



Tecnológico Nacional de México

Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez

Informe técnico de residencia

Profesional.

**DESARROLLO DE UN IMPLEMENTO AGRICOLA PARA LA COSECHA DE LA
CAÑA EN VERDE (SUBSISTEMA 3 “TRANSPORTE Y CORTE”)**

Ing. Mecánica.

Alumno

Albert Artemio Bartolón Santiago - 14270001

Periodo

Enero – Junio 2018

M.C.I.M. Hernán Valencia

Sánchez

Asesor interno

ÍNDICE

SUBSISTEMA 3 “TRANSPORTE Y CORTE DE LA CAÑA EN VERDE”	5
INTRODUCCIÓN	6
CAPÍTULO I	8
1.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	9
1.2 OBJETIVO GENERAL	9
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	10
1.4 JUSTIFICACIÓN	10
1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES	11
1.5.1 Alcances	11
1.5.2 Limitaciones	11
1.6 HIPÓTESIS	12
CAPÍTULO II HISTORIA DEL ARTE	13
2.1 DESARROLLO	14
2.2 TRANSPORTADORES DE RODILLO	15
2.3 TRANSPORTADORES DE BANDAS	18
2.3.1 Banda transportadora	19
2.4 TRANSPORTADORES DE CADENA	21
2.4.1 Rascadores o transportador de tablillas	22
2.4.2 Transportadores de cangilones	25
2.5 TIPOS DE TRANSPORTADORES Y SUS PARTES MÓVILES	27
2.5.1 Dispositivos de tensión y de transmisión	30
2.6 SELECCIÓN DEL TRANSPORTADOR	31
2.7 CORTE MECANIZADO DE LA CAÑA DE AZÚCAR	32
CAPÍTULO III MARCO TEÓRICO	36
3.1 DEFINICIÓN DE BANDAS	37
3.1.1 Esfuerzo En La Periferia Del Tambor o Tambores De La Cabeza Motriz	39
3.1.2 Esfuerzo Necesario Para Mover La Cinta En Vacío	40
3.1.3 Esfuerzos Necesarios Para Mover El Material	40
3.1.4 Esfuerzo Necesario Para Mover Verticalmente El Material	41
3.1.5 Esfuerzo Necesario Para Vencer La Resistencia Ofrecida Por Eventuales Descargadores	41

3.1.6 Potencia Absorbida Por El Transportador	42
3.2 CADENA DE RODILLOS.....	43
3.2.1 Diseño De Impulsores De Cadena De Rodillos.....	47
3.2.2 Parámetros De Diseño Para Impulsores De Cadena De Rodillos.....	53
3.3 EJES DE TRANSMISIÓN.....	56
3.3.1 Criterios De Diseño De Ejes	56
3.3.2 Velocidad Crítica De Ejes.....	60
3.4 COJINETES DE CONTACTO ROTATORIO.....	64
3.4.1 Materiales Para Cojinetes De Contacto Rotatorio.....	65
3.4.2 Tipos De Cojinetes De Elementos Rotatorios.....	65
3.4.3 Selección del cojinete de bolas	68
3.5 FLECHA DE UNA VIGA.....	71
3.5.1 Cálculo analítica del esfuerzo cortante en vigas simplemente apoyadas y carga distribuida.....	73
CAPÍTULO IV MEMORIA DE CÁLCULO	76
4.1 CÁLCULOS DE PARÁMETROS INICIALES.....	77
4.2 CALCULO DEL ESFUERZO EN LA PERIFERIA DEL TAMBOR DE LA CABEZA MOTRIZ	79
4.2.1 Esfuerzo necesario para mover la cinta en vacío	79
4.2.2 Esfuerzo Necesario Para Mover El Material P2.....	83
4.2.3 Esfuerzo Necesario Para Mover Verticalmente El Material P3	84
4.2.4 Calculo De Potencia Absorbida Por El Transportador.....	85
4.3 SELECCIÓN DE LA CADENA.....	86
4.4 VELOCIDAD DEL TRANSPORTADOR.....	90
4.5 DISEÑO DE EJES	91
4.5.1 Calculo las tensiones de las cadenas	92
4.5.2 Cálculo de todas las cargas que actúan sobre el eje.	92
4.5.3 cálculo de los momentos flexionante.....	94
4.5.4 Diseño de eje bajo cargas estáticas.....	97
4.5.5 Diseño de eje bajo cargas dinámicas.....	97
4.6 DISEÑO DE COJINETES DE BOLAS.	99
4.7 CÁLCULO DEL ESPESOR DE LAS TABLILLAS.....	101

4.7.1 Calculo de fricción	102
4.8 DISEÑO DE LA CIERRA CIRCULAR	103
4.8.1 Calculo de potencia requerida de la sierra para el corte.....	104
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	106
ANEXOS.....	107
Planos de las piezas utilizadas	121
Tabla No. 1 Propiedades mecánicas del acero.....	126
Tabla No. 2 Dimensiones De Cadena.....	127
Tabla No. 3 Dimensiones de aletas dobladas de cadena.....	128
Tabla No. 4 propiedades mecánicas de la cadena	129
Tabla No. 5 Dimensiones de rodamientos cónicos.....	130
Tabla No. 6 Especificaciones de rodamientos cónicos	131
Tabla No. 7 Factor de empuje de rodamientos cónicos.....	132
Tabla No. 8 Dimensiones de catarina	133
Tabla No. 9 Datos específicos de materiales	134
Tabla No. 10 Descripción y propiedades mecánicas relevantes de los aceros reconocidos por AISI.....	135
BIBLIOGRAFÍA.....	136
FIGURAS	
Figura 2.1 Primeros Usos Del Transportador De Rodillos	16
Figura 2.2 Transportador De Rodillos	17
Figura 2.3 Esquema De Los Transportadores De Bandas	18
Figura 2.4 Banda Transportadora.....	19
Figura 2.5 Banda Transportadora, En Su Forma Más Sencilla	20
Figura 2.6 Banda Transportadora	20
Figura 2.7 Diferentes Tipos De Cadena	21
Figura 2.8 Transportador De Tablillas	22
Figura 2.9 Transportador De Cangilones	25
Figura 2.10 Transportes De Baldes	26
Figura 2.11. Líneas De Transporte De Baldes	26
Figura 2.12 Secciones De Los Entablillados De Los Transportadores De Tablillas	27
Figura 2.13 Tipos Principales De Entablillados De Los Transportadores De Tablillas ---	29
Figura 2.14 Catarina de tracción	29
Figura 2.15 Tipos De Tensores	30

Figura 2.16 Corte De Caña Manual -----	32
Figura 2.17 Corte Mecanizado Del Cogollo De La Caña (John Deere) -----	33
Figura 2.18 Cuchillas Descogolladores -----	34
Figura 2.19 Cuchillas Descogolladores -----	34
Figura 2.20 Disco Cortador De Cañas -----	35
Figura 3.1 Acoplamiento De Una Cadena Y Catarina -----	43
Figura 3.2. - Acoplamiento De Una Cadena Y Su Rueda Catarina -----	45
Figura 3.3. Representación de la primera y segunda velocidad crítica en un eje. -----	60
Figura 3.4.- Deflexión en un eje de una sola masa con peso W . -----	61
Figura 3.5 Energía cinética Máxima -----	62
Figura 3.6. Partes de rodamientos -----	64
Figura 3.7. Tipos de rodamientos -----	66
Figura 3.8 Flecha Máxima -----	72
Figura 3.9 Longitud De Viga -----	74
Figura 3.10 Longitud Con Respecto A Un Punto -----	75
Figura 4.1 Diagrama De Cuerpo Libre Inicial Del Eje -----	94
Figura 4.2 Diagrama De Momentos Plano x, y -----	95
Figura 4.3 Diagrama De Momentos Plano x, z -----	96
Figura 4.4 Diagrama De Momentos Flexionante Debido A Los Torsores. -----	96
Figura 4.5 Magnitud De La Fuerza Radial De Diseño -----	99
Figura 4.6 Relación Tabla-Peso -----	101
Figura 4.7 Distribuciones Dinámicas -----	101
Figura 4.8 Distribución De Carga -----	101
Figura 4.9 Diagrama De Cuerpo Libre -----	101
Figura 4.10 Sierra 5310-56KV25 -----	104

TABLAS

Tabla 3.1 Características De Algunos Tipos De Bandas. (Shigley 2008).-----	37
Tabla 3.2 Número De Cadena ANSI. (Shigley 2002). -----	45
Tabla 3.3 Factores de servicio K_a , para cadenas de rodillos. (V. M. Faires).-----	50
Tabla 3.4 Factores de cadenas de rodillos de ramales múltiples. (Joseph E. Shigley) -----	51
Tabla 3.5 Factores de corrección por dientes (Joseph E. Shigley). -----	53
Tabla 3.6 Comparación de tipo de cojinetes. -----	67
Tabla 3.7 (Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott 2006). -----	69
Tabla 3.8 capacidades de rodamientos -----	70
Tabla 3.9 Selección de rodamientos, (Robert L. Mott 2006). -----	71
Tabla 3.10 Datos de viga -----	72
Tabla 4.1 elementos de rozamientos -----	82
Tabla 4.2 número de dientes de Catarina -----	87
Tabla 4.3 número de torones -----	87
Tabla 4.4 Selección de cadena -----	89

Subsistema 3

“Transporte Y Corte De La Caña En Verde”

INTRODUCCIÓN

México produce alrededor de 5 millones de toneladas de azúcar, con un valor de más de 3 mil millones de dólares anuales, lo que representa cerca del 12 % del valor del sector primario. La producción de caña se realiza en 664 mil ha que abastecen a 57 ingenios de 15 estados cañeros.

La práctica tradicional en los ingenios azucareros para la cosecha de caña consiste en quemar la plantación para facilitar la recolección de los tallos. Sin embargo la quema de una sola hectárea de plantación de caña significa emitir a la atmósfera más de 160 kg de bióxido y monóxido de carbono. En época de cosecha las zonas cañeras tiñen sus cielos de tonos rojizos por la gran cantidad de humo y trozos de hoja quemada que el viento lleva a los pueblos cercanos ocasionando además problemas con el drenaje.

Al cosechar la caña en verde y evitar la combustión en los campos cañeros se ahorra agua, energía eléctrica y combustible, se reduce el impacto sobre la contaminación del agua y se protege el ambiente, a la flora y la fauna del agrosistema cañero y se requeriría menos aplicación de herbicidas en la etapa inicial de crecimiento del cultivo que se traducirían en mayores rendimientos de azúcar.

Esta práctica permite la incorporación de materia orgánica al suelo incrementando el contenido de carbono, aumenta su fertilidad y promueve que con el tiempo se disminuya la dosis de fertilizante aplicado, además de ayudar a conservar mayor contenido de humedad en el suelo. La cosecha mecanizada de caña de azúcar representa una ventana de oportunidad tecnológica que no sólo reduce costos y hace más eficiente la operación de cosecha y entrega de caña al ingenio, sino que minimiza los impactos negativos al medio ambiente contribuyendo con la productividad de los ingenios y el mejoramiento del nivel de vida de los productores y habitantes de las zonas cañeras de México.

El principal componente de frescura en los ingenios mexicanos es el tiempo de quemar-corte-cargado de camiones para el sistema de caña quemada, y corte y cargado en cosecha verde.

El tiempo de frescura de las áreas cosechadas manualmente es dos veces mayor que en las áreas cosechadas mecánicamente. Por eso la forma más efectiva para reducir los

tiempos de frescura es aumentando la proporción de áreas cosechadas mecánicamente en verde.

La cosecha de la caña en estado verde implica dos grandes retos para el sector; por un lado, la cosecha en sí, y por otro, el manejo de los residuos en el campo.

La tecnología para el manejo y cosecha de caña en verde todavía no está desarrollada en su totalidad; pero existen algunas prácticas alternativas que se pueden aplicar con éxito, entre ellas:

- ✓ Adecuación de campos

- ✓ Manejo de cultivo para producir caña erecta con alta sacarosa la cual es importante para la cosecha en verde de la caña de azúcar

- ✓ Manejo de residuos poscosecha

- ✓ Uso de variedades que produzcan pocos residuos

Ya que debido al crecimiento de las fronteras agrícolas y al incremento en el volumen de producción nace 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.

La moderna mecanización y automatización ha demostrado la necesidad de innovar la tecnología para mejorar la competitividad de los sistemas mediante la incorporación de nuevos equipos y el mejoramiento de otros ya conocidos y probados.

Capítulo I

1.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

La cosecha de caña de azúcar verde requiere variedades erectas de buen deshoje y con alto contenido de sacarosa para disminuir los efectos negativos de la materia extraña.

Con base a las experiencias en el ingenio manuelita y en CENICAÑA (Colombia) muestran que es posible cosechar en forma mecanizada la caña en estado verde. A pesar de los problemas de baja eficiencia en el corte y los altos niveles de materia extraña en las condiciones actuales, los costos han resultado similares, y aun menores que los del corte manual. Pero si se disminuyen las edades de corte y se establecen variedades erectas, es posible aumentar la eficiencia de la maquinaria y disminuir la materia extraña, especialmente el contenido de cogollos.

Las cosechadoras comerciales de caña para producciones superiores a 90 t/ha son combinadas y trozan la caña, y este sistema no permite el arrumbe de esta en los patios. Esto exige una molienda rápida de la caña después del corte, lo que no tendría limitaciones en zonas secas; mientras que en las zonas húmedas puede ocasionar parálisis de las fabricas por falta de la caña en las épocas de lluvias, cuando es imposible hacer la cosecha mecanizada en forma continua, tal es el caso de Australia, donde existe una amplia experiencia en cosecha de caña verde con máquinas combinadas, se suspende la cosecha cuando se presentan lluvias intensas. Para evitar esta situación, lo ideal es desarrollar una cosechadora para caña verde entera que permita arrumar la caña en los patios durante los periodos de alta probabilidad de lluvia o en cualquier época del año.

1.2 OBJETIVO GENERAL

Establecer una memoria de cálculo de diseño eficiente del subsistema 3, “El cual contempla una banda transportadora de tipo cangilones para el arrastre de la caña, un sistema de orientación y colocación de la misma, un sistema de corte ajustable para seccionar el cogollo de la caña de azúcar en verde; incluyendo los planos de piezas, conjunto y ensamble”.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ✓ Cortar el cogollo o extremo superior de la caña de azúcar en verde.

- ✓ Transportación eficiente hacia la línea de desfogue.

- ✓ Utilizar tecnología apropiada en el transportador de cangilones para un eficiente desempeño.

1.4 JUSTIFICACIÓN

El efecto de la quema de la caña sobre los rendimientos es difícil de cuantificar; no obstante, en Brasil, Australia y Colombia se considera que puede ser de 0.5 %. En Colombia con un sistema tradicional de quema y corte de la caña, el tiempo entre este último y la molienda puede ser hasta de 50 hrs. Los estudios experimentales muestran que por cada hora transcurrida después de la quema, las pérdidas de sacarosa pueden alcanzar hasta 0.4%, parte de la se debe a pérdida de peso y de rendimiento.

Con la cosecha de caña en estado verde se reduce el tiempo para llegar a molienda. En 1994, en el ingenio providencia (Colombia) se observó que el promedio del rendimiento, corregido para materia extraña y cogollo, de un lote cosechado en estado verde fue entre 0.5 y 1.0 puntos mayor que aquel alcanzado en caña que había sido quemada. Esto sugiere que el aumento de rendimiento se debió a la caña fresca. Además, si la cosecha se mecaniza, sería posible reducir aún más los tiempos de permanencia, menores a 18 hrs, tal como ocurre en Australia.

La tecnología de cosecha en caña verde implica la presencia de grandes cantidades de materia extraña y cogollos, especialmente si no se utilizan variedades aptas para este tipo de cosecha lo que significa que puede alterar la calidad de la caña, por eso este proyecto tiene una gran importancia debido que independientemente que tiene que transportar la caña de azúcar a la línea de desfogue tiene la responsabilidad de cortar el cogollo de

manera exitosa para así poder disminuir en su totalidad la materia extraña y poder aprovechar al máximo la caña de azúcar en verde.

1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES

1.5.1 Alcances

- ✓ Obtener la mayor cantidad de sacarosa debido a que la cosecha de la caña de azúcar será en verde.
- ✓ Disminuir en su totalidad la materia extraña y el cogollo de la caña ya que estos perjudican la calidad de la caña en verde y así poderla aprovechar al máximo.

1.5.2 Limitaciones

- ✓ Una de las principales limitaciones son el peso y las dimensiones de la banda transportadora tanto en lo largo como en lo ancho debido a que va a ser transportada por un tractor independiente de la maquinaria en cantiléver el cual no debe exceder la carga máxima entre el tractor y la cosechadora.
- ✓ Otra de las limitantes son las diferentes dimensiones de la caña en verde debido a que las variedades de la caña pueden diferenciar sus tamaños y eso afectaría en el corte de cogollo ya que no sería eficiente.
- ✓ El exceso de caña en verde puede afectar la velocidad de la banda transportadora y el corte de las cuchillas que puede traer como consecuencias saturación en la línea y daños en el sistema.

1.6 HIPÓTESIS

Realizar un diseño mecánico de un transportador tipo tablillas tomando en consideración un ángulo de inclinación de 36° , y mantener la caña en forma horizontal en la banda transportadora por medio de cangilones esta a su vez tendrá una cortadora el cual se encargara de eliminar el cogollo o extremo superior de la caña de azúcar en verde para luego ser transportada hacia la línea de desfogue (cuarta etapa).

Capítulo II

Historia Del

Arte

2.1 DESARROLLO

Los transportadores son máquinas de diseño horizontal, en vertical o en pendiente que se usan para el transporte continuado de materiales en una trayectoria determinada, hasta el punto final o de descarga. Se componen de una cinta de superficie que circula en unos rodillos y poleas, por un motor de propulsión, y todo ello dispuesto en una estructura o soporte.

Hay transportadores que son accionadas por gravedad, y otras por fuerza motriz como los transportadores de banda, tablillas, arrastre, neumáticos, vibratorios, rodillos, tornillos y elevadores de cubos. Existen varios tipos de transportadores a continuación aremos un análisis para saber qué tipo de transportador es el más adecuado para el transporte de la caña de azúcar en verde.

Los transportadores de arrastre y los elevadores de cubos se emplean para transportar materiales en dirección vertical o para transportar formando un ángulo grande con respecto a la horizontal, este tipo de transportadores realizan una transportación continua en las cuales el desplazamiento se lo realiza para carga de polvo, en granos y en pedazos pequeños. Este tipo de transportadores no es apto por la razón de que el ángulo que necesitamos con respecto a la horizontal es pequeño y la carga a transportar son pedazos grandes.

En el caso del transportador de tornillo se emplea para el transporte de materiales movedizos, así como materiales húmedos en dirección horizontal y la vía de transportación es cerrada. Por este motivo este tipo de transportador no reúne los requisitos que necesitamos.

Los transportadores vibratorios pertenecen a la clase de transportadores movedizos, la carga se desplaza mediante las oscilaciones del elemento portador de carga este desplazamiento inclinado únicamente se lo realiza bajo un ángulo en dirección de las oscilaciones, las cargas que se transportan son de polvo, tóxicos, químicamente agresivas, calientes. En razón esta transportadora no cuenta con la capacidad de transportar pedazos grandes porque el dimensionamiento de estos transportadores es muy pequeño para el transporte de la caña de azúcar en verde, este tipo de transportador no realiza la elevación

de cargas por tramos inclinados por lo que solo realiza el transporte por desplazamiento por las oscilaciones y gravedad.

El transportador neumático se utiliza para el transporte de materiales movedizos, el traslado de las partículas de material se efectúa mediante una corriente de aire, este tipo de transportador es utilizado en empresas de construcción para el transporte de cemento, por tal motivo el transportador neumático no es apto para el transporte de la caña de azúcar en verde.

A continuación, se clasificará a los tipos de transportadores que pueden ser aptos para el transporte de caña de azúcar en verde:

1. Transportadores de rodillo.
2. Transportadores de banda.
3. Transportadores de cadenas.

2.2 TRANSPORTADORES DE RODILLO

Los transportadores de rodillos, Son máquinas de transporte continuo que como su nombre lo indica utilizan rodillos metálicos para la transportación de la carga. Se emplean para la manipulación de materiales en bultos tales como: cajas, tarimas, llantas, tambos, paquetes, etc. dentro de una gran diversidad de procesos industriales siempre y cuando que cumplan la condición de contar con un fondo regular.

Se puede considerar que los primeros transportadores de rodillos que existieron fueron utilizados en la antigüedad para transportar grandes pesos para esos los hombres de aquellos tiempos se ingeniaron colocando trancos de árboles de sección redonda los cuales hacían de rodillos sobre los cuales disponían la carga la cual era empujada por trabajadores o esclavos.

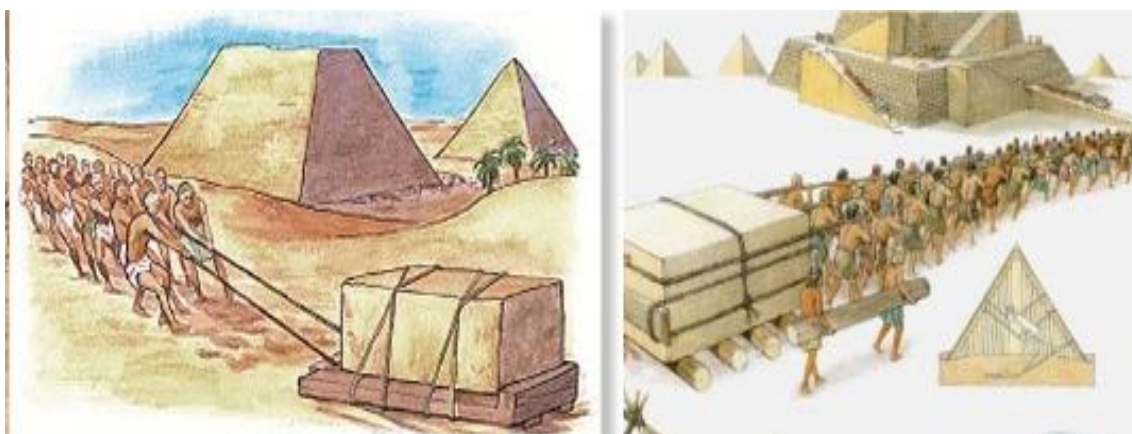


Figura 2.1 Primeros Usos Del Transportador De Rodillos.

Los transportadores de rodillo se emplean para transportar diversas cargas envasadas y por piezas, es decir, conjuntos y piezas de las máquinas y mecanismos, moldes de fundición, cajas, vigas laminadas, maderas, tubos, planchas metálicas, cargas a granel en envases de saco, etc. Los transportadores de este tipo se emplean ampliamente en los talleres de preparación y mecánicos de las fábricas de construcción de maquinaria. En los talleres laminados de las fabricas metalúrgicas, en las empresas de industria ligera, alimentaria, en los almacenes de transporte y de mercancía.

Los transportadores de rodillo por sus particularidades constructivas se dividen en dos tipos principales independientes:

a) transportadores sin transmisión, gravitacionales, en los cuales el movimiento de la carga se produce bajo la acción del propio peso, como consecuencia de una pequeña inclinación de la superficie del transportador hacia el lado del movimiento;

b) transportadores de transmisión, en los cuales los rodillos rotan directamente desde un motor eléctrico o a través de transmisiones dentadas, por cadenas, correas y por cables desde una transmisión general.



Figura 2.2 Transportador De Rodillos.

2.3 TRANSPORTADORES DE BANDAS

El transportador de banda se emplea considerablemente para el transporte entre maquina en la producción de cadenas para el transporte en los talleres de fundición (alimentación de arena), para la alimentación de combustible, para el transporte de carbón y de mineral, etc.

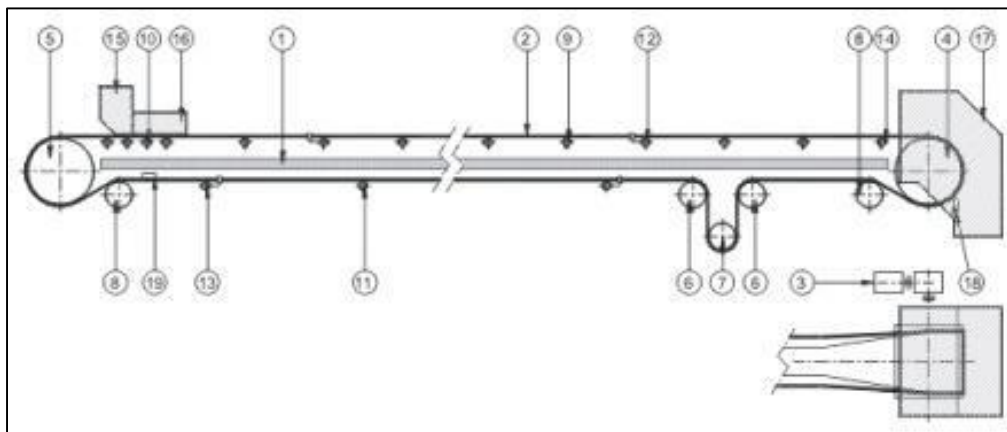


Figura 2.3 Esquema De Los Transportadores De Bandas

El esquema del transportador de banda consta de:

- | | |
|-------------------------|------------------------------------|
| 1. Estructura | 11. Rodillo de retorno |
| 2. cinta transportadora | 12. Rodillo de carga autoalineante |
| 3. Grupo motriz | 13. Rodillo de retorno |
| 4. Rollo motriz | 14. autoalineante |
| 5. Rollo de cola | 15. Transición |
| 6. Rollo de desvió | 16. Tolva de carga |
| 7. Contrapeso | 17. Cargador |
| 8. Rollo de abrace | 18. Tolva de descarga |
| 9. Rodillo de carga | 19. Rascador |
| 10. Rodillo de impacto | 20. Rascador de retorno |

Los esquemas de los transportadores son muy diversos y se determinan por su aplicación del transportador esto son:

- a) Horizontal
- b) Inclinado
- c) Horizontal-inclinado
- d) Inclinado-horizontal

2.3.1 Banda transportadora

En los transportadores de bandas se emplea diferentes bandas de transportadores: textiles cuyo tejido se fabrica con fibras de algodón; bandas fabricadas con fibras sintéticas o seda artificial, así como las bandas de acero laminadas o confeccionadas con alambre y finalmente, bandas textiles impregnadas de goma en cables de acero vulcanizado. Entre las ventajas de las bandas transportadoras tenemos: poco peso propio, ausencia de articulaciones que se desgastan fácilmente y además permiten trasladar la carga con gran rapidez. Las bandas textiles de transportadores tienen poca duración cuando trabajan con materiales calentados a altas temperaturas, así como cuando trabajan con materiales abrasivos o de pedazos grandes.

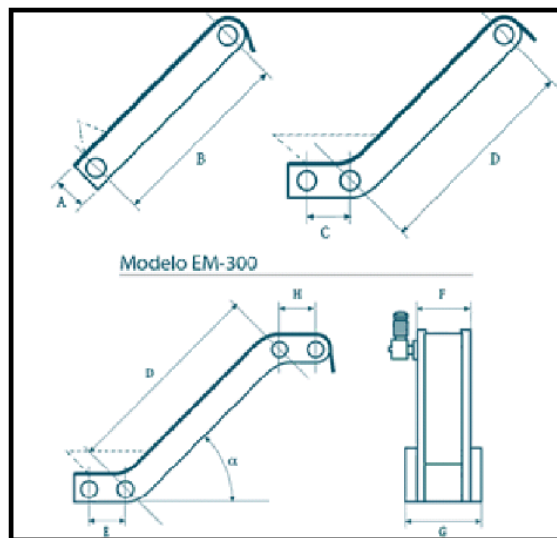


Figura 2.4 Banda Transportadora.

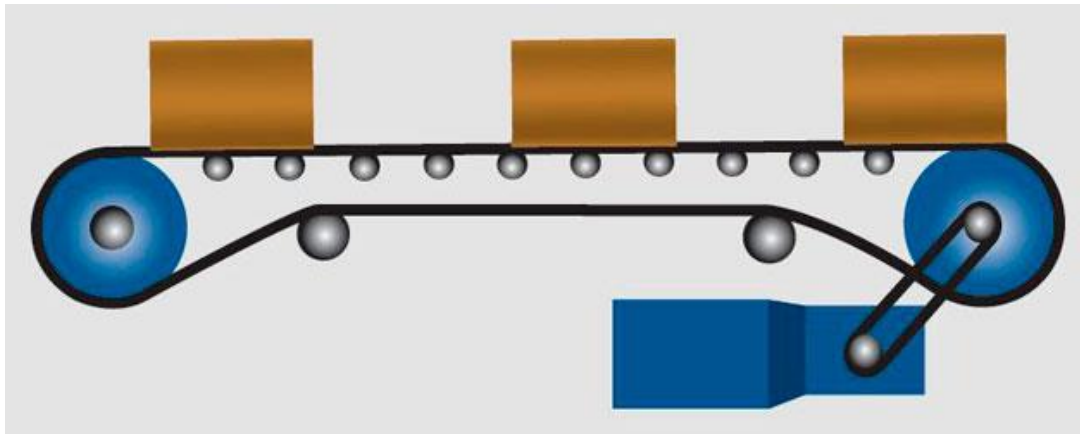


Figura 2.5 Banda Transportadora, En Su Forma Más Sencilla.

El límite de la inclinación se alcanza cuando el material tiende a resbalar sobre la superficie de la banda. Puede manipular material pulverizado, granular o en trozos o terrones, con la limitación de que la temperatura no sea bastante elevada para quemar la cubierta de caucho (aproximadamente 120 °C).

La capacidad de un transportador de cinta depende del ancho de la misma, de su velocidad y de la densidad y características granulométricas del material a transportar. Los transportadores de cinta pueden ser de dos tipos: planos o en forma de canal o "U" abierta. Los primeros se usan más frecuentemente para trasladar paquetes o materiales a granel sobre rutas fijas y a velocidades deseadas. Los segundos se usan universalmente para trasladar materiales a granel tales como carbón, cemento, vidrio, minerales, arena, tanto húmeda como seca. El canal suele estar formado por tres rodillos, los dos de los extremos se ponen formando un ángulo de 20° para proporcionar el máximo volumen de carga.



Figura 2.6 Banda Transportadora

2.4 TRANSPORTADORES DE CADENA

los transportadores de cadena se comparan con los de cinta, tienen características que los distinguen; barata construcción, operación ruidosa e ineficiencia mecánica. Sin embargo, en ciertas situaciones se adaptan correctamente al proceso.

Los principales componentes de estos transportes son: las cadenas, los elementos de movimiento y los motores. En la Figura 12.11 se muestran diferentes tipos de cadenas. Dentro del grupo de los transportes por cadena, se estudiarán las tablillas y de baldes, los cuales difieren en los elementos de movimiento del material. Los elementos de movimiento se enganchan en las cadenas.

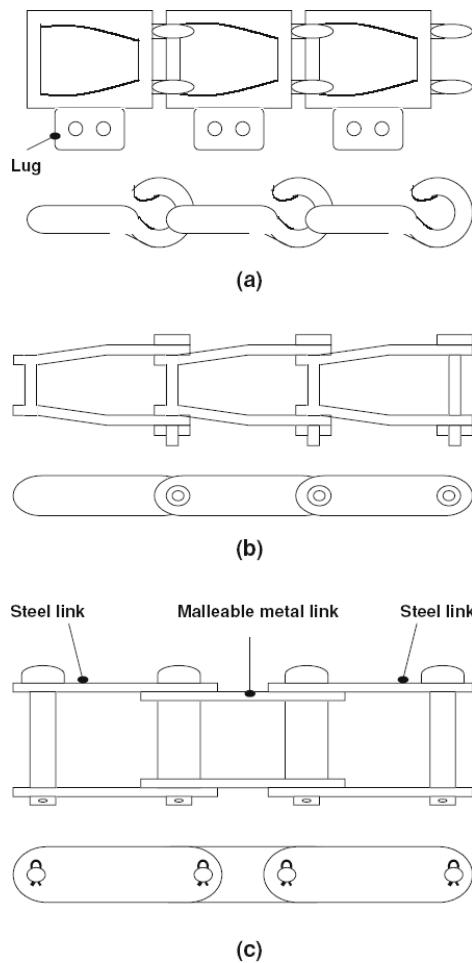


Figura 2.7 Diferentes Tipos De Cadena

2.4.1 Rascadores o transportador de tablillas

Estos sistemas se utilizan para sólidos, son baratos y pueden operar en planos inclinados. A la cadena se le adicionan elementos de movimiento como aletas que arrastran el material

Principio de funcionamiento. (EcuRed. 2018)

El transportador se pone en funcionamiento a través del sistema motor que le suministre movimiento a la catarina motriz y la misma al órgano de tradición generalmente compuesto por dos cadenas el cual va acoplado al órgano portador, compuesto por tablillas y el mismo es soportado por la estructura.

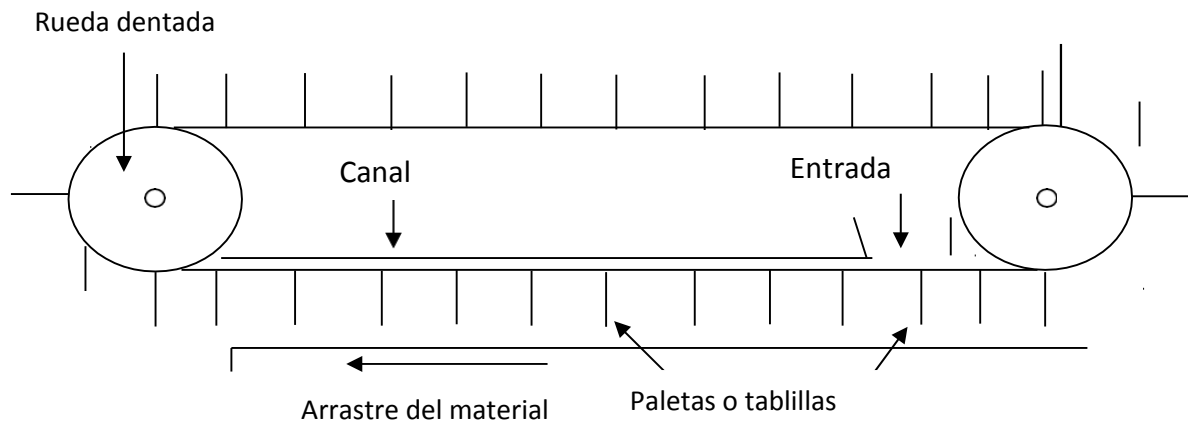


Figura 2.8 Transportador De Tablillas

El transportador de tablillas tiene una o varias tolvas que serán las encargadas de suministrar material al mismo y pueden estar situadas en cualquier punto de la rama cargada, la descarga se realiza al final de la traza mediante un embudo de descarga o de forma libre al final del mismo transportador.

2.4.1.1 Usos

Son utilizados para transportar materiales calientes, abrasivos, en pedazos grandes y medianos, así como cargas grandes por pieza, que se transportan en direcciones horizontales y también inclinados.

Los transportadores de tablillas se emplean en la manipulación de materiales a granel y en bultos. Tiene un amplio uso en la industria química, metalúrgica, mecánica, extractiva, **cañera**, etcétera. Es muy común verlos en los centrales azucareros para la transportación de la caña de azúcar y para la transportación del bagazo, en la industria mecánica para la transportación de piezas a través de hornos o maquinas herramientas entre otras muchas aplicaciones.

2.4.1.2 Ventajas

- ◆ Pueden transportar cargas pesadas, en grandes pedazos y a elevadas temperaturas.
- ◆ Alcanza capacidades muy altas.
- ◆ Se mueven con gran suavidad.
- ◆ Puede encargarse directamente sin usar alimentadores.
- ◆ Distancias de ruedas dentadas de gran longitud, con posibilidad de usar accionamientos intermedios.

2.4.1.3 Componentes

Los transportadores de tablillas suelen equiparse con dos cadenas de buje y de ruedas. Pueden tener cojinetes de deslizamiento o de rodamiento. En las cadenas con ruedas, éstas se apoyan sobre un perfil laminado y soportan el peso de la carga, de las tablillas y de la propia carga.

En los transportadores de tablillas pequeños que transportar cargas ligeras y cuyo ancho no mayor de 400 mm se permite el uso de una sola cadena.

Las tablillas lisas se hacen de madera o de planchas de acero y las tablillas corrugadas con y sin bordes, las tablillas con guarderas de tipo profundo se usan solamente cuando se manipulan grandes capacidades o cuando el ángulo de inclinación de la traza es de 45 a 60 grados.

Tanto el ancho como la altura de las tablillas serán normalizados según la norma GOST 2035-54.

En general, el transportador de tablillas consta de las siguientes partes:

1. partes móviles del transportador con dos cadenas de tracción
2. catarinas de transmisión
3. motor eléctrico
4. reductor
5. transmisiones dentadas abierta
6. catarinas finales
7. dispositivos de tensión
8. barras guías
9. bancada del transportador

2.4.1.4 Sistema de transmisión

El sistema de transmisión del transportador de tablillas es similar al de banda, la diferencia entre ambos radica en la utilización de catarinas en vez de tamboras. La catarina motriz, se construyen de acero o hierro fundido. El montaje debe ser exacto para lograr que estén bien alineadas y que exista una coincidencia en la posición de los dientes de las ruedas y el tiraje de ambas cadenas sea uniforme.

Además, debido a la baja velocidad de trabajo deben de emplearse reductores de alta velocidad, en el orden de 60 a 200 veces.

El tamaño de los elementos de movimiento y el espaciado definen la capacidad del transporte. Si se transportan granos pequeños se recomienda que las aletas tengan una altura del 40% de la longitud, en estos casos la cadena puede tener velocidades que oscilan entre los 23 a 38 m/min. Si se transportan materiales más gruesos como nueces, es necesario trabajar a menor velocidad. Si se desea aumentar la capacidad de transporte es preferible bajar la velocidad y aumentar el tamaño de las aletas de movimiento. La capacidad de transporte de la cadena operando en planos inclinados es menor que en dirección horizontal. Si los ángulos de inclinación son de 20, 30 y 40°, la capacidad es de 0.77, 0.55 y 0.33 respecto del nominal horizontal.

La potencia teórica para los rascadores puede calcularse con la siguiente ecuación:

$$H_p = \frac{(2 * V * L_c * W * F_c) + C * (L * F_m + H)}{1400}$$

Donde **V** es la velocidad del transporte (m/min), **Lc** es la longitud total (sin carga o con carga) horizontal proyectada (m), **W** es el peso de las aletas y cadenas por metro lineal (Kg/m), **Fc** es el coeficiente de fricción para la cadena y aletas, **C** es la capacidad de transporte (Kg/min), **L** es la longitud horizontal proyectada de la línea con carga (m), **Fm** es el coeficiente de fricción para el material, y por último **H** es la altura que hay que elevar el material (m).

El **Fc** de cadenas de metal puede aproximarse a 0.33, si son de madera **Fc** suele asumirse igual a 0.6. Los coeficientes de fricción del material dependen obviamente de los sólidos transportados, varían entre 0.2 a 0.5 aproximadamente.

2.4.2 Transportadores de cangilones

En la Figura 12.9, se puede observar como a las cadenas pueden adicionárseles dispositivos para sostener baldes. Este tipo de equipos es muy usado para elevar verticalmente materiales que fluyen libremente. Son equipos más eficientes que los rascadores ya que no existe una fuerte fricción entre el material y el elemento de movimiento.



Figura 2.9 Transportador De Cangilones

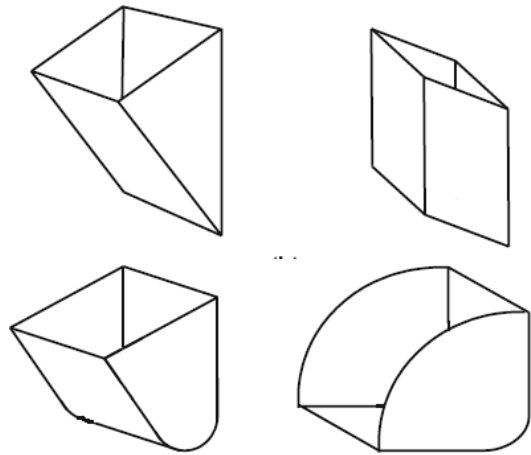


Figura 2.10 Transportes De Baldes

En la Figura 12.10 se presentan diferentes modelos de baldes, mientras que en la figura 12.11 se representan elevadores completos con distintos modos de descarga e inclinaciones.

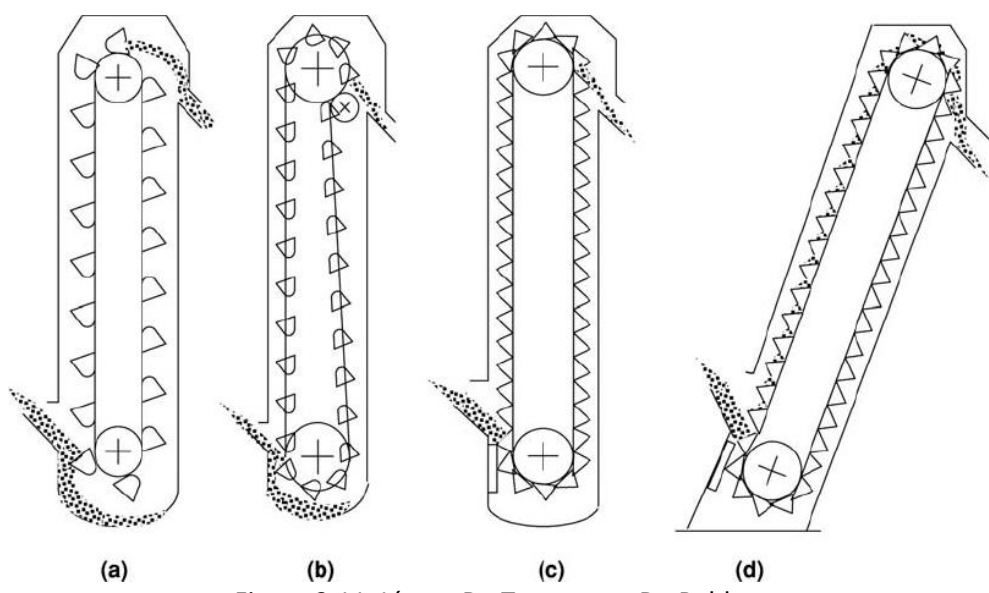


Figura 2.11. Líneas De Transporte De Baldes.

La descarga puede realizarse de tres diferentes modos. Una de ellas consiste en el uso de baldes con cierto espaciamiento entre ellos (Figura 12.11a). La segunda opción es similar a la primera, con la salvedad que se logra la inversión total del balde al momento de la descarga (Figura 12.11b), esta opción es más apropiada cuando la fluidez del material no es excelente. La tercera alternativa es el uso de la gravedad para una descarga libre (Figura 12.11d).

2.5 TIPOS DE TRANSPORTADORES Y SUS PARTES MÓVILES

El entablillado de estos transportadores se distinguen por su gran diversidad de construcción y por si formas determinadas por el tipo y las dimensiones de las cargas a transportar, por la dirección del desplazamiento y por una serie de otras condiciones y exigencias.

El entablillado plano se hacen con tabillas colocadas unas de las otras (fig. 2.12a) que forman una banda de rejilla o con tablillas cerradas (fig. 2.12b) que crean una banda continua uniforme del transportador. Los transportadores con estos entablillados se emplean para transportar diferentes cargas con piezas.

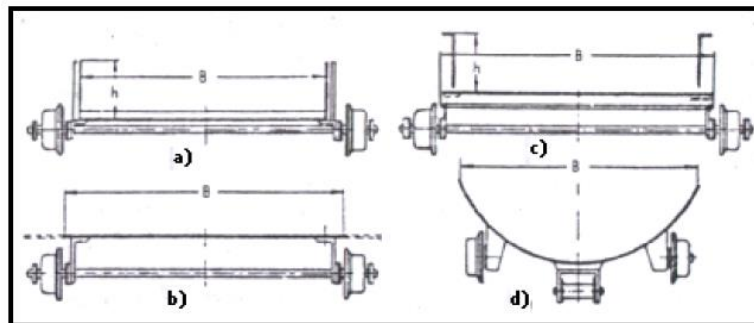


Figura 2.12 Secciones De Los Entablillados De Los Transportadores De Tablillas: a) de borde a de canalón; b) plano (sin bordes); c) plano con guías de bordes fijas; d) circular especial

El entablillado ondulado sin bordes consta de tablillas que tienen flexiones concéntricas alrededor de las charnelas de la parte móvil, con lo que se garantiza el revestimiento seguro de las tablillas contiguas, tanto en las partes rectilíneas del trazo del transportador, como durante su viaje al rodear las catalinas.

El entablillado de la figura 2.12b permite efectuar una descarga intermedia de las cargas en pedazo pequeños desde el transportador mediante lanzadores de arado (cuchillas) que se utilizan muy raras veces

El entablillado de canalón se forma mediante paredes verticales en los bordes de las tablillas. Con mucha frecuencia este tipo de entablillado se hace con tablillas que tienen forma ondulada (2.12d) lo que garantiza una buena adaptación de estas tablillas para la transportación de carga movedizas tanto en dirección horizontal como inclinada. La existencia de costillas complementarias que refuercen la tablillas, permiten emplear los transportadores con este entablillado para las cargas pesadas y en pedazos grandes, y el dispositivo de diafragma transversales o de tabiques entre los bordes, ala que el empleo de tablillas, de perfil especial con ahondamientos (entablillado de borde profundo) hace posible su empleo para la transportación con una inclinación hasta 40°

El entablillado en forma de caja (2.13f) tiene las tablillas en forma de caja y se emplea para la transportación de materiales formando ángulos grandes hasta 65° con la horizontal. Los transportadores con este tipo de entablillado se emplean para diferentes materiales movedizos en primer lugar materiales en pedazos grandes, con los cuales no se garantiza un trabajo seguro de los elevadores de cubos.

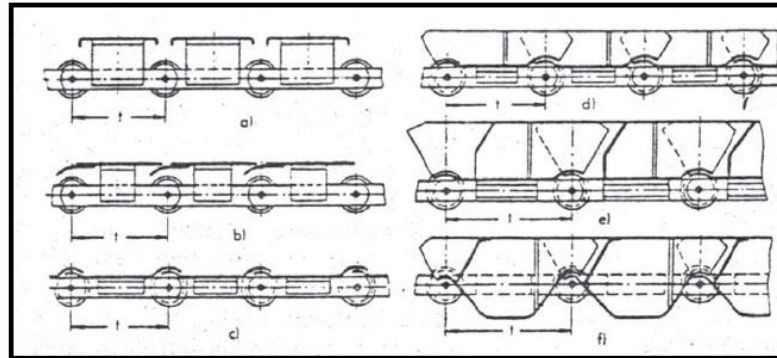


Figura 2.13 Tipos Principales De Entablillados De Los Transportadores De Tablillas: a) planos con placas independientes; b) plano con placas cerradas; c) ondulado sin bordes; e) de borde profundo; f) en forma de caja

Cuando se emplean los transbordadores de tablillas cadenas de casquillo-rodillo esta se fija al entablillado por los lados de las tablillas y debajo de las tablillas. Las ruedas que sostienen la parte móvil mediante esta cadena pueden situarse fuera de la cadena, en voladizo, (2.14a) entre las chumaceras de la cadena (2.14b) o pueden instalarse en la bancada del transportador en forma de rodillos fijos.

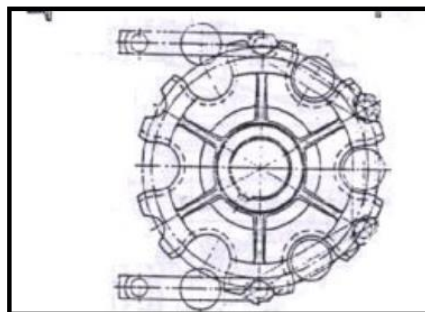


Fig. 2.14. b, Catalina del entablillado

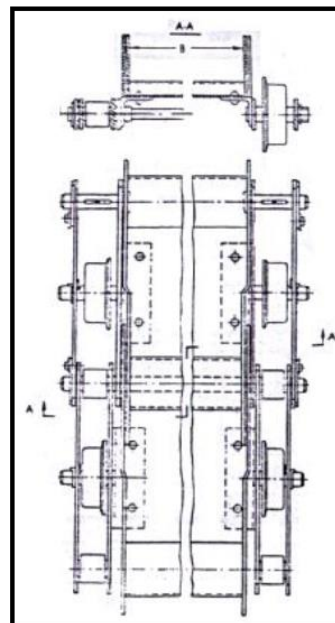


Figura 2.14, B) Catalina del entablillado; figura. A) entablillado del transportador con cadenas de tracción con colocación en voladizo

2.5.1 Dispositivos de tensión y de transmisión

Los transportadores de tablillas generalmente se ponen en movimiento por una transmisión final, situada en el cabezal del transportador. (2.15) aparece una transmisión con reductor conico-cilindrico con transmisión dentada abierta, la cual se emplea generalmente en los transportadores de marcha lenta con fuerza de tracción grandes.

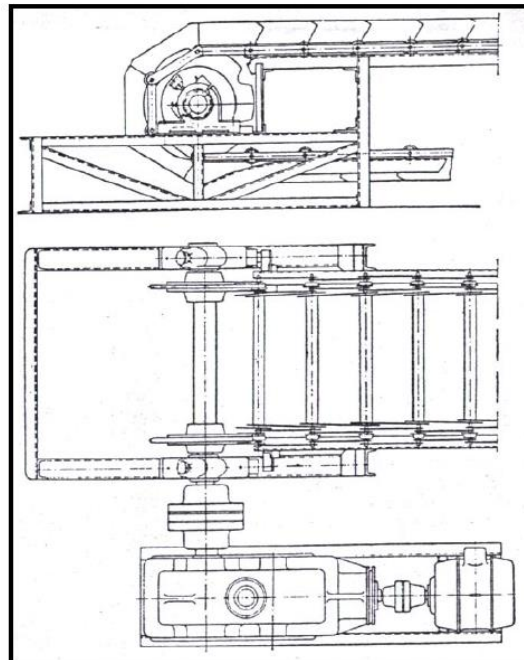


Figura 2.15 Tipos De Tensores

Como dispositivos de tensión de los transportadores de tablillas se emplean ventajosamente los de tornillos. En los transportadores muy cargados con cadenas de tracción de plancheta de eslabones largos, con velocidades de movimiento, superiores a 0-25 m/s se emplean los tensores de muelle-tornillo (móviles) que compensan los cambios de la tensión (dinámicos) y la variación de la longitud de las cadenas de atracción que surgen al ser bordeadas las catarinas.

Las catarinas de transmisión se fijan en los arboles conductores con chavetas garantizando una posición reciproca estrictamente igual de sus dientes, que es imprescindible para el

agarre simultaneo del agarre de las cadenas y para la transmisión correcta del esfuerzo de tracción de las cadenas.

Las catarinas de los dispositivos de tención y transmisión de fabrican de aceros. Fundidos, forjados o soldados con el perfil de trabajo de plancha de acero.

2.6 SELECCIÓN DEL TRANSPORTADOR

Una vez analizados los tres tipos de transportadores que podrían ser aptos para el caso específico de transporte de caña de azúcar en verde hemos elegido el transportador de cangilones, porque es el más adecuado que cumple con todos los requisitos, a continuación presentamos las razones:

Como necesitamos transportar cargas grandes y pesadas en necesario un transportador de marcha lenta con fuerzas de tracción grande como lo es el transportador de cangilones con transmisión dentada abierta.

El entablillado se emplea para transportar diferentes cargas por piezas ya sean grandes o medianas.

Cuando se emplean ángulos mayores a 18° para elevar cargas se emplean transportadores de tablillas o cangilones, es decir que no se puede utilizar los transportadores de banda.

Los inconvenientes del transportador de banda es que el material de las bandas textiles tiene poca duración cuando trabajan con materiales abrasivos o de pedazos grandes y son más utilizados en el transporte de material movedizo y pedazos medianamente pequeños.

Mientras que el transportador de rodillos no es apto por el desperdicio de material que se ocasiona por los espacios existentes entre rodillos, otro inconveniente es que al momento de realizar el transporte de la caña de azúcar se puede producir incrustaciones en los espacios libres dificultando el desplazamiento de la carga y puede dañar la transmisión.

2.7 CORTE MECANIZADO DE LA CAÑA DE AZÚCAR

El corte de caña, (desde su siembra hasta su cosecha) se dio por primera vez en el sureste asiático y la india occidental. Alrededor del año 327 A. C. A México llegó en la época de la conquista (año 1522 aprox.), fue así como la primera plantación y corte del cogollo de la caña manual se dio en el estado de Veracruz. (*Saccharum Officinarum* L. 2015).

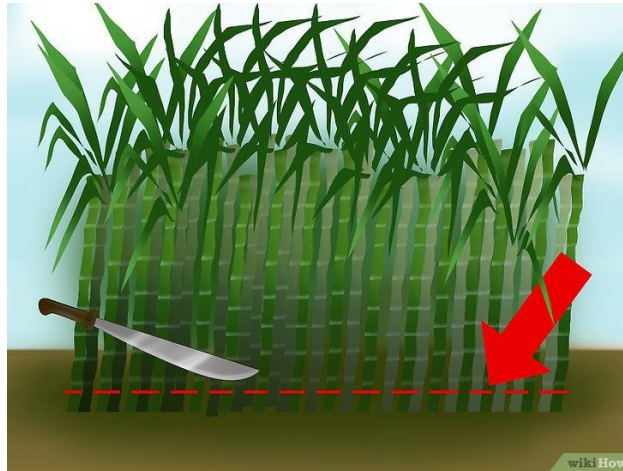


Figura 2.16 Corte De Caña Manual

Durante el período comprendido entre 1966 y 1970 se ejecuta el primer Plan de Desarrollo de la Industria Azucarera, el cual tenía como objetivos, (*EcuRed 2018*):

- ◆ Elevar la capacidad instalada.
- ◆ Sustituir los equipos obsoletos.
- ◆ Introducción masiva de la técnica en las labores de la siembra y cultivo de la caña.
- ◆ Introducción de la mecanización del corte y el alza de la cosecha.



Figura 2.17 Corte Mecanizado Del Cogollo De La Caña (John Deere)

El corte mecanizado integral de la caña de azúcar está en función de las siguientes variables:

- ✓ Diseño de campo
- ✓ Atributos de las variedades
- ✓ La máquina cosechadora
- ✓ El operario de la maquina el mantenimiento de la máquina, y
- ✓ La logística del corte y del transporte.

En la medida que se logre una buena integración de las variables anotadas se pueden alcanzar el éxito de la cosecha mecanizada.

En el presente caso se tendrá en cuenta los aspectos de los sistemas de corte mecanizado, correspondientes a la máquina y la operación de la misma.

Sistema de corte mecanizado

En los sistemas de corte involucrados en una maquina cosechadora integral de caña se obtiene lo siguiente.

Sistema descogollador o despuntador se encuentra en la parte frontal de la máquina y está compuesto por un par de tambores que giran en sentido contrario hacia adentro. En ellos van montadas cuchillas que desmenuzan tanto el tallo inmaduro de cogollo como las hojas verdes. También existen descogolladores que cortan y dejan en el campo el cogollo entero.



Figura 2.18 Cuchillas Descogolladores

Sistema de inclinado o tumbado y divisores de la línea o cosecha. El rolo tumbador inclina o “agobia” la caña hacia adelante para permitir que la base del tallo quede expuesta al



Figura 2.19 Cuchillas Descogolladores

Sistema de corte de base. Los divisores de cosecha introducen la caña hacia el centro de la máquina y levantan aquellas que están caídas hacia los lados. s

Sistema de corte basal o corte de base. Conformado por dos platos y cuatro cuchillas cada una. El sistema, que es ajustable, permite una inclinación al momento del corte de los tallos en este punto se produce la calidad del corte de la sepa y de la incorporación de materia extraña compuesta principalmente por el suelo la sepa misma y las raíces.



Figura 2.20 Disco Cortador De Cañas

Capítulo III

Marco teórico

3.1 Definición De Bandas

Las bandas son elementos flexibles utilizados en los sistemas de transporte y en la transmisión de potencia mecánica a distancias relativamente grandes.

Existen varios tipos de bandas tales como:

- a) Planas.
- b) Redondas.
- c) Trapeciales o en V .
- d) Reguladoras.

La siguiente tabla muestra los cuatro tipos de bandas antes mencionados:




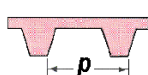
TIPO DE BANDA	FIGURA	INTERVALO DE TAMAÑOS	DISTANCIA ENTRE CENTROS
PLANA		$t = \begin{cases} 0.03 \text{ a } 0.20 \text{ pul} \\ 0.75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No hay límite superior
REDONDA		$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{3}{4} \text{ pul}$	No hay límite superior
TRAPECIAL O EN V		$b = \begin{cases} 0.31 \text{ a } 0.91 \text{ pul} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitada
REGULADORA		$p = 2 \text{ mm y mayor}$	Limitada

Tabla (3.1). - Características De Algunos Tipos De Bandas. (Shigley 2008).

Dentro de las características importantes de las bandas se tiene (***Diseño de ingeniería mecánica de Shigley 2008***):

1. Pueden utilizarse para grandes distancias entre centros.
2. La relación entre las velocidades angulares de los dos ejes no es constante, ni exactamente igual a la relación entre dos diámetros de las poleas.

3. En algunos casos puede utilizarse una polea guía o tensora para evitar ajuste en la distancia entre centros, los cuales son necesarios para compensar el desgaste, o en la instalación de bandas nuevas.

Está bien sabido y fácilmente intuible, que la solicitud por tensión que actúa en la sección de una cinta transportadora en su trabajo normal, varía a lo largo de la misma.

El cálculo exacto de una cinta requiere, por tanto, la determinación de la tensión que actúa en la zona o sección más solicitada.

A este método de cálculo se deberá recurrir en especial en los casos de transportadores con tensiones elevadas.

- Cintas transportadoras inclinadas con fuerte pendiente
- Cintas transportadoras descendentes
- Cintas transportadoras plano-ascendentes o plano-descendentes
- Otros casos más complejos

Un cálculo exacto de las tensiones también es necesario en las cintas transportadoras con gran distancia entre ejes, incluso si son del tipo clásico y horizontal.

El cálculo exacto de las tensiones debe tener en cuenta, además de los factores normales, la posición de las poleas motrices, el tipo de motor y el tipo de tensor. El método para la determinación de la tensión que actúa en las diversas secciones de la cinta, por consiguiente, el valor de la tensión, en correspondencia con la zona más solicitada, que determina el tipo y el número de telas a adoptar.

Vienen sucesivamente expuestos:

- a) Análisis y valoración de la solicitud por tensión producida por los varios factores de trabajo y de instalación.

- b) Determinación gráfico-analítica de las tensiones totales en las diversas secciones de la cinta.

3.1.1 Esfuerzo En La Periferia Del Tambor o Tambores De La Cabeza Motriz

El esfuerzo en la periferia del tambor o de los tambores de la cabeza motriz debe vencer todas las resistencias que se opongan al movimiento y está constituido por la suma de los siguientes esfuerzos. (*Goodyear Tire and Rubber Company, 1976*):

- a) Esfuerzo necesario para mover la cinta en vacío, que corresponde al esfuerzo necesario para vencer los rozamientos producidos para la cinta transportadora, los rodillos y los tambores.
- b) Esfuerzo necesario para vencer los rozamientos producidos por el transporte horizontal del material.
- c) Esfuerzo necesario para elevar el material: en el caso de las cintas descendentes, el esfuerzo generado por el descenso del material en sí, puede resultar motor.
- d) Esfuerzo necesario para vencer la resistencia debida a eventuales descargadores fijos o móviles.

Analizándolos particularmente

3.1.2 Esfuerzo Necesario Para Mover La Cinta En Vacío

Indicamos con:

f' = coeficiente de rozamiento de los rodillos

l_0 = un supuesto ficticio destinado a incrementar la distancia entre ejes

Q_p = peso de la cinta y las partes rodantes (kg)

q_p

= $q_p \frac{Q_p}{l}$ peso de la cinta y de las partes rodantes referido a 1m de distancia real entre ejes $\left(\frac{kg}{m}\right)$

El esfuerzo necesario para mover la cinta en vacío será:

$$P_1 = f' q_p (l + l_0) \quad \text{ecu. 3.1}$$

3.1.3 Esfuerzos Necesarios Para Mover El Material

Adoptando los mismos símbolos del párrafo anterior, pero indicando con q_m el peso del material transportado por el metro lineal del transportador (kg/m) se tiene:

$$P_2 = f' q_m (l + l_0) \quad \text{ecu. 3.2}$$

Siendo

$$q_m = \frac{Q}{3.6 v} \quad \text{ecu. 3.3}$$

Por tanto

$$p_2 = f \frac{Q}{3.6v} (l + l_0) \quad \text{ecu. 3.4}$$

3.1.4 Esfuerzo Necesario Para Mover Verticalmente El Material

Viene dado por la relación:

$$P_3 = \frac{QH}{3.6v} \quad \text{ecu. 3.5}$$

3.1.5 Esfuerzo Necesario Para Vencer La Resistencia Ofrecida Por Eventuales Descargadores

Indicado con:

x, y = dos constantes que son función exclusiva del ancho de la cinta, se tiene:

Para un descargador:

$$P_4 = x \frac{Q}{v} \quad \text{ecu. 3.6}$$

El esfuerzo total en la periferia del tambor o tambores motrices será evidentemente:

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 \dots P_n \quad \text{ecu. 3.7}$$

3.1.6 Potencia Absorbida Por El Transportador

Conocidos los esfuerzos en la periferia del tambor motriz y la velocidad v de la cinta, es inmediato el cálculo de las respectivas potencias absorbidas por el transportador.

$$N_1 = \frac{P_1}{75} v, \quad \text{ecu. 3.8}$$

$$N_2 = \frac{P_2}{75} v, \quad \text{ecu. 3.9}$$

$$N_3 = \frac{P_3}{75} v \quad \text{ecu. 3.10}$$

$$N_n = \frac{P_n}{75} v \quad \text{ecu. 3.11}$$

$$N_T = N_1 + N_2 + N_3 = \frac{P_T}{75} v \quad \text{ecu. 3.12}$$

$$P = \frac{75N_T}{v} = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n \quad \text{ecu. 3.13}$$

3.2 Cadena De Rodillos

El tipo más común de cadena es la **cadena de rodillos**, en la que el rodillo de cada perno proporciona una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las ruedas dentadas.

Las características básicas de las transmisiones de cadena incluyen una relación constante puesto que no se involucra al deslizamiento ni al arrastre, vida larga y capacidad para impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia. La ANSI estandarizo las cadenas de rodillos con respecto a sus tamaños.

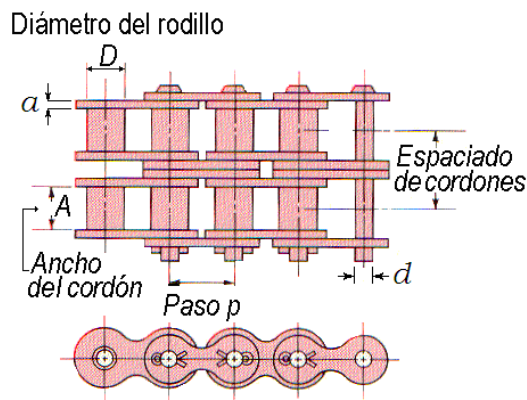


Figura 3.1 Acoplamiento De Una Cadena Y Catarina

El paso es la distancia lineal entre los centros de los rodillos. El ancho es el espacio entre las placas de eslabón interiores. Estas cadenas se fabrican con torón sencillos, dobles, triples, cuádruples.

La relación de la velocidad de salida n_2 y la velocidad de entrada n_1 está dada (según Budynas) por:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{----- (3.14)}$$

Donde N_1 y N_2 representan el número de dientes de las ruedas dentadas a la entrada y a la salida respectivamente.

Las dimensiones de los tamaños estándar se dan en la siguiente tabla 3.2.

Número de Cadena ANSI.	Paso, p , pulgadas.	Diámetro del rodillo, D , en pulgadas.	Ancho del rodillo, A , en pulgadas.	Diámetro del pasador, d , en pulgadas.	Espesor de la placa eslabón, a , en pulgadas.	Resistencia última mínima en libras.
25	1/4	0.130*	1/8	0.0905	0.030	780
35	3/8	0.200*	3/16	0.141	0.050	1760
41	1/2	0.306	1/4	0.141	0.050	1500
40	1/2	5/16	5/16	0.156	0.060	3125
50	5/8	0.400	3/8	0.200	0.080	4480
60	3/4	15/32	1/2	0.234	0.094	7030
80	1	5/8	5/8	0.312	0.125	12500
100	1 1/4	3/4	3/4	0.375	0.156	19530
120	1 1/2	7/8	1	0.437	0.187	28125
140	1 3/4	1	1	0.500	0.219	38280
160	2	1 1/8	1 1/4	0.562	0.250	50000
180	2 1/4	1 13/32	1 13/32	0.687	0.2811	63280

200	2 ¹ / ₂	1 ⁹ / ₁₆	1 ¹ / ₂	0.781	0.312	78125
240	3	1 ⁷ / ₈	1 ⁷ / ₈	0.937	0.375	112500

Tabla 3.2 Número De Cadena ANSI. (Shigley 2002).

Las cadenas pueden ser útiles para espaciamentos entre ejes que resultan muy grandes para engranes. Las tolerancias para un impulsor de cadena son mayores que para engranes y la instalación es relativamente sencilla. Las cadenas no constituyen riesgo de incendio y no son afectadas por temperaturas relativamente altas ni por la presencia de aceite o grasa. Sin embargo, las cadenas son más ruidosas que las bandas.

En la siguiente figura se indica una rueda Catarina que impulsa una cadena de transmisión en sentido contrario al del reloj:

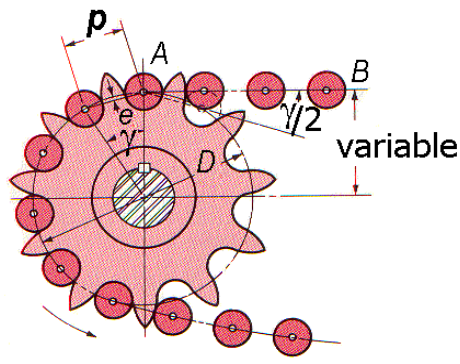


Figura (3.2). - Acoplamiento De Una Cadena Y Su Rueda Catarina.

Designando el paso de la cadena por p , el ángulo de paso por γ y el diámetro de paso de la rueda Catarina por D dado en pulgadas o en metros, por trigonometría de la figura (3.2) se observa que

$$D = \frac{P}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad \text{ecu. 3.15}$$

Puesto que $\gamma = 360^\circ / N_1$, en donde N_1 es el número de dientes de la catarina menor, la ecuación anterior puede escribirse por

$$D = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \quad \text{ecu. 3.16}$$

La potencia en una cadena se determina de la misma manera que en una banda con la diferencia que en una cadena $F_2 = 0$, Por lo que para determinar la fuerza transmitida por la cadena F_1 utilizamos la siguiente expresión:

En el sistema inglés:

$$F_1 = \frac{33000H}{V} \quad \text{ecu. 3.17}$$

En donde H = potencia transmitida en hp.

$$V = \frac{\pi Dn}{12} \quad \text{Velocidad en la línea de paso en pies/min}$$

F_1 = fuerza transmitida en lb.

En el sistema internacional:

$$F_1 = \frac{1000H}{V} \quad \text{ecu. 3.18}$$

En donde H = potencia transmitida en Kilowatts.

F_1 = fuerza transmitida en Newton.

3.2.1 Diseño De Impulsores De Cadena De Rodillos

La especificación de la cadena con relación a su capacidad para transmitir potencia considera tres modos de falla según (Robert L. Mott, 2006):

- Fatiga de las placas de los eslabones por aplicación sucesiva de la tensión en el lado flojo de la cadena.
- Impacto en los rodillos conforme se enlazan con los dientes de la rueda dentada.
- Raspaduras entre los pernos de cada eslabón y los bujes en los pernos.

Las especificaciones se basan en datos empíricos con un impulsor suave (factor de servicio $K_a = 1$) y una vida útil especificada de 15,000 horas aproximadamente. Las variables importantes son el paso p y el tamaño y la velocidad de giro de la rueda más pequeña.

La potencia nominal que se puede transmitir por tramo, limitada por la fatiga de las placas del eslabón y por la vida al impacto del rodillo y el casquillo para una vida de la cadena de aproximadamente 15,000 horas, se puede calcular de $\frac{HP}{tramo} = \text{minimo de } hp_s \text{ o } hp_r$, en donde:

$$hp_s = K_s N_1^{1.08} n^{0.9} p^{(3.00-0.07p)} \quad \text{ecu. 3.19 (basado en la fatiga de la placa del eslabon)}$$

$$hp_r = K_r p^{0.8} \left(\frac{100N_1}{n} \right)^{1.5} \quad \text{ecu. 3.20 (basado en la vida al impacto del rodillo y el casquillo)}$$

Constantes:

$$K_s = 0.0022 \text{ para la cadena No. 41}$$

$$K_s = 0.004 \text{ para cualquier otra cadena}$$

$$K_r = 3.4 \text{ para la cadena No. 41}$$

$$K_r = 17 \text{ para las cadenas de la 40 a la 240, excepto la No. 41}$$

$$K_r = 24 \text{ para las cadenas No. 25 y 35.}$$

Tipos de cadenas están elaboradas a partir de las dos fórmulas anteriores para un determinado número de dientes N_t de la rueda menor y para diferentes valores de n en rpm. Los tres tamaños estándar de cadena más comunes son:

Número 40 (paso $p = 1/2$ pul).

Número 60 (paso $p = 3/4$ pul).

Número 80 (paso $p = 1$ pul).

Estas cadenas son las más comunes en el tipo de información disponible para todos los tamaños en los catálogos de los fabricantes.

Es importante considerar lo siguiente:

1. Las especificaciones se basan en la velocidad de la rueda dentada más pequeña.
2. Para una velocidad en particular, la capacidad de potencia se incrementa con el número de dientes en la rueda dentada. Desde luego, cuanto mayor es el número de dientes, más grande será el diámetro de la rueda dentada. Una cadena con paso más pequeño en una rueda dentada de gran tamaño, genera un impulso más silencioso.
3. Para un tamaño particular de rueda dentada con un número específico de dientes, la capacidad de potencia se incrementa en función del aumento de velocidad hasta cierto punto, después, disminuye. La fatiga debida a la tensión en la cadena rige a velocidades entre bajas y moderadas; el impacto sobre las ruedas dentadas predomina a velocidades más altas. A cada tamaño de rueda dentada corresponde un límite superior absoluto de velocidad que se debe a la presencia de raspaduras entre los pernos y los bujes de la cadena.
4. Las especificaciones corresponden a un solo tramo de cadena. Si bien tramos múltiples incrementan la capacidad de potencia, no proporcionan un múltiplo directo a la capacidad en un solo tramo.
5. Las especificaciones son para un factor de servicio $K_a = 1$. Debe especificarse un factor de servicio en particular de acuerdo con la tabla siguiente:

Factores de servicio K_a para condiciones de salida			
Fuente de potencia motriz	Suave	Impacto moderado	Impacto fuerte
Motor de C.I. con transmisión hidráulica	1.0	1.0	1.2
Motor eléctrico o turbina	1.2	1.3	1.4
Motor de C.I. con transmisión mecánica.	1.4	1.5	1.7

Tabla (3.3). - Factores de servicio K_a , para cadenas de rodillos de un solo ramal. (V. M. Faires).

Si consideramos que una cadena tiene dos o más ramales, la potencia que se puede transmitir por la cadena debe determinarse a partir del menor valor de cualquiera de las dos expresiones siguientes:

$$H_{real} = \frac{K_2 h p_s}{K_a} \quad \text{ecu. 3.21}$$

$$H_{real} = \frac{K_2 h p_r}{K_a} \quad \text{ecu. 3.22}$$

Si se utilizan tablas de cadenas para determinar la potencia real que se puede transmitir, entonces

$$H_{real} = \frac{K_1 K_2 H_{nominal}}{K_a} \quad \text{ecu. 3.23}$$

Donde:

K_a = factor de servicio (tabla 3.3)

K_2 = factor de ramal múltiple (tabla 3.4)

K_1 = factor de corrección por número de dientes (tabla 3.5)

Número de ramales	Factor de ramales múltiples K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Tabla (3.4). - Factores para cadenas de rodillos de ramales múltiples. (Joseph E. Shigley)

Los valores de K_1 se pueden tomar de la siguiente tabla:

Número de dientes en la rueda impulsora	Factor de corrección por dientes K_1
11	0.53
12	0.62
13	0.70
14	0.78
15	0.85
16	0.92
17	1.00
18	1.05
19	1.11
20	1.18
21	1.26
22	1.29
23	1.35
24	1.41
25	1.46
30	1.73
35	1.95
40	2.15

45	2.37
50	2.51
55	2.66
60	2.80

Tabla (3.5). - Factores de corrección por dientes (*Joseph E. Shigley*).

Cuando se conoce la potencia real que debe transmitirse con un impulsor de cadena de rodillos, y se quiere seleccionar una cadena que se ajuste a las condiciones dadas, entonces la potencia de diseño que debe utilizarse para la selección adecuada de la cadena considerando cualquier número de cordones es como sigue:

$$H_{diseño} = \frac{K_a H_{real}}{K_1 K_2} \quad \text{ecu. 3.24}$$

Dependiendo del tipo de cadena que se va a utilizar en la transmisión, el número de cordones o tramos se determina dividiendo la potencia de diseño entre la potencia nominal de la cadena seleccionada. De ésta manera se tiene que

$$N^{\circ}_{cordones} = \frac{H_{diseño}}{H_{nominal}} \quad \text{ecu. 3.25}$$

3.2.2 Parámetros De Diseño Para Impulsores De Cadena De Rodillos

A continuación, se presentan recomendaciones generales para diseñar impulsores de cadena según (*Robert L. Mott, 2006*):

1. El número de dientes de una rueda dentada debe ser 17 a menos que el impulsor esté trabajando a una velocidad muy baja (menor de 100 rpm).
2. La razón de velocidad máxima debe ser 7, aunque son factibles relaciones más altas. Se pueden utilizar dos o más fases de reducción para obtener relaciones altas.
3. La distancia central entre los ejes de la rueda dentada debe ser entre 30 y 50 pasos aproximadamente (30 a 50 veces el paso de la cadena).
4. El arco de contacto de la cadena en la rueda dentada más pequeña debe ser de 120°
5. La disposición más favorecida para un impulsor de cadena es con una línea central de las ruedas dentadas horizontal y con el lado tensado en la parte superior.
6. La longitud de la cadena debe ser un múltiplo completo del paso, y se recomienda un número par de pasos. La distancia central debe hacerse ajustable para adaptar la longitud de la cadena y compensar tolerancias y desgaste. Un juego excesivo en el lado flojo debe evitarse, sobre todo en impulsores no horizontales. Una relación conveniente entre la distancia central (C), la longitud de la cadena (L) el número de dientes de la rueda pequeña (N_1) y el número de dientes en la rueda dentada grande (N_2) expresada en pasos es

$$\frac{L}{P} = \frac{2C}{p} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2(C/p)} \quad \text{ecu. 3.26}$$

La distancia central teóricamente exacta para una longitud particular de cadena, en pasos, es

$$\frac{C}{p} = \frac{1}{4} \left\{ \frac{L}{p} - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[\frac{L}{p} - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{2(N_2 - N_1)^2}{\pi^2}} \right\} \quad \text{ecu. 3.27}$$

La distancia central teórica no supone juego ni en el lado tensado ni en el lado flojo de la cadena y por consiguiente es un máximo.

7. El diámetro de paso de una rueda dentada con N dientes para una cadena con paso p es

$$D = \frac{p}{\sin(180^\circ/N)} \quad \text{ecu. 3.28}$$

8. El diámetro mínimo de una rueda dentada y por tanto el número mínimo de dientes está, con frecuencia, limitado por el tamaño de la flecha en la que se monta. Ver los catálogos de los fabricantes.

La potencia de diseño deberá compararse con la potencia nominal de un tipo particular de cadena de rodillos. Las potencias nominales se dan usualmente en forma tabular para cada tipo de cadena de rodillos. La razón para usar tablas es que los valores han cambiado con el tiempo en la medida que los materiales y los diseños de sistemas de cadenas de rodillos han mejorado. Casi todo distribuidor de partes para sistemas de cadenas de rodillos tiene cartas de diseño aplicables a sus productos particulares.

3.3 Ejes De Transmisión

Un eje de transmisión es un elemento de sección circular cuya función es la de transmitir movimiento y potencia. La transmisión del movimiento se realiza a través de otros elementos tales como engranes, poleas, cadenas, etc.

Diseñar un eje consiste básicamente en la determinación del diámetro correcto del eje para asegurar una rigidez y una resistencia satisfactorias, cuando el eje transmite potencia bajo diferentes condiciones de carga.

Los ejes que tienen sección circular se utilizan a menudo en los diseños de equipos mecánicos y maquinaria. Por ello pueden estar sometidos a un esfuerzo o fatiga cíclica la cual es causada por la flexión combinada y las cargas de torsión que deben transmitir.

3.3.1 Criterios De Diseño De Ejes

El diseño de un eje debe estudiarse a partir de los siguientes puntos de vista:

1. Análisis por resistencia.
 - Bajo cargas estáticas.
 - Bajo cargas dinámicas.

2. Análisis por rigidez.
 - Cálculo de deformaciones.
 - Velocidades críticas.

3.3.1.1 Análisis De Resistencia Bajo Cargas Estáticas

En un eje redondo macizo de diámetro d , que se somete a cargas de flexión y de torsión se desarrollan los siguientes esfuerzos. (Shigley, *Diseño de ingeniería mecánica 2008*):

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} \quad a) \text{ esfuerzo por flexion}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad b) \text{ esfuerzo por torsion}$$

El esfuerzo cortante máximo es:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{ecu. 3.29}$$

El esfuerzo de Von Mises (energía de distorsión máxima) es:

$$\sigma' = (\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2)^{\frac{1}{2}} = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} \quad \text{ecu. 3.30}$$

Sustituyendo las ecuaciones (a) y (b) en (3.29) se tiene:

$$\tau_{max} = \frac{2}{\pi d^3} \sqrt{(8M)^2 + (8T)^2} \quad \text{ecu. 3.31}$$

$$\sigma' = \frac{4}{\pi d^3} \sqrt{(8M)^2 + 48T^2} \quad \text{ecu. 3.32}$$

Si el análisis o diseño ha de ser con base a la teoría del esfuerzo cortante máximo, entonces el valor admisible de τ_{max} es, según (*Shigley, Diseño de ingeniería mecánica 2008*)

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n_s} \quad \text{ecu. 3.33}$$

En donde

S_y = resistencia a la fluencia del material

n_s = factor de seguridad

Sustituyendo la ecuación (3.33) en (3.31) y despejando el diámetro, tenemos:

$$d = \left(\frac{32n_s}{S_y \pi} \sqrt{(M)^2 + (T)^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{ecu. 3.34}$$

3.3.1.2 Análisis De Resistencia bajo cargas dinámicas.

Un eje o flecha es un elemento rotatorio, por lo general, de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Mediante elementos como engranes,

poleas, volantes de inercia, manivelas o catarinas. Para su diseño no es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje, es suficiente analizar el punto más crítico.

Los esfuerzos de flexión y torsión pueden estar presentes tanto medios como alternantes, mientras que las cargas axiales son comparativamente muy pequeñas en ubicaciones críticas donde dominan la flexión y la torsión, por lo que pueden dejarse fuera de las ecuaciones. (Shigley, *Diseño de ingeniería mecánica 2008*)

Un eje sólido, con sección transversal circular, está expuesto a los siguientes esfuerzos:

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \text{ ecu. 3.35} \quad \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \text{ ecu. 3.36}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \text{ ecu. 3.37} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \text{ ecu. 3.38}$$

Con base al criterio de falla por fatiga debidas a cargas variables de **ED-ASME elíptica**. (Shigley, *Diseño de ingeniería mecánica 2008*)

$$\text{ED - ASME elíptica.} \quad \left(\frac{n\sigma_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y} \right)^2 = 1 \quad \text{ecu. 3.39}$$

Se obtiene, para propósitos de diseño la ecuación para el diámetro mínimo del eje, sustituyendo las ecuaciones (3.35), (3.36), (3.37) y (3.38), en la ecuación (3.39) y despejando el diámetro tenemos:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \text{ ecu. 3.40}$$

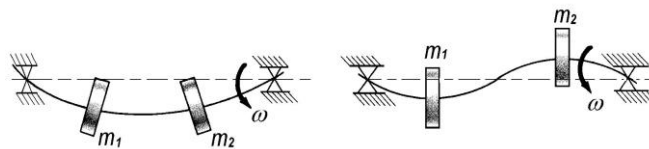
En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante. Por lo tanto, la ecuación (3.40), puede simplificarse al igualar M_m y T_a a 0. ($M_m = 0$, $T_a = 0$), lo cual simplemente eliminara algunos términos de la ecuación (3.40). (Shigley, *Diseño de ingeniería mecánica 2008*)

3.3.2 Velocidad Crítica De Ejes

Todos los ejes, aún sin la presencia de cargas externas, se deforman durante la rotación. La magnitud de la deformación depende de:

- La rigidez del eje y de sus soportes.
- De la masa total del eje y de las partes que se adicionan.
- Del desequilibrio de la masa con respecto al eje de rotación.
- Del amortiguamiento presente en el sistema.

La deformación, considerada como una función de la velocidad, presenta sus valores máximos en las llamadas velocidades críticas, pero solo la más baja (primera) y ocasionalmente la segunda tiene importancia en el diseño. Las otras son generalmente tan altas que están muy alejadas de las velocidades de operación. Lo anterior se ilustra en la siguiente figura. (*Shigley, Diseño de ingeniería mecánica 2008*):



a). - Primera velocidad crítica. b). - Segunda velocidad crítica.

Figura (3.3). Representación de la primera y segunda velocidad crítica en un eje.

La frecuencia natural de un eje en flexión es prácticamente igual a la velocidad crítica. Existe una pequeña diferencia debida a la acción giroscópica de las masas.

Para un eje con una sola masa, en donde la masa del eje es pequeña en comparación a la masa que lleva unida, la primera velocidad crítica se puede calcular de manera aproximada por

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}} \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \quad \text{ecu. 3.41}$$

En donde

k = constante de resorte del eje

m = masa soportada por el eje

La primera velocidad crítica puede calcularse también por

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g}{\delta}} \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \quad \text{ecu. 3.42}$$

En donde

g = aceleración de la gravedad

δ = deflexión del eje en el punto de ubicación de la masa

La siguiente figura muestra un eje flexionado que gira a una velocidad ω .

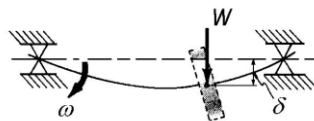


Figura (3.4).- Deflexión en un eje de una sola masa con peso W .

Para un eje de masa despreciable con varias masas concentradas unidas a el, la primera velocidad crítica se determina por:

- a) La ecuación de Rayleigh-Ritz.
- b) La ecuación de Dunkerley.

Para el primer caso se tiene lo siguiente:

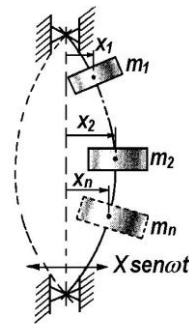


Figura (3.5) Energía cinética Máxima

De acuerdo con la figura, la energía cinética máxima es:

$$EC_{max} = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 + \dots + \frac{1}{2} m_n v_n^2 \quad (a)$$

Debido a que el movimiento de las masas es senoidal se tiene que

$$EC_{max} = \frac{1}{2} m_1 (\omega x_1)^2 + \frac{1}{2} m_2 (\omega x_2)^2 + \dots + \frac{1}{2} m_n (\omega x_n)^2 \therefore$$

$$EC_{max} = \frac{1}{2} \omega^2 \sum m_n x_n^2 \quad \text{ecu. 3.43}$$

La energía potencial máxima es:

$$EP_{max} = \frac{1}{2} k_1 x_1^2 + \frac{1}{2} k_2 x_2^2 + \dots + \frac{1}{2} k_n x_n^2 = \frac{1}{2} \sum k_n x_n^2 \quad \text{ecu. 3.44}$$

De acuerdo con Rayleigh

$$EC_{max} = EP_{max} \therefore \frac{1}{2} \omega^2 \sum m_n x_n^2 = \frac{1}{2} \sum k_n x_n^2 \quad (b)$$

Si $x_n = \delta_n$, $m_n = \frac{W_n}{g}$ y $k_n = \frac{W_n}{\delta_n}$ entonces en (b) se obtiene lo siguiente:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g \sum_{k=1}^n W_k \delta_k}{\sum_{k=1}^n W_k \delta_k^2}} \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \quad (\text{Ecuacion de Rayleigh - Ritz}) \quad \text{ecu. 3.45}$$

En donde

$W_k =$ peso de la masa k – esima

$\delta_k =$ deformacion estatica de la masa k – esima

$n =$ numero total de masas

3.4 Cojinetes De Contacto Rotatorio

Los cojinetes de contacto giratorio son elementos que utilizan bolas o algún tipo de rodamiento entre las piezas fijas y móviles. El tipo más común de cojinete soporta una flecha giratoria, que resiste cargas radiales simples o una combinación de cargas radiales y axiales o de empuje.

Los componentes de un cojinete de contacto giratorio se muestran en la siguiente figura:

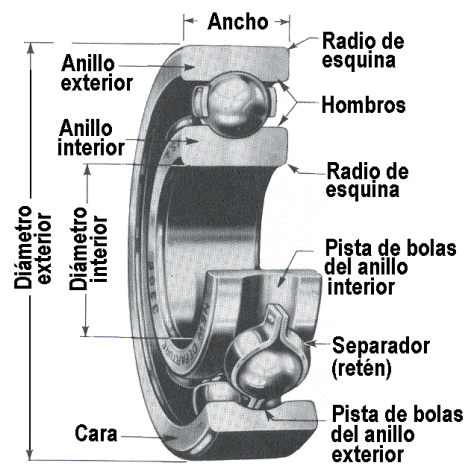


Figura (3.6). Partes de rodamientos

Por lo regular, la pista de rodamientos externa es fija y se sostiene mediante la carcasa de la máquina. La pista de rodamientos interna es presionada contra la flecha giratoria y por lo tanto gira junto con ésta. La trayectoria de la carga es a partir de la flecha, hacia la pista de rodamientos interna, hacia las bolas, hacia la pista externa, y, por último, hacia la carcasa.

El coeficiente de fricción típico para un cojinete de contacto giratorio está entre 0.001 y 0.005 aproximadamente.

3.4.1 Materiales Para Cojinetes De Contacto Rotatorio

La gran mayoría de los cojinetes de bolas modernos están fabricados de acero AISI 5210 endurecido a un alto grado, ya sea en su masa o superficialmente. Esta aleación de acero al cromo se puede endurecer en su masa hasta HRC 61-65.

A menudo los cojinetes de rodillos se fabrican de aleaciones de acero AISI 3310, 4620 y 8620 cementado.

3.4.2 Tipos De Cojinetes De Elementos Rotatorios

Los cojinetes de elementos rotatorios se agrupan en dos categorías generales:

1. Cojinetes de bolas
2. Cojinetes de rodillos

A continuación, se muestran algunos rodamientos típicos de bolas y rodillos:



(a)



(b)



(c)

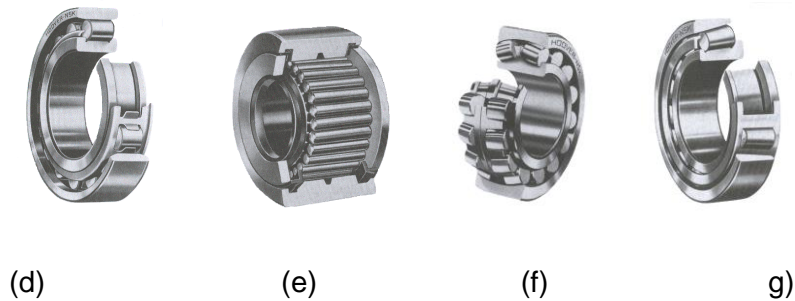


Figura (3.7). Tipos de rodamientos

Las figuras anteriores representan lo siguiente:

Figura (a).- Rodamiento de bolas de una sola fila con ranura profunda.

Figura (b).- Rodamiento de bolas con dos filas.

Figura (c).- Rodamiento de bolas con contacto angular.

Figura (d).- Rodamiento de rodillos cilíndricos.

Figura (e).- Rodamiento de agujas.

Figura (f).- Rodamiento de rodillos esféricos.

Figura (g).- Rodamientos de rodillos cónicos.

Aunque existe una gran variedad de rodamientos, solo consideraremos los que se indican en la tabla (3.6) que se da a continuación:

Tipo de cojinete	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de desalineación
Bola de hilera única, ranura profunda	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera, ranura profunda	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable	Excelente
Rodamiento cónico	Excelente	Buena	Pobre

Tabla (3.6).- Comparación de tipo de cojinetes.

Cargas radiales (F_r).- Son aquellas que actúan hacia el centro del cojinete a lo largo de un radio.

Cargas axiales o de empuje (F_a).- Son aquellas que actúan paralelas al eje de la flecha.

Desalineación. - Es la desviación angular del eje de la flecha en el cojinete a partir del eje verdadero del propio cojinete. Un cojinete con una especificación satisfactoria es

susceptible de soportar hasta 0.15° , en tanto que una especificación pobre indica que se necesitan flechas rígidas con menos de 0.05° de desalineación.

3.4.3 Selección del cojinete de bolas

A veces se les llama *rodamiento Conrad* a este tipo de rodamientos, y tiene las características que la mayoría de las personas se imaginan cuando escuchan el término *rodamientos de bolas*. La pista interior entra en el eje casi siempre con presión en el asiento del rodamiento, con ajuste de interferencia pequeña, para asegurar que gire con el eje. Los elementos rodantes esféricos, o bolas, ruedan en una pista profunda tanto en la pista interior como en la pista exterior. Se mantienen las distancias entre las bolas con el retén o jaula. Estos rodamientos están diseñados para soportar principalmente carga radial y la ranura profunda puede soportar una carga de empuje bastante apreciable, (*Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott 2006*).

Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott 2006. Sugiere el método siguiente para calcular cargas equivalentes en cojinetes de bolas:

Para la duración de diseño se usará el siguiente método para refinar el procedimiento de cálculo para la capacidad de carga dinámica básica C , con una carga dada P_d y una duración de diseño dada L_d .

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \text{ecu. 3.46}$$

Donde:

$k = 3.00$ para rodamientos de bolas ranura profunda

$k = 3.33$ para rodamientos de rodillos

Para encontrar L_d , consideramos la velocidad de giro del eje, normalmente en rpm (revoluciones por minuto), y la duración de diseño de la maquina normalmente en horas de operación

$$L_d = (\text{hrs})(\text{rpm}) \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{hra}} \right) \quad \text{ecu. 3.47}$$

Para determinar las horas de operación se puede utilizar como guía la tabla que proporciona la vida útil de diseño recomendada para cojinetes.

Tabla 15-3 Vida útil de diseño recomendada para cojinetes

Uso	Vida útil de diseño L_{10} , h
Aparatos domésticos	1 000–2 000
Motores para aviones	1 000–4 000
Automotriz	1 500–5 000
Equipo agrícola	3 000–6 000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple	8 000–15 000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20 000–30 000
Bombas y compresoras	40 000–60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100 000–200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumcister III, eds. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill Book Company, 1986.

Tabla (3.7).- (*Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott 2006*).

3.4.3.1 Procedimiento para la selección de un rodamiento con carga radial. (*Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott 2006*).

1. Especifique la carga de diseño sobre el rodamiento, a la cual se le conoce como *carga equivalente*. El método para determinar la carga equivalente cuando se aplica una carga radial R , considera si lo que gira es la pista interior o exterior.

$$P_d = V * R \quad \text{ecu. 3.48}$$

El factor V se le denomina *factor de rotación* y tiene el valor de 1.0 si lo que gira es la pista interior del rodamiento, que es el caso normal. Use $V = 1.2$ si lo que gira es la pista exterior de rodamiento.

2. Proponga el diámetro aceptable del eje, que limitara el tamaño del barreno en el rodamiento.

3. Seleccione el tipo de rodamiento mediante la tabla como guía.

Tipo de cojinete	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de desalineación
Bola de hilera única, ranura profunda	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera, ranura profunda	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable	Excelente
Rodamiento cónico	Excelente	Buena	Pobre

Tabla (3.8).- capacidades de rodamientos

4. Especifique la duración de diseño del rodamiento, mediante la tabla

5. Calcule la capacidad de carga dinámica básica C , mediante la ecuación

6. Seleccione el rodamiento que tenga la capacidad de carga dinámica básica requerida y que tenga las dimensiones más adecuadas mediante la tabla

TABLA 14-3 Datos para seleccionar rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda, tipo Conrad
A. Series 6200

Número de rodamiento	Dimensiones nominales del rodamiento							Diámetro de oración preferido		Peso del rodamiento	Capacidad básica de carga estática C_0	Capacidad básica de carga dinámica C
	d		D		B		r^*					
	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg				
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	885
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.578	1.063	0.08	675	1180
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.181	0.10	790	1320
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.380	0.14	1010	1660
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1400	2210
6205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.172	1.811	0.29	1610	2430
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.44	2320	3350
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.559	0.64	3150	4450
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.039	1.811	2.874	0.82	3650	5050
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.039	2.008	3.071	0.89	4150	5650
6210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	0.039	2.205	3.268	1.02	4650	6050
6211	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	0.059	2.441	3.602	1.36	5850	7500
6212	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	0.059	2.717	3.996	1.73	7250	9050
6213	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	0.059	2.913	4.390	2.18	8000	9900
6214	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	0.059	3.110	4.587	2.31	8800	10 800
6215	75	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	0.059	3.307	4.783	2.64	9700	11 400
6216	80	3.1496	140	5.5118	26	1.0236	0.079	3.504	5.118	3.09	10 500	12 600
6217	85	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	0.079	3.740	5.512	3.97	12 300	14 600
6218	90	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	0.079	3.937	5.906	4.74	14 200	16 600
6219	95	3.7402	170	6.6929	32	1.2598	0.079	4.213	6.220	5.73	16 300	18 800
6220	100	3.9370	180	7.0866	34	1.3386	0.079	4.409	6.614	6.94	18 600	21 100
6221	105	4.1339	190	7.4803	36	1.4173	0.079	4.606	7.008	8.15	20 900	23 000
6222	110	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	0.079	4.803	7.402	9.59	23 400	24 900
6224	120	4.7244	215	8.4646	40	1.5748	0.079	5.197	7.992	11.4	26 200	26 900

Tabla (3.9).- Selección de rodamientos, (*Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott 2006*).

3.5 Flecha de una viga

Si una viga se carga con exceso se produce en ella una deformación plástica, que puede llegar hasta la rotura (deformación permanente aun quitándole la carga a la viga). Para evitar esto existen unas fórmulas para cada caso, con las cuales se calculan las vigas.

En una viga que está calculada para soportar una carga determinada, al ponerle esta carga encima se produce en ella una deformación elástica (que quiere decir que cuando se le quite la carga se le quitara la deformación).

La deformación elástica toma la forma de una curva y tiene el máximo valor, según sea la carga y los apoyos de la viga. A esta deformación, representada en la figura 3.11, se le llama flecha.

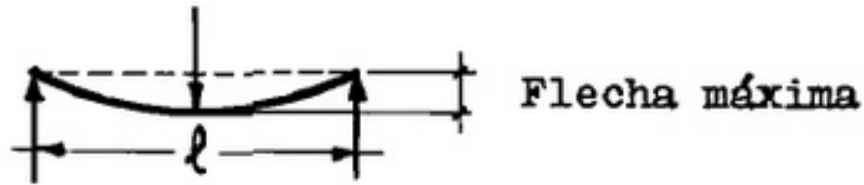


Figura 3.8 Flecha Máxima

Para evitar que esta flecha sea excesiva, hay unas normas que dan la máxima admisible según el tipo de viga. Por lo tanto, después de calcular el perfil de la viga, se comprobaba si la flecha que da este perfil es admisible, y si no lo es se tomara otro mayor.

Las flechas máximas admisibles son las siguientes:

- a) Vigas de edificios y correas de cubierta.

L= Longitud en metros	Viga libre	Viga metida en el piso
>5	1/300	1/200
>7	1/500	1/300

Tabla 3.10 Datos de viga

Siendo $L \leq 5$ metros la flecha máxima será $L/200$.

- b) Vigas en voladizo. $L/250$ (Flecha en el extremo volado).

- c) Vigas para grúas puente y carrileras.

Grúas movidas eléctricamente $L/1000$

Grúas movidas a mano $L/500$

Para calcular la flecha máxima en una viga con carga determinada y según tipo de apoyo, se utilizan las siguientes aproximaciones:

- ♦ Viga empotrada en ambos extremos con carga distribuida q .

$$f_{max} = \frac{C.l^3}{384.E.I} \quad \text{ecu. 3.49}$$

Dónde:

l =longitud de la viga

$C = q.l$

E = Modulo elástico del material de la viga

I = Momento de inercia de la sección transversal de la viga

- ♦ Viga simple mente apoyada con carga distribuida en el centro.

$$f_{max} = \frac{5C.l^3}{384.E.I} \quad \text{ecu. 3.50}$$

- ♦ Viga empotrada en voladizo con carga puntual P en el voladizo.

$$f_{max} = \frac{P.l^3}{3.E.I} \quad \text{ecu. 3.51}$$

- ♦ Viga empotrada en voladizo con carga distribuida q en el voladizo.

$$f_{max} = \frac{C.l^3}{8.E.I} \quad \text{ecu. 3.52}$$

3.5.1 Cálculo analítica del esfuerzo cortante en vigas simplemente apoyadas y carga distribuida

Se designa con el nombre de viga a todo elemento que forma parte de una estructura y cuya longitud es considerablemente mayor que sus dimensiones transversales. Las vigas se consideran como estructuras planas, las cuales son sometidas a cargas que actúan en dirección perpendicular a su eje mayor.

Estas cargas actúan en ángulo recto con respecto aleje longitudinal de la viga. Las cargas aplicadas sobre una viga tienden a flexionarla y se dice que el elemento se encuentra a

flexión. Por lo común, los apoyos de las vigas se encuentran en los extremos o cerca de ellos y las fuerzas de apoyo hacia arriba se denominan reacciones. El momento flexionante es una medida de la tendencia de las fuerzas externas que actúan sobre una viga, para deformarla.

La fuerza de cortante o esfuerzo cortante es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de una viga. Este tipo de sollicitación formado por tensiones paralelas está directamente asociado a la tensión cortante.

Supongamos una viga de sección rectangular de longitud L , simplemente apoyada y cargada uniformemente con una carga q , según indica la figura 3.10.

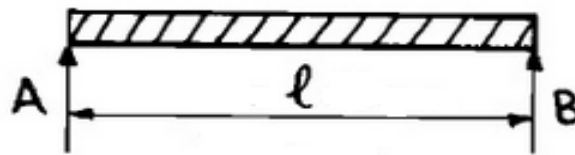


Figura 3.9 Longitud De Viga

Las reacciones en A y B, mediante la aplicación de la estática quedan de la siguiente manera:

$$R_A = R_B = \frac{q \cdot L}{2} \quad \text{ecu. 3.53}$$

Para el esfuerzo de corte, es la fuerza que tiene que soportar la sección, pero en forma paralela al plano de su superficie, para el cálculo entonces simplemente se suman todas las fuerzas que intervienen.

Para una viga simplemente apoyada con carga distribuida, se debe seccionar la viga en diferentes longitudes, y realizar la sumatoria de fuerzas a cada una de las distancias x .

La figura 3.11 que aparece a continuación, nos muestra las distancias a las cuales se calcularán las fuerzas cortantes Q de la viga con carga distribuida.

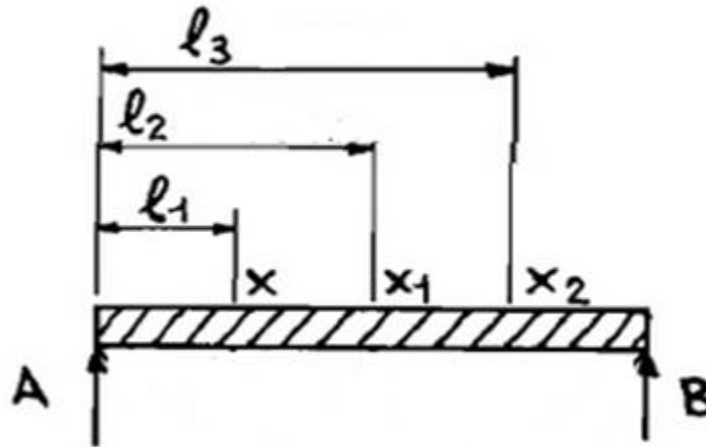


Figura 3.10 Longitud Con Respecto A Un Punto

Para la viga con carga distribuida, las fuerzas cortantes quedan de la siguiente manera:

$$Q_A = R_A \quad \text{ecu. 3.54}$$

$$Q_x = R_A - q \cdot L_1 \quad \text{ecu. 3.55}$$

$$Q_{x1} = R_A - q \cdot L_2 \quad \text{ecu. 3.56}$$

$$Q_{x2} = R_A - q \cdot L_3 \quad \text{ecu. 3.57}$$

$$Q_B = R_A - q \cdot L \quad \text{ecu. 3.58}$$

Y, por último, la tensión cortante se calcula de la siguiente forma:

$$\tau = \frac{Q}{S} \quad \text{ecu. 3.59}$$

Dónde:

Q: es el máximo valor del esfuerzo cortante

S: Área de la sección transversal de la viga o perfil.

Capítulo IV

Memoria de

cálculo

4.1 Cálculos de parámetros iniciales

En el presente capítulo se determinara los cálculos del diseño del transportador de cangilones, los parámetros iniciales son: la cantidad de caña de azúcar en verde a transportar; el ancho, largo y altura de la tablilla y la longitud total del transportador. Al igual, saber la densidad de la tablilla que será de madera de roble y la densidad de la caña misma.

Se efectuará con base en cálculos y diseño la selección de los componentes tales como: las catarinas, los ejes de transmisión, la cadena y los cojinetes, para establecer y garantizar un diseño optimo del transportador de cangilones.

Datos para el cálculo:

$$\dot{m} = \text{flujo masico} = 75,000 \frac{kg}{hra.},$$

Para efectos de diseño se le suma un factor de seguridad del 15% al flujo másico, para confiar que el transportador estará funcionando correctamente.

$$\dot{m} = 75,000 + 75,000(0.15) = 86,250 \frac{kg}{hra.}$$

La densidad de la madera de roble, con la que se harán los cangilones es de suma importación en los cálculos. (SEMARNAT)

$$\rho_{roble} = 650 \frac{kg}{m^3}$$

La densidad de la caña a transportar, también nos ayudara a calcular el peso. (Experimento hecho en el ittg, 2013).

$$\rho_{caña} = 1058.8996 \frac{kg}{m^3}$$

Cortando varios trozos de caña y tomando la medida de estos, en promedio se obtuvieron los siguientes datos:

$$\text{Diametro transversal de la caña} \rightarrow D_{caña} = 0.035 m$$

Longitud de la caña $\rightarrow L_{caña} = 2 \text{ m}$

Masa de la caña por longitud $\rightarrow m_{caña} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$

Después de dar los datos anteriores, de manera análoga vamos a calcular la velocidad del transportador para tener una cantidad hipotética de canjilones que deberá tener el transportador para abastecer el flujo másico. Para ello se necesita saber cuántas cañas podrá transportar un canjilón:

Si una caña tiene una masa de 2 kg, entonces, ¿cuántas cañas tenemos que transportar en un segundo?

$$\dot{m} = 86,250 \frac{\text{kg}}{\text{hra.}} \left(\frac{1 \text{ caña}}{2 \text{ kg}} \right) \left(\frac{1 \text{ hra.}}{3600 \text{ seg}} \right) = 11.979 \frac{\text{cañas}}{\text{seg}} \cong 12 \frac{\text{cañas}}{\text{seg.}}$$

De acuerdo con el volumen de vacío de un canjilón y el volumen de la caña, a este le puede caber hasta 6 cañas, pero luego de llevar a cabo una serie de pruebas, se decidió por 3 cañas en cada canjilón. Entonces para abastecer las 12 cañas en un segundo, necesitamos pasar por lo menos 4 canjilones en un segundo.

Para encontrar la velocidad lineal del transportador necesitamos la medida horizontal de un canjilón que son 12.25 cm tomando en cuenta el espacio que tendrán entre canjilón. Ahora la velocidad es:

$$V = \frac{12.25 \text{ cm} \times 4}{1 \text{ seg.}} = 49 \frac{\text{cm}}{\text{seg}} \cong 0.5 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Una vez obtenida la velocidad, vamos a usar un factor de seguridad de 1.5 en los canjilones, para asegurar que el flujo sea transportado sin problemas, entonces:

$$\text{Canjilones} = 4(1.5) = 6$$

Para cálculos posteriores tendremos que calcular el peso que soportara el transportador debido a los canjilones.

$$\nabla_{total} = \nabla_1 + \nabla_2$$

$$\nabla_1 = 0.1225m \times 0.0254m \times 0.8m = 0.002489m^3$$

$$\nabla_2 = 0.0971m \times 0.0254m \times 0.8m = 0.001973m^3$$

$$\nabla_{total} = 0.002489 + 0.001973 = 0.004462m^3$$

4.2 Calculo del esfuerzo en la periferia del tambor de la cabeza motriz

El esfuerzo en la periferia del tambor debe vencer todas las resistencias que se opongan al movimiento y está constituido por la suma de los siguientes esfuerzos.

4.2.1 Esfuerzo necesario para mover la cinta en vacío

Indicamos con:

f' = coeficiente de rozamiento de los rodillos

l_0 = un supuesto ficticio destinado a incrementar la distancia entre ejes

Q_p = peso de la cinta y las partes rodantes (kg)

q_p = peso de la cinta y de las partes rodantes por m de distancia entre ejes $\left(\frac{kg}{m}\right)$

El peso de la cinta y las partes rodantes Q_p está conformado por el peso de los cangilones Q_{p1} y el peso de la cadena que moverán la caña Q_{p2} .

- Para calcular Q_{p1} utilizamos la densidad de la madera y el volumen total de los cangilones, anteriormente se calculó un aproximado de 6 cangilones en la parte

superior del transportador. Pero en la parte inferior llevaría las mismas 6, en total tendríamos 12 cangilones y para asegurar que la potencia no falle, le sumamos 2 más, tendríamos un total de 14 cangilones, por lo tanto:

$$Q_{p1} = \left(650 \frac{kg}{m^3}\right) (0.004462m^3)(14) = 40.6042 kg$$

Para calcular Q_{p2} necesitamos el peso de la cadena (W) que la suponemos para efecto de cálculo y después se verifica si fue la correcta la suposición. Proponemos una cadena ANSI 50. (Shigley, 2008):

$$ANSI 50 = 10.1 \frac{N}{m} = 1.02956 \frac{kg}{m}$$

Debido a que el peso de la cadena varía de acuerdo a la longitud, calculamos una longitud aproximada que es igual a: $L_{Aprox} = 12.25cm \times 14 = 171.5cm = 1.715m$

$$Q_{p2} = \left(1.02956 \frac{kg}{m}\right) (1.715 m) = 1.7657 kg$$

Ya teniendo Q_{p1} y Q_{p2} se suman para obtener Q_p

$$Q_p = 40.6042kg + 1.7657 kg = \mathbf{42.37 kg}$$

Teniendo Q_p se calcula el peso de la cinta y las partes rodantes referido a 1m de distancia real entre ejes q_p , definida por la siguiente ecuación

$$q_p = \frac{Q_p}{l} \quad \text{ecu. 4.1}$$

donde I : Distancia entre ejes de las poleas del transportador

Sustituyendo los valores en la ecu. 4.1 se obtiene:

$$q_p = \frac{42.37 \text{ kg}}{0.8575 \text{ m}} = 49.411 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Por último se calcula l_0 con la ec. 4.2

$$I_0 = \frac{50 - 0.2 x}{2} \quad \text{ecu. 4.2}$$

Antes de calcular l_0 se debe obtener las distancias tanto horizontal como vertical del transportador debido a que el transportador tiene un ángulo de inclinación de 36°

$$\frac{0.8575 \text{ m}}{\text{sen } 90} = \frac{x}{\text{sen } 54} \quad x = 0.6937 \text{ m}$$

$$\frac{0.8575 \text{ m}}{\text{sen } 90} = \frac{y}{\text{sen } 36} \quad y = 0.5040 \text{ m}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.2 obtenemos:

$$I_0 = \frac{50 - 0.2 (0.6937 \text{ m})}{2} = 24.93 \text{ m}$$

Con los resultados obtenidos anteriormente se calcula el esfuerzo necesario para mover la cinta en vacío utilizando la siguiente ecuación:

$$P_1 = f' q_p (I + I_o) \quad \text{ecu. 3.1}$$

Elementos que producen rozamiento	Coefficiente de rozamiento <i>f</i>
Rodillos portantes con cojinetes a bolas, mantenimiento optimo	0.022
Rodillos portantes con cojinetes a bolas, mantenimiento normal	0.03
Rodillos portantes con cojinetes de bronce, mantenimiento deficiente	0.05
Cinta sin cobertura de goma deslizando sobre superficie metálica pulida	0.3
Cinta sin cobertura de goma deslizando sobre superficie de madera lisa	0.35
Cinta con cobertura de goma deslizando sobre superficie metálica pulida	0.5
Cinta con cobertura de goma deslizando sobre superficie de madera lisa	0.45

Tabla 4.1 elementos de rozamientos

Utilizando $f' = 0.03$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 3.1 se obtiene:

$$P_1 = (0.03) \left(49.411 \frac{kg}{m} \right) (0.8575 m + 24.93 m) = \mathbf{38.22 kg}$$

4.2.2 Esfuerzo Necesario Para Mover El Material P_2

Se tiene la ecuación 3.2 para el esfuerzo necesario para mover el material:

$$P_2 = f' q_m (l + l_o) \quad \text{ecu. 3.2}$$

Donde q_m es el peso del material transportado por metro lineal del transportador (kg/m)

$$q_m = \frac{\dot{m}}{3.6 v} \quad \text{ecu. 3.3}$$

Donde:

$$\dot{m} = 86,250 \text{ kg/h} \quad (\text{Carga})$$

$$V = 0.5 \text{ m/s} \quad (\text{velocidad de banda})$$

Sustituyendo los valores en la ecu. 3.3 se obtiene:

$$q_m = \frac{23.9583 \frac{kg}{s}}{3.6 \left(0.5 \frac{m}{s}\right)} = 13.31 \frac{kg}{m}$$

Con los resultados obtenidos, los sustituimos en la ecu. 3.2 para obtener P_2

$$P_2 = (0.03) \left(13.31 \frac{kg}{m}\right) (0.8575 m + 24.93 m) = \mathbf{10.3 kg}$$

4.2.3 Esfuerzo Necesario Para Mover Verticalmente El Material P_3

Debido a que el transportador tiene un ángulo de inclinación no solo transportara el material de forma horizontal sino también vertical por eso se calcula P_3 con la ecuación 3.5 siguiente:

$$P_3 = \frac{QH}{3.6v} \quad \text{ecu. 3.5}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 3.5 se obtiene:

$$P_3 = \frac{(23.9583 \frac{kg}{s})(0.5040m)}{(3.6)(0.5m/s)} = \mathbf{6.708kg}$$

Por último, sumando los tres esfuerzos P_1 , P_2 y P_3 se obtiene el valor del esfuerzo total P_T en la periferia de la rueda catarina:

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3 \quad \text{ecu. 3.7}$$

Sustituyendo:

$$P_T = 38.22 \text{ kg} + 10.3 \text{ kg} + 6.708 \text{ kg}$$

$$P_T = 55.23 \text{ kg}$$

4.2.4 Calculo De Potencia Absorbida Por El Transportador

Conocidos los esfuerzos en la periferia de la rueda Catarina y la velocidad de la cinta, es inmediato el cálculo de las respectivas potencias absorbidas por el transportador definidas por la siguiente ecuación:

$$N_T = \frac{P_T}{75} V, \quad \text{ecu. 3.8}$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación 3.8 se obtiene:

$$N_T = 0.36 \text{ cv}$$

Convirtiendo a Hp:

$$0.36 \text{ cv} \left(\frac{0.98632 \text{ Hp}}{1 \text{ cv}} \right) = 0.355 \text{ Hp}$$

Convirtiendo a kW

$$0.355 \text{ Hp} \left(\frac{0.7457 \text{ kW}}{1 \text{ Hp}} \right) = 0.264 \text{ kW}$$

4.3 Selección De La Cadena

Para la selección del número de cadena que puede soportar la potencia que necesitamos y determinar el número de pasos y torones que tendrá. Para esta selección de la cadena la cual será de rodillos partiremos de los siguientes datos:

$$\frac{n_1}{n_2} = 1; \text{ debido a que la velocidad de entrada y salida no cambia}$$

$$H_p = 0.355$$

$$k_s = 1.3; \text{ es la que propone shigley, 2008}$$

$$n_d = 1.5; \text{ es la que propone shigley, 2008}$$

$$N = 17 \text{ (numero de dientes de la catarina para velocidades bajas segun shigley, 2008)}$$

Numero de dientes en Catarina impulsora	Potencia preextremo, K_1	Potencia posextremo, K_1
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09

19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
N	$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

Tabla 4.2 número de dientes de Catarina

Numero de torones	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Tabla 4.3 número de torones

Calculando la cadena para diferentes números de torones según la ecuación 4.4, utilizando catarinas de 17 dientes,

$$H_{TAB} = \frac{\eta_d k_s H_{nom}}{k_1 k_2} \quad \text{ecu. 4.4}$$

$$H_{TAB} = \frac{(1.5)(1.3)(0.355 Hp)}{(1)(k_2)} = \frac{0.6922}{k_2}$$

Debido a que la selección de cadena también está en función de las rpm a las que girara nuestra Catarina, calculamos las rpm aproximada a la que trabajara, con base a la suposición anterior del número de cadena.

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right)} \quad \text{Donde } p = \text{paso de cdena y } N = N_o \text{ de dientes}$$

Sustituyendo valores tenemos que el diámetro es:

$$D = 8.6422cm$$

Si $v = \omega \times r$ ecu 5 donde:

$v = \text{velocidad linela}$

$\omega = \text{velocidad angular}$

$r = \text{el radio del circulo giratorio}$

Despejando la velocidad angular de la ecu (5)

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0.5 \frac{m}{s}}{0.0432m} = 11.5741 \frac{rad}{seg}$$

Luego convertimos las unidades a rpm

$$\omega = 11.5741 \frac{rad}{seg} \left(\frac{1 rev}{2\pi rad} \right) \left(\frac{60 seg}{1 min} \right) = 110 RPM$$

Como en las tablas de shigley 2008, solo tenemos 100 y 150 rpm, tomamos la de 100 rpm ya que es la más próxima a 110 rpm y no le afecta, por el contrario aseguramos que soporte más nuestra cadena.

100 RPM

Numero de torones	0.6922/K ₂	H _{TABLA}	N° Cadena	Tipos de lubricación
1	0.6922/1	0.6922	50 (1.34)	A
2	0.6922/1.7	0.4071	40 (0.69)	A
3	0.6922/2.5	0.2768	35 (0.27)	A
4	0.6922/3.3	0.2097	35 (0.27)	A

Tabla 4.4 Selección de cadena

Ya que es preferible una cadena de un solo torón que sirva de transmisor de movimiento para el transportador, se decide seleccionar:

UNA CADENA ANSI 50 DE UN 1 TORON

Para el cálculo del número de pasos que tendrá la cadena utilizamos $C = 48$ pasos, ya que Robert L. Mott sugiere un máximo de 50 pasos para que este no falle y para ser congruentes con la distancia necesaria que son 85.5 cm según cálculos anteriores.

Datos:

$$D_{CATARINA} = 8.6422\text{cm}$$

$$rpm = 100$$

$$\text{distancia entre centros} = 48 \text{ pasos}$$

$$\text{No. dientes catarina: } N_1 = 17, \quad N_2 = 17 \quad (Rv = 1)$$

$$\text{ANSI 50 } P = 15.88 \text{ mm } \therefore 0.01588 \text{ m}$$

Haciendo uso de la ecuación 3.26. (Robert L. Mott 2006)

$$L = 2C + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad \text{ecu. 3.26}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 3.26 Obtenemos la longitud de la cadena

$$L = 2(48) + \frac{17 + 17}{2} + \frac{(17 - 17)^2}{(4\pi^2)(48)}$$

$$L = 113 \text{ pasos} = 179.444 \text{ cm}$$

El tipo de cadena más adecuada a utilizar para el diseño del transportador es la Cadena ANSI 50 de un solo torón con 113 pasos, Y una Catarina tipo B Acero inoxidable de 17 dientes (50B17SS)

4.4 Velocidad Del Transportador

Anteriormente, para los cálculos se había estado utilizando una velocidad lineal aproximada de 0.5 m/s a la cual se debe apegar lo más posible el diseño. Por lo cual se debe calcular la velocidad real que tendrá el transportador.

Con una velocidad de entrada de 110 rpm y con la Catarina de 8.6422 cm seleccionado, y sabiendo que la velocidad tangencial de una rueda es:

$$V = \frac{\pi D \eta}{60} \quad \text{ecu. 4.5}$$

$$V = \frac{\pi(0.086422m)(110 \text{ rpm})}{60}$$

Tenemos que la velocidad a la que irá el transportador utilizando la ecu. 4.5 es la siguiente:

$$V = 0.4873 \frac{m}{s} \approx 0.5 \frac{m}{s}$$

La velocidad real no difiere en gran manera en la velocidad deseada, por lo tanto la velocidad que se tendrá es adecuada al diseño.

4.5 Diseño De Ejes

En esta sección determinaremos el diámetro correcto que tendrá el eje para asegurar la rigidez y una resistencia satisfactoria cuando el eje transmite potencia bajo diferentes condiciones de carga.

El eje que se planea diseñar está sujeto a ciertas cargas, como lo son las tensiones de las cadenas, el peso de las ruedas catarinas, el peso de la carga a transportar (peso de la caña), el peso de los cangilones y el peso de la cadena.

4.5.1 Calculo las tensiones de las cadenas

Calculo de las tensiones de la cadena, F_1 , F_2 . Donde $F_2 = 0$ debido a que en una cadena a diferencia que en una banda, tiene un lado flojo el cual no ejerce fuerza. Por lo tanto solo calculamos el lado tenso de la cadena. (*Diseño de elementos de máquina, Robert L. Mott 2006*):

$$F_1 = \frac{33000(H)}{v} \quad \text{Ecu. 4.6}$$

Donde:

$H = \text{potencia a transmitir en Hp}$

$v = \text{velocidad lineal del transportador en } \frac{ft}{min}$

La potencia calculada anteriormente le añadimos un factor de seguridad de 2 para el diseño.

$Potencia = 0.355Hp(2) = 0.71$ Puesto que en el mercado no encontramos un motor con una potencia igual a la calculada, utilizaremos un motor de, $\frac{3}{4}Hp$

Sustituyendo datos en la ecu. (4.6) tenemos:

$$F_1 = \frac{33000(0.75Hp)}{98.5 \frac{ft}{min}} = 251.269 \text{ lb} = 1117.7N$$

4.5.2 Cálculo de todas las cargas que actúan sobre el eje.

✦ **Peso de la Catarina**

La Catarina obtenida de los cálculos anteriores 50B17SS, el peso es de 1,80 lb (Catalogo Martin)

$$W_{catarina} = 1.80 \left(\frac{1N}{0.2248lb} \right) = 8 N$$

♦ **Peso de los cangilones.**

Necesitaremos el volumen de un cangilón, multiplicarlo por los 14 cangilones que tenemos y por la densidad del material del que esta echo, que en este caso es madera.

$$W_{cangilon} = \rho \times \nabla \times g = 650 \frac{kg}{m^3} (0.004462m^3) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) (14) = 398.327 N$$

♦ **Peso de la caña constante sobre el trasportador.**

Datos del flujo másico, la velocidad del trasportador y distancia entre centros que venimos manejando

$$\dot{m} = 23.9583 \frac{kg}{s}, \quad V = 0.5 \frac{m}{s}, \quad C = 0.76224 m$$

$$W_{caña} = \frac{23.9583 \frac{kg}{s}}{0.5 \frac{m}{s}} (0.76224 m) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) = 358.3 N$$

♦ **Peso de la cadena.**

La cadena seleccionada es una cadena ANSI 50 según Shigley 2008. Tiene un peso por metro de $10.1 \frac{N}{m}$ y la cadena tiene una longitud de $L = 179.444 m$

$$W_{cadena} = 10.1 \frac{N}{m} (1.79444 m) = 18.1238 N$$

Ahora pasamos a trasladar todos las fuerzas al eje que soporta más carga, después de analizar los dos ejes del trasportador, se concluye que el eje que soporta más carga es el eje de la parte superior del trasportador ya que allí se suman todas as cargas. Es por ello que diseñamos ese eje y el eje de la parte inferior será del mismo diámetro.

Para efectos de cálculo de fuerzas se supone el transportador rígido y se supone el peso en el centro del transportador y al trasladar la fuerza al eje, esta llevará consigo un momento torsionante que se supone para diseñar mejor el eje.

En la siguiente figura se muestra el eje superior del transportador con todas sus cargas que intervienen en ella

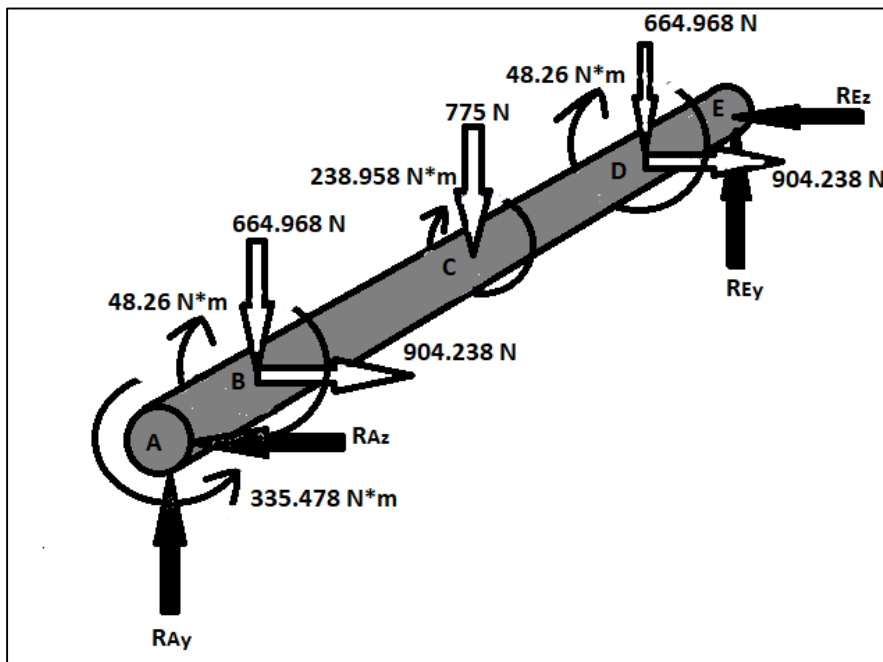


Figura 4.1 Diagrama De Cuerpo Libre Inicial Del Eje

4.5.3 cálculo de los momentos flexionante

Una vez identificado las fuerzas que actúan sobre el eje, vamos a encontrar las reacciones de los apoyos. Comenzamos con el plano x, y

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum MA = 0$$

$$R_{Ay} + R_{Ey} = 2104.94 \text{ N}$$

$$-0.1(664.968) - 0.45(775) - 0.8(664.968) + 0.9(R_{Ey}) = 0$$

Si resolvemos las ecuaciones simultáneas tenemos que:

$$R_{Ay} = 1052.47 \text{ N}, \quad R_{Ey} = 1052.47 \text{ N}$$

Ahora analizamos las fuerzas en el plano x, z. y vemos que las fuerzas están a distancias iguales, por lo tanto por inspección sabemos que:

$$R_{Az} = 904.238 \text{ N}, \quad R_{Ez} = 904.238 \text{ N}$$

Para encontrar el punto crítico del eje para el momento flexionante, tenemos que hacer el diagrama de momentos flexionante.

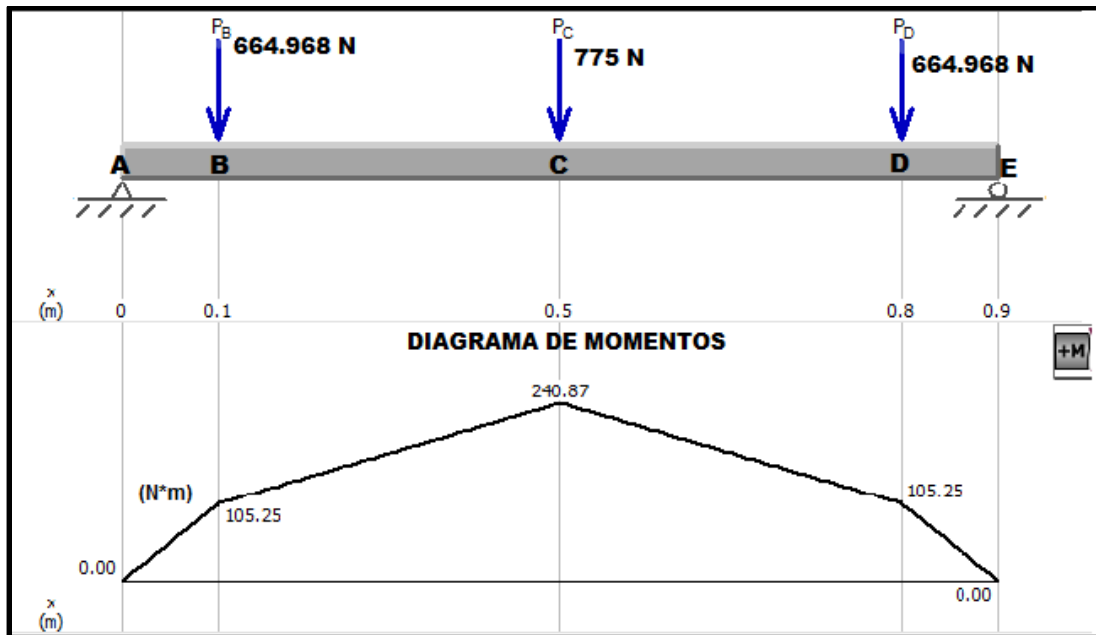


Figura 4.2 Diagrama De Momentos Plano x, y

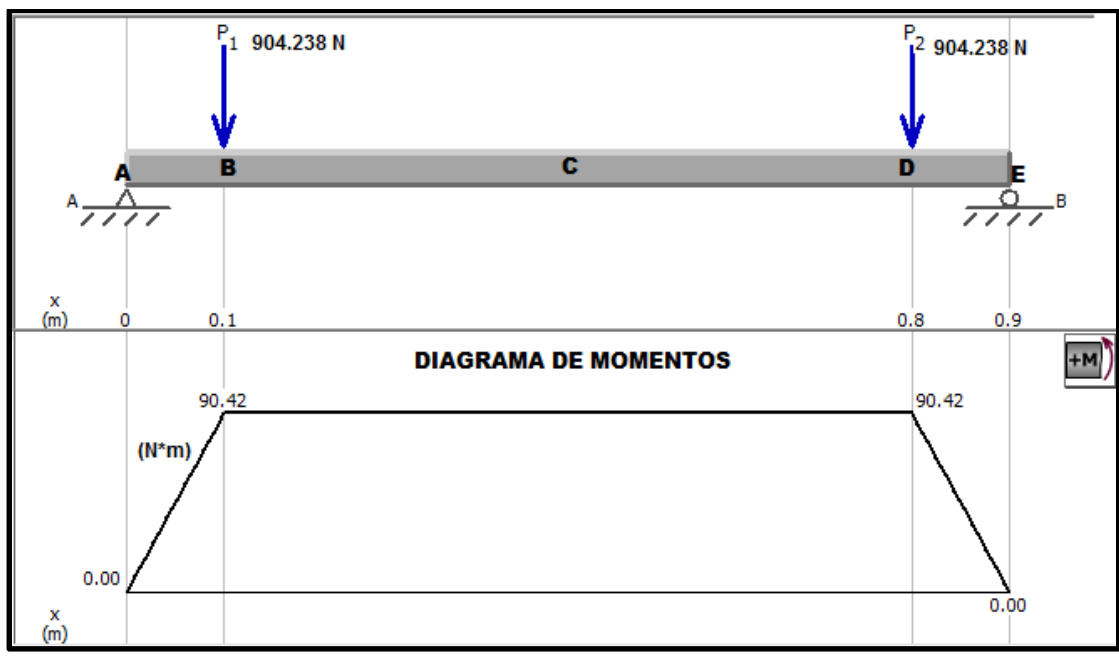


Figura 4.3 Diagrama De Momentos Plano x, z

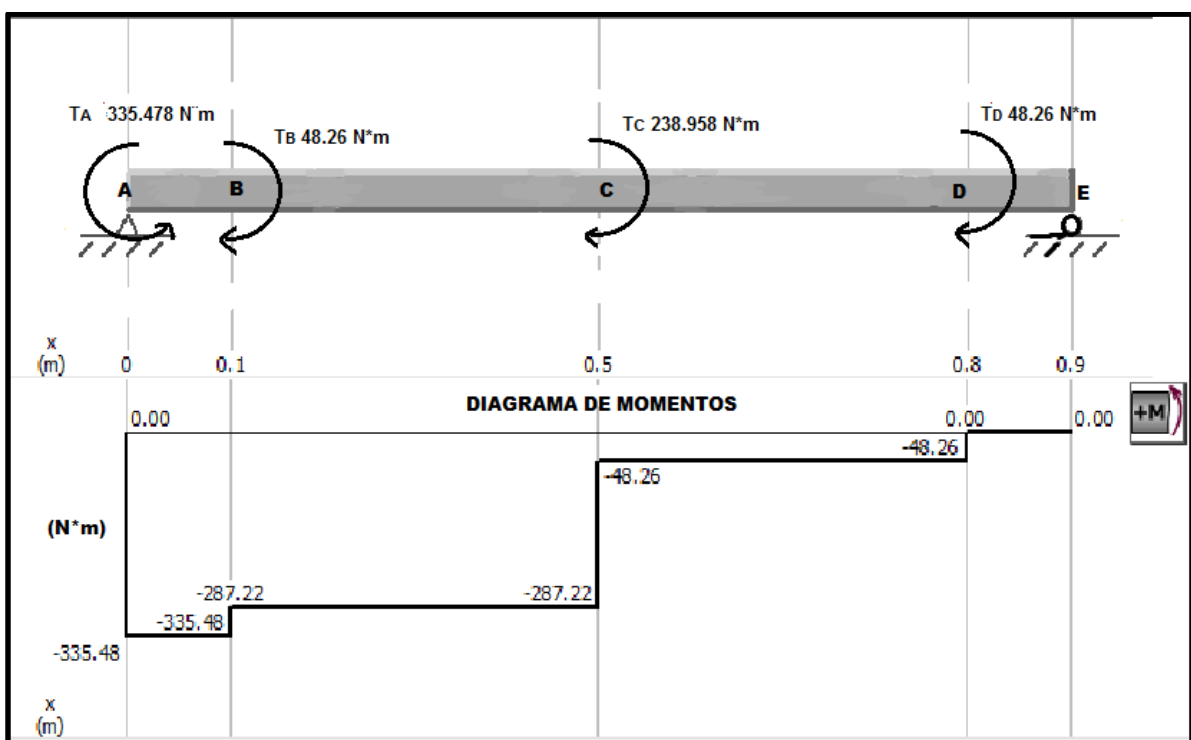


Figura 4.4 Diagrama De Momentos Flexionante Debido A Los Torsores.

Si nos fijamos en las imágenes de los diagramas, podemos observar que el punto crítico es el punto C, ya que es el punto donde el momento flexionante es máximo.

Necesitamos encontrar la magnitud del momento debido a que tenemos dos momentos en diferentes direcciones.

$$M_c = \sqrt{240.87^2 + 90.42^2} = 257.282 \text{ Nm}$$

$$T_c = 287.22 \text{ Nm}$$

4.5.4 Diseño de eje bajo cargas estáticas.

A los momentos en C, se le añadirá un factor de seguridad de 2 debido a que este mecanismo operara en lugares no uniformes y estará sujeto a muchas vibraciones y por lo tanto aumentaran los esfuerzos de impacto.

El material del eje es un acero ANSI 4140 templado y revenido, con $S_y = 665 \text{ Mpa}$ y $n_s = 1.5$ de la ecuación

$$D = \left[\frac{32(1.5)}{\pi(665 \times 10^6)} \sqrt{(257.282(2))^2 + (287.22(2))^2} \right]^{\frac{1}{3}} = 2.62 \text{ cm} \approx 3 \text{ cm}$$

4.5.5 Diseño de eje bajo cargas dinámicas.

El material del eje es un acero ANSI 4140 TyR, con $S_{ut} = 758 \text{ Mpa}$ y $S_y = 655 \text{ Mpa}$ (Shigley, 2008).

De la ecuación 3.40 tenemos las siguientes variables:

$$\left. \begin{matrix} K_f = 1 \\ K_{fs} = 1 \end{matrix} \right\}$$

La existencia de irregularidades o discontinuidades, como orificios, ranuras o muescas incrementan de manera significativa los esfuerzos, es por ello que se calcula el factor de concentración de esfuerzo. Debido a que nuestro eje no tiene discontinuidades se supone la concentración de esfuerzo a igual a 1

$$S_e = k_a k_b k_c S'_e$$

Dónde: (según diseño de ingeniería mecánica de Shigley, 2008)

$$k_a = (a)S_{ut}^b = \text{factor de superficie}$$

$$k_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = \text{factor de tamaño}$$

$$k_c = 1 = \text{factor de modificacion por la carga}$$

$$S'_e = \frac{1}{2}(S_{ut})$$

$$M_a = 257.282 \text{ Nm} = \text{Momento maximo}$$

$$T_a = 0$$

$$M_m = 0$$

$$T_m = 287.22 \text{ Nm} = \text{Torsor maximo}$$

$$n = 2 = \text{factor de seguridad}$$

Realizando las operaciones anteriores y obteniendo los valores antes mencionados pasamos a sustituir todos los valores en la ecu. 3.40 y obtenemos el diámetro mínimo del eje, bajo el análisis de falla por fatiga ED-ASME elíptica.

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{(1)(257.282(2))}{254.466 \times 10^6} \right)^2 + 3 \left(\frac{(1)(287.22)(2)}{655 \times 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0353\text{m} = 3.53\text{cm}$$

4.6 Diseño de cojinetes de bolas. (Diseño de elementos de máquina, Robert L. Mott. 2006)

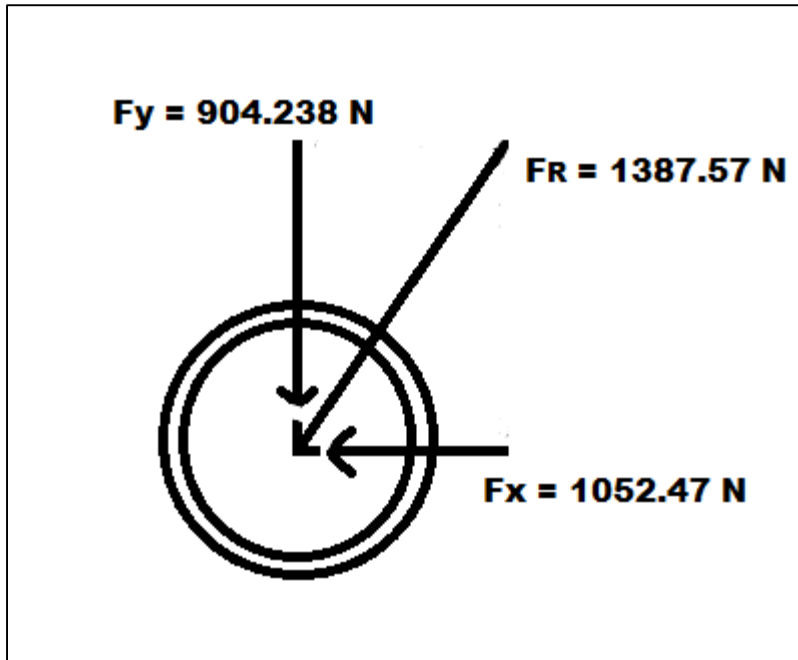


Figura 4.5 Magnitud De La Fuerza Radial De Diseño

Para comenzar con el diseño se calcula la carga equivalente, que depende directamente de la carga radial F_R . De la ecuación x, obtenemos la carga equivalente, tomando en consideración que la pista interior es la que gira, se tiene:

$$P_d = (0.1)(1387.57) = 1387.57 \text{ N}$$

Debido que esta selección propuesta por Robert L. Mott 2006 está en el sistema inglés. Llevamos a cabo la conversión

$$P_d = 311.938 \text{ lb}$$

Y bajo el mismo criterio de diseño que se ha venido tomando, se elige un factor de seguridad de 2 para la carga equivalente.

$$P_d = (2)311.938 \text{ lb} = 623.876 \text{ lb}$$

Proponemos el diámetro del eje adecuado de acuerdo con los cálculos anteriores. En análisis del eje con carga dinámica calculamos un diámetro mínimo de 3.53 cm , basándonos en la tabla, se puede tomar un diámetro igual o mayor al diámetro mínimo calculado. Por lo tanto:

$$d = 4 \text{ cm}$$

Después especificamos la duración de diseño del rodamiento, mediante la tabla, debido a que nuestro mecanismo se utilizara para la agricultura tomamos:

$$L_{10} = 6000 \text{ hrs}$$

Pero necesitamos la duración de diseño en revoluciones dada por la ecuación, Teniendo en cuenta que nuestro eje girara a 50 rpm obtenido de los cálculos anteriores.

$$L_d = (6000 \text{ hrs})(50 \text{ rpm}) \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{hra}} \right) = 18 \times 10^6 \text{ rev}$$

Calculamos la carga dinámica básica requerida con base a la ecuación. Considerando que la pista inferior es la que gira unto con nuestro eje.

$$C = 623.876 \left(\frac{18 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 1635 \text{ lb}$$

Como ya tenemos un diámetro seleccionado de 4 cm lo que vamos hacer es seleccionar nuestro número de rodamiento de bolas con la tabla. Checamos que nuestra carga dinámica básica, no supere la carga dinámica máxima que soporta nuestro rodamiento.

La carga dinámica máxima que soporta el rodamiento 6208 con diámetro de 4 cm, es de 5050 lb, mucho mayor a nuestra carga dinámica básica. Por lo tanto nuestro rodamiento de bolas es: 6208 tipo Conrad.

4.7 Cálculo del espesor de las tablillas

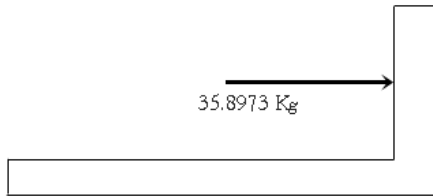


Figura 4.6 Relación Tabla-Peso

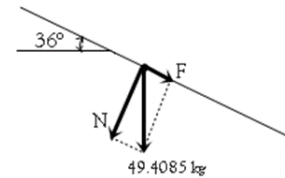


Figura 4.7 Distribuciones Dinámicas

$$F = W \text{ sen } 36^\circ$$

$$W_{caña} = \left(\frac{\pi(0.06m)^2}{4} \right) (1.8m) (2,000 \text{ kg}/m^3) = 10.1787 \text{ kg}$$

$$F = 10.1787 \text{ sen } 36^\circ = (5.9828 \cdot 6) = 35.8973 \text{ kg}$$

$$Q_A = C$$

$$Q_A = 35.8973 \text{ kg}$$

$$Q_o = 0$$

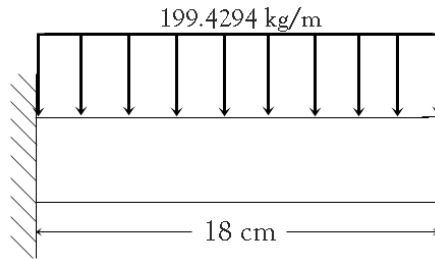


Figura 4.8 Distribución De Carga

$$V = 35.8972 \text{ kg} = 352.1524 \text{ N}$$

$$\tau_{perm} = \frac{\tau_{fluenc}}{3}$$

$$A = \frac{V}{\tau_{perm}}$$

$$A = (0.8m) e$$

$$\tau_{perm} = \frac{1.8}{3} = 0.6 \text{ MPa}$$

$$A = \frac{352.1524}{0.6 \text{ MPa}} = 5.869 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$$A = 5.86 \text{ cm}^2$$

* 3.26 cm de espesor.

4.7.1 Calculo de fricción

Debido a que el transportador tiene un ángulo de inclinación es necesario calcular la fricción para tomar en cuenta el diseño de los cangilones el cual nos ayudará a que la caña en verde no se resbale y se pueda mantener en la posición deseada.

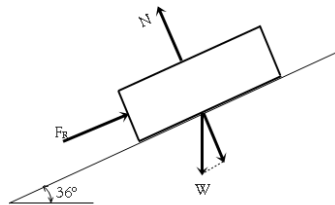


Figura 4.9 Diagrama De Cuerpo Libre

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N - m \cdot g \cos 36 = 0$$

$$N - 500(9.81) \cos 36 = 0$$

$$N = 3968.228357 \text{ N}$$

$$F_R = \mu \cdot N$$

El coeficiente de fricción entre la caña y la madera = 2.5

$$F_R = (2.5)(3968.228357)$$

$$F_R = 9920.570893 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = m \cdot a$$

$$F_R - m \cdot g \cdot \text{sen } 36 = m \cdot a$$

$$F_R - 500(9.81)\text{sen } 36 = (500)(a)$$

$$a = 14.0749 \text{ m/s}^2$$

La aceleración es positiva de 14.0749 m/s^2 significa que la placa no resbala, vale recalcar que no existirá problema de resbalamiento ya que mientras menos es el ángulo menor es la posibilidad de desplazamiento de la carga.

4.8 Diseño de la sierra circular

Del catálogo herramientas para la madera de pilana seleccionamos nuestra sierra, para obtener nuestros datos que nos servirán para el cálculo.

Seleccionamos una sierra 5310-56KV25 debido a que tiene una dentadura llamada tipo lobo que es muy buena para cortar madera dura y blanda, que es el caso de la caña de azúcar

Datos:

Diámetro del disco en mm (D)	Espesor del diente en mm (b)	Diámetro del orificio en mm (d)	No. De dientes (z)	Masa en kg (m)
250	1.6	25	56	0.55



Figura 4.10 sierra 5310-56KV25

4.8.1 Calculo de potencia requerida de la sierra para el corte

$$P_c = k(b)(h)(u) \text{ potencia nesesaria en kw} \quad \text{Ecu. 4.7}$$

Donde:

h = altura de corte y esta dada por la siguiente ecuacion.

$$h = \frac{3D - 20}{10} \text{ en mm} \quad \text{Ecu. 4.8}$$

$$h = \frac{3(250) - 20}{10} = 73 \text{ mm}$$

$$u = \text{velocidad de avance} = \frac{S}{60} \quad \text{Ecu. 4.10}$$

$$S = \frac{S_z(n)(z)}{1000} \quad \text{Ecu. 4.11}$$

$$S_z = \text{avance por diente} = 0.1$$

n = velocidad de la sierra en RPM

Fórmula para las RPM de la sierra según información técnica para sierras circulares de PILANA 2018

$$n = \frac{1000(60)(v)}{\pi(D)} \text{ donde } v \text{ es la velocidad en } \frac{m}{s} \text{ Ecu. 4.12}$$

Según PILANA 2018:

$$v = 60 \frac{m}{s} \text{ para groseres mas pequeños de corte}$$

$$v = 80 \frac{m}{s} \text{ para groseres mas grandes de corte}$$

Considerando que nuestra caña es de grosor pequeño calculamos las RPM

$$n = \frac{1000(60)(60)}{\pi(250)} = 4583.66 \text{ rpm}$$

Por lo tanto calculamos el avance Ecu. 4.11

$$S = \frac{0.1(4583.66)(56)}{1000} = 25.6685$$

$$k = \text{esfuerzo necesario para cortar la caña} = \frac{F_{\text{corte}}}{A_{\text{fibra}}} \text{ en } \frac{N}{M^2}$$

$F_{\text{corte}} = 86.095 \text{ N}$ Con base al experimento del charpy y $A_{\text{fibra}} = 225 \mu m^2$ según el artículo

A la fuerza necesaria se le añade un factor de seguridad de 1.5.

$$k = \frac{129.143N}{225 \times 10^{-6}m^2} = 573.967 \text{ kpa}$$

Este esfuerzo es el necesario para cortar una sola caña con dichas características, pero sabemos que en el transportador pasaran aproximadamente 6 cañas utilizando el factor de seguridad, entonces tendremos que multiplicar ese esfuerzo por 6 cañas.

$$k = (573.967)(6) = 3.4438 \text{ Mpa}$$

$$P_c = 3.4438 \times 10^6 (0.0016)(0.073) \left(\frac{25.6685}{60} \right) = 172.08w$$

Convirtiéndolo a Hp $P_c = 0.23hp \approx \frac{1}{4}hp$

Conclusiones Y Recomendaciones

Hemos concluido en este artículo que los cálculos para un diseño correcto del transportador, como se puede apreciar los materiales y elementos seleccionados han sido con base a la memoria de cálculo, apegándonos a un diseño original tomado en cuenta el tipo de material sus propiedades mecánicas apegándonos a las normas y estándares que rigen a ellos.

Los elementos y materiales seleccionados son de suma importancia para la construcción del transportador para poder obtener un buen desempeño y una buena vida útil de los elementos debido a que cada uno esta previamente calculada y diseñada para resistir los esfuerzos o cargas que actúan sobre ellas.

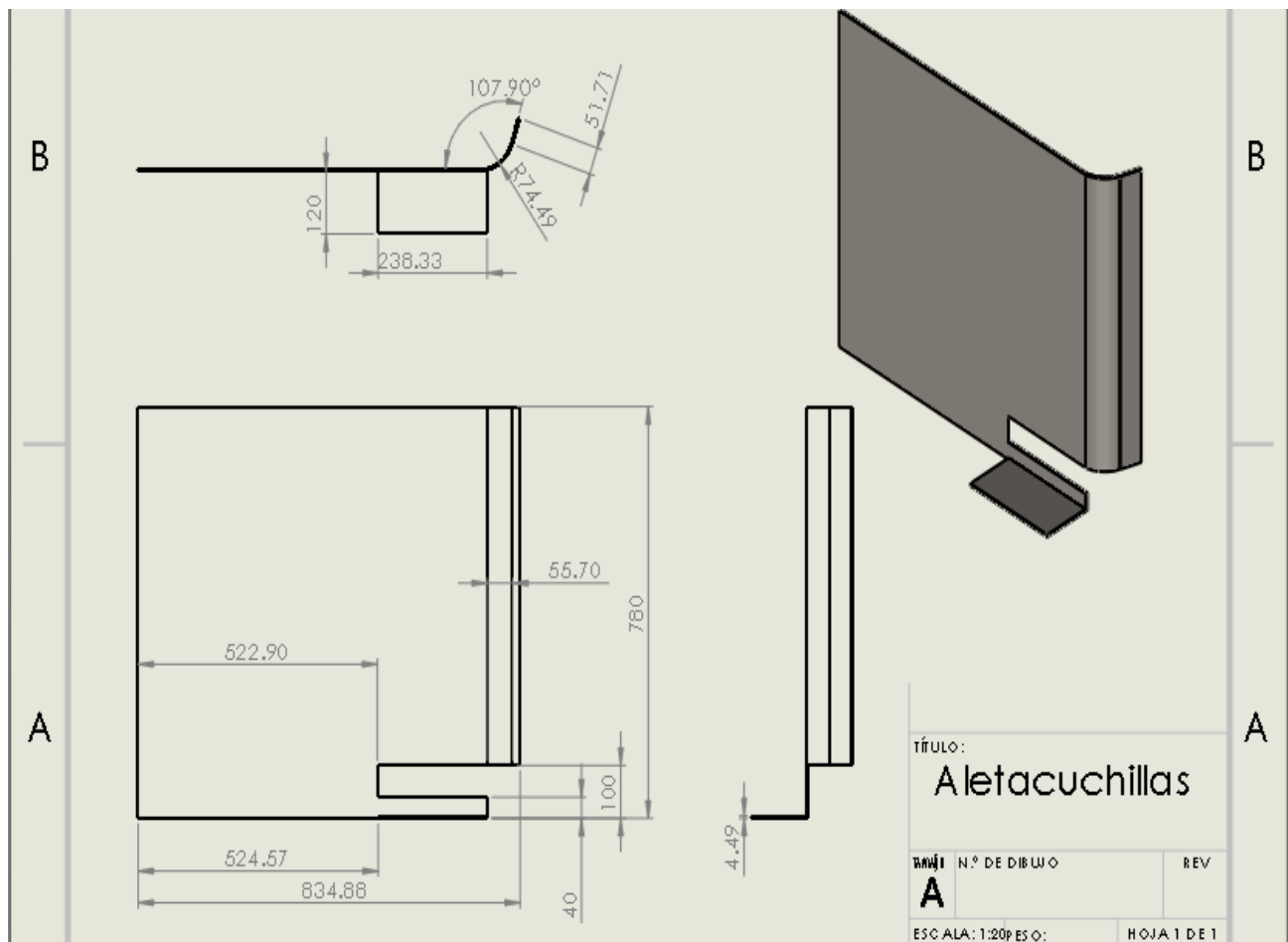
Cabe mencionar que este diseño del transportador puede tener mejoras o rediseños de algunas piezas o elementos debido a que en este momento nos apegamos a un diseño base; tal es el caso de la doble cadena de transmisión que puede remplazarse por solo una cadena de transmisión, en vez de ir a los costados puede ir centrada en los ejes obteniendo así los mismos resultados y con un bajo costo en la adquisición de este elemento. Sobre la marcha del proyecto se fueron haciendo unas observaciones y con ello unas mejoras en el diseño del transportador tal es el caso de los cojinetes que en vez de ser cónicos o cilíndricos, como en un principio se había calculado y seleccionado, se cambiaron por unos cojinetes de bolas de una sola hilera y ranura profunda, debido a que nuestros cojinetes solo soportaran fuerzas radiales y Robert L. Mott 2006 dice que estos cojinetes solo están diseñados para cargas radiales pero la ranura profunda permite soportar una carga de empuje bastante aceptable, esto asegura nuestro diseño y por otro lado nos es muy fácil su mantenimiento. También pensando en el corte se diseñó una leva el cual nos garantiza que las cañas de azúcar a la hora del corte no tiendan a moverse o salirse de su lugar y si hubiera un exceso de cañas en uno de sus cangilones poder mandar ese exceso al siguiente para no sufrir atascamiento o esfuerzos mayores sobre el equipo de corte y el transportador.

Los cangilones también es un tema importante de mencionar debido a que en este proyecto se diseñaron con madera de roble pero queda abierto a mejoras o a selección de otro material, si esto lo llegara a requerir.

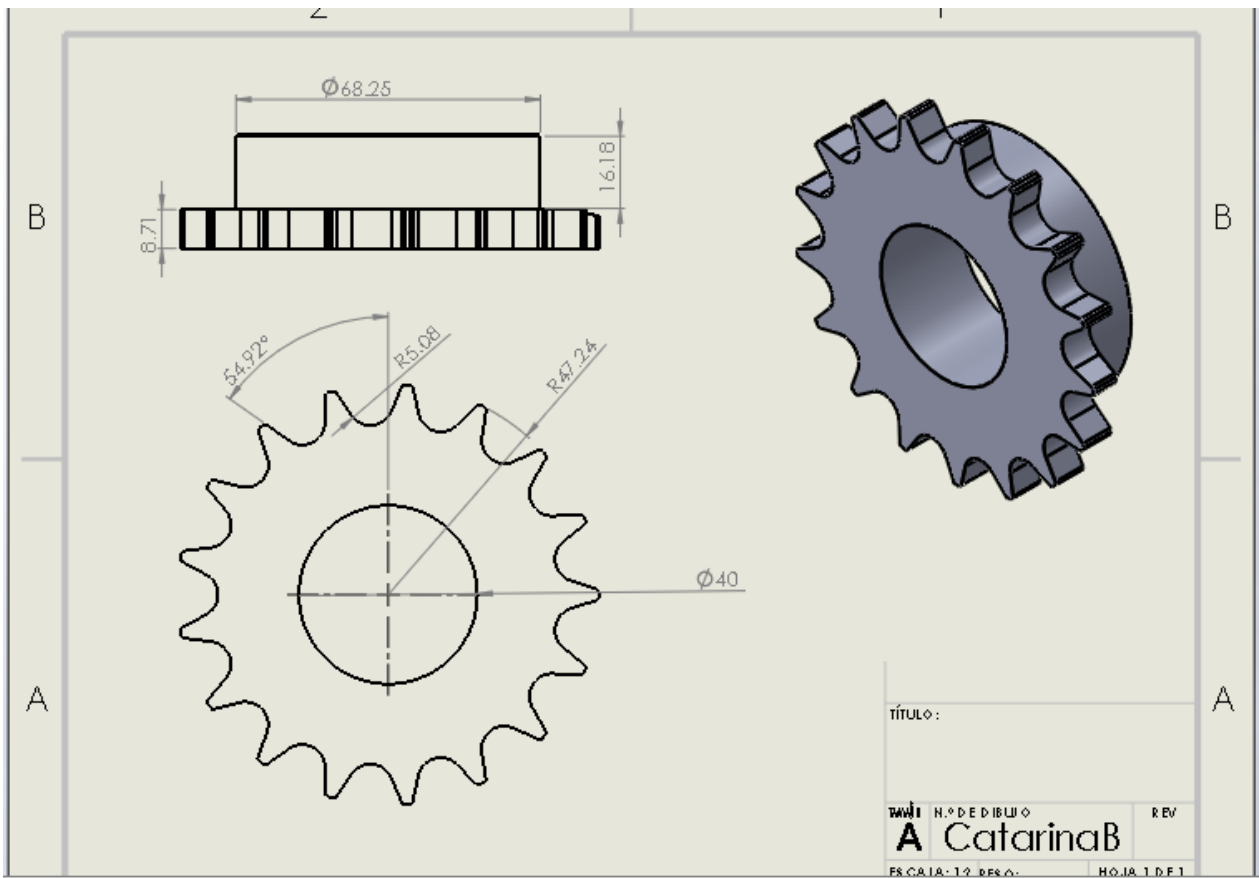
Por último hay que destacar que las especificaciones de maquinado y la selección de los elementos de unión a utilizar, como lo son tornillos, soldadura o remaches, no fueron mencionados, así que estas tendrán que ser deducidas en una segunda etapa.

Anexos

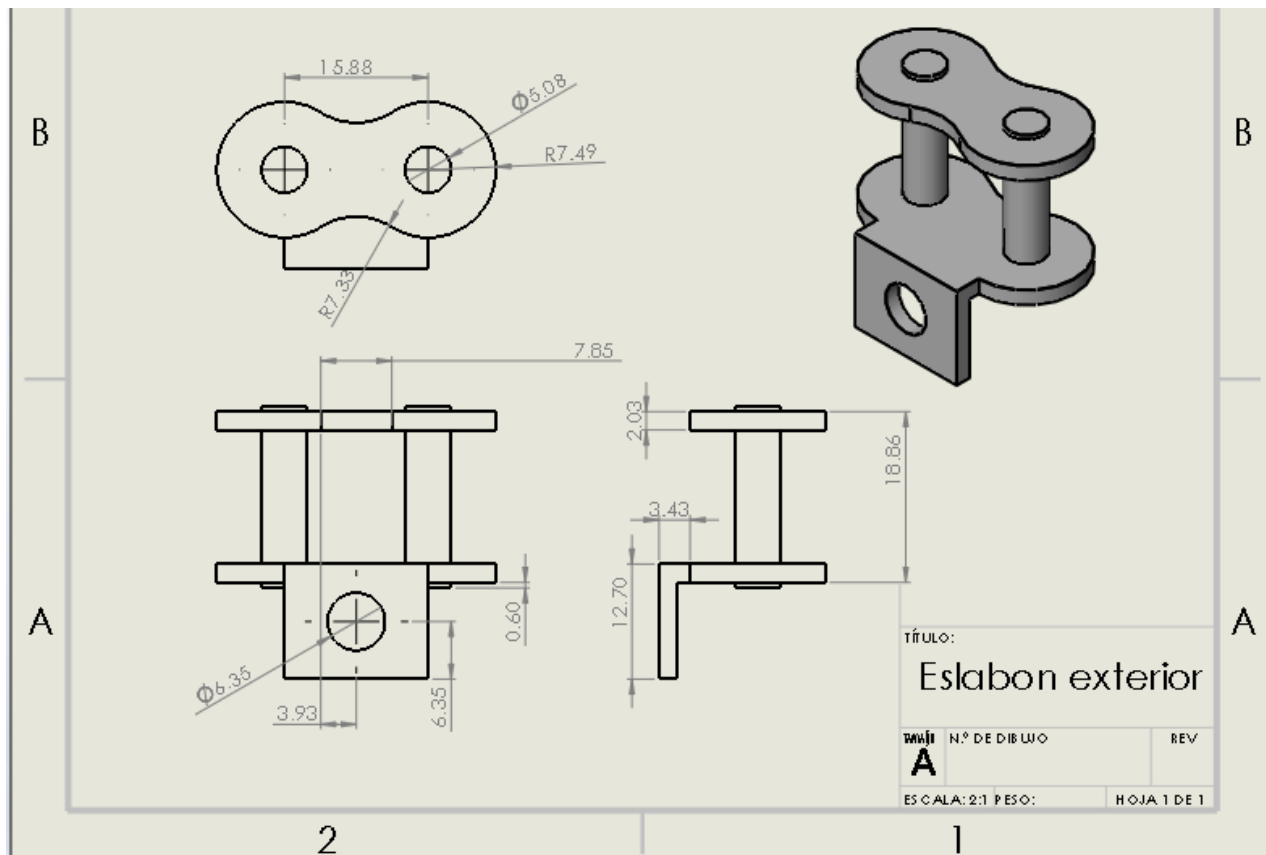
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Aleta De Cuchillas	Dibujo N°: 1
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



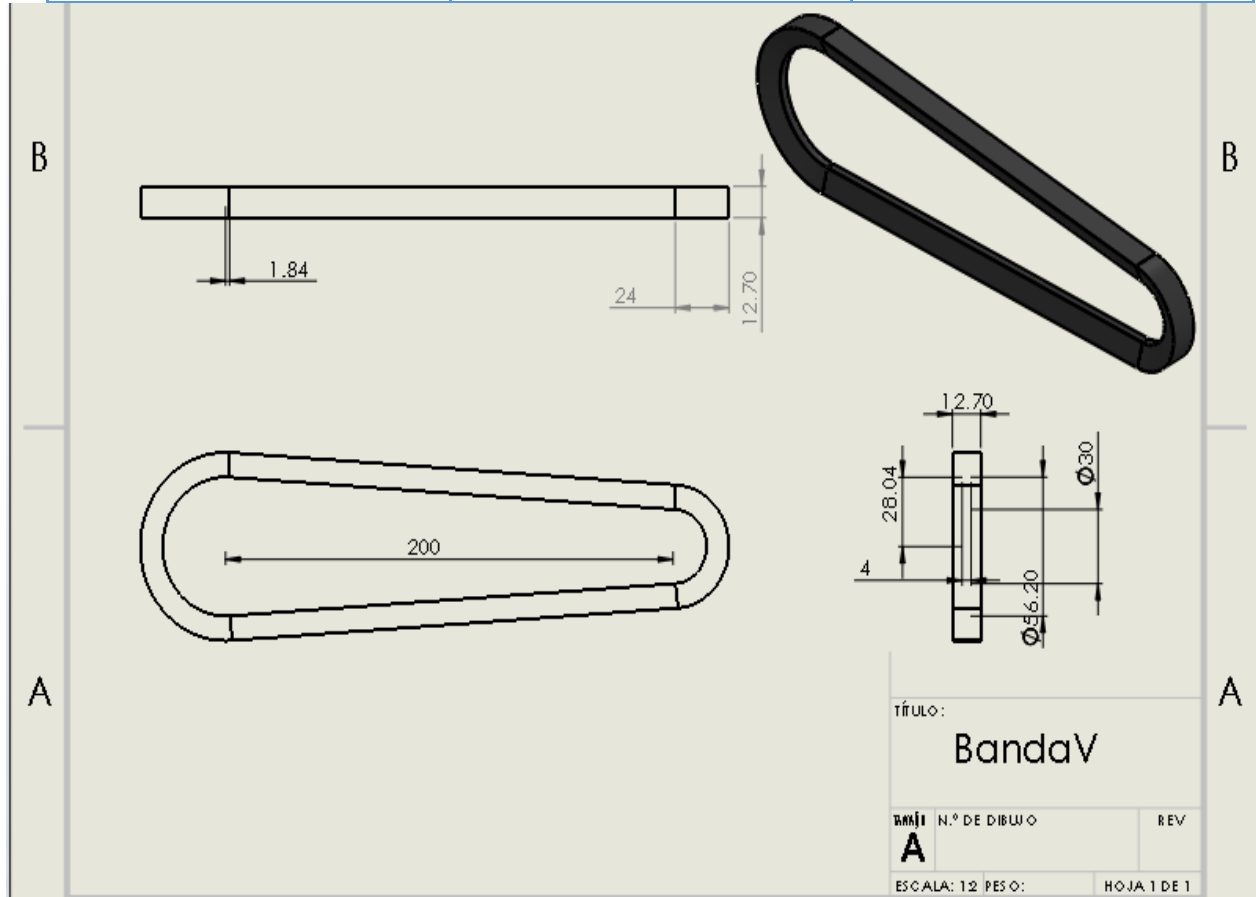
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Catarina	Dibujo N°: 2
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



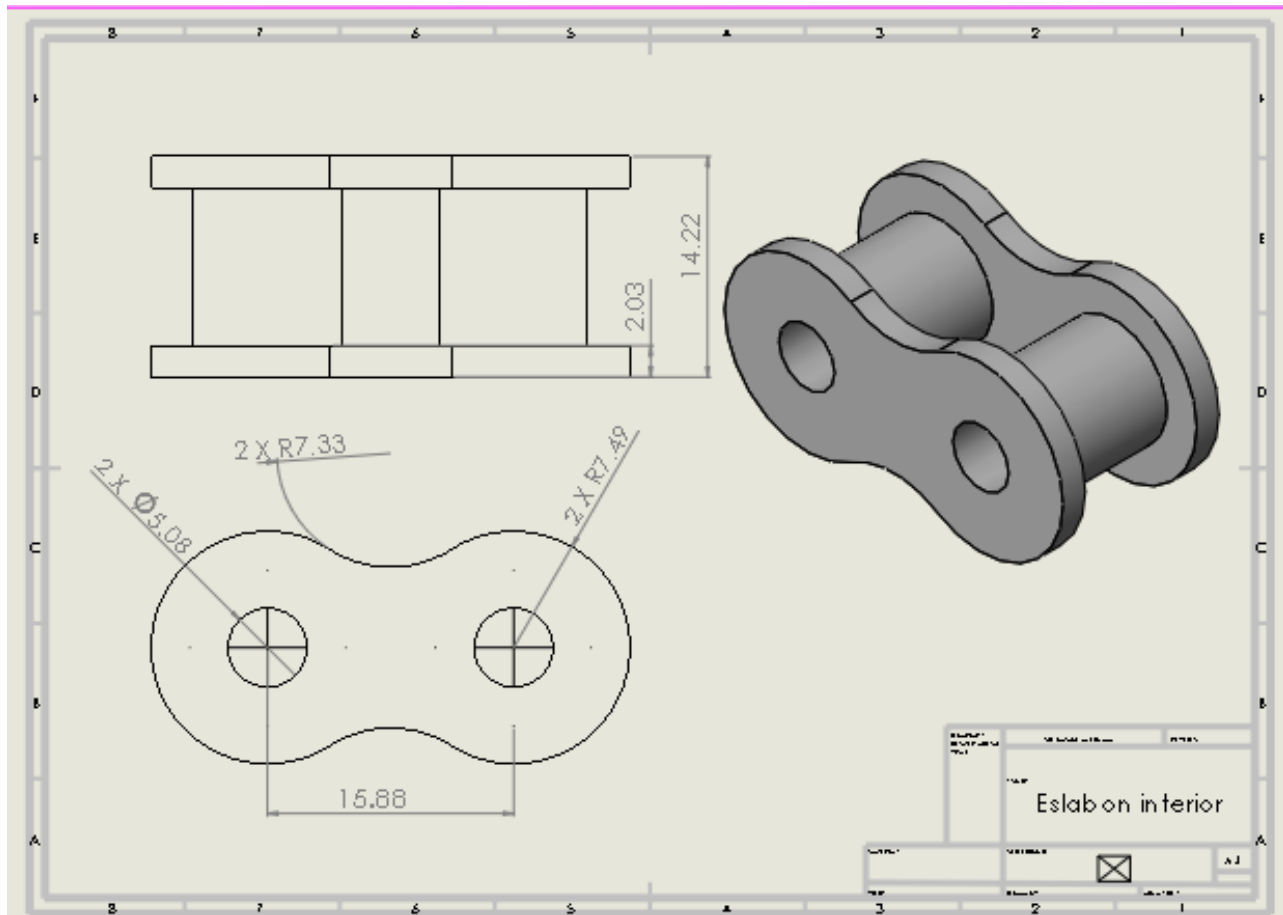
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Eslabón exterior	Dibujo N°: 3
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



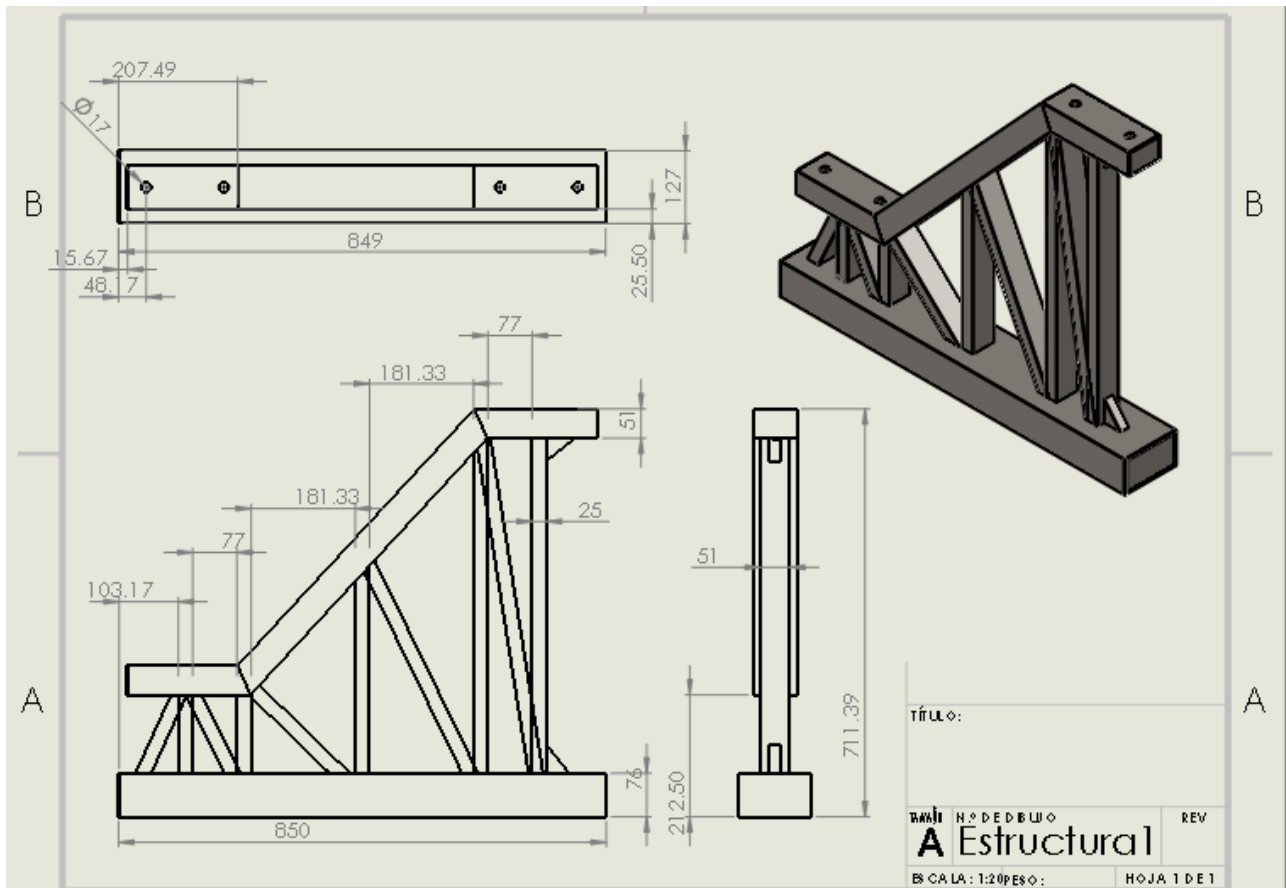
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Banda V	Dibujo N°: 4
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



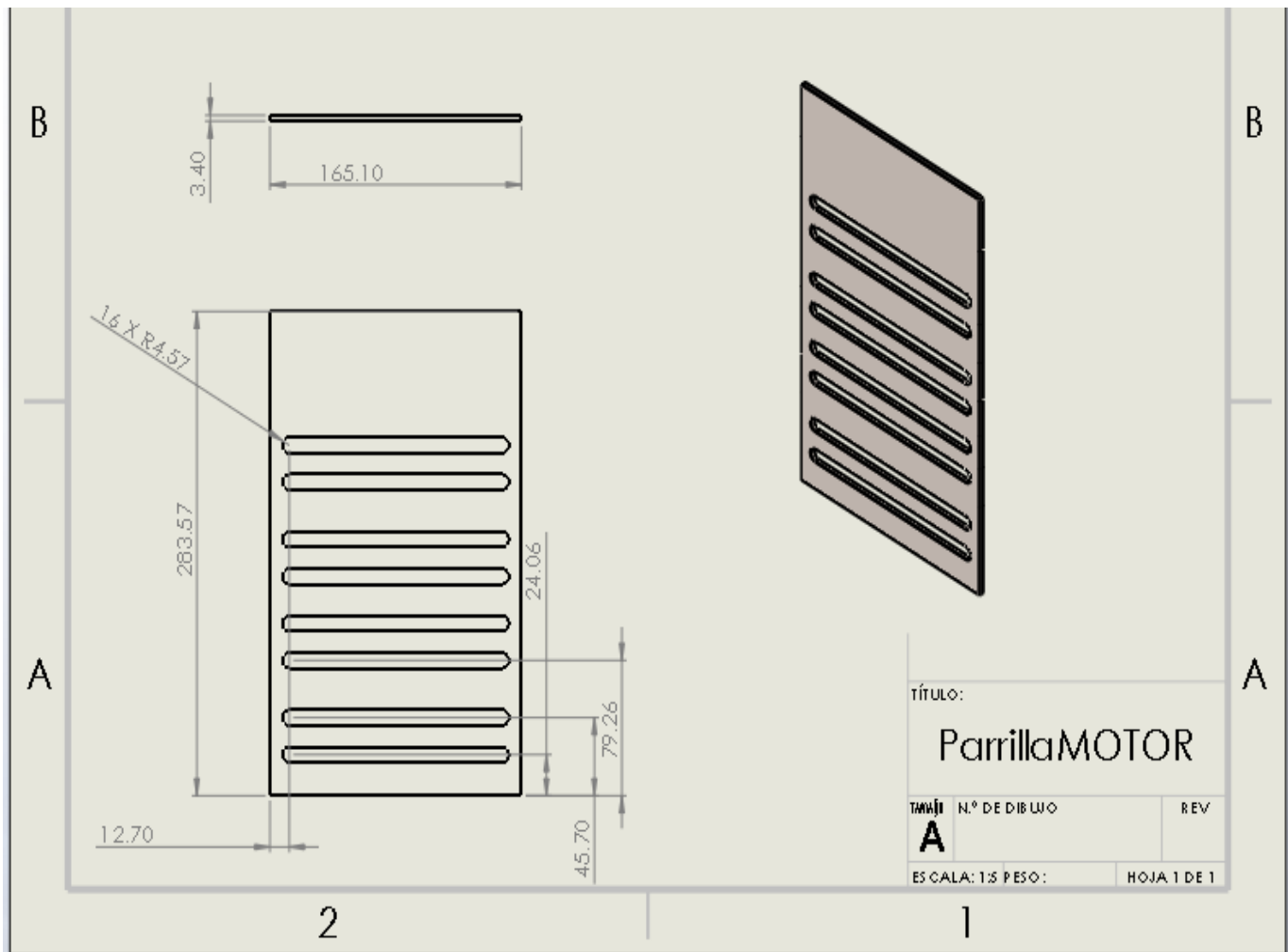
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Eslabón interno	Dibujo N°: 5
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



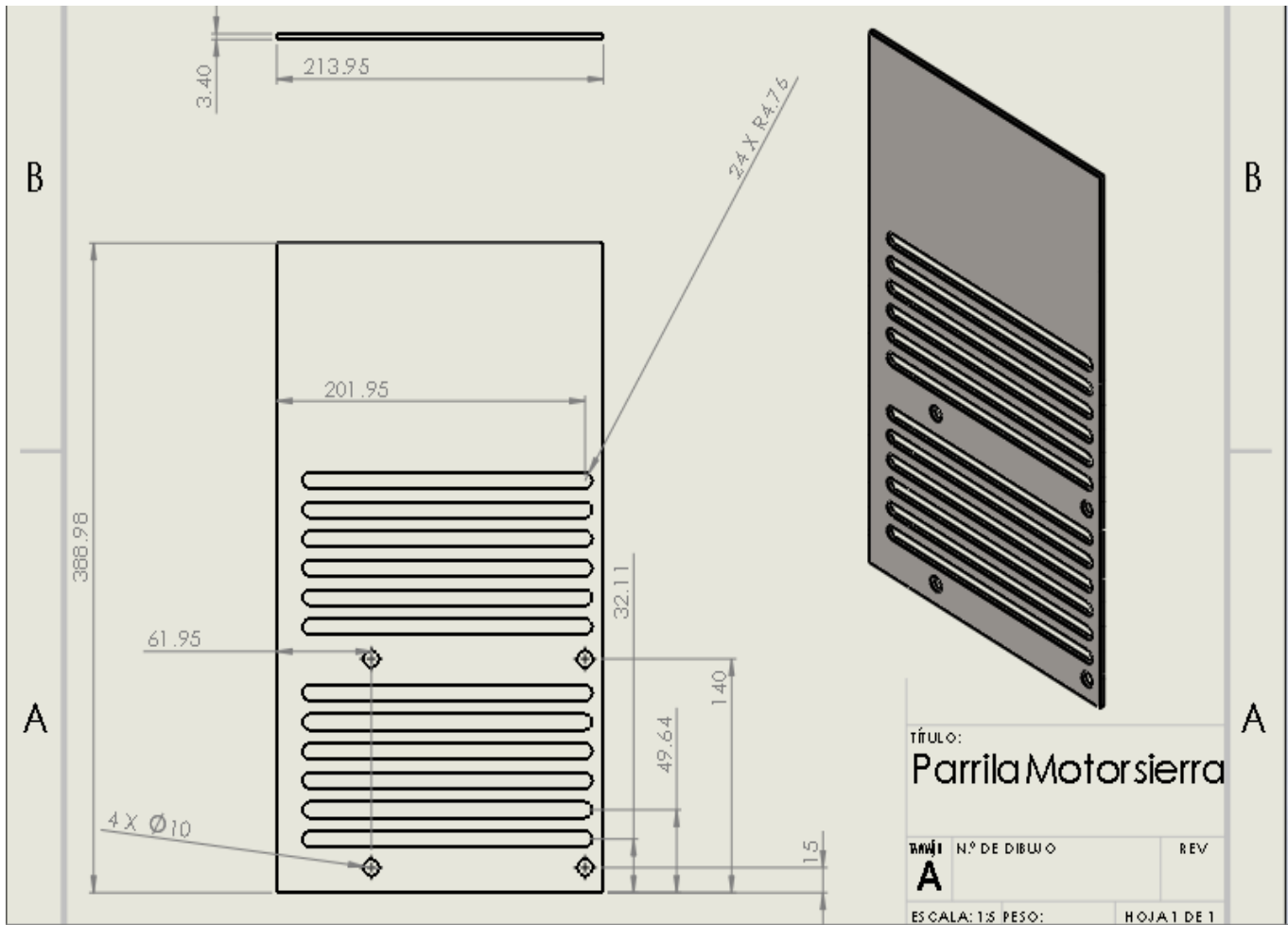
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Estructura	Dibujo N°: 6
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



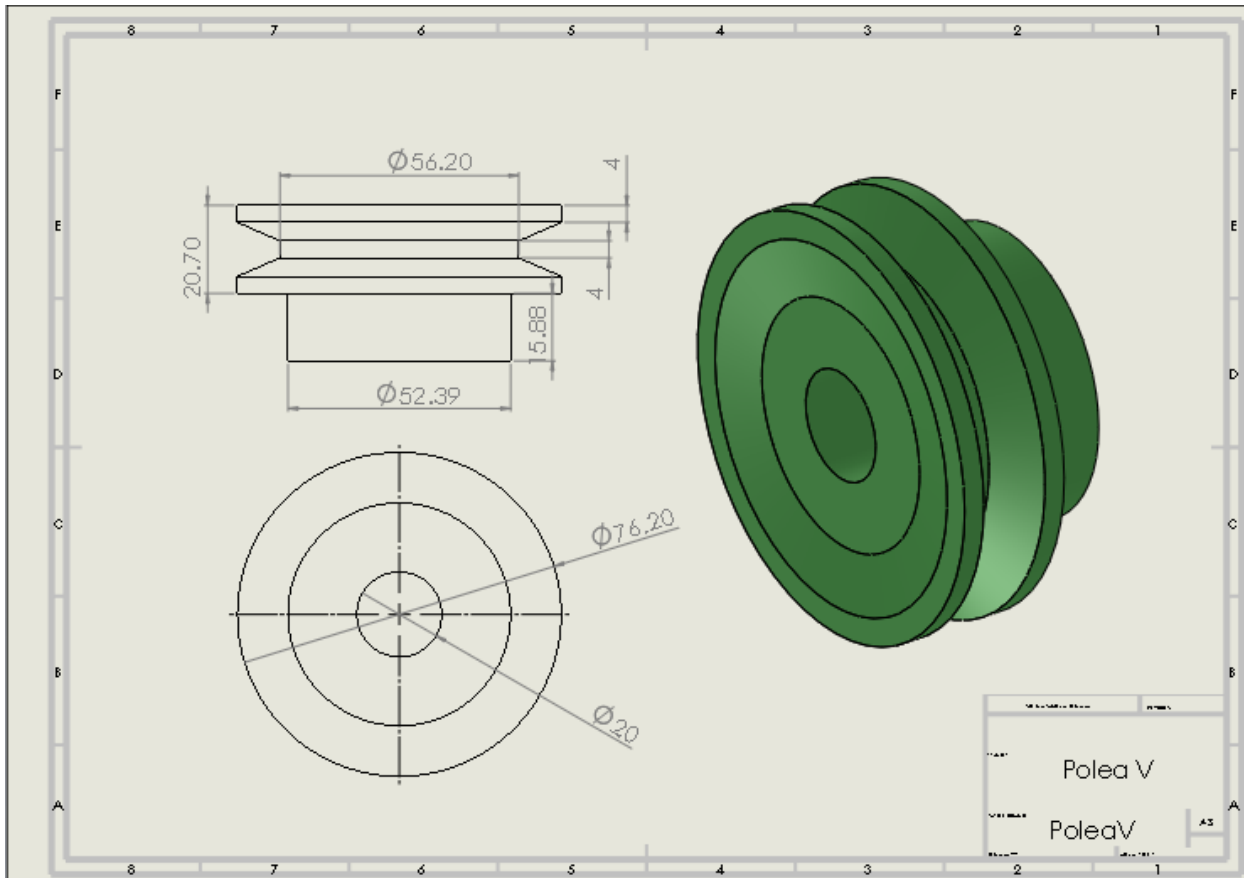
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Parrilla 1	Dibujo N°: 7
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



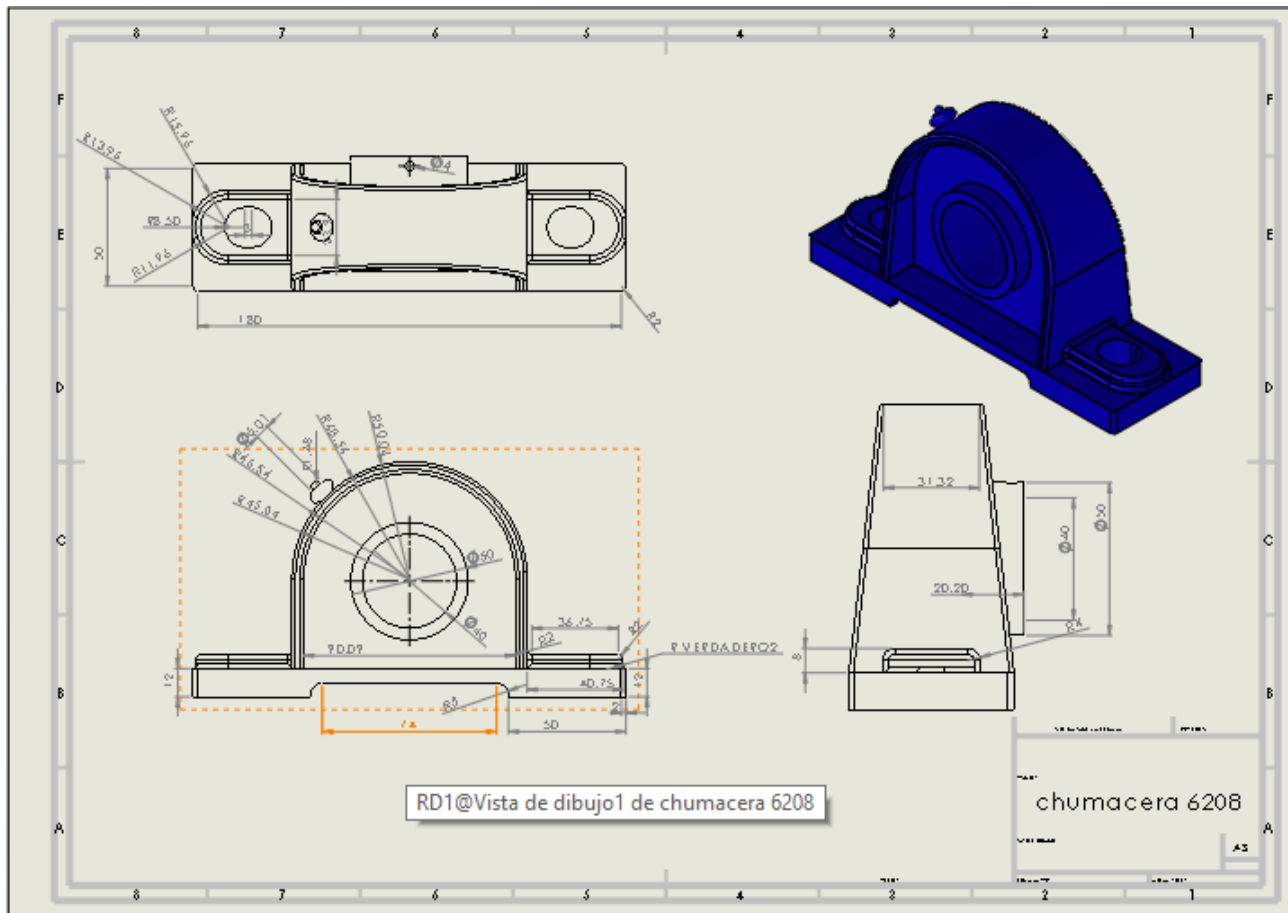
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Parrilla 2	Dibujo N°: 8
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



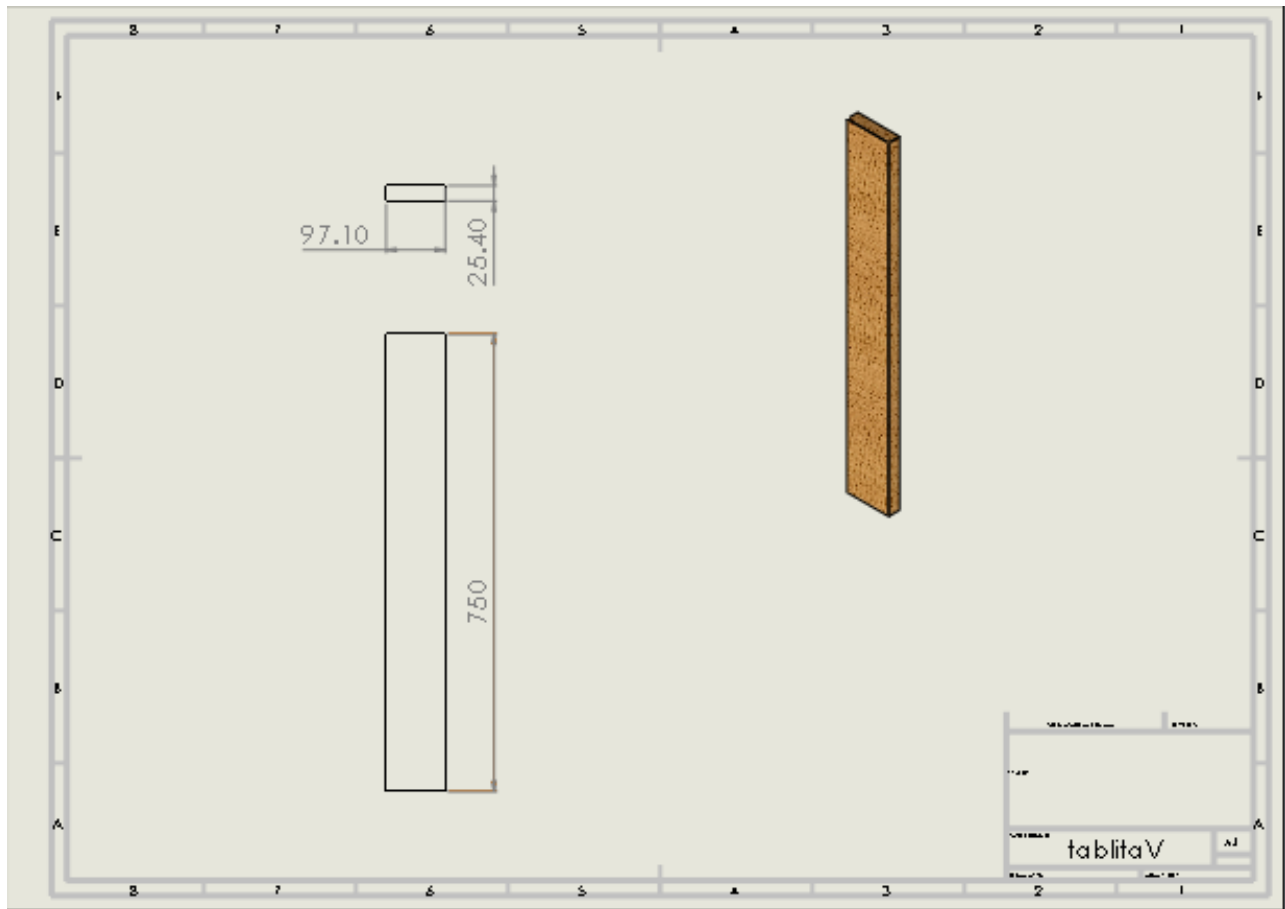
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Polea V	Dibujo N°: 9
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



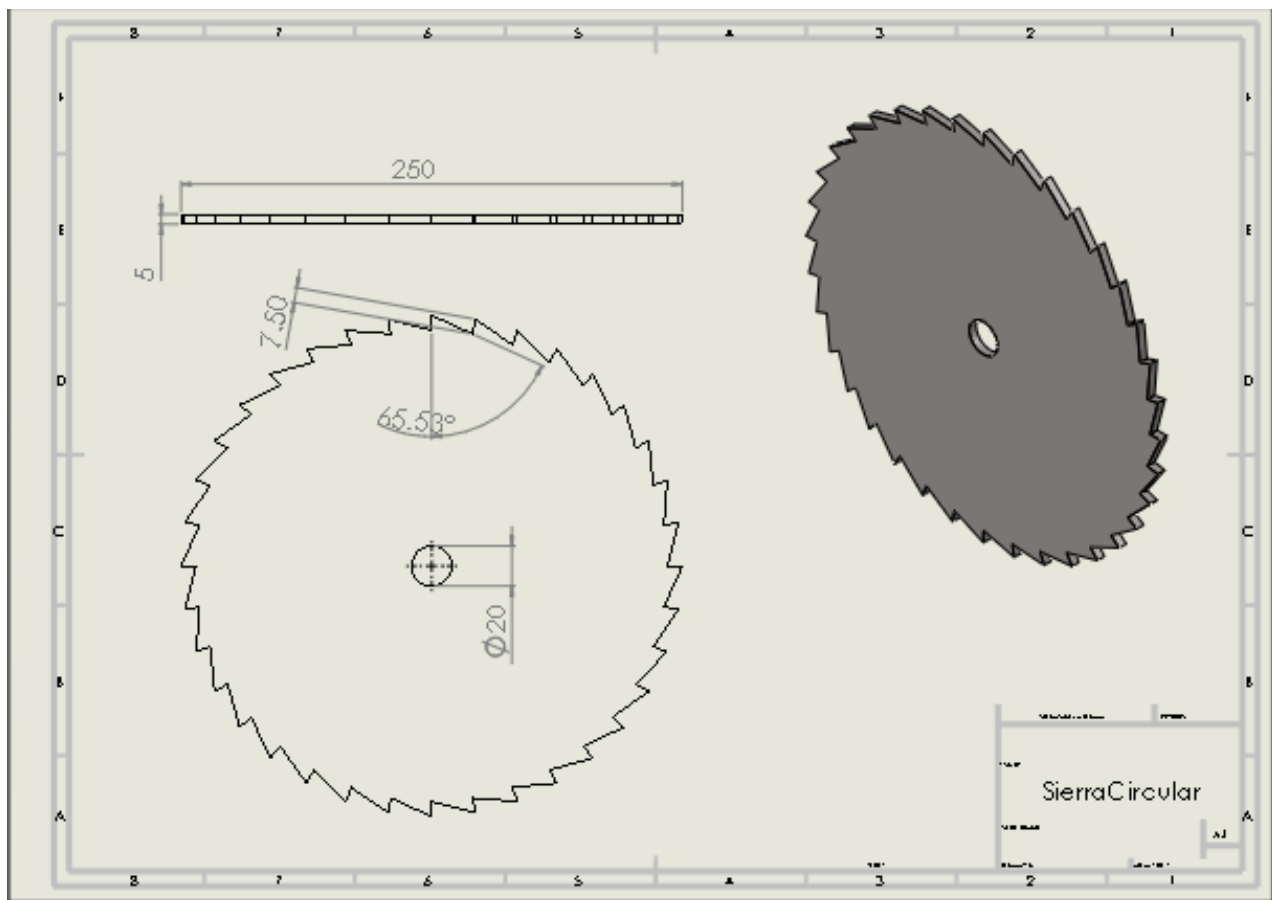
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Chumacera	Dibujo N°: 10
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



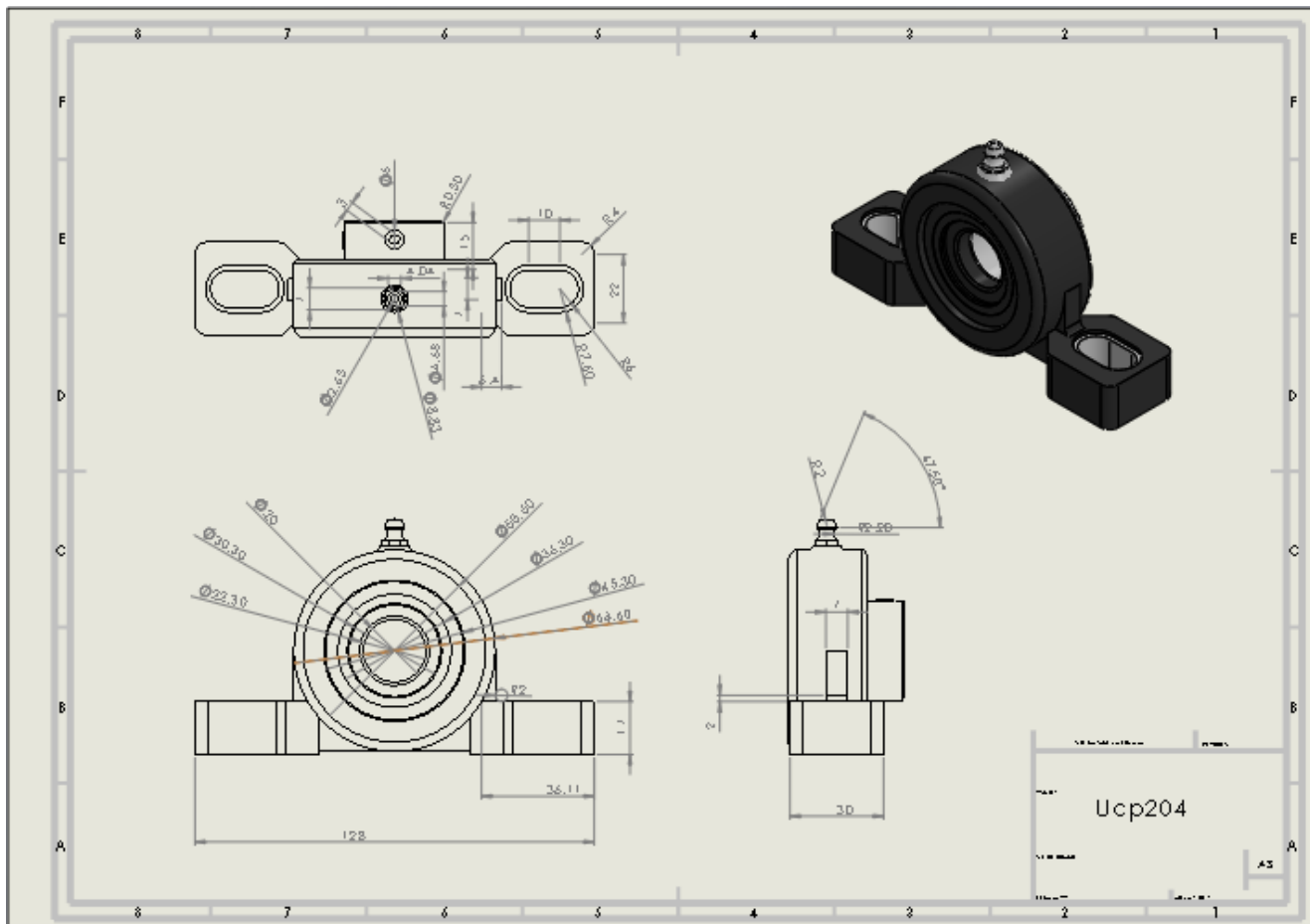
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Tablita	Dibujo N°: 11
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Sierra	Dibujo N°: 12
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas

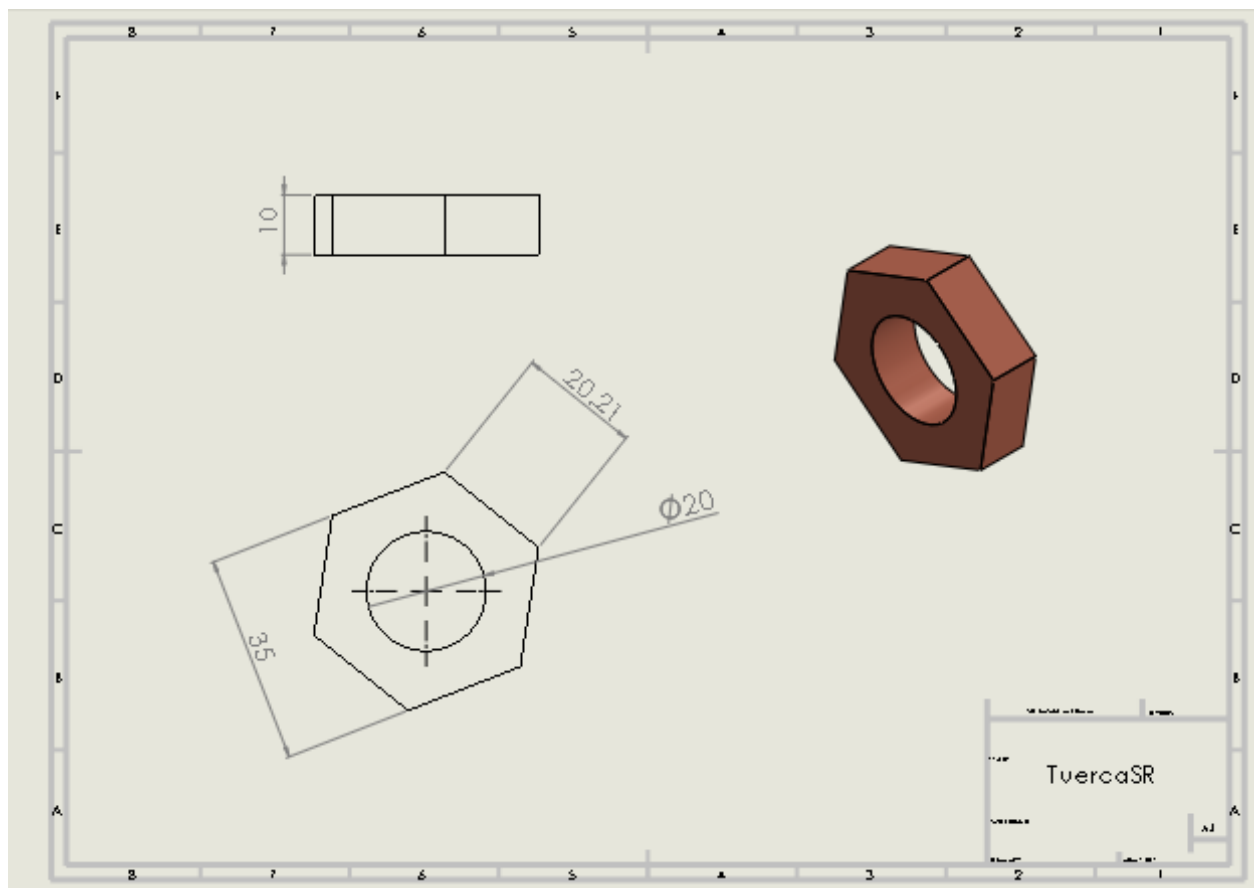


Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: UCP204	Dibujo N°: 13
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas

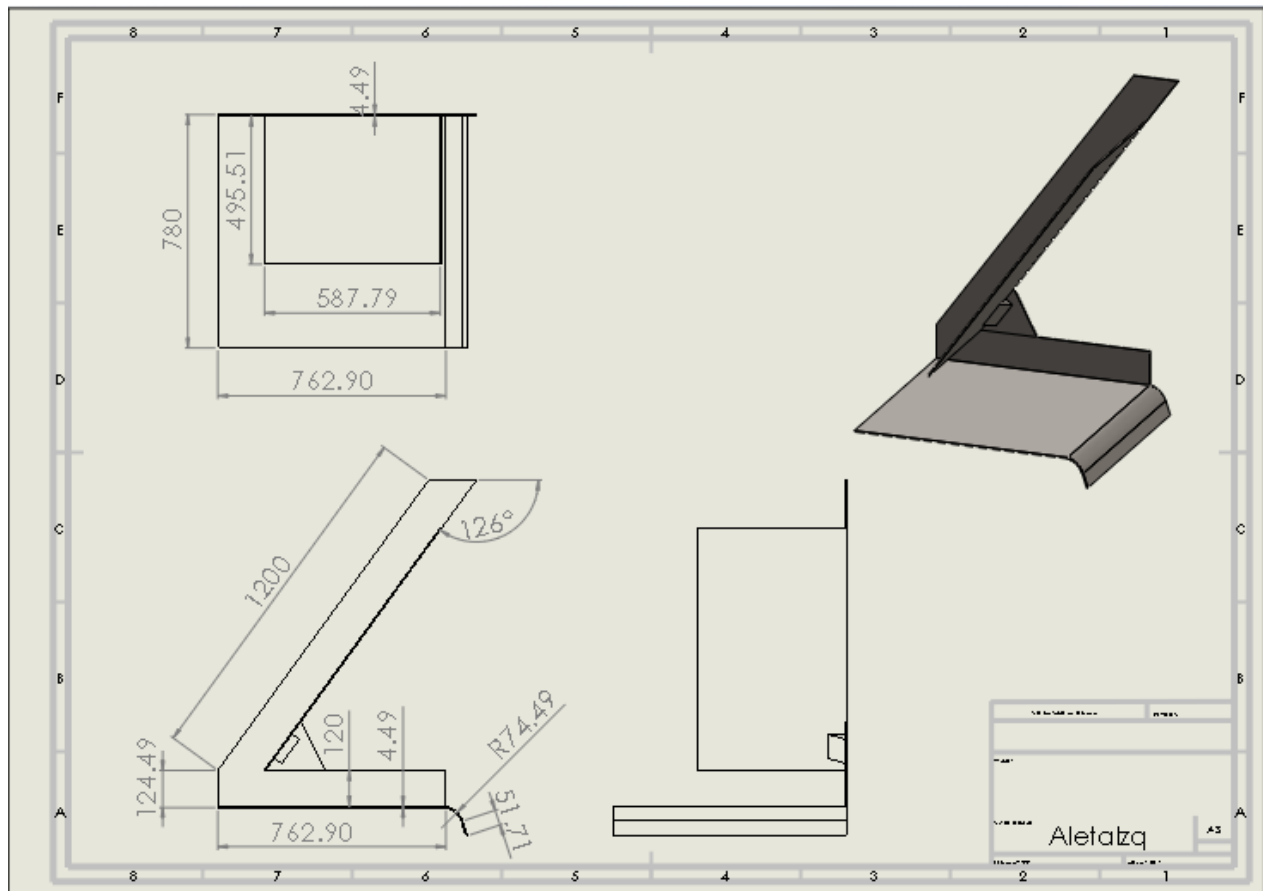


Planos de las piezas utilizadas

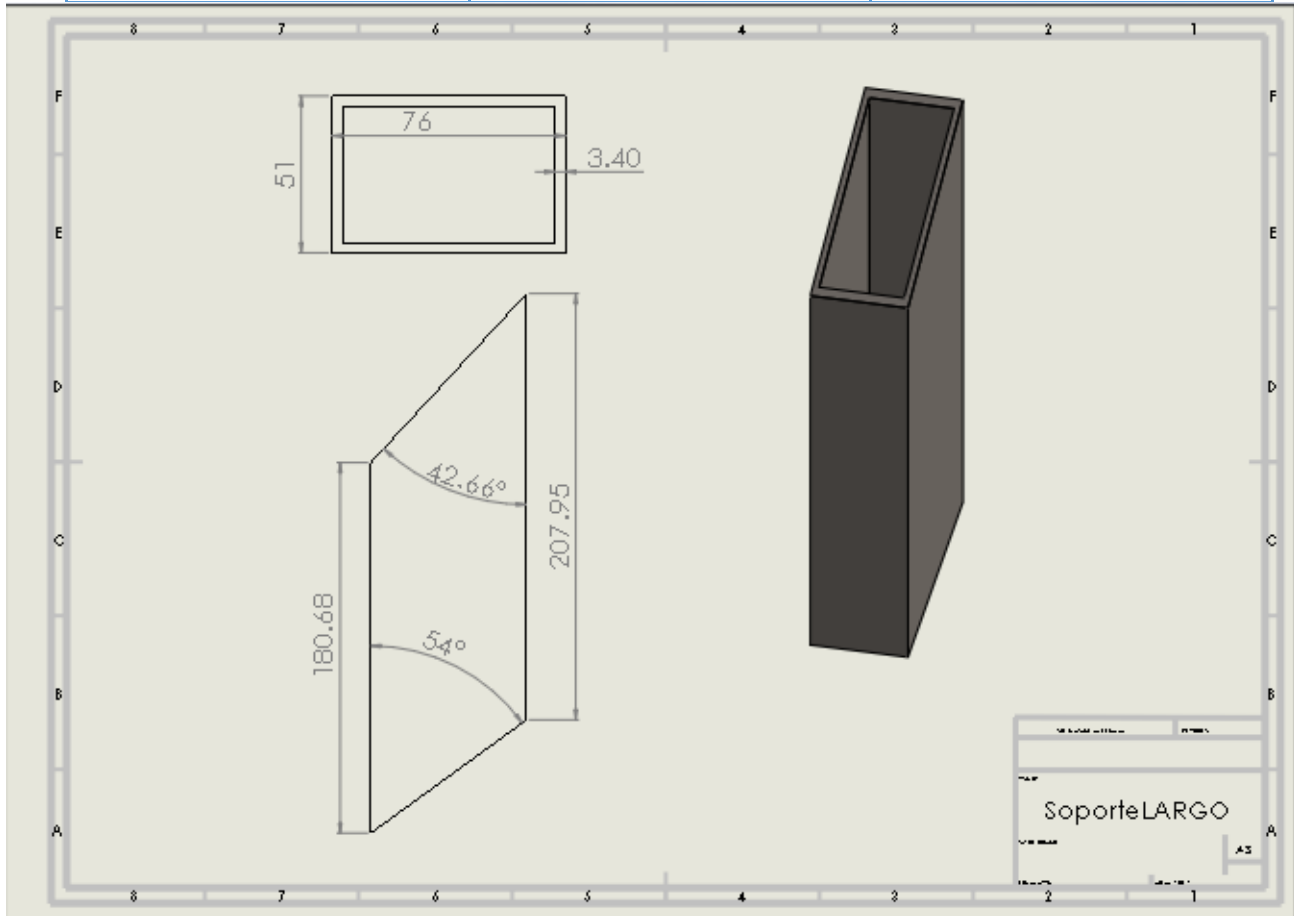
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Tuerca	Dibujo N°: 14
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



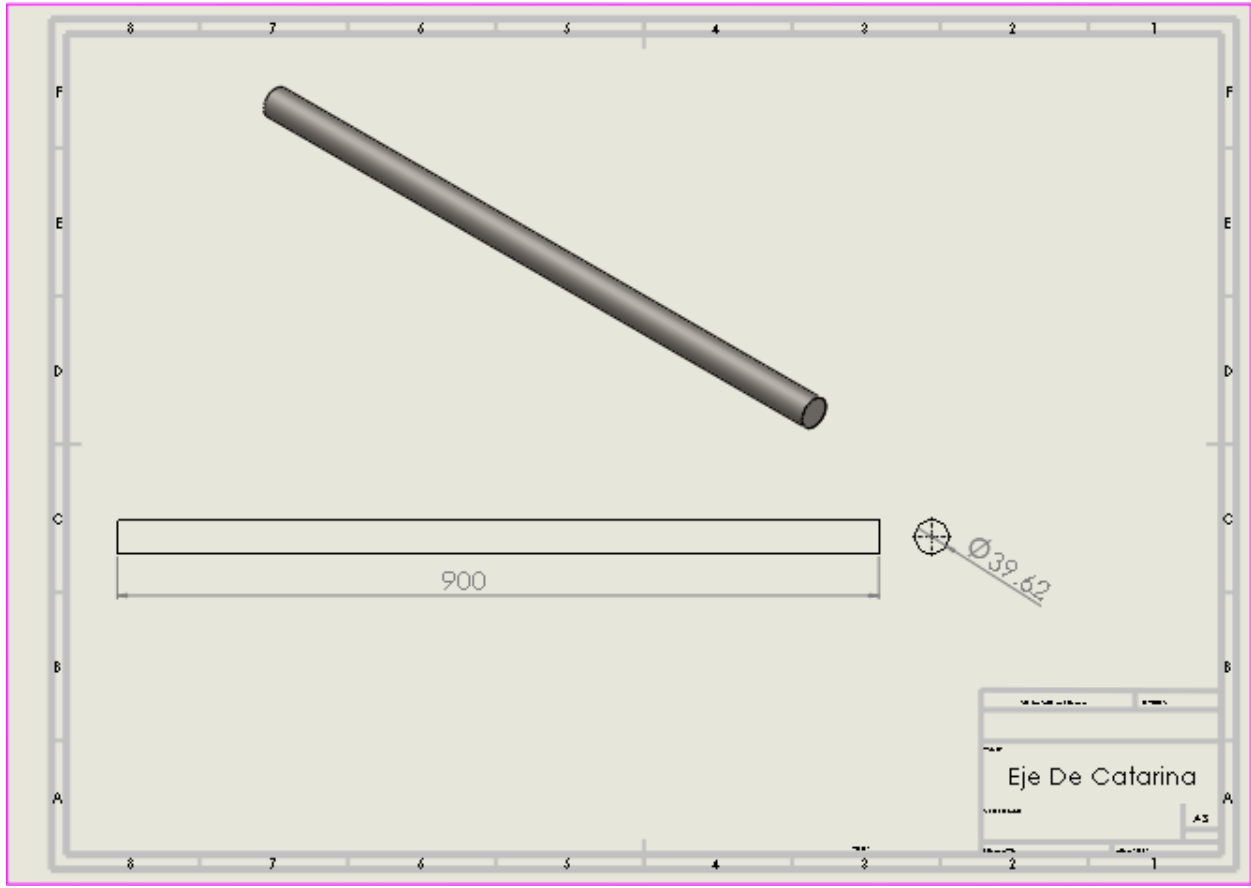
Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Lamina	Dibujo N°: 15
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Soporte PTR	Dibujo N°: 16
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



Instituto Tecnológico De Tuxtla Gutiérrez		
Dimensiones: mm	Nombre: Eje	Dibujo N°: 17
Ing. Mecánica	10 De Junio De 2018	Tuxtla Gutiérrez, Chiapas



Modelo CAD. Ensamble del implemento

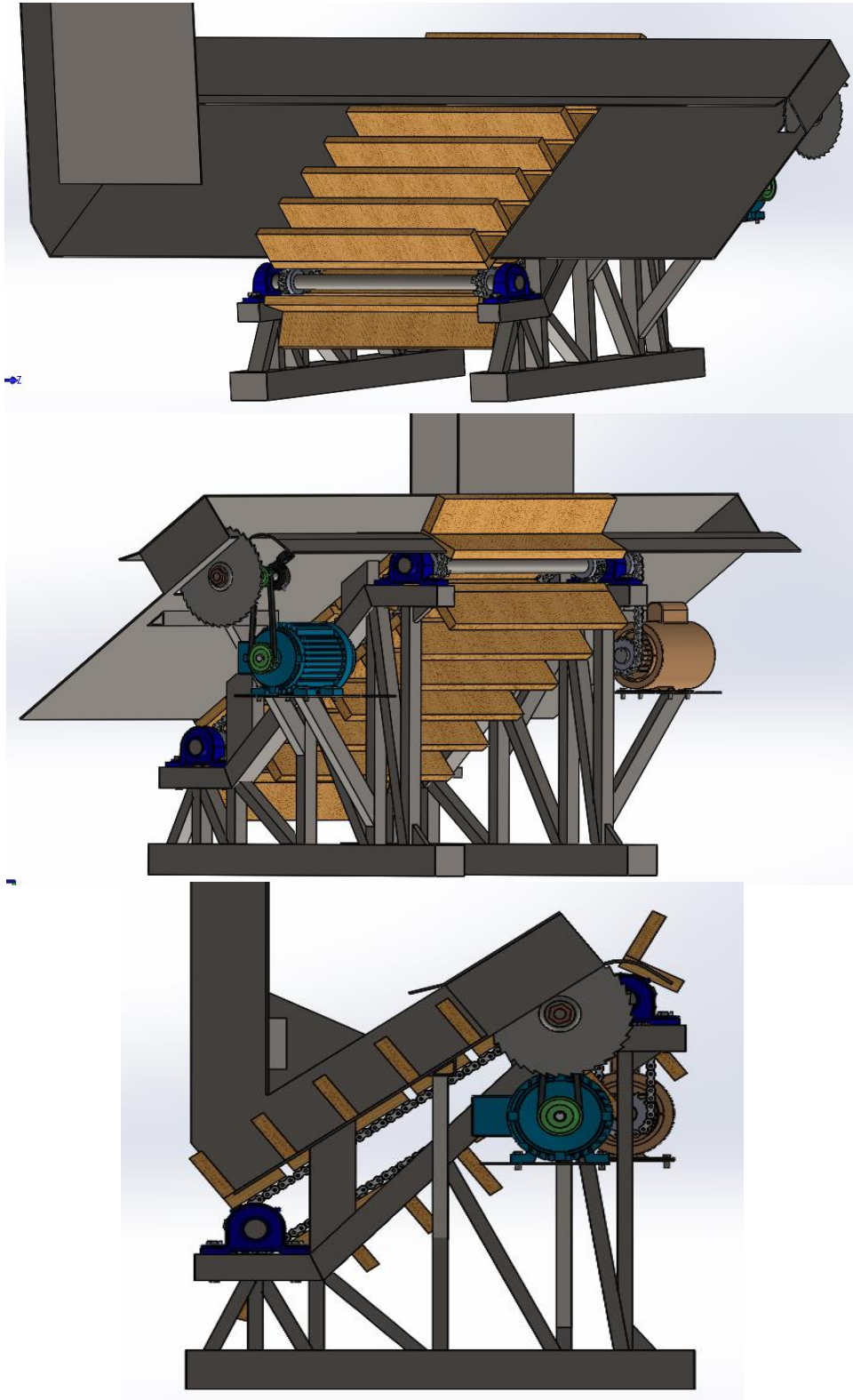


Tabla No. 1 Propiedades mecánicas del acero

Table A-20

Deterministic ASTM Minimum Tensile and Yield Strengths for Some Hot-Rolled (HR) and Cold-Drawn (CD) Steels [The strengths listed are estimated ASTM minimum values in the size range 18 to 32 mm ($\frac{3}{4}$ to $1\frac{1}{4}$ in). These strengths are suitable for use with the design factor defined in Sec. 1–10, provided the materials conform to ASTM A6 or A568 requirements or are required in the purchase specifications. Remember that a numbering system is not a specification.] *Source:* 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS No.	SAE and/or AISI No.	Process- ing	Tensile Strength, MPa (kpsi)	Yield Strength, MPa (kpsi)	Elongation in 2 in, %	Reduction in Area, %	Brinell Hardness
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Tabla No. 2 Dimensiones De Cadena

Tsubaki

Cadenas de Rodillos Norma ASA en Simple Hilera

CADENAS DE RODILLOS NORMA ANSI
Las cadenas Tsubaki serie 80 simples y múltiples, de acuerdo con las normas ANSI (American National Standards Institute), son intercambiables con cualquier otra cadena conforme a norma ANSI. Con las cadenas de rodillo de las series 80 Tsubaki celebra su 80 aniversario de constante mejora de su calidad para la satisfacción de su clientela.

Referencia Tsubaki	ANSI	Paso P	Diámetro Rodillo (R)	Ancho Interior Mínimo (W)	Placas			Perno		Carga Media de Rotura KN (kgf)	Carga de Trabajo Máxima N (kgf)	Peso Aproximado (kg/m)	Pasos por .5mt
					Altura H	h	D	De Cabeza de Perno a centro L1	De Cabeza de Perno a centro L2				
RS25 * &	25	6.35	3.30	3.18	5.84	5.05	2.31	3.80	4.80	4.71 (480)	640 (65)	0.14	480
RS35 * &	35	9.525	5.08	4.78	9.0	7.8	3.59	5.85	6.85	11.3 (1,150)	2,160 (220)	0.33	32
RS41 *	41	12.70	7.77	6.38	9.8	8.4	3.59	6.75	7.95	11.8 (1,200)	2,260 (230)	0.41	240
RS40 *	40	12.70	7.94	7.95	12.0	10.4	3.97	8.25	9.95	19.1 (1,950)	3,630 (370)	0.64	240
RS50	50	15.875	10.16	9.53	15.0	13.0	5.09	10.3	12.0	31.4 (3,200)	6,370 (650)	1.04	192
RS60	60	19.05	11.91	12.70	18.1	15.8	5.98	12.85	14.75	44.1 (4,500)	8,930 (900)	1.53	160
RS80	80	25.40	15.88	15.88	24.1	20.8	7.94	16.25	19.25	78.5 (8,000)	14,700 (1,500)	2.66	120
RS100	100	31.75	19.05	19.05	30.1	26.0	9.54	19.75	22.85	118.0 (12,000)	22,600 (2,300)	3.89	96
RS120	120	38.10	22.23	25.40	36.2	31.2	11.11	24.9	28.9	167.0 (17,000)	30,400 (3,100)	5.93	80
RS140	140	44.45	25.40	25.40	42.2	36.4	12.71	26.9	31.7	216.0 (22,000)	40,200 (4,100)	7.49	68
RS160	160	50.80	28.58	31.75	48.2	41.6	14.29	31.85	36.85	270.0 (27,500)	53,000 (5,400)	0.10	60
RS180	180	57.15	35.71	35.72	54.2	46.8	17.46	35.654	42.45	358.0 (36,500)	60,800 (6,200)	3.45	54
RS200	200	63.50	39.68	38.10	60.3	52.0	19.85	39.0	44.8	461.0 (47,000)	71,600 (7,300)	6.49	48
RS240	240	76.20	47.63	47.63	72.4	62.4	23.81	47.9	55.5	677.0 (69,000)	98,000 (10,100)	4.5	40

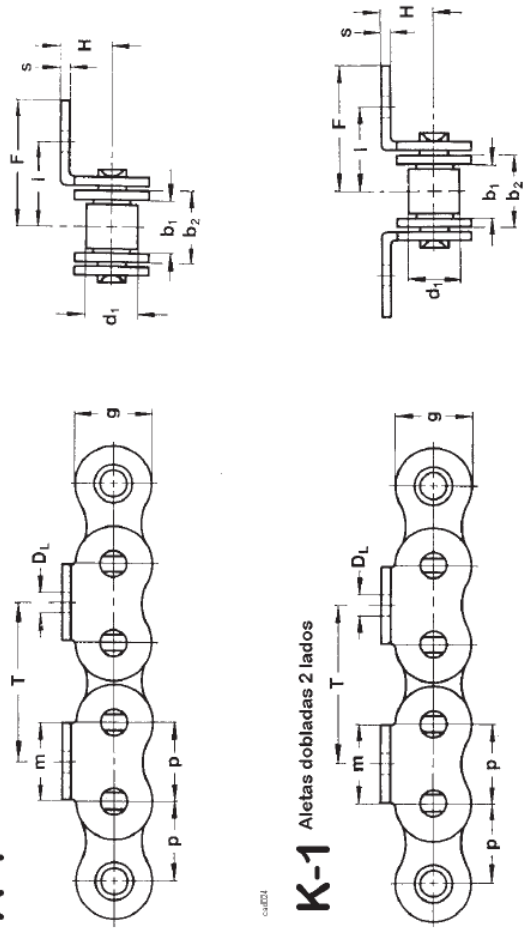
Dimensiones en mm.
NOTA: * Cadena sin Rodillo - & Sólo Remachada

Tabla No. 3 Dimensiones de aletas dobladas de cadena

CADENAS DE RODILLOS SIMPLES CON ALETAS DOBLADAS

cat023

A-1 Aletas dobladas a 1 lado



cat024

K-1 Aletas dobladas 2 lados

Tabla No. 4 propiedades mecánicas de la cadena

Cadena	Paso	Ancho interior	Ancho eslabón interior	Rodillo \varnothing	malla		rotura		Medidas del elemento de arrastre								
					b_1 min.	b_2 max.	d_1 max.	g max.	F_B min.	N	m	D_L	I	F	H	s	
Nr.	mm	inch.	mm	mm	mm	mm	mm	N	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
40	12,7	1/2	7,98	11,18	7,92	12,07	14100	10,5	3,5	12,7	18	8	1,5				
50	15,875	5/8	9,53	13,84	10,16	15,09	22200	12,7	5,2	15,9	23,9	10,3	2				
60	19,05	3/4	12,7	17,75	11,91	18,08	31800	15,9	5,2	19,1	28,2	11,9	2,4				
80	25,4	1	15,88	22,61	15,88	24,13	56700	19,1	6,7	25,4	37,3	15,9	3,2				
100	31,75	1 1/4	19,05	27,46	19,05	30,18	88500	25,4	8,5	31,8	46,7	19,8	4				
120	38,1	1 1/2	25,4	35,46	22,23	36,2	127000	27,6	10,3	38,1	55,4	23	4,8				
05-B	8	-	3,0	4,77	5,0	7,11	4600	8	3	6,6	12	5	0,8				
06-B	9,525	3/8	5,72	8,53	6,35	8,26	9100	8	3,5	9,5	13,5	6,5	1,25				
08-B	12,7	1/2	3,3	5,8	7,75	9,91	8200	10,5	3,5	9	15	7	0,95				
083	12,7	1/2	4,88	7,2	7,75	9,91	8200	10,5	3,5	9,7	15,5	7	0,95				
08-B	12,7	1/2	7,75	11,3	8,51	11,81	18200	12,5	4,5	13,1	19	10	1,6				
10-B	15,875	5/8	9,65	13,28	10,16	14,73	22700	15	5,5	16,7	27	10	1,7				
12-B	19,05	3/4	11,68	15,62	12,07	16,13	29500	18,5	6,6	18,5	29	11	1,8				
16-B	25,4	1	17,02	25,45	15,88	21,08	58000	25	9	28,7	41,8	18	3				
	30	-	17,02	25,45	15,88	21,08	58000	35	9	28,9	45	20	3				
20-B	31,75	1 1/4	19,56	29,01	19,05	26,42	95000	35	9	33,1	50	18	3,75				
	35	-	19,6	27,0	19,05	26,0	85000	35	9	30,2	47,8	19	3				
24-B	38,1	1 1/2	25,4	37,92	25,4	33,4	170000	38	11	43,5	63	25	5				
28-B	44,45	1 3/4	30,99	46,58	27,94	37,08	200000	45	14	54,1	77,5	32	6				
32-B	50,8	2	30,99	45,57	29,21	42,29	260000	50	14	53,5	77	35	6				

Tabla No. 5 Dimensiones de rodamientos cónicos



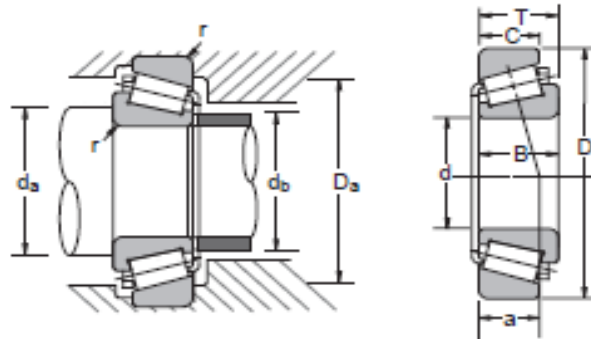
Rodamientos de Rodillos Cónicos

Serie 30200 Métricas
Diámetro Interno 15 – 320 mm
0.5906 – 12.5984 pulgada

Número Rodmto.	Dimensiones Nominales del Rodamiento										Diámetros de Hombro Preferido (pulgada)			
	<i>d</i>		<i>D</i>		<i>T</i>		<i>B</i>		<i>C</i>		<i>r</i> *	<i>d_h</i> (min)	<i>d_h</i> (max)	<i>D_h</i> (max)
	mm	pulgada	mm	pulgada	mm	pulgada	mm	pulgada	mm	pulgada				
HR30202	15	0.5906	35	1.3780	11.75	0.4626	11	0.4331	10	0.3937	0.02	0.906	0.748	1.181
HR30203J	17	0.6693	40	1.5748	13.25	0.5217	12	0.4724	11	0.4331	0.04	1.024	0.906	1.339
HR30204J	20	0.7874	47	1.8504	15.25	0.6004	14	0.5512	12	0.4724	0.04	1.142	1.063	1.614
HR30205J	25	0.9843	52	2.0472	16.25	0.6398	15	0.5906	13	0.5118	0.04	1.339	1.220	1.811
HR30206J	30	1.1811	62	2.4409	17.25	0.6791	16	0.6299	14	0.5512	0.04	1.535	1.457	2.205
HR30207J	35	1.3780	72	2.8346	18.25	0.7185	17	0.6693	15	0.5906	0.06	1.811	1.693	2.480
HR30208J	40	1.5748	80	3.1496	19.75	0.7776	18	0.7087	16	0.6299	0.06	2.008	1.890	2.795
HR30209J	45	1.7717	85	3.3465	20.75	0.8169	19	0.7480	16	0.6299	0.06	2.205	2.087	2.992
HR30210J	50	1.9685	90	3.5433	21.75	0.8563	20	0.7874	17	0.6693	0.06	2.402	2.283	3.189
HR30211J	55	2.1654	100	3.9370	22.75	0.8957	21	0.8268	18	0.7087	0.06	2.638	2.520	3.583
HR30212J	60	2.3622	110	4.3307	23.75	0.9350	22	0.8661	19	0.7480	0.06	2.835	2.717	3.976
HR30213J	65	2.5591	120	4.7244	24.75	0.9744	23	0.9055	20	0.7874	0.06	3.031	3.071	4.370
HR30214J	70	2.7559	125	4.9213	26.25	1.0335	24	0.9449	21	0.8268	0.06	3.228	3.189	4.567
HR30215J	75	2.9528	130	5.1181	27.25	1.0728	25	0.9843	22	0.8661	0.06	3.425	3.346	4.764
HR30216J	80	3.1496	140	5.5118	28.25	1.1122	26	1.0236	22	0.8661	0.08	3.740	3.583	5.118
HR30217J	85	3.3465	150	5.9055	30.5	1.2008	28	1.1024	24	0.9449	0.08	3.937	3.819	5.512
HR30218J	90	3.5433	160	6.2992	32.5	1.2795	30	1.1811	26	1.0236	0.08	4.134	4.055	5.906
HR30219J	95	3.7402	170	6.6929	34.5	1.3583	32	1.2598	27	1.0630	0.08	4.449	4.331	6.220
HR30220J	100	3.9370	180	7.0866	37	1.4567	34	1.3386	29	1.1417	0.08	4.646	4.567	6.614
HR30221J	105	4.1339	190	7.4803	39	1.5354	36	1.4173	30	1.1811	0.08	4.843	4.843	7.008
HR30222J	110	4.3307	200	7.8740	41	1.6142	38	1.4961	32	1.2598	0.08	5.039	5.079	7.402
HR30224J	120	4.7244	215	8.4646	43.5	1.7126	40	1.5748	34	1.3386	0.08	5.433	5.551	7.992
HR30226J	130	5.1181	230	9.0551	43.75	1.7224	40	1.5748	34	1.3386	0.10	5.945	5.945	8.504
HR30228J	140	5.5118	250	9.8425	45.75	1.8012	42	1.6535	36	1.4173	0.10	6.339	6.457	9.291
30230	150	5.9055	270	10.6299	49	1.9291	45	1.7717	38	1.4961	0.10	6.732	6.929	10.079
30232	160	6.2992	290	11.4173	52	2.0472	48	1.8898	40	1.5748	0.10	7.126	7.559	10.866
30234	170	6.6929	310	12.2047	57	2.2441	52	2.0472	43	1.6929	0.12	7.756	7.992	11.496
30236	180	7.0866	320	12.5984	57	2.2441	52	2.0472	43	1.6929	0.12	8.150	8.386	11.890
30238	190	7.4803	340	13.3858	60	2.3622	55	2.1654	46	1.8110	0.12	8.543	8.976	12.677
30240	200	7.8740	360	14.1732	64	2.5197	58	2.2835	48	1.8898	0.12	8.937	9.528	13.465
30244	220	8.6614	400	15.7480	72	2.8346	68	2.6772	54	2.1260	0.12	9.724	10.512	15.039
30248	240	9.4488	440	17.3228	79	3.1102	72	2.8346	60	2.3622	0.12	10.512	11.339	16.614
30252	260	10.2362	480	18.8976	89	3.5039	80	3.1496	67	2.6378	0.16	11.535	12.441	18.031
30256	280	11.0236	500	19.6850	89	3.5039	80	3.1496	67	2.6378	0.16	12.323	13.346	18.819
30260	300	11.8110	540	21.2598	96	3.7795	85	3.3465	71	2.7953	0.16	13.110	13.976	20.394
30264	320	12.5984	580	22.8346	104	4.0945	92	3.6220	75	2.9528	0.16	13.898	15.000	21.969

*Máximo chafán de eje permitido

Tabla No. 6 Especificaciones de rodamientos cónicos



Número Rodmto.	Capacidad Carga Básica (lbs)		Velocidad Limitante (1000 RPM)		Centro Efectivo Carga (pulg)	Peso Rodmto. (Approx.)
	C_r	C_{or}	Grasa	Aceite	a	lbs
HR30202	3530	3210	11.00	15.00	0.32	0.12
HR30203J	4520	4470	9.50	13.00	0.38	0.17
HR30204J	6270	6410	8.00	11.00	0.43	0.28
HR30205J	7190	7870	7.10	10.00	0.50	0.35
HR30206J	9670	10700	6.00	8.00	0.55	0.52
HR30207J	12100	13400	5.30	7.10	0.59	0.75
HR30208J	14300	15700	4.80	6.30	0.65	0.97
HR30209J	15400	17900	4.30	6.00	0.72	1.08
HR30210J	17100	20600	4.00	5.30	0.77	1.23
HR30211J	21200	25400	3.60	5.00	0.82	1.62
HR30212J	23400	27700	3.40	4.50	0.87	2.05
HR30213J	27400	33900	3.00	4.00	0.94	2.60
HR30214J	29700	36600	2.80	4.00	1.01	2.87
HR30215J	32100	40900	2.80	3.80	1.06	3.15
HR30216J	35300	43800	2.60	3.40	1.11	3.73
HR30217J	41400	52400	2.40	3.20	1.19	4.67
HR30218J	45200	57600	2.20	3.00	1.25	5.73
HR30219J	50100	64300	2.20	2.80	1.33	6.90
HR30220J	57300	74200	2.00	2.60	1.42	8.33
HR30221J	62900	82100	1.90	2.60	1.50	9.94
HR30222J	70800	94400	1.80	2.40	1.58	11.64
HR30224J	75300	101000	1.60	2.20	1.75	13.85
HR30226J	84300	114000	1.50	2.00	1.80	15.99
HR30228J	87700	116000	1.40	1.90	1.93	19.27
30230	97800	128000	1.30	1.70	1.98	23.59
30232	106000	137000	1.20	1.60	2.17	28.89
30234	118000	155000	1.10	1.50	2.35	35.50
30236	117000	156000	1.10	1.40	2.44	36.60
30238	130000	178000	1.00	1.30	2.47	44.32
30240	145000	200000	0.90	1.30	2.58	52.48
30244	182000	259000	0.85	1.10	2.94	74.09
30248	223000	315000	0.75	1.00	3.35	99.67
30252	268000	382000	0.67	0.90	3.72	133.84
30256	279000	427000	0.63	0.85	3.88	146.19
30260	324000	472000	0.60	0.80	4.14	177.72
30264	369000	544000	0.53	0.75	4.48	218.96

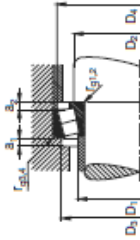
C_r = Capacidad de Carga Radial Dinámica

C_{or} = Capacidad de Carga Radial Estática

Tabla No. 7 Factor de empuje de rodamientos cónicos

Rodamientos FAG de rodillos cónicos

Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida limitada, si C_p/P_{aSK} , ver Pág.41.



Eje	Dimensiones				T	f_{a1}/f_{a2} mm	f_{a3}/f_{a4} mm	f_{a5}/f_{a6} mm	a	J	Peso kg	Capacidad de carga			Factor de empuje			Velocidad límite min ⁻¹	Denominación abreviada	Medidas auxiliares								
	d	D	B	C								C	e	Y	C ₀	Y ₀	min			max	min	max	min	max	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄
15	35	11	10	11,75	0,6	0,6	1,0	26	0,057	26	0,057	12,3	0,46	1,21	11,8	0,72	24000	15000	30202	20	19	29	32	2	1,5	0,6	0,6	
15	42	13	11	14,25	1	1	10	28,1	0,058	28,1	0,058	23,2	0,29	2,11	20,8	1,10	24000	13000	30202A	22	21	36	38	2	3	1	1	
17	40	12	11	13,25	1	1	10	28,8	0,082	28,8	0,082	19,3	0,35	1,74	19	0,96	20000	13000	40204A	20	19	23	24	34	37	2	1	
17	40	16	14	17,25	1	1	11	28,7	0,108	28,7	0,108	29	0,31	1,92	30	1,06	20000	11000	32204A	20	19	22	23	34	37	3	1	
17	47	14	12	15,25	1	1	10	31,8	0,133	31,8	0,133	28	0,29	2,11	25	1,10	18000	11000	30204A	22	21	25	26	41	42	2	3	1
17	47	18	16	20,25	1	1	12	31,2	0,162	31,2	0,162	30,3	0,29	2,11	26,5	1,10	18000	11000	32204A	22	21	23	24	38	41	3	4	1
20	42	15	12	15	0,6	0,6	10	33	0,108	33	0,108	24	0,37	1,6	29	0,88	18000	9500	32004X	25	25	36	37	39	3	3	0,6	0,6
20	47	14	12	15,25	1	1	11	34,2	0,013	34,2	0,013	27,7	0,35	1,74	27,5	0,96	17000	11000	30204A	27	26	40	41	43	2	3	1	1
20	52	15	13	16,25	1,5	1,5	11	35,1	0,188	35,1	0,188	34,5	0,3	2	33,5	1,1	15000	10000	30204A	29	28	27	28	45	47	2	3	1,5
20	52	15	11	16,25	1,5	1,5	10	37,8	0,174	37,8	0,174	31	0,23	0,82	30,3	0,45	14000	9500	31204	31	30	27	27	40	45	3	5	1,5
20	52	21	18	22,25	1,5	1,5	14	35,3	0,269	35,3	0,269	40,9	0,3	2	48	1,1	15000	9500	32304A	27	27	43	43	49	47	3	4	1,5
25	47	15	11,5	15	0,6	0,6	12	38	0,12	38	0,12	20,5	0,43	1,39	34	0,77	15000	8000	32006X	30	30	40	42	44	3	3,5	0,6	0,6
25	52	15	13	16,25	1	1	13	38,5	0,16	38,5	0,16	32,5	0,37	1,6	35,5	0,88	14000	8000	40204A	30	30	30	30	46	48	2	3	1
25	52	18	16	19,25	1	1	14	40,2	0,188	40,2	0,188	40,3	0,36	1,67	45	0,92	14000	8000	30206A	30	30	31	31	44	46	48	3	1
25	52	22	18	22	1	1	14	39,6	0,223	39,6	0,223	49	0,35	1,71	55,5	0,94	14000	7500	33206	30	30	31	31	43	46	48	4	1
25	62	17	15	18,25	1,5	1,5	13	45,3	0,269	45,3	0,269	47,5	0,3	2	48,5	1,1	13000	8500	30206A	34	32	52	53	57	2	3	1,5	1,5
25	62	17	15	18,25	1,5	1,5	13	45,3	0,269	45,3	0,269	56	0,33	0,73	39	0,4	12000	8500	31206A	34	32	47	48	50	52	2	3	1,5
25	62	24	20	25,25	1,5	1,5	16	42,3	0,362	42,3	0,362	63	0,3	2	60,5	1,1	13000	8000	32306A	33	32	53	53	57	3	5	1,5	1,5
28	52	16	12	16	1	1	13	41	0,156	41	0,156	34	0,43	1,39	40,5	0,77	13000	7000	32028X	33	34	45	46	49	3	4	1	1
30	55	17	13	17	1	1	14	44,1	0,156	44,1	0,156	38	0,43	1,39	47,5	0,77	13000	7000	32006X	36	36	48	48	52	3	4	1	1
30	62	16	14	17,25	1	1	14	45,5	0,237	45,5	0,237	44	0,37	1,6	49	0,88	12000	7500	40206A	37	36	53	53	56	2	3	1	1
30	62	20	17	21,25	1	1	16	45,9	0,274	45,9	0,274	54	0,37	1,6	63	0,88	12000	7000	30206A	37	36	53	53	56	2	3	1	1
30	62	25	19,5	25	1	1	16	46,1	0,394	46,1	0,394	65,5	0,34	1,76	78	0,97	11000	6700	33206	36	36	53	53	56	5	5,5	1	1
30	72	19	16	20,75	1,5	1,5	15	49,3	0,426	49,3	0,426	60	0,31	1,9	61	1,05	10000	7500	40206A	40	37	60	60	66	3	4,5	1,5	1,5
30	72	19	14	20,75	1,5	1,5	24	44,1	0,441	44,1	0,441	45,5	0,33	0,73	47,5	0,4	10000	7500	31206A	40	37	55	55	60	3	4,5	1,5	1,5
30	72	23	18	26,75	1,5	1,5	18	49,3	0,567	49,3	0,567	81,5	0,31	1,9	90	1,05	10000	7000	32306A	39	37	59	59	65	4	5,5	1,5	1,5
32	58	17	13	17	1	1	14	46,5	0,168	46,5	0,168	40	0,45	1,32	50	0,73	13000	6300	32028X	36	36	50	50	52	3	4	1	1
32	62	18	14	18	1	1	15	50	0,226	50	0,226	46,4	0,45	1,32	58,5	0,73	11000	6000	32007X	40	41	54	54	56	4	4	1	1
35	72	17	15	18,25	1,5	1,5	15	52,6	0,334	52,6	0,334	54	0,37	1,6	60	0,88	10000	6700	40207A	44	42	62	62	65	3	3	1,5	1,5
35	72	23	19	24,25	1,5	1,5	18	53,5	0,482	53,5	0,482	71	0,37	1,6	85	0,88	10000	6000	32207A	40	39	61	61	65	3	3	1,5	1,5
35	72	28	28	28	1,5	1,5	23	53	0,558	53	0,558	80,5	0,36	1,7	100	0,93	10000	5500	33207	40	39	65	65	68	4	4	1,5	1,5

Este pedido también se suministra en otras especificaciones no dadas en esta tabla.

Tabla No. 8 Dimensiones de catarina

Calidad, dimensiones y acabados según normas DIN-ASA-ANSI

Z	d _o	d _p	SIMPLE		DOBLE		TRIPLE				
			d _m	D ₁	A	d _m	D ₁	A	d _m	D ₁	A
8	57,6	49,78	31	12	30						
9	62,0	55,70	37	12	30						
10	69,0	61,64	42	12	30						
11	75,0	67,61	46	14	35	40	16	50			
12	81,5	73,61	52	14	35	53	16	50	47	20	70
13	87,5	79,59	58	14	35	59	16	50	53	20	70
14	93,6	85,61	64	14	35	65	16	50	59	20	70
15	99,8	91,63	70	14	35	71	16	50	65	20	70
16	105,5	97,65	75	16	35	77	20	50	71	20	70
17	111,5	103,67	80	16	35	83	20	50	77	20	70
18	118,0	109,71	80	16	35	89	20	50	83	20	70
19	124,2	115,75	80	16	35	95	20	50	89	20	70
20	129,7	121,78	80	16	35	100	20	50	95	20	70
21	136,0	127,82	90	20	40	100	20	50	100	20	70
22	141,8	133,86	90	20	40	100	20	50	100	20	70
23	149,0	139,90	90	20	40	110	20	50	110	20	70
24	153,9	145,94	90	20	40	110	20	50	110	20	70
25	160,0	152,00	90	20	40	120	20	50	120	20	70
26	165,9	158,04	95	20	40	120	20	50	120	20	70
27	172,3	164,09	95	20	40	120	20	50	120	20	70
28	178,0	170,13	95	20	40	120	20	50	120	20	70
29	184,1	176,19	95	20	40	120	20	50	120	20	70
30	190,5	182,25	95	20	40	120	20	50	120	20	70
31	196,3	188,31	100	20	40	130	20	50	130	20	70
32	203,3	194,35	100	20	40	130	20	50	130	20	70
33	209,3	200,40	100	20	40	130	20	50	130	20	70
34	214,6	206,46	100	20	40	130	20	50	130	20	70
35	221,0	212,52	100	20	40	130	20	50	130	20	70
36	228,8	218,58	100	20	40	130	20	50	130	20	70
37	232,9	224,64	100	20	40	130	20	50	130	20	70
38	239,0	230,69	100	20	56	130	20	50	130	20	70
39	245,1	236,75	100	20	40	130	20	50	130	20	70
40	251,3	242,81	100	20	40	130	20	50	130	20	70

PIÑÓN 3/4" x 7/16"
para cadena de rodillos
según DIN 8187-8188
ISO/R 606 - ANSI B. 29.1

PIÑÓN	ISO mm	ASA-40 mm
Radio diente f ₃	19	20
Ancho radio C	2	2,4
Ancho radio piñón B ₁	11,1	11,6
Ancho radio piñón b ₁	10,8	11,3
Ancho radio piñón B ₂	30,3	34,1
Ancho radio piñón B ₃	49,8	56,9

CADENA	mm
Paso	19,05
Ancho interior	11,68
Ø Rodillo	12,07
	12,07
	11,91

Tabla No. 9 Datos específicos de materiales

Apéndice B. Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería^{1,5} 747
(Unidades SI)

Material	Densidad, kg/m ³	Resistencia última			Cedencia ²		Módulo de elasticidad, GPa	Módulo de rigidez, GPa	Coeficiente de expansión térmica, 10 ⁻⁶ /°C	Ductilidad, porcentaje de elongación en 50 mm
		Tensión, MPa	Compresión, ² MPa	Cor-tante, MPa	Tensión, MPa	Cor-tante, MPa				
Acero										
Estructural (ASTM-A36)	7 860	400			250	145	200	77.2	11.7	21
Alta resistencia-aleación baja										
ASTM-A709 Grado 345	7 860	450			345		200	77.2	11.7	21
ASTM-A913 Grado 450	7 860	550			450		200	77.2	11.7	17
ASTM-A992 Grado 345	7 860	450			345		200	77.2	11.7	21
Templado										
ASTM-A709 Grado 690	7 860	760			690		200	77.2	11.7	18
Inoxidable, AISI 302										
Laminado en frío	7 920	860			520		190	75	17.3	12
Recocido	7 920	655			260	150	190	75	17.3	50
Acero de refuerzo										
Resistencia media	7 860	480			275		200	77	11.7	
Alta resistencia	7 860	620			415		200	77	11.7	
Fundición										
Fundición gris										
4.5% C, ASTM A-48	7 200	170	655	240			69	28	12.1	0.5
Hierro fundido										
2% C, 1% Si, ASTM A-47	7 300	345	620	330	230		165	65	12.1	10
Aluminio										
Aleación 1100-H14 (99% Al)	2 710	110		70	95	55	70	26	23.6	9
Aleación 2014-T6	2 800	455		275	400	230	75	27	23.0	13
Aleación 2024-T4	2 800	470		280	325		73		23.2	19
Aleación 5456-H116	2 630	315		185	230	130	72		23.9	16
Aleación 6061-T6	2 710	260		165	240	140	70	26	23.6	17
Aleación 7075-T6	2 800	570		330	500		72	28	23.6	11
Cobre										
Libre de oxígeno (99.9% Cu)										
Recocido	8 910	220		150	70		120	44	16.9	45
Endurecido	8 910	390		200	265		120	44	16.9	4
Latón amarillo (65% Cu, 35% Zn)										
Laminado en frío	8 470	510		300	410	250	105	39	20.9	8
Recocido	8 470	320		220	100	60	105	39	20.9	65
Latón rojo (85% Cu, 15% Zn)										
Laminado en frío	8 740	585		320	435		120	44	18.7	3
Recocido	8 740	270		210	70		120	44	18.7	48
Estaño bronce (88 Cu, 8 Sn, 4 Zn)	8 800	310			145		95		18.0	30
Manganeso bronce (63 Cu, 25 Zn, 6 Al, 3 Mn, 3 Fe)	8 360	655			330		105		21.6	20
Aluminio bronce (81 Cu, 4 Ni, 4 Fe, 11 Al)	8 330	620	900		275		110	42	16.2	6

Tabla No. 10 Descripción y propiedades mecánicas relevantes de los aceros reconocidos por AISI

Designación del ASTM.	Producto	Grado	F _y (min) kg/cm ²	F _u (min/max) kg/cm ²	% elongación en 5.08 cm (min)	F _u /F _y (min)
A36/A36M-94 Esta especificación cubre perfiles, placas y barras de acero de carbono de calidad estructural para construcción remachada, atornillada o soldada de puentes y edificios y para aplicaciones estructurales generales. Se proveen requisitos adicionales cuando la tenacidad de muesca sea importante. Estos requisitos aplicarán cuando se especifiquen por el comprador en su orden. Cuando el acero vaya a ser soldado, se presupone que será usado un procedimiento de soldado consistente con el tipo de grado de acero y el uso planeado de la estructura.	Placas y Barras		2530	4076/5622	23	1.61
A242-A242M-93* Esta especificación cubre perfiles, placas y barras de acero de alta resistencia y baja aleación para construcción remachada, atornillada y soldada a ser usados principalmente en miembros estructurales cuando el ahorro en peso y la durabilidad adicional son importantes. La resistencia a la corrosión atmosférica de este tipo de acero en la mayoría de los ambientes es substancialmente mejor que el acero al carbono con o sin adición de cobre. Esta especificación está limitada a material de hasta 4 plg (10 cm) de espesor.	Placas y Barras t ≤ 0.75 plg (19.05mm)		3514	4919	21	1.40
A283/A283M-93* Esta especificación cubre cuatro grados de acero para placas de acero al carbono de calidad estructural para aplicaciones generales. Cuando el acero vaya a ser soldado, se presupone que será usado un procedimiento de soldado consistente con el tipo de grado de acero y el uso planeado de la estructura.	Placa	A B C D	1686 1897 2108 2319	3162/4216 3514/4668 3865/5270 4216/5622	30 28 25 23	1.88 1.85 1.83 1.82
A500-93 Esta especificación cubre tubos estructurales soldados sin costuras redondos, cuadrados y de configuraciones especiales de acero de carbono laminado en frío para construcción remachada, atornillada y soldada de puentes y edificios y para aplicaciones estructurales generales. Estos tubos se producen soldados y sin costuras para diámetros máximos de 64 plg. (1626 mm) y un espesor máximo de 0.625 plg. (15.88 mm). El Grado D requiere de tratamiento con calor. Nota: Los productos manufacturados con esta especificación pueden no ser recomendables para condiciones tales como carga dinámica en estructuras soldadas, donde las propiedades de tenacidad de muesca pueden ser importantes.	Tubos Redondos Tubos Cuadrados	A B C D A B C D	2319 2951 3232 2530 2740 3232 3514 2530	3162 4076 4357 4076 3162 4076 4357 4057	25 23 21 23 25 23 21 23	1.36 1.38 1.35 1.61 1.15 1.26 1.24 1.61

Bibliografía

- ◆ Avallone, E. A. (2008). Manual del ingeniero mecanico. 9° edicion. Mc Graw Hill.
- ◆ Budynas, R. G. (s.f.). Diseño en ingenieria mecanica de Shigley. 8° edicion. McGraw-Hil
- ◆ http://www.sagarpa.gob.mx/desarrolloRural/Documents/cambioclimatico/Tecnologias_mitigacion.pdf
- ◆ http://www.cenicana.org/pdf/documentos_no_seriadados/libro_el_cultivo_cana/libro_p365-369.pdf
- ◆ <http://www.cenicana.org/>
- ◆ <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/795/3/CAPITULO%20II.pdf>
- ◆ <http://www.colpos.mx/agrocien/Bimestral/2011/oct-nov/art-8.pdf>
- ◆ Tesis "Adaptación, análisis y puesta en funcionamiento de un sistema de transporte de pacas de papel al pulper 3 en la empresa cartopel". Juan Pablo Vargas Guerrero, Nelson Estuardo Yamunaqué Parra.
- ◆ Tesis "construcción de un equipo alimentador para la línea de molienda de ingenio azucarero". Jendri Fredy Siguenza Jiménez.
- ◆ Tesis "diseño y simulación de un transportador de telescopio de banda para la transportación de productos y subproductos de trigo". Conlago Sánchez Dany Joselito, Cusi Sacansela Juan Esteban.
- ◆ Manual de cálculo de cintas transportadoras, Pirelli.
- ◆ Apuntes del Ing. Marciano Vázquez Lorenzo, Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.
- ◆ Nonnast, R. (s.f.). El proyectista de estructuras metálicas.