen flexiones concéntricas alrededor de las charnelas de la parte móvil)
- ✓ Tablillas con bordes y onduladas.
- ✓ Tablillas con bordes de tipo profundo y de cajuelas.
- ✓ Tablillas sin guarderas espiadas y lisas con cadenas con rueda
- ✓ Tablillas sin guarderas espiadas y lisas con cadenas sin rueda
- ✓ Tablillas con guarderas corrugadas.

1.4.3.3-Sistema de transmisión

los componentes del sistema de transmisión son los mismos que los transportadores de banda. La diferencia con respecto al de banda. Radica en la utilización de catalinas en vez de tambores. Las catalinas motrices tienen de 5 a 8 dientes y se construyen de acero o hierro fundido. El montaje de las catalinas debe ser exacto, para lograr que estén bien alineadas, que exista una coincidencia en la posición de los dientes de dos ruedas y el tiraje de ambas cadenas sea uniforme (Oriol Guerra, 1992)

1.4.3.4-Sistema de atesado.

En los transportadores de tablillas se usan los atesadores mecánicos de tipo tornillo o tornillo muelle. La regulación de atesador debe estar entre 320 a 800 mm en dependencia del paso de la cadena. Y no debe ser menor que 1,6 a 2 veces dicho paso.

Es imprescindible que una de las catalinas del sistema de atesado sea fijado al eje mediante una chaveta, mientras que el otro rote libremente sobre este, de manera que se produzca siempre el ajuste cadena catalina independiente de la desalineación provocada por las propias tablillas o por el desgaste de eslabones (Oriol Guerra, 1992)

1.4.3.5-Estructura

Las consideraciones sobre la estructura de transportadores de banda son iguales para transportadores de tablillas. Donde se apoyan las ruedas de la cadena, se construyen de angulares. Si el transportador es ligero o de railes de tipo de vía estrecha, para transportadores pesados. Para evitar que las ruedas de las cadenas se separen del angular guía por defecto de la tensión de órgano de tracción flexible (Oriol Guerra, 1992)

1.4.4-Ventajas de los transportadores de tablillas

- ❖ Pueden transportar cargas pesadas, en grandes pedazos, y a elevada temperatura.
- ❖ Alcanzan capacidades de 20 000 kN/h (2000t/h) o más.
- ❖ Las trazas son de gran longitud, con la posibilidad de usar accionamientos intermedios.
- ❖ Se mueven con gran suavidad y sin ruido.
- ❖ Pueden cargarse directamente sin usar alimentadores.
- ❖ Admiten una amplia gama de trazas diferentes, con radios de curvaturas menos que los transportadores de banda.

1.4.5-Desventajas de los transportadores de tablillas

- ❖ Elevado peso propio de las cadenas y las tablillas.
- ❖ Elevado costo por la complejidad de su fabricación.
- ❖ Mantenimiento complejo debido al gran número de articulaciones.

1.4.6-Aplicaciones y uso de los transportadores de tablillas

Los transportadores de tablillas emplean en la industria química, mecánica, metalúrgica, extractiva, cañera, etc.

Es muy común verlos en los centrales azucareros para la transportación de la caña de azúcar en las tandes y para transportación del bagazo, en la industria mecánica para la transportación de piezas a través de hornos o máquinas herramientas entre otras (Ezequiel Filipe, 2009)

1.4.7-Altura de las guarderas.

La solución de colocar bordes o paredes laterales en el entablillado se utiliza cuando se desea aumentar la capacidad sin ocupar grandes espacios horizontales. Los bordes del entablillado pueden ser fijos o moverse con el mismo. Mientras más altas sean las guarderas entonces mayor será el peso sobre el entablillado, mayor resistencia al movimiento, mayor tensión en las cadenas y mayor capacidad a transportar, y por su puesto esto a su vez influirá sobre el índice de consumo (Ezequiel Filipe, 2009).

1.4.8-Longitud

Al igual que en el transportador de banda, aquí también presenta una gran influencia directa en la potencia consumida por el motor. A diferencia de los de banda estos transportadores manipulan normalmente cargas pesadas, en grandes pedazos, abrasivos y calientes, por lo

tanto, no pueden presentar longitudes por encima de las calculadas sino lógicamente se romperían las cadenas que son el órgano motriz de este tipo de transportadores.

Estos tipos de transportadores presentan ventajas y desventajas frente a sus similares, las cuales se muestran a continuación (Ezequiel Filipe, 2009)

1.5-Transmisiones por cadenas.

1.5.1-Breve reseña histórica de las cadenas

La cadena es uno de los más antiguos elementos de transmisión de potencia y componente de transporte de material desarrollado por el hombre. Las cadenas se han utilizado por siglos para impulsar máquinas y transportar material. Philo en 225 a.C. describe una máquina con cadenas para elevar agua. Leonardo da Vinci realiza diseños de cadenas alrededor del año 1500. Algunos de esos diseños son bastante similares a las cadenas modernas. Ramelli en el siglo XVI construye una bomba de agua la cual utiliza cadenas para impulsarla. Existen muchos otros ejemplos de transmisiones de cadenas antes del siglo XIX. Sin embargo, su desarrollo moderno comienza después del año 1800. En este año se emite por primera vez una patente para cadena de rodillos. Ese es el principio de la industria de estas cadenas. En la primera década de su aparición tuvieron un desarrollo escaso, sin embargo, incrementa a partir de 1890 y continúa en la actualidad.

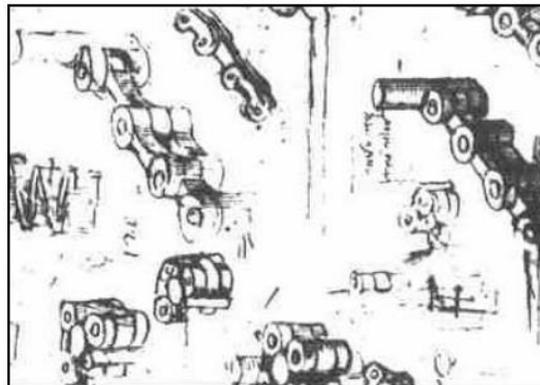


Fig.1.7-Bosquejos de cadenas elaborados por Leonardo Da Vinci en el siglo XVI. Fuente:

(Garcias Dominguez, M.E y Gonsales Rey, G. , 2007)

1.5.2-principio de Funcionamiento de las transmisiones por cadenas.

Una cadena es un componente confiable de una máquina, que transmite energía por medio de fuerzas extensibles, y sobre todo para la transmisión y transporte de energía en sistemas mecánicos. Para la función y aplicación de cadena son similares a la de una correa.

Otro concepto de cadena es aquel elemento que potencia formado por una serie de eslabones unidos entre con pernos. Este diseño permite tener flexibilidad y permite además que la cadena transmita grandes fuerzas de tensiones. (Maquinas, 2009).

Las transmisiones por cadenas basan su funcionamiento en transmitir la carga a través del engrane de los dientes de la estrella conductora con los eslabones de la cadena, y de estos con los dientes de la estrella conducida.

Esta transmisión tiene una amplia utilización, dada en primer lugar por su capacidad de trabajar con grandes distancias entre centros y su elevada capacidad de carga, además tienen un alto rendimiento mecánico y pueden transmitir el movimiento a varios árboles simultáneamente sin grandes dificultades con una relación de transmisión total constante. Para utilización de transmisión por cadenas se deben tener en cuenta algunos aspectos negativos que tienen, como son el mantenimiento cuidados y la lubricación que requieren y los requisitos que exigen para su montaje, además tienen una ligera irregularidad en la marcha y su funcionamiento es ruidoso a velocidades elevadas.

$$v_{c \max} = W_1 \cdot r_1 (1.2)$$

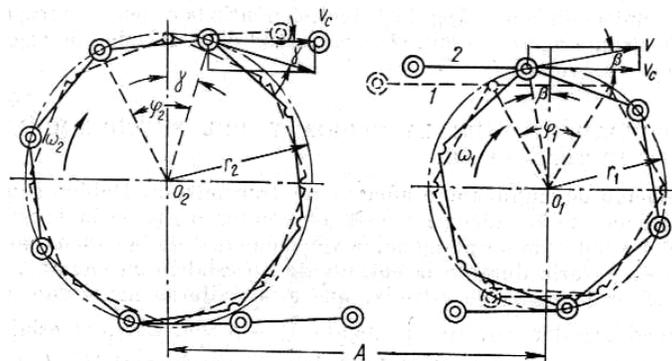


Fig.1.8-Funcionamiento de las transmisiones por cadenas, Tomado del libro: (Reshetov, 1990)

El campo de utilización en que más se han desarrollado comprende potencias de hasta 100 kW a velocidades periféricas menores de 15 m/s y relación de transmisión máxima de 8.

En la figura 1.9 se muestra los diferentes tipos de cadenas transmisión.



Fig.1.9-Tipos de Cadenas. Fuente: (Maquinas, 2009).

Por lo general, las cadenas tienen los siguientes componentes básicos:

- ✓ Eslabones o Casquillo
- ✓ Pasadores
- ✓ Rodillos

Los componentes de la cadena son elementos muy importantes para correcto funcionamiento del mismo ver la figura 1.10

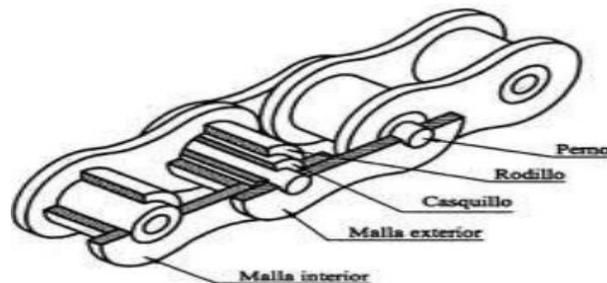


Fig.1.10- componentes principales de una cadena. Fuente: (Maquinas, 2009).

Existen diversos tipos de cadenas para transmisión de potencia, con numerosas modificaciones y formas especiales para aplicaciones específicas.

1.5.3-Tipos de cadenas de transmisión que más se utilizan en los transportadores.

El elemento principal de estas transmisiones es la cadena, la que decide en primer lugar la duración y seguridad de su trabajo, estas son fabricadas por compañías especializadas y sus características geométricas son normalizadas internacionalmente.

1.5.3.1-Cadenas de rodillos y casquillos.

Estas cadenas constan de eslabones interiores 1 y exteriores 2 que se alternan sucesivamente y se unen articuladamente. Cada articulación consta de un pasador 3 montado con apriete sobre las platinas exteriores y del casquillo 4 fijado en las platinas

interiores, sobre el casquillo 4 se coloca el rodillo 5 para que el rozamiento sobre los dientes de la cadena sea por rodadura con lo que se disminuye el desgaste de estos.

Para el cierre de la cadena se utilizan eslabones especiales como los que se muestran en la figura 1.11 , en la vista a) se observa el utilizado cuando el número de eslabones de la cadena es par, lo que siempre es preferible ya que tienen la misma resistencia que los eslabones normales, en la vista b) se muestra el tipo utilizado cuando el número de eslabones es impar y que al ser diferente y como resultado del doblado de sus platinas tiene menor resistencia que los normales y afecta la resistencia de la cadena. Fuente: (Faires, 1996)

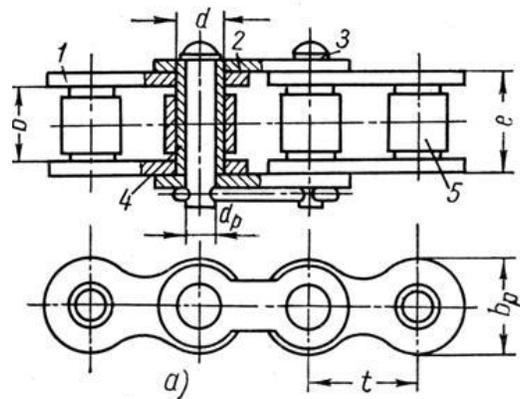


Fig.1.11-cadena de rodillo y casquillos de una fila con sus principales Fuente: (Faires, 1996)

1.6.3.2-Eslabones de cierre.

Para la transmisión de grandes cargas se utilizan cadenas de varias filas como las mostradas en la figura 1.12

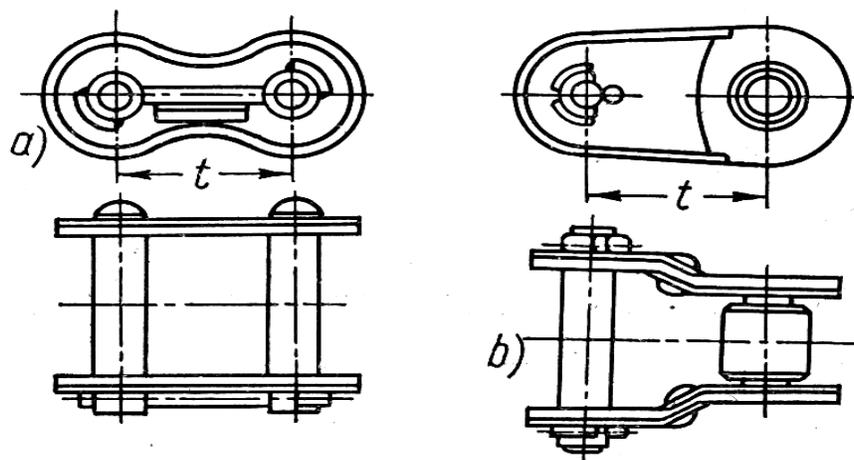


Fig. 1.12- Eslabones de cierre, Fuente: (Faires, 1996)

1.5.3.3-Cadenas de filas múltiples.

Para la transmisión de grandes cargas se utilizan cadenas de varias filas como las mostradas en la figura 1.13

Las cadenas de varias filas se arman de los mismos elementos que las de una fila con la excepción del pasador que debe ser del mismo ancho que la cadena. La carga que resisten no es la suma de la que individualmente puede resistir cada hilera, lo que se tiene en cuenta en los cálculos como más adelante se explicará Fuente: (Faires, 1996).

En las cadenas que trabajan bajo la acción de cargas de choque se utilizan eslabones con las placas curvadas como las mostradas en la figura 1.10 b), la flexión en las placas y la deformación que se produce como resultado de esta facilitan la amortiguación de las cargas de choque en uno de sus árboles, disminuyendo las que se transmiten al otro.

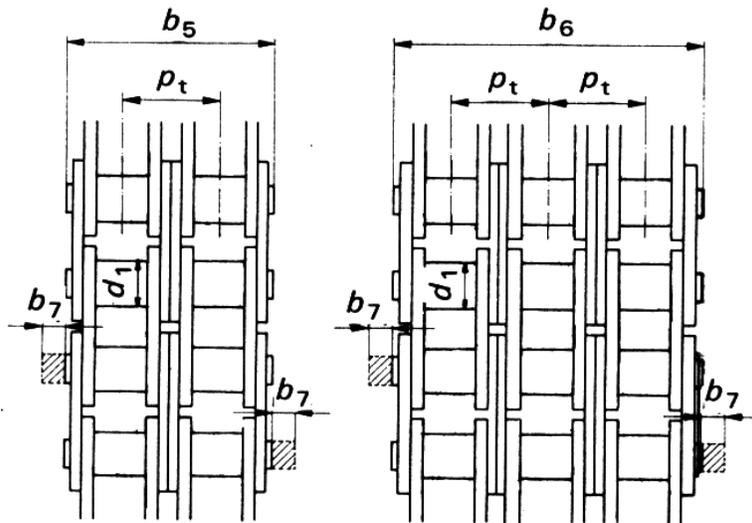


Fig.1.13-Cadenas de filas múltiples, Fuente: (Faires, 1996)

1.5.3.4-Cadenas de eslabones dentados.

Las cadenas con eslabones dentados o silenciosos constan de un juego de chapas con dientes acopladas articuladamente como se muestra en la figura 1.14.

Estas cadenas tienen como ventaja fundamental su funcionamiento silencioso y suave lo que permite su uso hasta velocidades de 50 m/s, pero su utilización está muy limitada por

su alto costo ya que su proceso de fabricación es mucho más complejo que el de las cadenas tradicionales.

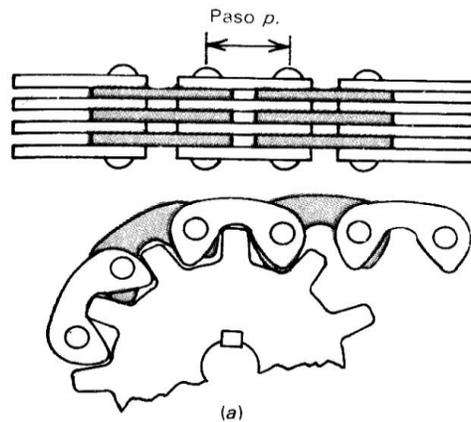


Fig.1.14-Cadenas de eslabones dentados Fuente: (Faires, 1996)

Estas cadenas tienen como ventaja fundamental su funcionamiento silencioso y suave lo que permite su uso hasta velocidades de 50 m/s, pero su utilización está muy limitada por su alto costo ya que su proceso de fabricación es mucho más complejo que el de las cadenas tradicionales.

1.5.3.5-Las cadenas de clavijas

son utilizadas para trabajos a muy baja velocidad en algunos tipos de transportadores, en la figura 1.15 se muestran los eslabones de estas cadenas.

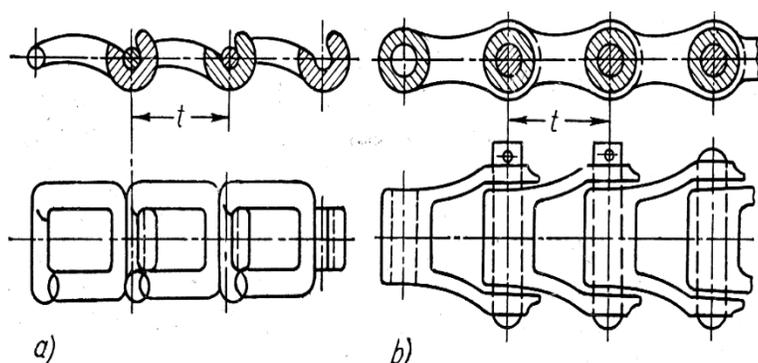


Fig.1.15-Cadenas de clavijas Fuente: (Faires, 1996).

1.5.3.6-Cadenas de planchetas

Estas cadenas se subdividen según su forma constructiva en, cadenas sin bujes (fig. ver anexo), sin rolletes (1) y con rolletes (2), cadenas con (fig. ver anexo), anexo), sin rolletes (1) y con rolletes (2), y cadenas con ruedas y rebordes (3), y con rebordes (4).

Los rolletes se colocan sobre los pasadores o sobre los bujes de la cadena. Con el objetivo de disminuir el desgaste de estos, así como el de los dientes de la catalina, pues al entrar en la articulación de la cadena en ella., el rolletes de rueda por la superficie de trabajo del diente, disminuyendo la fricción y el desgaste de las superficies en contacto. Los rolletes a diferencia de las ruedas, tienen un diámetro menor que el ancho de la plancheta
Fuente:(Oriol Guerra, 1992

Las ruedas además de desempeñar el mismo papel que los rolletes en catalina, sirven como apoyo, pues tanto la cadena como elemento portador de carga se mueven sobre ella por una pista. O guía. Las cadenas de con bujes, rolletes y bujes y ruedas resultan las óptimas para el trabajo de las maquinas transportadoras.

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

- a) Mediante el remachado de su extremo (esta solución presenta grandes dificultades en la explotación de la cadena)
- b) Empleando fijadores de aletas (preferiblemente para cadena de paso pequeño)
- c) Mediante tuercas (solución muy cara)
- d) Utilizando fijadores de retención.

Los parámetros de las cadenas de planchetas rectas aparecen en la norma GOST 588-64 DE acuerdo con la cual deben confeccionarse las cadenas de tipos B (de bujes con pasos entre 100 a 400 mm).

Las cadenas de planchetas se emplean ampliamente en los transportadores de tablillas, de arrastre, de carritos, elevadores de cangilones etc.

Los materiales recomendados que se usan en la fabricación de las partes componentes, de las cadenas de planchetas son:

- a) Para las planchetas, aceros 40, 45 y 50 con tratamiento térmico hasta una dureza de HRC 27 A 35.

- b) Para el pasador 40, 45, 50 con HRC 40 a 50, acero 20 con HRC 55 a 62, y acero 40X con HRC 50 A58.
- c) Para el buje, acero 15 y 20 con HRC 55 a 62.

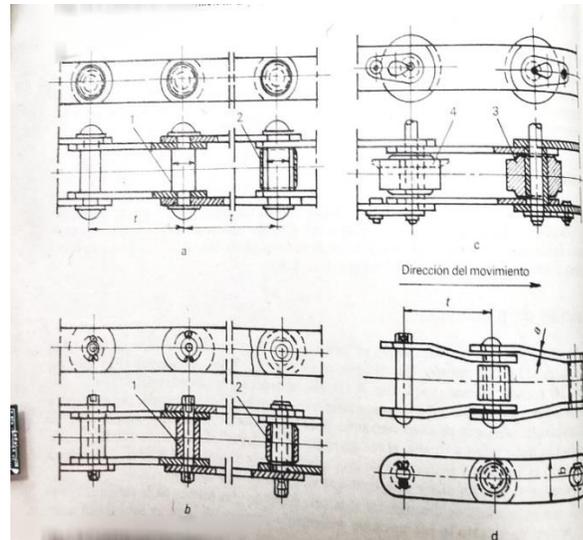


Fig.1.16-cadenas de planchetas: a sin bujes, b con bujes c con bujes y rodillos y d con planchetas curvas Fuente (Oriol Guerra, 1992).

1.5.4-Cargas que actúan sobre las cadenas

✚ Carga límite de trabajo

La carga límite de es la carga máxima de en libras que se debe aplicar a la cadena, cuando la cadena está nueva, cuando la carga se aplica uniformemente en tensión directa a una extensión de cadena recta.

✚ Carga probaba

La carga probaba es un término que designa la prueba de tensión aplicada una cadena nueva con el único propósito de detectar defectos perjudiciales en el material o en su fabricación. Es la carga en libras que la cadena ha soportado bajo una prueba en la cual se ha aplicado la carga en tensión directa a una extensión de cadena recta

✚ Carga de ruptura

La Carga probaba es la carga mínima a la cual una cadena nueva se rompe al probarla aplicando una tensión de directa a una extensión de cada recta a una velocidad uniforme en una maquina prueba (Maquinas, 2009).

Todo que se muestro anteriormente sobre las cadenas es de una forma general, por lo tanto, nuestra línea de investigación se centra fundamentalmente a las cadenas de rodillo. Porque, esa es la cadena que (U.E.B.P) unidad Básica de Producción y cooperación “La Josefa Batey ” perteneciente “Elpidio Gomes” empresa azucarera de Cienfuegos en instalado en las combinas KTP-2M .

1.6-principales causas que provocan las fallas de transmisión por cadenas.

Las causas fundamentales las transmisiones por cadenas son el desgaste y deterioro de las articulaciones, la rotura por fatiga de las chapas por los agujeros y el desgaste de los dientes de las estrellas. Durante el trabajo la cadena se estira debido al aumento de paso por el desgaste de los pasadores, este estiramiento puede alcanzar un grado tal que se altere el engrande de la cadena con la estrella saltándose la primera, la experiencia en la explotación de estas transmisiones ha reportado que el alargamiento de estas no debe ser mayor que el 3 % y a velocidades mayores de 6 m/s este alargamiento debe ser menor aún. El desgaste de los pasadores puede disminuir tanto la sección de estos que pueden partirse. También puede ocurrir que la superficie de los rodillos se deteriore o el desgaste de la superficie lateral de las platinas, lo que generalmente es el resultado de un montaje incorrecto. El cálculo de transmisiones por cadenas tiene por objetivos fundamentales:

- Determinación de las características de la cadena requeridas y el número de dientes de las estrellas.
- Determinación de parámetros generales de la transmisión, como son la distancia entre centros, el número de eslabones de la cadena, la carga sobre los árboles y el coeficiente de seguridad a la carga.

El criterio de cálculo seguido para el diseño de estas transmisiones es limitar la presión sobre los pasadores para evitar el desgaste acelerado de estos, siendo la condición de resistencia:

1.7-Mantenimiento de las cadenas

1.7.1-Lubricación de las transmisiones por cadenas.

La lubricación es un aspecto de vital importancia para el trabajo de las transmisiones por cadenas, en las que cumple funciones de gran importancia como son:

- Disminuir el coeficiente de fricción entre los rodillos y los casquillos y con ello disminuir el desgaste.
- Amortiguar el impacto entre los rodillos y los dientes de las estrellas.
- Evacuar el calor generado por el trabajo de la transmisión.
- Proteger a la cadena y a las estrellas de la corrosión.
- Lubricar las superficies de contacto entre la cadena y las estrellas.

Para la eficacia de la lubricación de estas transmisiones tiene gran importancia el método de lubricación que se utilice. Los más utilizados son:

Lubricación manual o periódica: Consiste en la aplicación manual del lubricante con una brocha o con una aceitera. (Aguillon, 2010)

Lubricación gota a gota: Se aplica un goteo continuo de lubricante sobre la cadena, se utiliza como dosificador un tubo horizontal con agujeros adecuadamente practicado para el goteo. (Aguillon, 2010)

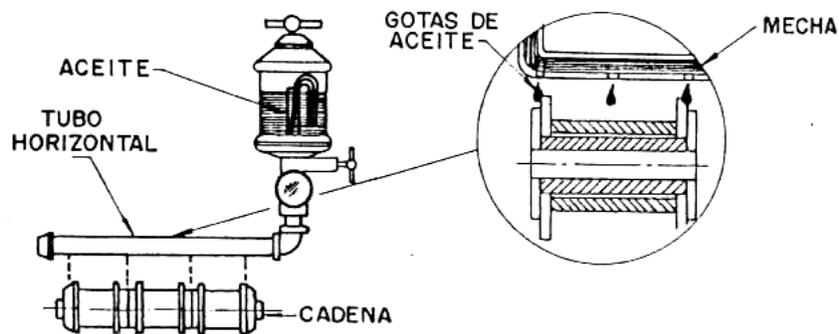


Fig. 1.17– Lubricación por goteo. Fuente: (Aguillon, 2010)

La gota del centro lubrica los rodillos y las otras la superficie de los pasadores, la cantidad de gotas por minuto a aplicar a la cadena depende de sus condiciones de trabajo, para velocidades de hasta 1,25 m/s entre 4 y 10 gotas por minuto y hasta 5 m/s 20 gotas por minuto (Aguillon, 2010)

Lubricación por inmersión o baño:

En este método la cadena debe estar cubierta totalmente por una carcasa metálica para evitar las pérdidas de aceite y la contaminación. Se emplea para velocidades de hasta 10

m/s ya que a velocidades mayores se incrementan notablemente las pérdidas por batimiento del aceite.

(Aguillon, 2010) El nivel de aceite debe ser tal que no sobrepase la mitad del diente más bajo como se observa en la figura 1.22.

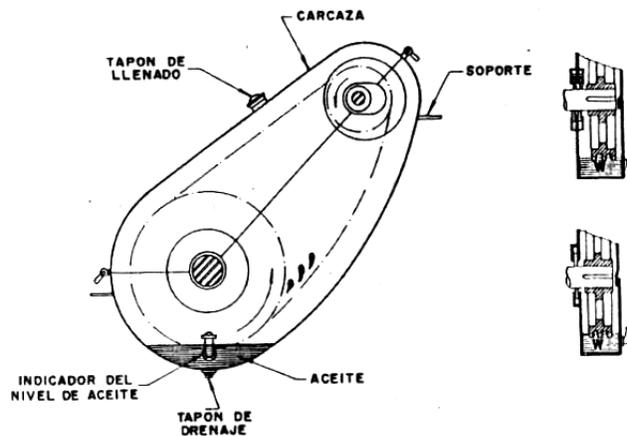


Fig.1.18-Lubricación por inmersión o baño. Fuente: (Aguillon, 2010)

Para decidir el método de lubricación a utilizar el aspecto más importante a tener en cuenta es la velocidad de trabajo de la cadena, a altas velocidades la fuerza centrífuga facilita la permanencia del aceite entre los pasadores, pero impulsa que sea expulsado de la superficie de la cadena a lo que también contribuye la resistencia del aire (Aguillon, 2010).

1.8-Conclusiones parciales.

- ✚ En la revisión bibliográfica realizada se comprobaron las principales combinadas que se usan en el mundo fundamentalmente en la KTP-2M, siendo esta la más utilizada en Cuba y la correspondiente a la investigación
- ✚ Se obtuvo información sobre las cadenas más utilizadas en las máquinas transportadoras, en el especial en el transportador de tablillas, que esa la cadena de rodillos de paso simple.
- ✚ A través de la revisión bibliográfica, se pudo verificar la influencia del mantenimiento y las principales fallas que pueden ocurrir en las cadenas de rodillo.

CAPÍTULO II: METODOLOGÍA DE CÁLCULOS PARA TRANSPORTADORES Y CADENAS.

Para la aplicación de la metodología, será necesario realizar los cálculos correspondientes a las fuerzas que actúan sobre los transportadores de tablillas, las fuerzas que actúan sobre la cadena, y se hará la prueba metalográfica de las cadenas y diseños de los elementos principales.

2.1-Teoría general par cálculo de máquinas transportadores

Para el desglose de la metodología de cálculo de máquinas transportadoras será necesario según una serie de pasos fundamentales

2.1.1-Características de materiales para transportadores continuos

2.1.1.1-Clasificación de los materiales

El tipo de carga a transportar y sus características físicas y mecánicas constituyen el principal factor que determina el tipo y diseño y maquinas transportadoras y sus equipos de auxiliares.

Los materiales transportados se dividen en dos grupos: a granel, por bultos o piezas. Materiales a granel. Pertenecen a este grupo los aglomerados de piedras, granos, talcos etc., (carbón, turba, gravilla, arena, tierra, cemento e otros.)

Bultos o piezas. Son aquellas cargas transportables por unidades o por conjunto de unidas pertenecen a este grupo. Las cajas, los paquetes, los productos semielaborados, las vigas, las piezas de máquinas y otros. Suelen transportarse a distancias cortas dentro de los talleres, para lo cual se emplean grúas, montacargas, y algunos tipos de transportadores continuos (Oriol Guerra, 1992)

2.1.1.2-Propiedades de los materiales a granel

Para la correcta selección de tipo y parámetros de las maquinas transportadoras es necesario tener en cuenta características de los materiales a granel.

La homogeneidad en las dimensiones de las partículas de los materiales a granel se determina por un coeficiente k_0 que depende de las dimensiones máximas de a_{max} y mínimas a_{min} de las partículas carga, de modo que:

$$k_0 = \frac{a_{max}}{a_{min}} \quad (2.1)$$

Cuando, una vez hecho el proceso de tamizado y determina la granulometría del material, se obtienen los valores de a_{max} y a_{min} de la muestra, se determinan el valor k_0 .

Para un valor k_0 mayor que 2,5 se denomina la muestra no clasificada y la dimensión de la partícula representativa, a' se determina de la forma siguiente.

Si el peso de porción, cuya dimensión es a_{max} resulta inferior al 10% en peso total de la muestra.

Cuando el valor de k_0 es menor o igual que 2,5 la muestra se denomina clasificada y el valor de a' está dado por la media de dimensiones las máxima y mínima de las partículas del material.

$$a' = \frac{a'_{max} + a'_{min}}{2} \quad [mm] \quad (2.2)$$

Tabla 2.1-Determinación de la dimensión de la partícula representativa a Fuente (Oriol Guerra, 1992).

$k_0 = \frac{a_{max}}{a_{min}}$	Denominación	$\frac{G}{G_0}(\%)$	Valor de a'
> 2,5	no clasifica	$\geq 10\%$	a_{max}
		$< 10\%$	ka_{max}^x
< 2,5	clasifica	-	$\frac{a_{max} + a_{min}}{2}$

Donde:

G_0 – peso total de la muestra

G – peso de la porción correspondiente a $a_{máx}$

k – factor que depende de la porción superior al 10 % en peso.

2.1.1.3-Peso de granel

Se denomina así por al peso de la unidad de volumen ocupado por el material

y se designa por letra γ , sus unidades son: kN/m^3 , t/m^3 , N/L

El peso granel puede tener dos valores, ya que, si el material se deposita libremente en la probeta, se obtendrá un γ suelto y si se compacta se obtendrá un γ compactado.

En general relación entre ambos pesos se encuentra en el rango (Oriol Guerra, 1992):

$$\frac{\gamma_c}{\gamma_s} = 1,05 \text{ a } 1,52 \quad (2.3)$$

Donde:

γ_c – peso del granel compactado

γ_s – peso del granel suelto

El valor de γ_s de los materiales más empleados aparece en la tabla 2.1

La magnitud del peso del granel es necesaria para el cálculo de la capacidad de transportación de transportador de tablilla.

En la figura 2.1 se muestra una tabla con características del material a granel.

No	Tipo de material	Grado de abrasividad	Peso a granel γ_s , kN/m ³	Angulo de reposo estatico grados	Coeficiente de fricción estatico μ_e	
					Acero	Goma
1	Aglomerado de mineral	A	17-20	45	0.8-1	-
2	Alumbre fino	C	7.2-8.1	30-45	-	-
3	Alumbre aterronado	B	8.1-9.7	45	0.84	-
4	Antracita	C	10-15	50	0.75	-
5	Arcilla seca	B	14-16.5	30-35	0.8	0.56
6	Arena seca	B	20	40	0.6	0.8-1
7	Arena húmeda	B	13-16	30	-	0.8
8	Arena mezclada con grava	B	14-15	30	-	0.75
9	Arena en terrones	C	7.5-11	40	0.6	0.7
10	Azúcar crudo	C	7.5-8.5	40	0.6	0.65
11	Azúcar refino	D	4-5	28-35	0.58	0.5
12	Avena	D	1.6-3.2	39	0.8	0.65
13	Aserrín de madera	A	13.1	20-30	-	-
14	Asbesto mineral	B	3.2-4	45	-	-
15	Asbesto desmenuzado	C	12.9-13.8	45	-	-
16	Asfalto para pavimentar	C	7.2	45	-	-
17	Asfalto triturado	C	7.2-7.7	20	-	-
18	Arroz a granel	C	11	35	-	-
19	Bauxita triturada	B	4.8-5.3	35-50	1	-
20	Coque en pedazos	B	10-13	40	0.65	0.64
21	Cemento seco	A	18	35-45	0.74	0.6
22	Cascajo seco	A	4-6	40-50	0.84	-
23	Ceniza seca	C	6.5-8	30-45	0.45-0.8	0.6
24	Carbon de piedra en polvo	C	5-7	30	-	0.65
25	Cal en polvo seca	B	7.2-8.1	50	-	-
26	Ceniza húmeda	B	3-4	35	-	-
27	Ceniza aterronada	D	5.1	25	-	-
28	Café en granos	C	20-22.6	20-30	-	-
29	Cromita	A	13.7-15.3	20-30	-	-
30	Cuarzo	B	14.5-16.2	20-30	-	-
31	Dolomita	A	6-9	35-50	1	0.66
32	Escoria seca	B	9.7	26	-	-
33	Fertilizante de fosfato ácido	B	9.7	40	-	-
34	Fosfato de roca pulverizado	C	16-19	30-45	0.8	-
35	Gravilla lavada	A	13.7-14.5	20-30	-	-
36	Granito en pedazos	C	8.1-8.9	35	-	-
37	Goma paletizada	B	7.2-8.1	21-28	-	-
38	Granos de soya enteros	D	4.5-6.6	50-55	0.65	0.85
39	Harina de trigo	C	20-22	30	-	0.7
40	Hormigón	C	7.5-10	30	0.55	0.6
41	Hulla fina clasificada	D	6.1-6.4	35	-	-
42	Harina de maíz	B	5.6-7.2	20	-	-
43	Hielo triturado	D	6.4-8.9	20-30	-	-
44	Levadura fina	A	21-35	30-50	1.2	-
45	Mineral de hierro	A	19.4-24.3	20-30	-	-
46	Mineral de cobre	D	7.2	30	-	-
47	Maíz desgranado	D	7.2	30	-	-
48	Mineral de cinc	B	7.2	30	-	-
49	Mineral de plomo	B	7.2	30	-	-

Fig.2.1-Características físico mecánico de material a granel Fuente (Oriol Guerra, 1992).

2.1.1.4-Peso específico

El peso específico de un material es el peso de sus partículas sacadas a temperaturas de 100 a 150 °C durante 2 a 3 horas, en relación el volumen de agua despezado por estas.

El peso específico es necesario para cálculo de transportadores de tablillas (Oriol Guerra, 1992)

2.1.1.5-Angulo de reposo

Cuando la carga a granel se deja caer libremente formando una pila sobre una superficie horizontal. Superficie lateral se distribuye formando un ángulo φ con la horizontal. Este se denomina ángulo de talud o de reposo. Y depende de la movilidad entre las partículas (Oriol Guerra, 1992). Mientras mayor movilidad posean, menor será el ángulo de talud. Esta movilidad mutua de las partículas depende de las fuerzas de cohesión y del coeficiente de fricción. Según el estado del material (humedad, temperatura, compresión)

El ángulo de talud se determina fácilmente mediante un simple cilindro, dentro del cual se deposita el material

El ángulo de talud dinámico φ_d se obtiene hace vibrar verticalmente la superficie de soporte.

$$\varphi_d = 0,7 \cdot \varphi \quad (2.4)$$

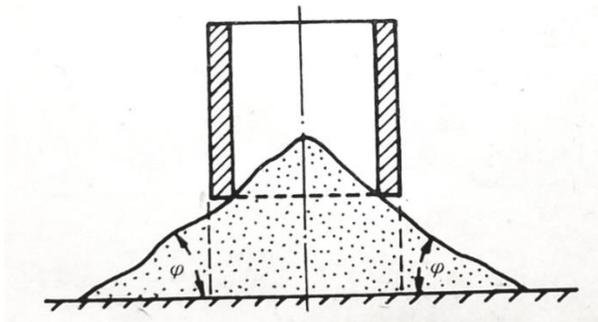


Fig. 2.2- ángulo de reposo estático φ . Fuente (Oriol Guerra, 1992).

2.1.1.6-Abrasividad

La propiedad que los materiales tiene de desgatar la superficie con la que están en contacto cuando hay movimiento relativo. El grado de abrasividad de la carga a granel depende de dureza, la forma y las medidas de las partículas que la componen (Oriol Guerra, 1992)

Por el grado de la abrasividad y por su efecto nocivo sobre los elementos de transportadores, las cargas a granel se clasifican:

- a) No abrasivo
- b) Poco abrasivo
- c) Medianamente abrasivas

d) Muy abrasivas

2.1.1.7-Propiedades específicas de los materiales.

Las propiedades específicas de los materiales son:

- ❖ Corrosividad. Es la propiedad que tienen los materiales de reaccionar químicamente con superficies de contactos.
- ❖ Higroscopicidad. Es la propiedad de material de absorber la humedad de medio ambiente.
- ❖ Compacticidad. es la propiedad que tienen algunas cargas de perder la movilidad entre sus partículas cuando pasan por un periodo prolongado de almacenamiento
- ❖ Adhesividad, la auto -combustión y la toxicidad. Son las propiedades que se tienen en cuenta por condiciones técnicas especiales, que deben cumplirse obligatoriamente durante la proyección de los equipos.

En la figura 2.3 se ilustra la tabla de codificación de los materiales a granel

Propiedades físico-mecánicas	Características del material	Código
Abrasividad	No abrasivas	A
	Poco abrasivas	B
	Medianamente abrasivas	C
	Muy abrasivas	D
Peso específico a granel δ , kN/m ³	Ligero <6	I
	Medio 6 a 11	J
	Pesado 12 a 20	K
	Muy pesado >20	L
Ángulo de reposo φ , grados	Muy fluido < 30°	1
	Fluido 30 a 45°	2
	Poco fluido > 45°	3
Granulometría \bar{d} , mm	Polvo < 0,05	4
	Fino 0,05 a 0,49	5
	Granulado 0,5 a 9	6
	Pequeños terrones 10 a 60	7
	Medianos terrones 61 a 160	8
	Grandes terrones > 160	9
Propiedades específicas	Corrosividad	V
	Higroscopicidad	H
	Adhesividad	R
	Explosividad	E
	Compacidad	P
	Toxicidad	T

Fig. 2.3-Codificación de los materiales Fuente (Oriol Guerra, 1992)

2.1.2- Productividad o capacidades de las máquinas continuas

La productividad de una máquina de transporte continuo está dada por la cantidad material a granel o por piezas que esta entrega en la unidad tiempo, transportándoles en una dirección y distancias determinadas. Esta productividad puede expresarse en términos de masa, peso o volumen de carga por unidad de tiempo. Como unidad de tiempo se emplea

frecuentemente la hora, aunque este puede expresarse también en jornadas de trabajo. Para algunos equipos de específicos tales como alimentadores y cargadores suele emplearse un periodo de tiempo más corto, el minuto.

La productividad media horaria Q_{med} [kN/m] se expresa teniendo en cuenta la productividad por jornada (kN/jornada), el tiempo duración de cada jornada $t_j(h)$ y el tiempo de trabajo de la maquina $t_m(h)$ en cada jornada, de acuerdo con la expresión:

$$Q_{med} = \frac{Q_j}{t_m} = \frac{Q_j}{t_j \cdot k_i} \quad [\text{kN/h}] \quad (2.5)$$

Donde:

$k_i = \frac{t_m}{t_j} \leq 1$ – grado de utilización de transportadores continuos durante la jornada de trabajo.

Los transportadores de intervienen en la productividad o capacidad de las maquinas transportadores continuo se calcula a tres tipos de transportación.

- ✓ Transportación de carga a granel en forma de vena continua
- ✓ Transportación de carga a granel en cantidades separadas
- ✓ Transportadores de cargas por piezas.

En todos los casos, la capacidad de la máquina de la maquina depende de la cantidad media de carga por unidad de longitud del órgano portador o peso lineal $q[N/m]$ y la velocidad de transportación $v[m/s]$.

Si la producción de un transportador es q [N/m] la productividad horaria será:

$$Q = \frac{3600}{1000} q \cdot v = 3,6 \cdot q \cdot v \quad [\text{kN/h}] \quad (2.6)$$

1. Transportación de carga a granel en forma de vena continua

$$Q = 3600 A \cdot v \cdot \gamma = 3600 \cdot A_0 \cdot v \cdot \gamma \cdot \psi \quad [\text{kN/h}] \quad (2.7)$$

2. Transportación de carga a granel en cantidades separadas

$$Q = 3,6 \frac{i}{a} v \cdot \gamma = 3,6 \cdot \frac{i_0}{a} \cdot v \cdot \gamma \cdot \psi \quad [\text{kN/h}] \quad (2.8)$$

3. Transportadores de cargas por piezas

$$Q = \frac{G}{a} \cdot v \quad [\text{kN/h}] \quad (2.9)$$

$$Q = 3,6 \frac{G_z}{a} v; \quad [\text{kN/h}] \quad (2.10)$$

2.1.3-Potencia del motor y factor de resistencia al movimiento

La transportación de la carga en las máquinas de transportes continuo puede ser tal que esta se mueva, en un plano vertical, (fig.2.4 .a), en un plano horizontal (fig. 2.4 .b), o en espacio (fig. 2.4 .c), en trazas rectilíneas o curvas.

Como consecuencia de esto, el punto de salida de la carga podrá estar por encima, al mismo nivel o por debajo del punto en la entra el transportador.

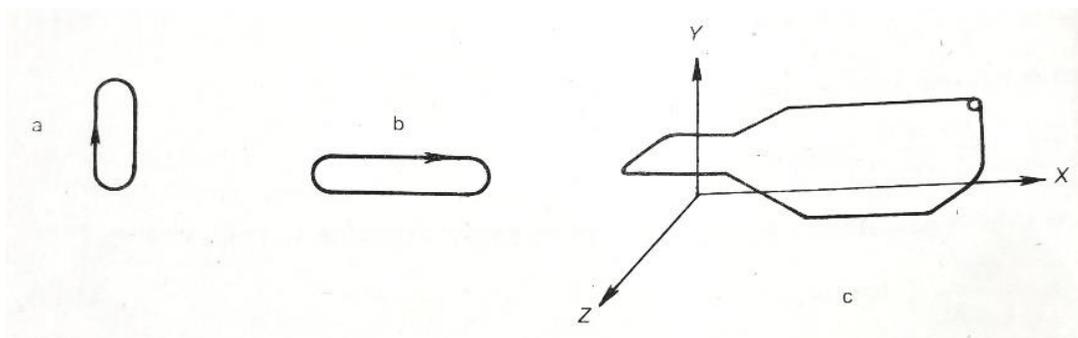


Fig. 2.4-Esquema del recorrido de las cargas en las maquinas transportadores : a) en el plano vertical; b) en el plano horizontal; c) en el espacio; Fuente: (Oriol Guerra, 1992)

2.2.2.1-La potencia de motor necesaria para elevar la carga, sin incluir las pérdidas por fricción es decir la potencia útil estará dada por la expresión.

$$N_u = \frac{1000.Q.H}{3600.102} = \frac{QH}{3670} \quad [kW] \quad (2.11)$$

Donde:

Q –La capacidad de la máquina es en $[kN/h]$

H - La altura de transportador en $[m]$

Si la eficiencia de la máquina transportadora se expresa por η , la potencia consumida será:

$$N = \frac{N_u}{\eta} = \frac{Q.N}{3670.\eta} \quad [kW] \quad (2.12)$$

Donde:

η -La eficiencia en $[\%]$

N - La potencia consumida en $[kW]$

Como se conoce, la eficiencia η está determinada por el grado de perfeccionamiento mecánico del equipo. Mientras mayor sea la eficiencia, menor será la magnitud de pérdidas por resistencia.

La resistencia total de en una máquina de transportación continua se determina como la suma de las resistencias útiles y de fricción de sus partes móviles. De esta forma e

conveniente definir el factor de resistencia al movimiento con respecto a la normal, y no al paso de las fuerzas que limitan el movimiento, o sea.

$$W_{fr} = q \cdot L \cdot \cos\beta \cdot \omega' \quad [N] \quad (2.13)$$

La fuerza de tracción para vencer la resistencia en plano horizontal es:

$$W_{fr} = q \cdot (G + G_0) \cdot \omega' \quad [N] \quad (2.14)$$

Para un plano inclinado que forma con horizontal un ángulo β , ascendiendo o descendiendo, la expresión de la fuerza de tracción será:

$$W = W_{fr} + W_u = (G + G_0) \cdot \sin\beta + (G + G_0) \cdot \cos\beta \omega'$$

$$W = (G + G_0) \cdot (\pm \sin\beta + \cos\beta \omega') \quad [N] \quad (2.15)$$

Donde:

W_{fr} - fuerza de resistencia por fricción en [N]

W_u –fuerza de resistencia útil en [N]

ω' –coeficiente de resistencia al movimiento

El valor de coeficiente de resistencia al movimiento ω' para una carga que traslada rodando sobre rieles o guías, se determina a partir de la conocida expresión :

$$\omega' = c \cdot \left(\frac{\mu \cdot d_p + 2k}{D} \right) \quad [N] \quad (2.16)$$

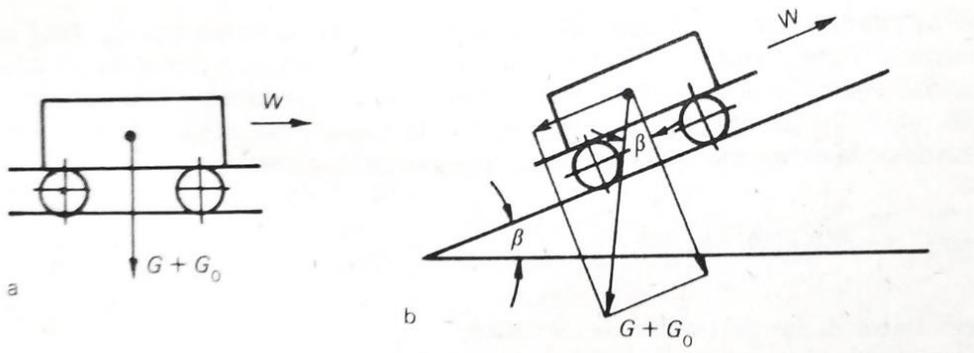


Fig.2.5 Resistencias en los tramos rectilíneos Fuente (Oriol Guerra, 1992)

Donde:

μ –Coeficiente de fricción en el pasador de rodillo o en los cojinetes de deslizamiento o rodamiento reducido al diámetro del pasador

k –coeficiente de fricción por rodamiento [cm]

d –diámetro del pasador [cm]

D – Diámetro del rodillo [cm]

c –factor que tiene en cuenta el crecimiento de resistencia debido a la fricción entre el reborde de rodillo y el rail ($c \geq 1$).

Si la carga, en lugar de transportarse por rodamiento, lo hace por deslizamiento, el coeficiente de fricción es $\omega' = \mu$.

Los coeficientes μ y k , en la expresión (2.16) varían dentro de amplios límites y dependen de tipo de transportador y de sus condiciones de operación.

2.1.3 Resistencia y potencia de los transportadores con órgano de tracción flexible.

La traza por lo que se mueve el órgano de tracción flexible en conductor, por lo general, se compone en forma alternante, de tramos, tramos curvos y puntos de viraje. En la composición de la traza surgen diversas resistencias.

2.1.3.1 Resistencia por sectores del conductor

La resistencia al movimiento en los tramos rectos y curvos a lo largo de todo tramo, denominada resistencia distribuida. Y la resistencia en los puntos de viraje se consideran locales o resistencia concentradas.

2.1.3.2 Resistencia en tramos rectos.

Para cálculo de las resistencias distribuidas en un conductor, es necesario tener en cuenta la forma en que se trasladan la carga y el órgano de tracción flexible a lo largo de este. Si la carga se traslada sobre el órgano portador (transportador de tablillas), el órgano de tracción y la carga se moverán con igual coeficiente de resistencia.

A partir de la expresión (2.15) se puede generalizar una expresión que tenga la forma siguiente:

$$W_{rec} = \pm q' \cdot L \cdot \sin \beta + q'' \cdot L \cdot \omega' \cdot \cos \beta \quad [N] \quad (2.17)$$

Donde:

q' - peso lineal de las partes móviles que se trasladan.

q'' - peso lineal de las partes que influyen en la resistencia de fricción

L –Longitud del transportador

Si en lugar del órgano de tracción moverse sobre rodillos, lo hiciera deslizando sobre una base o guía fija, el coeficiente de resistencia sería equivalente al coeficiente de fricción por deslizamiento, es decir $\omega' = \mu$

Cuando los coeficientes de la carga y del órgano de tracción no son iguales la ecuación (2.14), toma otra forma.

$$W_{rec} = \pm(q_0+q)L. \sin \beta + (q_0.\omega'_p+q.\omega'_c) L. \cos \beta \quad [N] \quad (2.18)$$

Donde:

q_0 - peso lineal del órgano de tracción y portador unidos [N/m]

ω'_p y ω'_c - coeficientes de resistencia de la carga y las partes móviles respectivamente.

2.2.3.3 Resistencia en puntos de viraje.

En los puntos de viraje, los cuales se emplean en la conexión de dos tramos rectos o curvos inmediatos de la traza de un conductor.

La resistencia que aparece en las poleas, tamboras, y catalinas constituye la suma de la resistencia de la fricción en los cojinetes y la resistencia por el concepto de la rigidez (resistencia a la flexión) del órgano de tracción (cadenas y cintas).

La resistencia por concepto de la rigidez del órgano de tracción al flexarse y enderezarse en el caso de las cadenas depende del coeficiente de fricción e n las articulaciones.

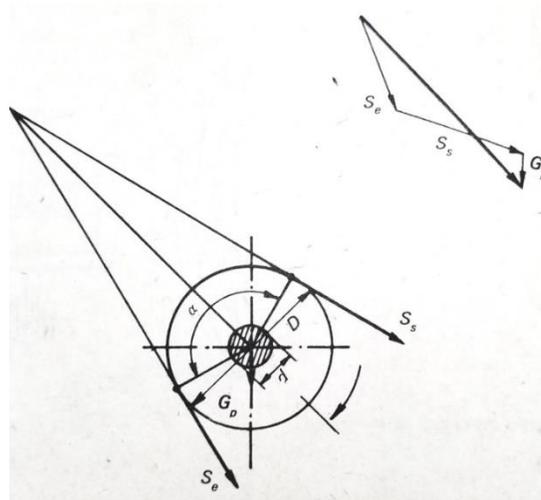


Fig.2.6 esquema de las resistencias en punto de viraje Fuente (Oriol Guerra, 1992)

$$W_{cad} = (S_e+S_s). \frac{d_p.\mu_c}{D} \quad [N] \quad (2.19)$$

Donde:

d_p – Diámetro del pasador de la articulación

μ_c – Coeficiente de fricción en la articulación de la cadena.

S_e – Tensiones entrada

S_s – Tensiones salida

Considerando que el incremento de la tensión debido a la rigidez de dichos órganos de tracción es aproximadamente igual a 1% de la tensión de entrada ($k = 0,01$). Y operando con la expresión (2.20).

$$S_s = K \cdot S_e \approx S_e \cdot \left[1 + \frac{2}{D} \left(d \cdot \mu_a \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + k \right) \right] \quad [N] \quad (2.20)$$

Donde:

μ_a – coeficiente de fricción del cojinete del árbol

los coeficientes de fricción de los cojinetes del árbol y los coeficientes de fricción en las articulaciones de las cadenas para diferentes condiciones de trabajos de los transportadores, en rango de temperaturas entre -5 a 80°C, los valores siguientes.

Coeficiente μ_a :

Para cojinetes de rodamiento (reducido).....0, 03 -0,06

Para cojinetes de deslizamiento.....0, 15 -0,25

Coeficiente μ_c :

Para lubricante líquido.....0, 1 -0,2

Para grasa consistente.....0, 15 -0,25

Sin grasa0, 25 -0,45

2.1.4. Fuerzas de tracción y potencia del motor

Para determinación de la fuerza de tracción total de un transportador de tablillas suele emplearse el método de diagrama de tensiones por los puntos de la traza.

Este método consiste en dividir la traza del conductor en sectores rectilíneos (resistencias distribuidas) y viraje (resistencias concentradas).

El punto de mínima tensión del órgano de tracción se ubica en dependencia del tipo de transportador.

La tensión en cada punto de la traza se obtiene mediante la regla general: la en cada punto de la traza, siguiendo el sentido del movimiento, es igual a la tensión en el punto inmediato anterior, más la resistencia originada en el sector dichos puntos. Es decir:

$$S_{i+1} = S_i + W_{i-(i+1)} \quad [N] \quad (2.21)$$

Donde:

S_i y S_{i+1} – tensiones en los puntos consecutivos de la traza i e $i+1$, [N]

$W_{i-(i+1)}$ – resistencia en sector entre dichos puntos, [N]

Si el número de tramos rectos, y puntos de viraje en un conductor es igual a n y la tensión en la rama de entrada y salida es S_e y S_s , la fuerza de tracción total será:

$$W_0 = S_e + S_s = S_{n+1} - S_1, \quad [N] \quad (2.22)$$

y si incluye la resistencia originada en el árbol propulsor W_{pr} la expresión anterior se queda.

$$W_0 = S_e - S_s + w_{pr}, \quad [N] \quad (2.23)$$

La potencia del motor consumida en el transportador será:

$$N = \frac{W_0 \cdot v}{120 \cdot \eta_t} \quad [kW] \quad (2.24)$$

Donde:

W_0 – Fuerza de tracción total [N]

v –Velocidad del órgano de tracción.

η_t –Eficiencia de la transmisión, que incluirá o no las pérdidas en árbol propulsor.

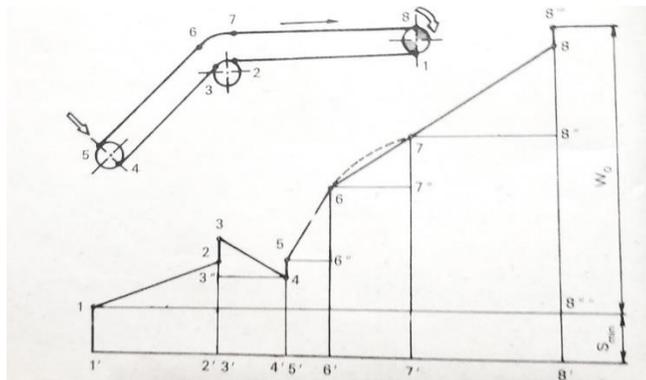


Fig.2.7. diagrama de tensiones del órgano de tracción Fuente (Oriol Guerra, 1992)

2.1.5-Metodología para Cálculos de los transportadores de tablillas

2.1.5.1-Determinación del ancho de la tablilla.

Generalmente se calcula el ancho de las tablillas, por la ecuación (2.1) en dependencia de si llevan guardara o no. Las tablillas sin se recomiendan cuando la capacidad es menor es menor $25 \text{ m}^2/\text{h}$. y los pedazos son pequeñas.

Ver la figura 2.4.

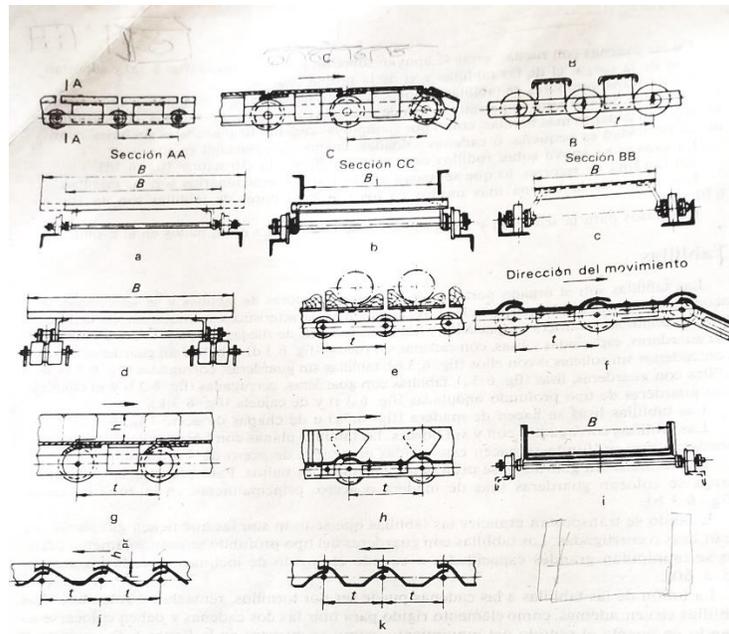


Fig.2.8. Tipos de tablillas, Fuente: (Oriol Guerra, 1992)

Se comenzará por las tablillas que no tienen guarderas y se asumirá que la sección de la vena de material, deposita sobre la tablilla, forma un triángulo, cuya área se definirá por A_1 (fig. 2.1a) .La diferencia con respecto al cálculo de del ancho de banda sobre rodillos. Esta dado por el aumento de los valores de ángulo de talud dinámico, φ_{din} , y del valor del valor de las base de triangulo de material. B, debido a la rigidez mayor que tiene las tablillas y que la velocidad de transportación es menor por el uso de cadenas como órgano de tracción. $\varphi_{din} = 0.4$. $\varphi_{yb} = 0,85 \cdot B$.

Donde:

B – Ancho de la tablilla

A_1 – Area de la seccion del material

φ -es el ángulo de estático (ángulo de reposo es el ángulo que forma cuando una carga de granel deja caer libremente formando una pila sobre una superficie horizontal con la superficie lateral y depende de la movilidad entre las partículas. Mientras mayor movilidad posean, menor será φ . Esta movilidad mutua de las partículas depende de las fuerzas de cohesión y del coeficiente de fricción)

Luego el área de la sección de material se halla por:

$$A_1 = \frac{b \cdot h_1}{2} \cdot C_2 = \frac{C_2 \cdot b^2 \cdot \tan \varphi}{4} = 0.18 C_2 B^2 \tan(0,4 \cdot \varphi); \quad [m^2] \quad (2.25)$$

Donde:

C_2 –coeficiente que tiene en cuenta la disminución de la sección transversal del material debido a la inclinación de que tiene el transportador

b – Base del triangulo del material

h_1 – Altura de las guarderas

Los valores de C_2 se hallan por la tabla 2.2.

sustituyendo la expresión (2.2) en la expresión (2.8) se obtiene:

$$Q = 3600.A_1.\gamma.v = 648.C_2.B^2.\gamma.v.\tan(0,4.\varphi); \quad [kN/h] \quad (2.26)$$

Donde:

γ – Peso especifico a granel en $[kN/m^2]$

v – velocidad de transportacion $[m/s]$

$$B = \sqrt{\frac{Q}{648.C_2.\gamma.v.\tan(0,4\varphi)}}; \quad [m] \quad (2.27)$$

Tabla 2.2-Valores del factor C_2 , Fuente: (Oriol Guerra, 1992)

Angulo de inclinación de transportador en grados	Tipo de tablillas	
	Sin bordes	con bordes
Hasta 10	1,0	1,0
de 10 a 20	0,9	0,95
más de 20	0,85	0,9

En el caso de las tablillas con guarderas, la sección de la vena de material, está compuesta

Por dos áreas: A_2 y A_3 (ver fig. 6.6b y c) cuyos los valores se determinan de la siguiente forma.

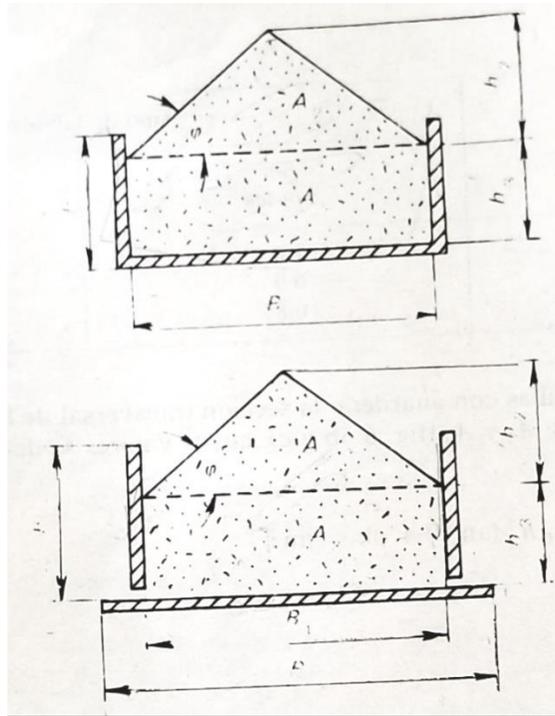


Fig.2.9. Sección del material en un transportador de guarderas, Fuente: (Oriol Guerra, 1992)

$$A_2 = \frac{B \cdot h_1}{2} \cdot C_2 = 0,25 \cdot C_2 \cdot B^2 \tan(0,4\varphi); \quad [m^2] \quad (2.28)$$

$$A_3 = B \cdot h_3 = B \cdot h \cdot \psi \quad [m^2] \quad (2.29)$$

Donde:

A_2 y A_3 – Areas de la secciones 2 y 3 del material

h_3 – Altura de guarderas de seccion 3.

$\psi = \frac{h_3}{h}$ - coeficiente de llenado de la sección comprendida entre las guarderas de la tablilla

Generalmente los valores son de 0,65 a 0,755.

Conociendo que $A = A_2 + A_3$ y sustituyendo dicho valor (2.3) se obtiene:

$$Q = 3600 \cdot A_1 \cdot \gamma \cdot v = 900 \cdot \gamma \cdot v [C_2 \cdot B^2 \tan(0,4 \cdot \varphi) + h \cdot \psi \cdot B] \quad [kN/h] \quad (2.30)$$

Resolviendo la ecuación de segundo grado en función de B.

$$B = \sqrt{\frac{Q}{900 \cdot \gamma \cdot v \cdot C_2 \cdot \tan(0,4 \cdot \varphi_{din});} + \left(\frac{2 \cdot h \cdot \psi}{C_2 \cdot \tan \varphi_{din}}\right)^2} - \frac{2h\psi}{C_2 \cdot \tan \varphi_{din}} \quad [m] \quad (2.31)$$

De los datos iniciales se pueden determinar todos los valores que aparecen en la expresión (2.26), excepto la velocidad de transportación v , y la altura de las guarderas, h .

La velocidad de transportación de esta entre los límites de 0,05 a 1,25 m/s y el valor escogido estará en dependencia de varios factores, entre los cuales se encuentran:

- a) Exigencias del proceso tecnológico
- b) Tipo de cojinetes (deslizamiento o rodamiento) empleado en las ruedas de las cadenas de tracción.
- c) Paso de las cadenas
- d) Numero de dientes de catalinas.

Generalmente los transportadores de tablillas de uso general emplean velocidades de transportación de 0,1 a 0,4 m/s

La altura h se selección la figura de la tala 2.10. aplicar la expresión (2.31), y hallar el valor de B , se normaliza y se comprueba si el valor h esta dentro de las alturas preferidas para dicho ancho de tablilla. De no coincidir. Se debe tratarse de repetir el cálculo, escogiendo otro valor de h .

Ancho B del entablillado, mm	Altura de los bordes h , mm					
	100	125	160	-	-	-
400	100	125	160	-	-	-
500	100	125	160	200	250	-
650	100	125	160	200	250	320
800	100	125	160	200	250	320
1 000	100	125	160	200	250	320
1 200	100	125	160	200	250	320
1 400	100	125	160	200	250	320
1 600	100	125	160	200	250	320

Fig. 2.10. Ancho del entablillado y la altura de los bordes los transportadores (Oriol Guerra, 1992)

Por último, una vez determinado el ancho y la altura de la tablilla. Se recalcula la velocidad de transportación a partir da la expresión (2.30).

Si el transportador de tablillas no contara con guarderas móviles, sino fijas, a la estructura, la determinación de la separación entre guarderas. B_2 se harían igualmente por la expresión

(2.31), tomando B_1 en lugar de B. posteriormente, el ancho de la tablilla se hallaría incrementando en un 20% el valor de B_1

La comprobación de ancho de la tablilla para que no existen problemas relacionadas con las dimensiones de las partículas de material se realiza mediante las siguientes expresiones:

a) Para materiales clasificados:

$$B \geq 2,7a + 200; \quad [\text{mm}] \dots \dots \dots \quad (2.32)$$

a) Para materiales no clasificados

$$B \geq 1,7a + 200; \quad [\text{mm}] \dots \dots \dots \quad (2.33)$$

Donde:

a-Magnitud característica del material.

Como la expresión (2.31), es más compleja que las expresiones (2.32) y (2.33), a menudo se calcula primero B por las expresiones (2.32) y (2.33), para tener una idea del valor de la altura preferida de las guarderas y entonces aplicar la expresión (2.31).

En el caso de transportadores de las tablillas para bultos, las dimensiones de las tablillas están dadas para por las dimensiones de bulto, su colocación y su número, igual que en caso de los transportadores de banda.

2.1.5.2 Cálculos de las resistencias y tensiones de los transportadores de tablillas

El cálculo de resistencia distribuidas y el método de interrelacionar las tensiones se efectúa mediante las expresiones (2.17) y (2.21), respectivamente.

El valor de q_o o sea el peso lineal de las tablillas se hallan de los catálogos de tablillas y de cadenas respectivamente. Como es difícil disponer de un catálogo donde aparezcan las características de las tablillas, a continuación, se propone una expresión empírica que permite calcular aproximadamente el valor de q_o

$$q_o = 600(A + B) \quad [\text{kN/h}] \quad (2.34)$$

Donde:

B- ancho de las tablillas, [m]

A – coeficiente que depende del ancho y del tipo de tablilla y se halla en la tabla. 2.3

Hay tres tipos principales de tablillas, ligero, medio, y pesado. Su uso está en correspondencia directa con el peso específico del material que se desea transportar.

Los valores de A, obtenidos en la tabla 2.3, se disminuyen de 10 a 15 % cuando las tablillas que usan no tienen guarderas.

Tabla 2.3. Valores aproximados del factor A para tablillas onduladas de acero con bordes,

Fuente: (Oriol Guerra, 1992)

Tipo de tablilla	Factor A para tablilla con acho de		
	B=0,4 a 0,5 m	B=0,65 a 0,8 m	B=0,8 m
Ligera	0,67	0,834	1,167
Media	1,0	1,167	1,67
Pesada	1,34	1,834	2,5

El factor de resistencia al movimiento se, halla por la expresión(2.16). sison conocidos todos sus componentes, con la ayuda la 6.4. En este caso el valor de C varia de 1,1 a 1,2

$$\omega' = c. \left(\frac{\mu \cdot d_p + 2 \cdot k}{D} \right)$$

De una forma menos precisa, ω' se halla por la tabla 2.5

Los transportadores de tablillas, que emplean con guarderas fijas surge una resistencia adicional, debido al movimiento relativo que tiene el material con respecto a las guarderas fijas y la presión que ejerce el material contra estas.

Esta resistencia se denomina W_g y se halla por la expresión:

$$W_g = 100 \cdot \gamma \cdot h^2 \cdot \psi_g \cdot \mu_g \cdot L_g \quad [N] \dots \dots \dots \quad (2.35)$$

Donde:

γ - Peso específico del material [kN/m^2]

h – Altura de guardera fija [m]

ψ_g –Coeficiente de llenado

μ_g –Coeficiente de fricción guardera material

L_g –Longitud de las guarderas[m]

La resistencia W_g se halla por tramos y se agrega a la resistencia distribuida calculada por la expresión(2.17).

La resistencia concretada que surge en los cambios de dirección se halla por expresión(2.36)y la que surge en las ruedas de estrellas no motrices, por la expresión (2.20), tomando K valores de 1,05 a 1,10.

$$S_s = S_e \cdot e^{\omega'' \cdot \alpha} + R(q_o + q) \cdot (e^{\omega'' \cdot \alpha} - 1) \cdot \frac{\omega''}{\omega'} \quad [N] \quad (2.36)$$

Tabla 2.4-Coeficientes μ y K, Fuente: (Oriol Guerra, 1992)

Condiciones de trabajo del conductor	μ K [cm]			
	Ruedas con casquillo de deslizamiento	Ruedas con cojinetes de rodamiento	Ruedas con fundición en coquillas	Ruedas con llanta elaborada
Ligeras (local seco y limpio, ausencia y material esparcido)	0,15	0,025	0,07	0,05
Medias (polvo no abrasivo, es posible el material en las guías, humedad moderada)	0,20	0,04	0,09	0,06
Pesadas (polvo abrasivo, humedad elevada, esparcimiento considerado del material)	0,25	0,06	0,12	0,08

Tabla 2.5-Valores aproximados del factor ω' para las cadenas de tracción (de casquillo rueda),

Fuente: (Oriol Guerra, 1992)

Condiciones de operación	Factor de ω' para los rodillos.	
	Cojinetes de deslizamiento	Con cojinetes de rodamiento
Favorables	0,06 a 0,08	0,020

Medias	0,08 a 0,10	0,030
Adversas	0,10 a 0,13	0,045

2.1.5.3 Determinación del punto de mínima tensión de transportares de tablillas.

La tensión mínima del transportador de tablillas es 1000 a 300 N, posteriormente usando la expresión (2,21) se halla el resto de las tensiones los puntos significativos de la traza.

La ubicación del punto de mínima tensión, en la mayoría de los casos, se hace por simples inspección, pues se conoce que la tensión va aumentando en el sentido del movimiento, pues las resistencias de dicho movimiento van incrementándose. Sin embargo, puede existir un tramo de inclinado hacia abajo que provoque que la resistencia distribuida sea negativa y la tensión sea menor precedente (fig. 2.4). En este caso surge la incertidumbre de que valor de tensión será menor: el punto 1 o del punto 2.

Para resolver el problema, se plantea el cálculo de la resistencia distribuida entre los dos puntos en que pudiera ser estar ubicado el menor valor de la resistencia distribuida fuera positiva, el punto de menor tensión sería el punto menor, y si la resistencia distribuida fuera negativa, el punto de menor tensión del punto mayor.

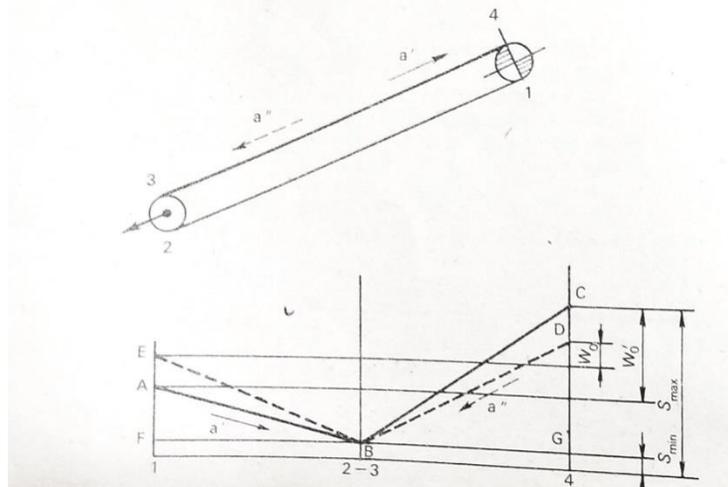


Fig.2.11 Esquema de cálculo del transportador de tablillas de la KTP-2M Fuente: (Oriol Guerra, 1992).

2.2-Metodología de cálculos de resistencia de la cadena.

Los eslabones de la cadena se sitúan en torno a la estrella por los lados de un polígono, lo que provoca que la velocidad de la cadena no sea constante y tenga variaciones al entrar los eslabones en contacto con la estrella.

Al girar la rueda de la estrella conductora que gira uniformemente a una velocidad angular n_1 un ángulo $\frac{\varphi}{2}$ que es la mitad del ángulo de paso de la estrella, el eslabón que ocupaba inicialmente la posición 1 ocupará la posición 2, se puede considerar que el eslabón realizó un movimiento de traslación con una velocidad de traslación igual a la tangencial de la estrella. Esta velocidad se puede descomponer en dos direcciones lo que permite obtener la velocidad de entrada de la cadena sobre la rueda v_c , Tomado del libro: (Reshetov, 1990)

$$v_c = v_1 \cdot \cos \beta = W_1 \cdot r_1 \cdot \cos \beta = W_2 \cdot r_2 \cdot \cos \gamma \quad (2.37)$$

$$W_2 = \frac{v_c}{r_2 \cdot \cos \gamma} = \frac{W_1 \cdot r_1 \cdot \cos \beta}{r_2 \cdot \cos \gamma}$$

$$u = \frac{W_1}{W_2} = \frac{r_2 \cdot \cos \gamma}{r_1 \cdot \cos \beta} \quad (2.38)$$

La velocidad mínima se produce cuando el ángulo de giro alcanza el valor $\beta_{max} = \frac{\varphi}{2}$

$$v_{c \min} = W_1 \cdot r_1 \cdot \cos \frac{\varphi}{2} \quad (2.39)$$

Durante el giro de la rueda un ángulo φ el eslabón realiza un movimiento vertical con aceleración desde el ángulo $-\frac{\varphi}{2}$ con aceleración e igual pero con deceleración hasta el ángulo, lo que produce una oscilación regular de la cadena con fluctuaciones de la velocidad. El diámetro de paso de la estrella se determina como:

$$\sin \frac{\varphi}{2} = \left(\frac{t}{D} \right) \quad (2.40)$$

Donde:

$$D = \left(\frac{t}{\sin \frac{\varphi}{2}} \right)$$

φ - Ángulo de paso de la estrella.

$$\varphi = \frac{360}{z} \quad (2.41)$$

z -Número de dientes de catalinas

Entonces,

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180}{\pi}} \quad (2.42)$$

Al ángulo $\frac{\varphi}{2}$ se le llama ángulo de articulación de la cadena y debe procurarse que sea lo menor posible para limitar el desgaste de la cadena.

La velocidad de desplazamiento de la cadena se define como el número de unidades de longitud que salen de la rueda por unidad de tiempo, por lo que la velocidad de la cadena en m/s se expresa como:

$$v = \frac{z.t.n}{3600} \quad [m/s] \quad (2.43)$$

Donde:

t–Paso, [mm].

n–Velocidad, [rpm].

La velocidad máxima de la cadena se produce cuando el eslabón está a un diámetro D igual al diámetro de paso de la catalina.

$$v_{max} = \frac{\pi.D.n}{60000} = \frac{\pi.t.n}{60000.\sin\frac{180}{z}} \quad [m/s] \quad (2.44)$$

La velocidad mínima ocurre a un diámetro d menor que D, que está desfasado un ángulo $\frac{\varphi}{2}$, que se determina como:

$$v_{min} = \frac{\pi.d.n}{60000} = \frac{\pi.t.n}{60000.\sin\frac{180}{z}} \cdot \frac{\cos\frac{180}{z}}{\sin\frac{180}{z}} = \frac{\pi.d.n}{60000} \cdot \tan\frac{180}{z} \quad [m/s] \quad (2.45)$$

La variación cordal de la velocidad depende del número de dientes de la estrella menor, en la figura 1.8 se muestra su comportamiento respecto a este, observándose como aumenta bruscamente con la disminución del número de dientes de la estrella menor. La variación cordal de la velocidad produce cargas de choque entre los eslabones de la cadena y los dientes de las estrellas por lo que debe procurarse que sea lo menor posible, por esto el valor de número de dientes mínimos de la estrella (Reshetov, 1990)

2.2.1 Cálculos de las pérdidas de potencias.

Las pérdidas de potencia en estas transmisiones están dadas por la potencia que se consume en vencer la rigidez de la cadena, esta es dedicada fundamentalmente a vencer la fricción entre los eslabones de la cadena y entre las platinas de los eslabones adyacentes, y la fricción entre los dientes de las estrellas y los pasadores de la cadena, además deben considerarse las pérdidas en los cojinetes y la resistencia del aceite al avance de la cadena en los casos en que la lubricación sea por baño.

La parte mayoritaria de las pérdidas está dada por la resistencia al giro relativo de los eslabones. El trabajo de rozamiento A de una articulación de la cadena o al salir de ella viene dado por:

$$A = M_{roz} \cdot \alpha \quad [N] \quad (2.46)$$

Donde:

α - Angulo de giro relativo de los eslabones de la cadena.

$$\alpha = \frac{2\pi}{z} \quad (2.47)$$

z - Número de dientes de la estrella.

M_{roz} - Momento de rozamiento en la articulación.

$$M_{roz} = P \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \quad [N/m] \quad (2.48)$$

P - Fuerza en el pasador.

μ - Coeficiente de fricción.

d - Diámetro de los pasadores.

$$A = P \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{2\pi}{z} \quad [N] \quad (2.49)$$

Debe tenerse en cuenta que la fuerza sobre los eslabones varía de un valor P_{max} un valor P_{min} según sea el ramal en que se encuentre, y que sobre ella además influye la distancia entre centros y el pandeo de la cadena f.

El trabajo neto realizado por todos los eslabones se determina como:

$$A_{tot} = y \cdot \sum A \quad [N] \quad (2.50)$$

Donde:

y - Número de eslabones de la cadena. Siendo entonces las pérdidas de potencia producto del rozamiento en las articulaciones:

$$P = \frac{A}{T} \quad [N] \quad (2.51)$$

Donde:

T - Tiempo de recorrido de la cadena.

$$T = \frac{y \cdot t}{1000 \cdot v} \quad [N] \quad (2.52)$$

Donde:

t - Paso de la cadena, [mm]

v - Velocidad, [m/s].

El rendimiento de la transmisión se determina como:

$$P = \frac{N}{N+P} \quad [N] \quad (2.53)$$

Las otras pérdidas tienen mucha menor importancia, por ejemplo, las ocasionadas por el batimiento del aceite son aproximadamente del 4 al 5 % de las originadas por la fricción.

2.2.2 Determinación de las fuerzas en la cadena.

A diferencia de las transmisiones por correas la tensión en los ramales de la cadena se determina por el pandeo producido por la acción de su peso propio funcionando en vacío.

El esquema de análisis para eso se muestra en la figura 2.5. La magnitud de la tensión S_2 se puede determinar a partir del análisis del equilibrio de la cadena, si llamamos q al peso por unidad de longitud de la cadena se determina a partir de la tabla 2.6, se puede plantear:

$$S_2 \cdot f = q \cdot \frac{A}{2} \cdot \frac{A}{4} \quad [N] \quad (2.54)$$

$$S_2 \cdot f = q \cdot \frac{A^2}{8}$$

En el proceso de diseño esta fuerza se puede determinar como:

$$S_2 = q \cdot g \cdot A \cdot K_\varphi \quad [N] \quad (2.55)$$

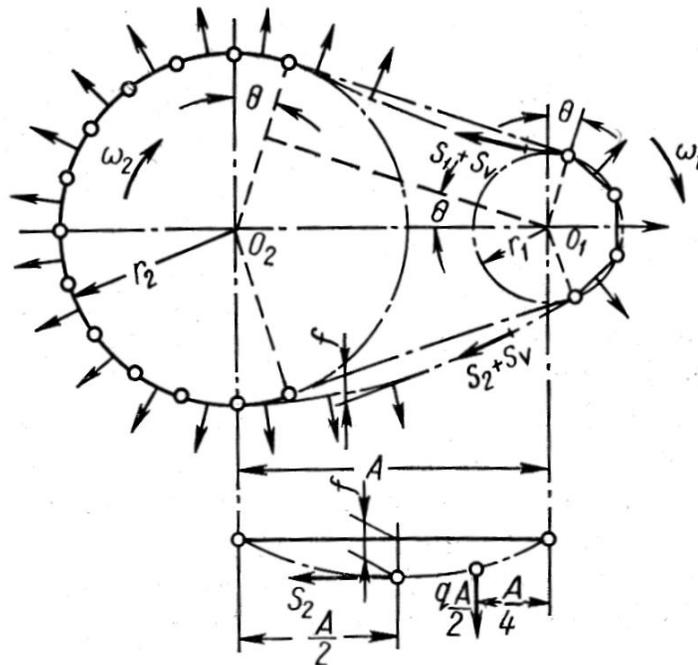


Fig.2.12 Esquema de análisis para determinar las fuerzas de la cadena, Fuente: (Faires, 1996)

Dónde:

q – Masa de 1m de cadena, kg.

g – Aceleración de la gravedad, m/s^2 .

A – distancia entre centros, m.

$$K_{\varphi} = \left[1 + 5 \cdot \left(\frac{90 - \varphi}{90} \right) \right] \quad (2.56)$$

$$\varphi = 0 \quad K_{\varphi} = 6$$

En la tabla 2.6 se muestra parámetros a tener en cuenta para realización de los cálculos para determinar los esfuerzos que actúan sobre la cadena, se pueden apreciar las principales características de las cadenas de rodillos y casquillos normalizadas. En esta es importante señalar que la resistencia mínima a la tensión es la carga de ruptura de la cadena, determinada experimentalmente por los fabricantes.

Tabla.2.6 –Cadenas de rodillos y casquillos Fuente: (Faires, 1996)

NÚMERO DE CADENA ANSI	PASO, in (mm)	ANCHO in (mm)	RESISTENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN lb (N)	PESO MEDIO lb/ft (N/m)	DIÁMETRO DE RODILLO in (mm)	ESPACIAMIENTO DE TORONES in (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Fuente: Recopilado de ANSI B29.1-1975

Si se transmite la carga útil, en el ramal conductor actúa la magnitud del esfuerzo circunferencial P en la rueda de estrella, por lo que:

$$F_p = \frac{1000 \cdot N}{v} \quad (2.57)$$

Generalmente la tensión en el ramal conductor S1 es mucho menor que la fuerza periférica, menos del 10 % de esta, por lo que en muchas ocasiones no se tienen en cuenta en los cálculos.

La magnitud de la fuerza centrífuga se puede determinar de igual forma que en las correas, pues debido a la pequeñez del paso t con respecto a los diámetros de las estrellas la cadena se puede considerar una cinta flexible.

$$F_V = q \cdot v^2 \quad [N] \quad (2.58)$$

Donde:

q – Peso del metro de cadena.

Además, hay que considerar que las cargas dinámicas.

$$F_d = k_d \cdot F_p$$

$$k_d = 0,3 \text{ a } 1,5$$

La fuerza máxima que actúa sobre la cadena lo hace en el ramal conductor y se determina como:

$$F_1 = F_p + F_V + S_2 + F_d \quad [N] \quad (2.58)$$

2.2.3 Cálculo de la presión sobre los pasadores para las condiciones de resistencia de la cadena.

$$P = \frac{F_p}{A} < [P] \quad [MPa] \quad (2.59)$$

P – Presión sobre los pasadores.

F_p – Fuerza periférica transmitida, [N]

$$F_p = \frac{1000 \cdot N}{v}$$

N – Potencia transmitida, kW.

$$P = \frac{T_1 \cdot z_1}{9550 \cdot 10^3} \quad (2.60)$$

T1 – Torque transmitido, [Nm]

n_1 – Velocidad de rotación, rpm.

v – Velocidad periférica, m/s.

$$v = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot t}{60 \cdot 1000} \quad (2.61)$$

A – Área proyectada del pasador, [mm²]

$$F_p = \frac{60\,000}{9550} \cdot \frac{T_1}{z_1 \cdot t} = 22,24 \frac{T_1}{z_1 \cdot t} \quad (2.62)$$

De acuerdo a las correlaciones dimensionales de las cadenas $A = 0,28 \cdot t^2$.

$$P = \frac{60\,000 \cdot T_1}{9550 \cdot z_1 \cdot t \cdot 0,28 \cdot t^2} = 22,24 \frac{T_1}{z_1 \cdot t^3} \quad (2.63)$$

En esta ecuación es necesario incluir un coeficiente que considere las condiciones trabajo de la transmisión y otro que tome en cuenta la cantidad de filas que tenga la cadena.

$$P = 22,24 \frac{T_1 \cdot K_e}{z_1 \cdot t^3 \cdot K_m} \quad (2.64)$$

Donde:

K_m – Coeficiente que toma en cuenta la cantidad de filas de cadenas.

$K_m = 1$ Cadenas de una fila.

$K_m = 1,7$ Cadenas de dos filas.

$K_m = 2,5$ Cadenas de tres filas.

$K_m = 3$ Cadenas de cuatro filas.

K_e – Coeficiente de régimen de trabajo.

$K_e = K_d \cdot K_a \cdot K_h \cdot K_{reg} K_l \cdot K_r$

K_d – Coeficiente de carga dinámica.

$K_d = 1$ Carga estática.

$K_d = 1,2$ a $1,5$ Carga dinámica.

K_a . – Coeficiente que toma en cuenta la distancia entre centros.

$K_a = 1$ $A = (30 \text{ a } 50) \cdot t$

$K_a = 1,25$ $A < 25 \cdot t$

$K_a = 0,8$ $A > 50 \cdot T$

K_h – coeficiente que toma en cuenta la inclinación de la línea entre centros.

$K_h = 1$ Línea entre centros horizontal.

$K_h = 1,25$ Línea entre centros inclinada.

K_{reg} – Coeficiente que toma en cuenta la posibilidad de regular la distancia entre centros.

$K_{reg} = 1$ Si la distancia entre centros es regulable.

$K_{reg} = 1,2$ Si la distancia entre centros no es regulable.

K_l – coeficiente que toma en cuanta la lubricación.

$K_l = 0,8$ Lubricación interrumpida.

$K_l = 1$ Lubricación con goteo.

$K_l = 1,5$ Lubricación periódica.

K_r – Coeficiente de ciclo de trabajo.

$K_r = 1$ 8 horas de trabajo diarias.

$K_r = 1,25$ 16 horas de trabajo diarias.

$K_r = 1,3$ 24 horas de trabajo diarias

El valor máximo del coeficiente de régimen de trabajo es 3, por lo que si al calcularlo da un valor mayor se reduce a este.

La presión admisible en los pasadores se determina a través de ensayos y depende del paso de la cadena y de la velocidad de rotación, y se puede determinar por las siguientes ecuaciones:

$$t < 16 \quad [P] = 38,5 - \sqrt{0,5 \cdot n_1} \quad (2.65)$$

$$t < 16 < 28 \quad [P] = 43,4 - 2,16 \cdot n_1^{0,35} \quad (2.66)$$

$$28 < t < 40 \quad [P] = 45,2 - 2,6 \cdot n_1^{0,347} \quad (2.67)$$

$$t > 40 \quad [P] = 44,2 - 3,38 \cdot (n_1 - 28)^{0,347} \quad (2.68)$$

La ecuación para determinar el paso mínimo requerido en la cadena es:

$$t = \sqrt[3]{\frac{22,42 \cdot T_1 \cdot K_e}{Z_1 \cdot [P] \cdot K_m}} = 2,28 \sqrt[3]{\frac{22,42 \cdot T_1 \cdot K_e}{Z_1 \cdot [P] \cdot K_m}} \quad (2.69)$$

El número de dientes de la estrella conductora z_1 se debe asumir mayor que el valor mínimo recomendado según la velocidad de rotación, es importante tener en cuenta que debe ser impar para garantizar un desgaste uniforme de la cadena, ya que esta generalmente tiene un número par de eslabones y así se evita que estos contacten siempre con el mismo diente:

$$n_1 < 100 \text{ rpm} \quad Z_{1min} = 15$$

$$100 < n_1 < 500 \text{ rpm} \quad Z_{1min} = 19$$

$$500 \text{ rpm} < n_1 Z_{1min} - 23$$

El paso mínimo calculado según esta ecuación debe normarse, una vez hecho esto debe verificarse que con el valor normado se cumpla la condición de resistencia sobre la presión en los pasadores.

El número de dientes de la estrella conducida Z_2 se determina en función de la relación de transmisión, es importante tener en cuenta que este no debe ser mayor que 120 dientes

$$Z_2 = Z_1 \cdot u \quad (2.70)$$

La distancia entre centros de las cadenas se recomienda que este entre 30 y 50 veces el paso, aunque esta generalmente es fijada por las condiciones particulares del diseño y sus valores límites recomendados son:

$$A_{min} = 0,6 \cdot (D_{e1} + D_{e2}) + 40 \quad (2.71)$$

Donde:

D_{e1} y D_{e2} -Diámetros exteriores de las estrellas.

El número de eslabones de la cadena Y se determina por la siguiente ecuación:

$$Y = \frac{2 \cdot a}{t_1} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} \quad (2.72)$$

El valor calculado debe aproximarse al número par más próximo y una vez hecho esto la distancia entre centros se recalcula por la ecuación:

$$a = \frac{t}{4} \cdot \left[Y - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(Y - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \quad [mm] \quad (2.73)$$

La distancia entre centros definitiva debe ser algo menor que la calculada para garantizar el pandeo de la cadena.

$$A_{def} = 0,997 \cdot a \quad [mm] \quad (2.74)$$

La carga sobre los árboles se determina como:

$$Q = F_p \cdot (1,5 \text{ a } 2,7) \quad [N] \quad (2.75)$$

Para garantizar el trabajo fiable de la transmisión debe verificarse además que el coeficiente de seguridad a la carga S sea mayor que el recomendado [S].

$$S = \frac{F_b}{F_1} \quad (2.76)$$

Donde

F_b – Carga de ruptura de la cadena. Tabla 2.6

Para cadenas de más de una fila: $F_b = F_b \text{ tabla} \cdot K_m$

F_1 –Carga sobre la cadena en el ramal conducido.

$$[S] = 7 + \frac{0,25 \cdot t \cdot z_1}{1000} \quad (2.77)$$

$$[S] < S \quad (2.78)$$

2.3 -Conclusiones Parciales

1. Se pudo determinar los principales parámetros de las máquinas transportadoras necesarios para desarrollar la metodología de cálculo.
2. Fue posible desarrollar una metodología de cálculo única que permitiera evaluar la cadena del transportador de la combinada KTP- 2M a partir de las descritas en la literatura por separado para transportadores de tablillas y para las cadenas.

CAPÍTULO III: Determinación de las cargas, comprobación y simulación de la cadena por los Elementos finitos

Para el cálculo de la cadena y su simulación será necesario determinar las cargas actuantes y tensiones reales que actúan sobre la cadena empleando el ensayo a tracción de un componente de la cadena y comprobando si este resiste al esfuerzo que estará sometido aplicando la simulación de los elementos finitos para corroborar los resultados.

En este capítulo realizaremos el ensayo a tracción de un componente de la cadena y comprobaremos si este resiste al esfuerzo que estará sometido el cual está ya calculado por metodología mostrado en los capítulos anteriores.

3.1 Determinación de las cargas actuantes en el transportador de descarga.

El transportador de descarga de la combinada KTP-2M, es un transportador de tablillas vertical simples, posee una cadena de rodillos 160 según las normas ISO con las siguientes características:

Datos.

$h = 85 \text{ mm} = 0,085\text{m}$ – Altura de las tablillas

$B = 80 \text{ cm} = 0,80\text{m}$ – Ancho de las tablillas

$L = 5\text{m}$ – Longitud del transportador

$D_C = 30\text{cm} = 0,030\text{m}$ – Distancia entre centro de las tablillas

$Q = 2000\text{kN/h}$ – Capacidad del transportador

Tipo de tablillas – con guarderas

$h_G = 0,80 \text{ m}$ – Altura de las guarderas

Tipos de cojinetes empleados para en esta adena con cojinetes con deslizamiento

Condiciones de trabajo – Adversas

Condiciones de trabajo del conductor ruedas con casquillos, tracción de deslizamiento

$L_g = 0,80 \text{ mm}$ – Longitud de las guarderas

$Z_n = 10$ – Números de dientes de las catalinas-

$D_p = 12 \text{ mm}$ – Diámetro de pasador de cadena

Tipo de tablilla – Ligera

$t = 50 \text{ mm}$ – Pasos de las cadenas

$N = ?$ –Potencia

$n =$ –Revoluciones de hidromotor

3.1.1-Determinación de las características del material

Según la tabla 2.2 del libro Maquinas de transporte continuo (Oriol Guerra, 1992)

Material de granel – caña

Grado de abrasividad – B

$\gamma = 3 - 7 \left[\frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \right]$ – Peso a granel

$\varphi = 40 - 45$ – Angulo de reposo estático

$\mu = 0,4$ – coeficiente de fricción estatico de acero.

3.1.2-Selección de las tabillas

No se hará una selección del ancho de la tabilla pues, se tomarán las dimensiones reales del transportador teniéndose estos para el cálculo de resistencia de el transportador

Entonces: El ancho $B = 80 \text{ cm} = 0,80\text{m}$

Para la transportación se asume una velocidad inicial esta entre $0,05$ a 1.25 m/s^2 , atenedo que el paso de cadena es 50 mm , las catalinas son iguales con 10 dientes y la relación de transmisión es 1 , el cojinete empleado es de deslizamiento, teniendo en cuenta esos paramentos, se asume la velocidad de $0,4 \text{ m/s}^2$.

Para determinar el ángulo de inclinación máximo admisible para gravilla se calcula según la expresión (1.1)

$$\beta_{max} = \tan^{-1} \mu - \theta$$

Se asume $\theta = 3^0$ por ser la tablilla de tipo profunda

$$\beta_{max} = \tan^{-1} 1,2 - 3$$

$$\beta_{max} = 47,19$$

.

El transportador posee guarderas fijas, considerando que el ángulo de inclinación de la traza es $\beta = 35$, la transportación del material es posible, entonces .se puede recalcular la velocidad de transportación a partir de la expresión (2.30).

$$Q = 3600A\gamma v = 900\gamma v [C_2 B^2 \tan(0,4\varphi) + 4h\psi B]$$

$$v = \frac{Q}{900.\gamma.[C_2.B^2.\tan(0,4.\varphi)+4.h.\psi.B]}$$

Para $B = 80 \text{ cm} = 0,80 \text{ m}$

Con el ancho se determina (h), figura 2.10

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

$$\gamma = 3[\text{kN}/\text{m}^2]$$

Para tablillas de ligera $A = 0,834 \text{ m}$. Tabla 2.3

$$Q = 2000 \text{ kN}/h$$

$$\varphi = 42$$

$\psi = 0,65$ para las guarderas de tablillas con bordes

Se asume $C_2 = 0,95$ Porque el ángulo de inclinación del transportador KTP-2M tiene tablillas con guarderas con bordes y el ángulo de inclinación del mismo es mayor que 20° , tabla 2.2

$$\varphi = 42$$

$$v = \frac{2000}{900 \cdot 3 \cdot [0,9 \cdot (0,80)^2 \cdot \tan(0,445) + 0,20 \cdot 0,65 \cdot 0,80]}$$

$$v = 0,663 \text{ m}/\text{s}^2$$

Según la condición de transportación, Fuente: (Oriol Guerra, 1992), la velocidad, debe estar entre $0,05$ a $1,25 \text{ m}/\text{s}^2$ entonces se puede decir que, los cálculos cumplen con los parámetros establecidos..

3.1.3-Determinación de los pesos lineales del transportador de tablilla

el peso lineal de la carga se determina por la según la expresión (2.6)

$$Q = \frac{3600}{1000} q \cdot v = 3,6 \cdot q \cdot v \quad [\text{kN}/h]$$

$$q = \frac{3,6 \cdot Q}{v} =$$

$$q = \frac{3,6 \cdot 2000}{0,663} = 10859,728 \quad [\text{N}/\text{m}]$$

$$q = 10859,728 \text{ N}/\text{m}$$

Para las tablillas el peso lineal se determina según lo siguiente:

Como $\gamma < 20 \text{ kN}/\text{m}^3$ la tablilla se escoge del tipo ligero como ya habíamos referenciados anteriormente, tabla 2.3 $A=0,834\text{m}$.

Utilizando la expresión (2.34) se tiene:

$$q_0 = 600(A + B)$$

$$q_0 = 600(0,80 + 0,834)$$

$$q_0 = 980,4 \text{ N/m}$$

3.1.4 -Determinación de las resistencias.

En campos de cañas consideramos que las condiciones de operaciones son adversas, y que se usan cojinetes de deslizamiento se obtiene de la tabla 2.5, el factor $\omega' = 0,10$ para las cadenas de rodillo.

Se calcula los valores de resistencias distribuida entre los puntos significativos en transportador de tablillas, Fig. 2.11

De las expresiones (2.17) y (2.21), respectivamente.

$$W_{1-2} = q_0 \cdot L \cdot (-\sin \beta + \omega' \cos \beta)$$

Donde:

$$L = 5\text{m} = 50\,000 \text{ m} - \text{Longitud del transportador}$$

$$W_{1-2} = 980,4 \cdot 5 \cdot (-\sin 20 + 0,12 \cdot \cos 20)$$

$$W_{1-2} = 1123,817 \text{ N}$$

$$W_{3-4} = (q - q_0) \cdot L \cdot (\sin \beta + \omega' \cos \beta)$$

$$W_{3-4} = (5581,85 - 980,4) \cdot 5 \cdot (\sin 20 + 0,12 \cdot \cos 20)$$

$$W_{3-4} = 26923,442 \text{ N}$$

Calcular la resistencia concentradas en la zona de carga, W_c , asumiendo que $v_0 = 0,85 \cdot v$, la expresión(1.2) para un valor de $C_c = 1,4$

$$W_c = \frac{C_c \cdot Q}{3,6 \cdot g} \cdot (v - v_0)$$

Donde:

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$v_0 = 0,85 \cdot v$$

$$v_0 = 0,85 \cdot 0,663$$

$$v_0 = 0,563 \text{ m/s}$$

$$W_c = \frac{1,4 \cdot 2000}{3,6 \cdot 9,81} \cdot (0,663 - 0,563)$$

$$W_c = 7,298 \text{ N}$$

3.1.5-Cálculos del punto de tensión mínima

El análisis del punto mínima tensión para el transportador de tablillas de la combinada KTP- 2M mostrado en la figura 2.4, ya realizo, cuando se explicarán los pasos que se debían seguir de una forma general.

En dicho caso se obtuvo que la expresión a comparar era:

$$W_{1-2} = q_0 \cdot L \cdot (-\sin \beta + \omega' \cos \beta)$$

Como dio negativo el punto de mínima tensión es 2.

3.1.6-Cálculos de las tensiones

Sabiendo que el punto mínimo es S_2 es 1000 N, nos permite a determinar, el resto de las tensiones de los puntos significativos de la traza:

$$S_1 = S_2 / e^{\omega' \cdot \alpha}$$

Donde:

$$\alpha = \beta = 20^\circ = 0,35 \text{ rad}$$

$$e^{\omega' \cdot \alpha} = e^{0,12 \cdot 0,35} = 1,043$$

$$S_1 = 1000 / 1,043$$

$$\mathbf{S_1 = 958,777N}$$

$$S_3 = S_2 \cdot e^{\omega' \cdot \alpha}$$

$$S_3 = 1000 \cdot 1,043$$

$$\mathbf{S_3 = 1043N}$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4}$$

$$\mathbf{S_4 = 1043 + 26923,442}$$

$$S_4 = 27966,442 \text{ N}$$

3.1.7 Cálculos del tiraje efectivo y la potencia

El tiraje efectivo se obtiene mediante la expresión (2.23)

$$W_o = S_4 - S_1$$

Sustituyendo los valores

$$W_o = 27966,442 - 958,777$$

$$\mathbf{W_o = 27007,665 N}$$

La potencia se calcula mediante la expresión (2.23), asumiendo que la eficiencia de transmisión es $\eta = 0,9$

$$N = \frac{W_o \cdot v}{1000 \cdot \eta}$$

$$N = \frac{27007,665 \cdot 0,663}{1000 \cdot 0,9}$$

$$N = \frac{516,2592,324}{1000 \cdot 0,9}$$

$$N = 20,013 \text{ kW}$$

3.2-Determinación de las cargas actuantes en la cadena de rodillo del transportador de descarga.

3.2.1-cálculos de las pérdidas de potencias.

Las pérdidas de potencia se determina por la expresión (2.46)

$$A = M_{roz} \cdot \alpha$$

Donde:

$$\alpha = \frac{2\pi}{z}$$

$$\alpha = \frac{2\pi}{10}$$

$$\alpha = 0,62$$

$$\mu = 0,4$$

$$d = 12\text{mm} = 0,012 \text{ m}$$

Utilizando da expresión (2.48) se puede calcular:

$$M_{roz} = P \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}$$

Donde:

$$P = W_o = 27007,665 \text{ N}$$

$$M_{roz} = 27007,665 \cdot 0,4 \cdot \frac{0,012}{2}$$

$$M_{roz} = 64,81 \text{ N m}$$

Entonces:

$$A = 64,81 \cdot 0,62$$

$$A = 40,18 \text{ Nm}$$

Debe tenerse en cuenta que la fuerza sobre los eslabones varía de un valor P_{max} un valor P_{min} según sea el ramal en que se encuentre, y que sobre ella además influye la distancia entre centros y el pandeo de la cadena f.

El trabajo neto realizado por todos los eslabones se determina según la ecuación (2.50) :

$$A_{tot} = Y \cdot \sum A$$

Donde:

$$Y = 18$$

$$A_{tot} = 18 \cdot 40,18$$

$$A_{tot} = 723,24 \text{ Nm}$$

De la expresión (2.52)

$$T = \frac{Y \cdot t}{1000 \cdot v}$$

$$T = \frac{18.0,050}{1000 \cdot 0,166}$$

$$T = 0,00542 \text{ s}$$

El rendimiento de la transmisión se determina por la ecuación (2.53)

$$P = \frac{N}{N+P}$$

$$P = \frac{20,012}{20,012+0,005542}$$

$$P = 0,97$$

3.2.2. Determinación de las fuerzas en la cadena.

. La magnitud de la tensión S_2 se puede determinar a partir del análisis del equilibrio de la cadena de la expresión (2.54)

$$S_2 \cdot f = q \cdot \frac{A}{2} \cdot \frac{A}{4}$$

$$S_2 \cdot f = q \cdot \frac{A^2}{8}$$

De la expresión (2.54) :

$$S_2 = q \cdot g \cdot A \cdot K_\varphi [N]$$

Donde:

$q = 96,5 \text{ N/m}$ tabla 2.6, cadena 160 y paso 50 mm.

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

A es la distancia entre centros se determina a partir de la expresión (2.71)

$$A_{min} = 0,6 \cdot (D_{e1} + D_{e2}) + 40$$

$$D_{e1} = D_{e2} = 40 \text{ mm}$$

$$A_{min} = 0,6 \cdot (80) + 40$$

$$A_{min} = 88 \text{ mm}$$

Se asume una distancia mayor de la calculada.

$$a_{asum} = 200 \text{ mm}$$

Con este valor se puede determinar el número de eslabones a partir de expresión (2.72)

$$Y = \frac{2 \cdot a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a}$$

$z_1 = z_2 = 10$ y la relación de transmisión es igual a 1.

$t = 50 \text{ mm}$

a es la a_{asum}

entonces:

$$Y = \frac{2.200}{50} + \frac{20}{2} + (0)^2 \cdot \frac{t}{a}$$

$$Y = 18$$

Recalculando la distancia entre centros a partir de la expresión (2.73)

$$a = \frac{t}{4} \cdot \left[Y - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(Y - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right]$$

$$a = \frac{50}{4} \cdot \left[18 - \frac{20}{2} + \sqrt{\left(18 - \frac{20}{2} \right)^2} \right]$$

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

A distancia entre centro definitiva se calcula a partir de la expresión (2.74)

$$A_{def} = 0,997 \cdot a$$

$$A_{def} = 0,997 \cdot 200$$

$$A_{def} = 199,4 \text{ mm}$$

Según la teoría de cálculos de transmisión por cadena dice que la distancia entre centro calculada debe ser menor que la distancia entre centro definitiva.

Por lo tanto:

$$A_{def} = 199,4 \text{ mm} < a = 200 \text{ mm}$$

De la expresión (2.56) se puede determinar:

$$K_\varphi = \left[1 + 5 \cdot \left(\frac{90 - \varphi}{90} \right) \right]$$

De la expresión (2.41), de debe determinar φ , que depende del paso.

$$\varphi = \frac{360}{z}$$

$$\varphi = \frac{360}{50}$$

$$\varphi = 7,2^\circ$$

$$K_\varphi = \left[1 + 5 \cdot \left(\frac{90 - 7,2}{90} \right) \right] \square$$

$$K_\varphi = 5,6 \square$$

Teniendo todos los valores, se podrá calcular la S_2 , pero como la q es N/m entonces, es la siguiente expresión:

$$S_2 = q \cdot A \cdot K_\varphi$$

$$S_2 = 96,5.0,1994.5,6$$

$$S_2 = \mathbf{107,755 N}$$

Si se transmite la carga útil, en el ramal conductor actúa la magnitud del esfuerzo circunferencial P en la rueda de estrella, por lo que se determina por la expresión :(2.57)

$$F_p = \frac{1000 \cdot N}{v}$$

La fuerza útil también se puede calcular por la expresión (2.62)

$$F_p = \frac{60\,000}{9550} \cdot \frac{T_1}{z_1 \cdot t} = 22,24 \frac{T_1}{z_1 \cdot t}$$

Donde:

De la expresión (2.43), la velocidad es igual:

$$v = \frac{z \cdot t \cdot n}{3600}$$

$$n = 1200 \text{ rpm}$$

$$v = \frac{0,050 \cdot 10 \cdot 1200}{3600}$$

$$v = 0,166 \text{ m/s}$$

$$z = 10$$

$$t = 50$$

$$T_1 = \frac{9550 \cdot N}{n}$$

$$T_1 = \frac{9550 \cdot 20,013}{1200}$$

$$T_1 = \mathbf{159,27 N \cdot m}$$

La potencia se calculó en epígrafe 3.1.7, expresión (2.23),

$$N = 20,013 \text{ kW}$$

$$F_p = 22,24 \frac{T_1}{z_1 \cdot t}$$

$$F_p = 22,24 \cdot \frac{159,27}{10 \cdot 0,050}$$

$$F_p = \mathbf{7084,321 N}$$

De la expresión (2.58), se determina:

$$F_V = q \cdot v^2$$

como q es N/m entonces, F_V se calcula por la siguiente expresión:

$$F_V = \frac{q \cdot v^2}{g}$$

$$F_V = \frac{96,5 \cdot 0,166^2}{9,81}$$

$$F_V = 0,277 \text{ NN}$$

La fuerza dinámica es

$$F_d = k_d \cdot F_p$$

Donde:

$$k_d = 1,5$$

$$F_d = 1,5 \cdot 7084,321$$

$$F_d = 10626,494 \text{ N}$$

La fuerza máxima que actúa sobre la cadena lo hace en el ramal conductor y se determina como:

$$F_1 = F_p + F_V + S_2 + F_d$$

$$F_1 = 107,755 \text{ N} + 7084,321 \text{ N} + 0,277 \text{ N} + 10626,494 \text{ N}$$

$$F_1 = 17818,847 \text{ N}$$

3.2.3-Cálculo de la presión sobre los pasadores para las condiciones de resistencia de la cadena.

Con la expresión (2.59), nos permite de determinar la presión sobre los pasadores sabiendo que el área proyectada del pasador es: $A = 0,28 \cdot t^2$.

$$P = \frac{F_p}{A}$$

$$A = 0,28 \cdot 50^2 = 700 \text{ mm} = 0,7 \text{ m}.$$

$$A = 0,7 \text{ m}$$

$$F_p = 120560,241 \text{ N}$$

De acuerdo a las correlaciones dimensionales de las cadenas, la presión sobre los pasadores es calculada por la expresión (2.63).

$$P = \frac{60\,000 \cdot T_1}{9550 \cdot z_1 \cdot t \cdot 0,28 \cdot t^2} = 22,24 \frac{T_1}{z_1 \cdot t^3}$$

Donde:

$$T_1 = 159,27 \text{ N} \cdot \text{m}$$

En la ecuación (2.63) es necesario incluir un coeficiente que considere las condiciones trabajo de la transmisión y otro que tome en cuenta la cantidad de filas que tenga la cadena, por lo tanto, es la expresión (2.64)

$$P = 22,24 \frac{T_1 \cdot K_e}{z_1 \cdot t^3 \cdot K_m}$$

Donde:

$K_m = 1$ -Cadenas de una fila.

$K_e = K_d \cdot K_a \cdot K_h \cdot K_{reg} K_l \cdot K_r$

$K_d = 1,5$ -Carga dinámica.

$K_a = 0,8$ - $A > 50$. T.

$K_h = 1,25$ -Línea entre centros inclinada.

$K_{reg} = 1$ - distancia entre centros es regulable.

$K_l = 1,5$ - Lubricación periódica.

$K_r = 1,25$ - 16 horas de trabajo diarias.

$K_e = 3,375$

El valor máximo del coeficiente de régimen de trabajo es 3, por lo que si al calcularlo da un valor mayor se reduce a este

$$P = 22,24 \cdot \frac{159,27 \cdot 3,01}{50 \cdot 10^3 \cdot 1}$$

$P = 0,213$ MPa

3.2.4-Cálculo de la presión permisible sobre los pasadores para las condiciones de resistencia de la cadena.

La presión admisible en los pasadores se determina a través de ensayos y depende del paso de la cadena y de la velocidad de rotación, y se puede determinar por la ecuación (2.68), como el paso de la cadena analizada es mayor que $t > 40$

$$[P] = 44,2 - 3,38 \cdot (n_1 - 28)^{0,347}$$

Donde:

$n_1 = 1200$ rpm

$$[P] = 44,2 - 3,38 \cdot (1200 - 28)^{0,347}$$

$[P] = 4,950$ MPa

Como se puede apreciar el valor de la presión calculada es 21.5 veces menor que el permisible, por lo tanto no deberá existir un desgaste en los elementos de la cadena bajo las condiciones de operación normales

3.2.5-Cálculo de paso mínimo requerido de la cadena.

La ecuación para determinar el paso mínimo requerido en la cadena se determina por la ecuación (2.69)

$$t = \sqrt[3]{\frac{22,42 \cdot T_1 \cdot K_e}{Z_1 \cdot [P] \cdot K_m}} = 2,28 \sqrt[3]{\frac{22,42 \cdot T_1 \cdot K_e}{Z_1 \cdot [P] \cdot K_m}}$$

$$t = 2,28 \sqrt[3]{\frac{22,42 \cdot 159,27 \cdot 3,012}{10 \cdot 4,950 \cdot 1}}$$

$$t = 14 \text{ mm}$$

3.2.6-Determinación de la carga sobre los árboles.

La carga sobre los árboles se determina por la expresión (2.75)

$$Q = F_p \cdot (1,5 \text{ a } 2,7)$$

$$Q = 7084,321 \cdot 2,7$$

$$Q = 19217,67 \text{ N}$$

3.2.7-Determinación del coeficiente de seguridad.

Para garantizar el trabajo fiable de la transmisión se debe determinar el coeficiente de seguridad a la carga S a partir de la ecuación (2.76)

$$S = \frac{F_b}{F_1}$$

Donde.

$$F_b = 222\ 000 \text{ N Carga de ruptura de la cadena. Tabla 2.6}$$

$$F_1 = 17818,847 \text{ N}$$

$$S = \frac{222\ 000}{17818,847}$$

$$S = 12,45$$

3.2.8- Determinación del coeficiente de seguridad permisible.

el coeficiente de seguridad a la carga S a partir de la ecuación (2.77)

$$[S] = 7 + \frac{0,25 \cdot t \cdot z_1}{1000}$$

$$[S] = 7 + \frac{0,25 \cdot 50 \cdot 10}{1000}$$

$$[S] = 7,125$$

Se puede apreciar que los valores del coeficiente de seguridad superan en 1.7 veces el valor del permisible por lo que la cadena no de falla en condiciones normales a rotura de sus elementos

3.2.9-Comprobación de la resistencia de la cadena

Según la teoría diseño de transportador de tablillas la velocidad de transportación debe estar entre 0,05 a 1.25 m/s^2 , la velocidad calculada es igual $v = 0,663m/s^2$. Por tanto se encuentra en los parámetros recomendados por la literatura.

✓ De la e expresión (2.42)

$$P < [P] \rightarrow 0,213 \text{ MPa} < 4,950 \text{ MPa}$$

✓ De la ecuación (2.50)

$$t_{min} < t \rightarrow 14 < 50 \text{ mmV}$$

✓ De la ecuación (2.59)

$$[S] < S \rightarrow 7,1254 < 12,45$$

3.3-Ensayo, comprobación y simulación de la cadena por los Elementos finitos en Autodesk Inventor.

Para verificar los cálculos de resistencia realizados por la metodología propuesta será necesario realizar ensayos de tracción en la cejilla de la cadena y una modelación por elementos finitos de la misma.

3.3.1-Ensayo a tracción de la cejilla de la cadena

Es necesario realizar el ensayo de tracción para comprobar la resistencia de uno de los elementos de la cadena. Para el mismo se empleó la máquina de ensayo universal DNS200 existente en el laboratorio de resistencia de materiales de la Universidad de Cienfuegos. Para realizar el ensayo se tomó una cejilla de la cadena, como se muestra en la figura 3.1, con una sujeción en los extremos de esta, se le aplicó una fuerza traccionando la pieza, la carga se fue aumentando hasta lograr la fractura del elemento, tal como se muestra en la imagen siguiente:

concluir que la cadena podrá soportar toda esta carga sometida a ella. Además, se conoce un principio de la Mecánica de Materiales, que fundamenta que cuando existen un conjunto de elementos o partes que soportan una carga, cada elemento absorbe una parte de la carga proporcional a su rigidez. (Beer, 2001) Por tanto, cuando la cadena este ensamblada con todos sus elementos soportara una carga superior al 86.9 kN que nos arrojó el ensayo.

3.3.2-Ensayo de dureza

Para comprobar parte de las propiedades mecánicas del material de las cejillas se realizó un ensayo de dureza en el laboratorio de metalografía de la Universidad de Cienfuegos. Fue empleado un Durómetro portátil, figura 3.3, las mediciones de dureza de la cejilla de la cadena se muestran en la tabla 3.1



Figura 3.3 Durómetro portátil, Fuente: laboratorio de resistencia de la Universidad de Cienfuegos.

El ensayo a la dureza se realizó en las seis cejillas de la cadena que ha dado los siguientes resultados:

Tabla 3.1- Datos del ensayo de dureza, Fuente: hecho por el autor

Medición	1	2	3	4	5	6
Dureza (HB)	180	185	162	143	130	131

Se halló un promedio de 160HB que según el libro Pisarenko se asemeja al material CT.6 que según la literatura es uno de los más usados para ese tipo de cadena.

Posterior al ensayo de dureza de la cadena de rodillo, tiene las siguientes características:

Dureza: 170 HB

$$[\sigma_f] = 31 \text{ kgf/mm}^2 = 0.31 \text{ kN/mm}^2$$

$$[\sigma_p] = 72 \text{ kgf/mm}^2 = 0.72 \text{ kN/mm}^2$$

Donde:

$[\sigma_f]$ – Limite de Fluencia

$[\sigma_p]$ – Limite de Resistencia

Estos resultados, sumados al ensayo de tracción realizado anteriormente confirman que el material empleado para la fabricación de las cejillas de la cadena corresponde al CT6

3.3.3-Calculo del Límite de Resistencia de la cejilla de la cadena en la zona de rotura\

Para el cálculo se debe utilizar la fuerza máxima, resultado obtenido en el ensayo a tracción con un valor de 100 kN y el área de la sección transversal del lugar por donde se produjo la fractura de la cejilla. La cual se muestra en la figura 3.4

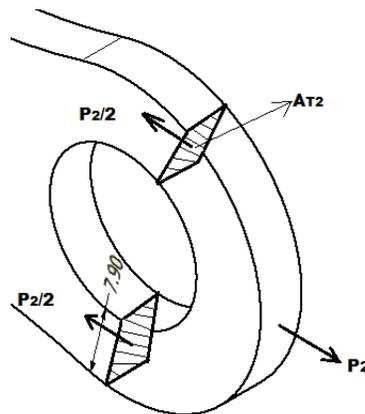


Figura 3.4 Sección transversal en la zona media del agujero de la cejilla, Fuente: elaborado por el autor.

$$A_{t2} = 80 \text{ mm}^2$$

Donde:

$$[\sigma] = \frac{P_2}{2 \cdot A_{t2}}$$

$$[\sigma] = \frac{100}{2 \cdot 80}$$

$$[\sigma] = 0.625 \text{ kN/mm}^2$$

Este resultado se asemeja bastante al 0.72 kN/mm^2 al material **CT.6** seleccionado y comprobado anteriormente por el ensayo de dureza y tracción,

3.3.4-Simulación de la cadena por el software Autodesk Inventor.

Con las medidas reales de la cadena se realizó el diseño en (software Autodesk Inventor), que nos permite la simulación de mismo la simulación del mismo con la herramienta de elementos finitos del propio software, bajo la acción de la fuerza tractiva.

En tabla 3.2 se muestran los resultados obtenidos por el software para el acero CT6

Tabla 3.2- propiedades del material. Fuente: hecho por el autor

Name	CT.6	
General	MassDensity	7.85 g/cm ³
	YieldStrength	260 MPa
	UltimateTensileStrength	720 MPa
Stress	Young'sModulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0.29 ul
	ShearModulus	77.5194 GPa
Load Type	Force	
Magnitude	17818.847 N	

En la figura 3.5 se muestran los elementos reales que componen la cadena utilizada, tomadas como base para la simulación



Figura 3.5 Elementos de la cadena 160 Fuente: imagen real de cadena

En la figura 3.6 se muestran los elementos ensamblados que componen la cadena y se tomará como base para la modelación



Figura 3.6 Cadena 160 ensamblada Fuente: imagen real de la cadena.

En la figura 3.7 se puede apreciar los resultados de tensiones obtenidos por elementos finitos determinándose que la tensión que sufre la cadena por la fuerza aplicada no

sobrepasa los 231.7 MPa o 0.231 kN/mm^2 , muy por debajo del límite de fluencia 0.31 kN/mm^2 y del límite de resistencia 0.72 kN/mm^2 se puede observar además que los puntos de mayor concentración de tensiones se encuentran en la unión pasador cejilla

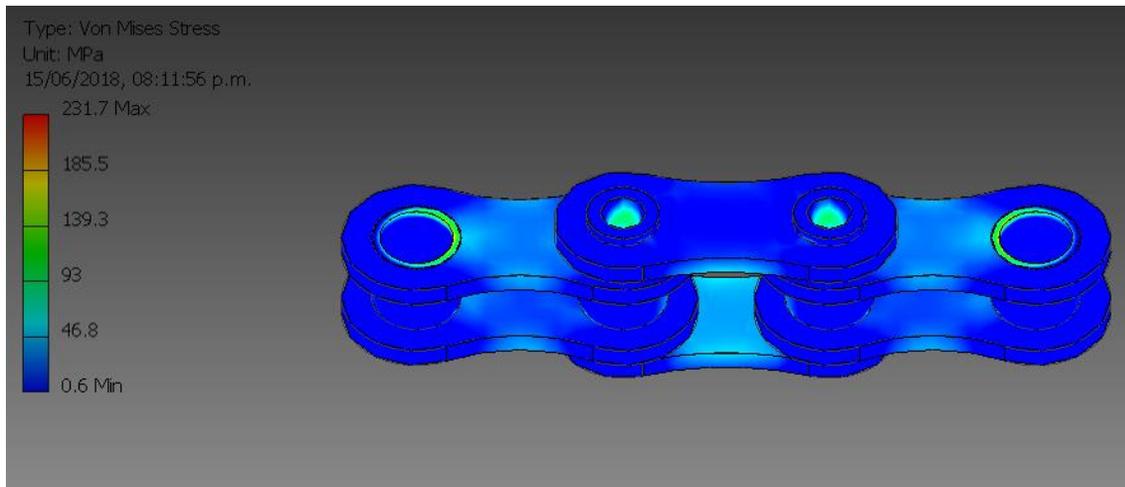
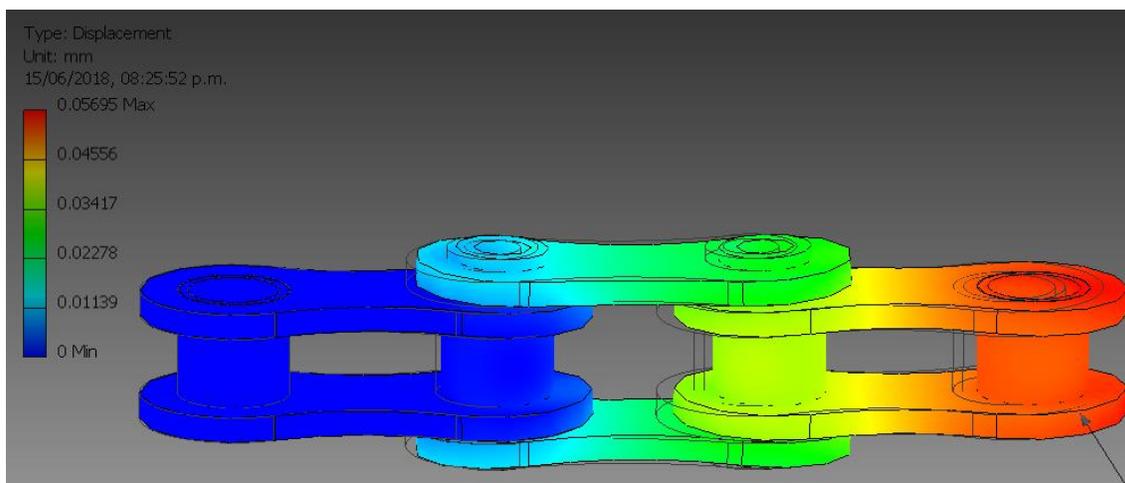


Figura 3.7-Simulación por elementos finitos de la cadena, análisis de tensiones

De igual manera se analizó el desplazamiento de la cadena bajo la acción de la fuerza con valores en los elementos no mayores a 0,06 mm.



Estos resultados obtenidos nos confirman que la cadena soportará la carga de trabajo si sufrir rotura en servicio bajo condiciones reales

3.4 Conclusiones parciales

1. Como se puede apreciar, el valor de la presión calculada es 21.5 veces menor que el permisible, por lo tanto, no deberá existir un desgaste en los elementos de la cadena bajo las condiciones de operación normales.
2. Se puede apreciar que los valores del coeficiente de seguridad superan en 1.7 veces el valor del permisible, por lo que la cadena no debe fallar en condiciones normales a rotura de sus elementos
3. Del ensayo de tracción se obtiene que la fuerza necesaria para fracturar la cejilla es de 86.80 kN, y esta, está muy por encima de la fuerza real de trabajo, 17.8 kN obtenida en los cálculos, lo cual permite concluir que la cadena podrá soportar toda esta carga sometida a ella.
4. Del análisis de tensiones de elementos finito para la fuerza aplicada las tensiones no sobrepasan los 231.7 MPa o 0.231 kN/mm^2 , muy por debajo del límite de fluencia 0.31 kN/mm^2 y del límite de resistencia 0.72 kN/mm^2 , Los puntos de mayor concentración de tensiones se encuentran en la unión pasador cejilla y el desplazamiento de la cadena bajo la acción de la fuerza con valores en los elementos no mayores a 0,06 mm.

CONCLUSIONES GENERALES

1. Con la revisión bibliográfica se comprobaron las principales combinadas cañeras que se usan en el mundo, específicamente en la KTP-2M, pues, es esta la más utilizada en Cuba, y se obtuvo información sobre las cadenas más utilizadas en las máquinas transportadoras, en especial en el transportador de tablillas. Es esta la cadena de rodillos de paso simples y se determinaron los principales parámetros de las máquinas transportadoras necesarios para desarrollar la metodología de cálculo.
2. Se pudo desarrollar una metodología propia para la cadena del transportador de la combinada KTP- 2M a partir de las descritas en la literatura por separado para transportadores de tablillas y para cadenas
3. El valor de la presión sobre los pasadores de la cadena calculada es 21.5 veces menor que el permisible, por lo tanto, no deberá existir un desgaste en los elementos de la cadena bajo las condiciones de operación normales
4. El valor del coeficiente de seguridad superan en 1.7 veces el valor del permisible por lo que la cadena no fallará en condiciones normales a rotura de sus elementos.
5. Del ensayo de tracción se obtiene que la fuerza necesaria para fracturar la cejilla es de 86.80 kN, que está muy por encima de la fuerza real de trabajo, 17.8 kN obtenida en los cálculos, lo cual permite concluir que la cadena podrá soportar toda la carga de trabajo
6. Del análisis por de elementos finito las tensiones para la fuerza aplicada no sobrepasan los 231.7 MPa o 0.231 kN/mm^2 , muy por debajo del límite de fluencia 0.31 kN/mm^2 y del límite de resistencia 0.72 kN/mm^2 Los puntos de mayor concentración de tensiones se encuentran en la unión pasador cejilla y el desplazamiento de la cadena bajo la acción de la fuerza con valores en los elementos no mayores a 0,06 mm.

RECOMENDACIONES

Después de haber realizado este minucioso trabajo se recomienda:

- Realizar el diseño de un dispositivo que permita hacer un ensayo de tracción a la cadena ensamblada que facilite la obtención de los resultados experimentales y compararlos con los obtenidos por elementos finitos.
- Continuar la evaluación de la cadena en trabajos posteriores desde el punto de vista tribológico: lubricación- desgaste.

BIBLIOGRAFÍA

- Aguillon, A. (2010). *P. Tribologia y lubricacion industrial*. Bucaramanga, colombia: LITOCHOA.
- Alexandro R., M. (2009). *Analisis de esfuerzo numerico en cadenas de material plastico*. Cuernavaca, Morelos, Mexico.
- AZCUBA. (2016). *Manual Técnico de la Cosechadora KTP-2M*. Cienfuegos, Cienfuegos, Cuba: Pueblo y Educación.
- Beer, F. P. (2001). *Macanica de materiales* (III ed., Vol. II). (M. Hill, Ed.) New York, New York, E.u.A.
- Castro, R. R. (1996). *Evaluacion General de la cosechadora KTP 2M*. Villa Clara: Pueblo y Educacion.
- Coro, A. (2000). Cuba's Science, Technology and Envaironment Program. *Rádío Habana*, 10.
- Cruz Vasquez, V. A. (2009). *Diseno de una transmision de potencia entre bomba y motor para bombeo de lado* . Piura, Peru.
- Diaz, L. D. (2016). *potencialidades de mejora de los esquemas termicos de los centrales azucaros de cienfugos*. Tesis de grado, Universidad de Cienfuegos, Cienfuegos.
- Dobrovolski, R. (1990). *Elementos de Máquinas*. La Habana: Pueblo y Educación.
- Ezequiel Filipe, M. M. (2009). *Influencia de los parametros de funcionamiento en le consumo energetico de los transportadores continuos*. Las Villas, Cuba: Pueblo y E educacion .
- Faires, V. (1996). *Diseño de elemento de maquinas*. Ciudad de Mexico: Limusa.
- Yaravy, P. V. (2015). *Evaluacion de los índices tecnologicos-explotativos y economicos de la combinada cañera CASE IH AUSTSOFT A 8000 en la unidad Perucho Figueredo*. Villa Clara, Cuba: Pueblo y Educacion.
- Jhon King, Company. (2000). *Cadenas para industria canera*. Rosario, Argentina.
- López Arnales, J. C. (2006). *Cadenas Industrial*. La Habana: Pueblo e Educación.
- M.E, Garcias Dominguez Y G. Gonsales Rey. (2007). *Cadenas de rodillos,Tendencias de desarrollo y dimensionales segun la norma ISO*. La Havana, Cuba: Pueblo y Educacion.
- Maquinas, E. (2009). *Transmision por cadenas*. La Habana, cuba: Pueblo y Educacion.

- Morales, Y. C. (2003). *Perdidas de cosecha de azucar por las combinas KTP-2M*. Las Tunas. Cuba.: Pueblo Y Educacion.
- Morales, Y. C. (2003). *Predidas de cosecha de cana azucar por las combinadas KTP 2M*. Las Tunas, Cuba: Pueblo E Educacion .
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de maquinas* . Ciudad de Mexico, Mexico: Pearson y Educacion.
- Navarro, O. M. (2002). *Ayer, hoy y mañana de la maquina cosechadora de caña de azúcar en Cuba*. Holguín,Cuba: Pueblo y Educacion.
- Oriol Guerra, J. M. (1992). *Maquinas de transportadores continuo*. La Havana: Pueblo Y Educacion.
- Reshetov. (1990). *Diseño de elemento de maquina* . La Havaba: Pueblo y Educacion.
- Rodriguez Espinosa, F. L. (2014). *Cosecha y el Transporte y La agricultura cañera cubana*. Pinar de Rio, Cuba: Pueblo e Educación.
- Silveira, R. (1980). *Maquinas Agricolas*. La Hanana, Cuba: Pueblo y Educacion.

ANEXOS

Anexos 1: Imágenes de la Combina KTP-2M





Anexos 2: Fiabilidad de la combina KTP-2M

Tablas:

Dias	Scania DS11					
	Real			Ideal		Obsvacion
	Caña Molidas (t)	Combustible consumido (l)	Índice de Cons. Real (l/t)	Ind. Ideal	Cons. Ideal	
09-02-208	28.2	48	1.69	47.658	1.70212766	
10-02-208	46.2	110	1.69	78.078	2.38095238	
11-02-208	23.9	30	1.69	40.391	1.25523013	
14-02-208	6.2	11	1.69	10.478	1.77419355	
15-02-208	20.9	33	1.69	35.321	1.57894737	
16-02-208	71	120	1.69	119.99	1.69014085	
17-02-208	30.1	56	1.69	1.69	1.86046512	

--	--	--	--	--	--	--

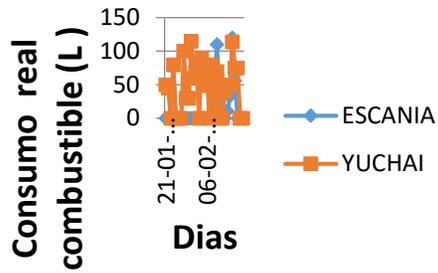
				YUCHAI		
Dias	Toneladas	Cons.Real L	Ind. Ideal	Cons. Ideal	Cons. Real	Obsvacion
21-01-208	25.7	50	1.42	36.494	1.94552529	
22-01-208	23.7	45	1.42	33.654	1.89873418	
23-01-208	0	0	1.42	0	0	
24-01-208	37.7	80	1.42	53.534	2.12201592	
25-01-208	0	0	1.42	0	0	
26-01-208	0	0	1.42	0	0	
27-01-208	0	0	1.42	0	0	
28-01-208	82	100	1.42	116.44	1.2195122	
29-01-208	37.2	30	1.42	52.824	0.80645161	
30-01-208	20.4	30	1.42	28.968	1.47058824	
31-01-208	88	115	1.42	124.96	1.30681818	
01-02-208	46.3	60	1.42	65.746	1.29589633	
02-02-208	29.6	75	1.42	42.032	2.53378378	
03-02-208	0	0	1.42	0	0	
04-02-208	67.32	90	1.42	95.5944	1.3368984	
05-02-208	21.4	49	1.42	30.388	2.28971963	
06-02-208	67	74	1.42	95.14	1.10447761	
07-02-208	0	0	1.42	0	0	
08-02-208	54	80	1.42	0	1.48148148	
09-02-208	4.6	7	1.42	6.532	1.52173913	
10-02-208	47	70	1.42	66.74	1.4893617	
11-02-208	0	0	1.42	0	0	
12-02-208	0	0	1.42	0	0	
13-02-208	35.8	40	1.42	50.836	1.11731844	
14-02-208	33.4	50	1.42	47.428	1.49700599	
15-02-208	49.8	50	1.42	70.716	1.00401606	
16-02-208	70	114	1.42	99.4	1.62857143	
17-02-208	56	75	1.42	79.52	1.33928571	
18-02-208	45.9	75	1.42	65.178	1.63398693	
19-02-208	0	0	1.42	0	0	
20-02-208	0	0	1.42	0	0	

				TRACTOR		
Dias	Toneladas	Cons.Real L	Ind. Ideal	Cons. Ideal	Cons. Real	Obsvacion

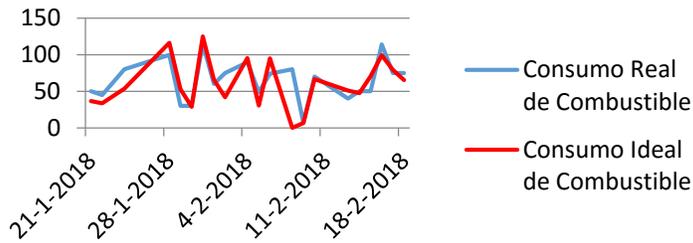
21-01-208	35	15	0.28	9.8	0.42857143
22-01-208	10.2	9	0.28	2.856	0.88235294
23-01-208	0	0	0.28	0	0
24-01-208	0	0	0.28	0	0
25-01-208	0	0	0.28	0	0
26-01-208	0	0	0.28	0	0
27-01-208	0	0	0.28	0	0
28-01-208	0	0	0.28	0	0
29-01-208	0	0	0.28	0	0
30-01-208	0	0	0.28	0	0
31-01-208	33.1	14	0.28	9.268	0.42296073
01-02-208	0	0	0.28	0	0
02-02-208	0	0	0.28	0	0
03-02-208	0	0	0.28	0	0
04-02-208	0	0	0.28	0	0
05-02-208	0	0	0.28	0	0
06-02-208	0	74	0.28	0	0
07-02-208	0	0	0.28	0	0
08-02-208	54	80	0.28	0	0
09-02-208	26	9	0.28	7.28	0.34615385
10-02-208	15.7	5	0.28	4.396	0.31847134
11-02-208	46	19	0.28	12.88	0.41304348
12-02-208	12.1	6	0.28	0	0
13-02-208	0	0	0.28	0	0
14-02-208	0	0	0.28	0	0
15-02-208	0	0	0.28	0	
16-02-208	0	0	0.28	0	0
17-02-208	0	0	0.28	0	0
18-02-208	0	0	0.28	0	0
19-02-208	0	0	0.28	0	0
20-02-208	0	0	0.28	0	0

Graficas

Consumo real de combustible



Consumo Real vs Consumo Ideal de Combustible



Anexos 3: Imágenes de la cadena.

Cadena antigua



Cadena nueva



