

UNIVERSIDAD DON BOSCO
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA



Trabajo de graduación para optar al grado de
Ingeniero Mecánico

Tema: "Propuesta de diseño de un molino para la
destrucción de los uniformes de tela"

Elaborado Por:

Daniel Edmundo Alfaro Canales

Ciudadela Don Bosco, Marzo 2005, El Salvador, C.A

UNIVERSIDAD DON BOSCO

RECTOR:

ING. FEDERICO MIGUEL HUGUET RIVERA

SECRETARIO GENERAL:

LIC. MARIO OLMOS, PBRO.

DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA:

ING. ERNESTO GODOFREDO GIRÓN

ASESOR DE TRABAJO DE GRADUACIÓN:

ING. FRANCISCO ZULETA MORATAYA

TUTOR DE TRABAJO DE GRADUACIÓN:

ING. MARIO RIGOBERTO MARTINEZ

JURADOS:

ING. JOAQUIN ORLANDO RIVERA

ING. GUSTOVO SALOMÓN TORRES

ING. RENE HERNENDEZ ORTIZ

DEDICATORIA

A Dios todo poderoso, por haberme guiado a lo largo de la carrera así como también en la realización de este proyecto y hasta el día de hoy.

A mis padres Edmundo Alfaro y Silvia Canales de Alfaro, por el apoyo incondicional a lo largo de todos estos años, apoyo del que nunca dejaré de contar.

De una forma muy especial a Ing. Norma Melgar, Ing. Marisol López e Ing. Graciela García.

A todas aquellas personas e instituciones de que una u otra forma desinteresada colaboraron directa o indirectamente en la realización de este proyecto.

AGRADECIMIENTOS

Al Ing. Francisco Zuleta, por su asesoría y ayuda en la elaboración de este documento.

A los ingenieros Joaquín Rivera, Salomón Torres y René Hernández, por brindarme su tiempo como jurados de este proyecto.

Al Ing. Mario Martínez, por su orientación y colaboración durante todo el proceso de graduación.

Al Comisionado Ricardo Mauricio Menesses, Inspector Ramón Rodríguez Molina y al Lic. Noe Aguirre. Por la colaboración prestada para la aprobación de este proyecto en sus inicios.

Al Lic. Leonardo Ulloa, por su colaboración en la etapa logística del proyecto.

De una forma muy especial para el Lic. Salvador Madrid, cuya colaboración fue determinante en la solución de múltiples impases en el área textil.

Al Ing. Héctor Rosales y Sra. María Dolores, por su ayuda en el área de investigación y comprobación textil.

A las personas antes mencionadas y a todas aquellas que de una u otra forma colaboraron con la realización de este proyecto mi agradecimiento.

Introducción

El desarrollo del proyecto comprende el diseño de una máquina para la destrucción de ropa, destinada para aquellas instituciones que descartan gran cantidad de uniformes de tela en períodos determinados y que deben asegurarse de que no sean utilizadas por otras personas, con el fin de salvaguardar la seguridad de la empresa o de los ciudadanos.

En los dos primeros capítulos se presenta la información que servirá para establecer los parámetros de diseño; características físicas de la tela y las máquinas para cortarlas.

En el capítulo cuatro se encuentra el diseño de los elementos que conforman el molino y en el capítulo cinco se presenta un análisis financiero que pretende dar una guía sobre los posibles ingresos para hacer de esta máquina una inversión rentable.

El diseño de máquinas es una rama de la ingeniería mecánica que muy pocos desarrollan, por lo que este proyecto busca también fomentar la cultura del diseño en nuestro país, el cual carece de un buen número de empresas que diseñan y construyen sus propias máquinas, confiando más en aquello que se diseña y se construye fuera.

Importancia y Justificación

En nuestro medio no se cuenta con ningún tipo de maquinaria que realice este proceso, por lo que el método utilizado para la destrucción de los uniformes a pesar de garantizar su destrucción total, dañan el medio ambiente.

Por otro lado, contar con un molino para estos fines, podría despertar el interés de otras instituciones nacionales o internacionales para adquirir una propia o invertir en el diseño de otra máquina para los mismos fines.

También existe el compromiso de parte algunas empresas para construir dicho diseño cuyo autor fungiría como supervisor de la construcción.

Objetivo General

Diseñar un molino para la destrucción de los uniformes de tela, cuyos costos de fabricación permitan su construcción y contribuya a la conservación del medio ambiente.

Objetivos Específicos

- Diseñar y seleccionar los elementos, mecanismos y materiales que cumplan con un buen funcionamiento para el molino.
- Utilizar tecnología existente en nuestro país en lo que se refiere a los elementos y materiales propuestos para su construcción.
- Elaborar un análisis financiero que permita identificar la rentabilidad de la construcción y la operación de la misma.

Capítulo I

Materiales Textiles

1.1 Industria Textil¹

Las prendas de vestir se encuentran hechas de diversos materiales y acabados de diversas maneras. En general, la forma de elaborar una vestimenta es la siguiente:

- Fibra
- Hilados
- Tejidos
- Acabado
- Tela
- Costura
- Vestimenta

1.1.1 La Fibra

Para identificar las propiedades de la tela como producto terminado es necesario remontarse al origen de esta, nos referimos a la materia prima.

Todo comienza con la obtención de la fibra cuyos orígenes pueden ser naturales o artificiales. La fibra es cada uno de los filamentos que entran en la composición de los tejidos orgánicos, animales y vegetales.

En la industria textil se entiende como la sustancia natural, artificial o sintética de longitud relativamente grande, elástica, resistente y que se pueden hilar o utilizar para fabricar telas mediante operaciones como tejido, trenzado o fieltrado.

El tejido fue una de las primeras actividades artesanales como lo demuestran los fragmentos de fibras de lino hallados en los restos de poblados lacustres de Suiza.

En el antiguo Egipto los primeros textiles se tejían con lino; en la India, Perú y Camboya con algodón; en Europa meridional con lana y en China con seda.

Usualmente las fibras se presentan agrupadas y en diferentes formas (Ver figura 1-1).

- El algodón es en forma de cinta como la de un tubo, achatada con retorsiones regulares en forma de S y Z que le dan a la fibra buena capacidad de hilado.
- La de lino tiene forma de bambú.

¹ Ref. A32, B7

- La de lana cubierta de escamas o plaquitas corneas.
- La seda es ovalada y lisa y es la única fibra natural que forma filamentos.

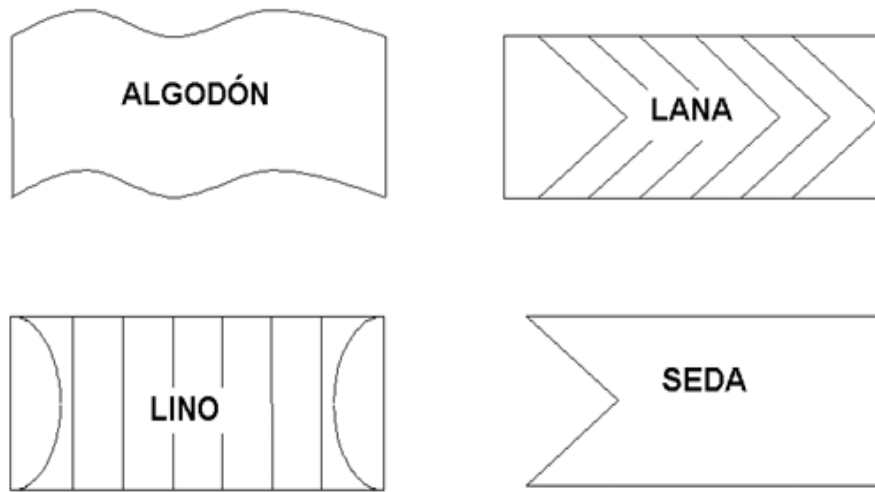


Figura 1-1. Corte transversal de las fibras

La clasificación de la fibra según su origen se presenta en la figura 1-2.

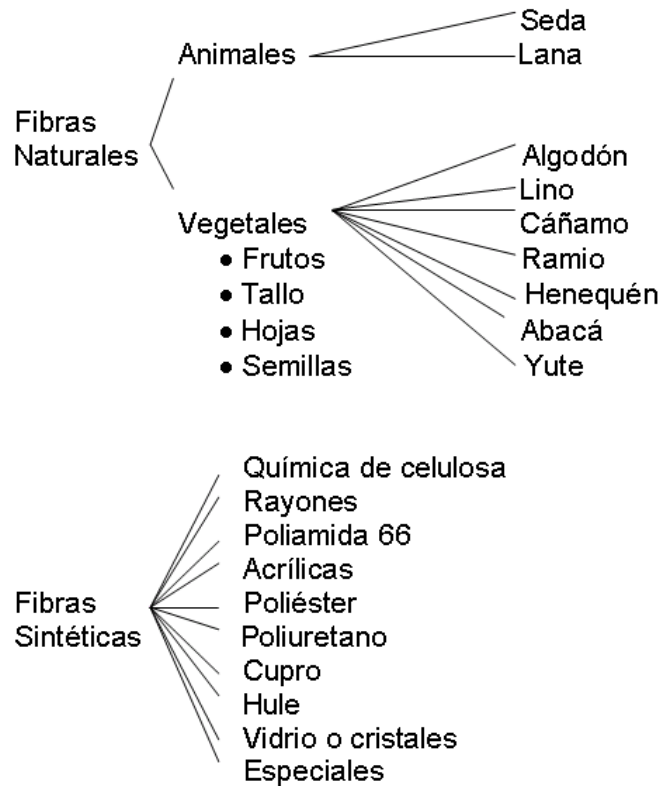


Figura 1- 2. Diagrama de Clasificación de las fibras.

1.1.1.1 Fibras naturales.

Son las fibras que la naturaleza proporciona en alguna forma, algunos ejemplos de fibras naturales se muestran en la figura 1-3.



Algodón



Lino



Cáñamo



Henequén



Lana



Seda

Figura 1- 3. Ejemplos de fibras naturales

Fibras vegetales

Estas fibras provienen de los vegetales y a su vez se sub-dividen según su colocación dentro de la planta.

Fibras de semilla

Son las fibras que están situadas junto a las semillas y se obtienen desprendiéndolas de estas. Entre ellas se encuentra el algodón, donde la planta produce un fruto que contiene una serie de semillas, pegados a estas se encuentran los pelos o fibras de semilla.

Fibras del tallo

Se encuentran en tallos, entre el leño y la corteza. Se requiere un procedimiento especial para obtenerlas. Entre estas se tiene el lino, el yute y el ramio. Existe todavía una serie de grupos reducidos que se parecen al cáñamo estas son las fibras indias de cordelero o fibras sunn.

Fibras de hoja

Se encuentra en las largas hojas de una serie de plantas y pueden aislarse quitando la pulpa de las hojas. La más difundida de las fibras de hoja (fibras duras) es la fibra de sisal, manila (abaca).

Fibras de fruto

De estas fibras, únicamente la fibra de coco, que se obtiene del revestimiento del coco.

Fibras animales

A estas pertenecen la lana y la seda natural que se emplean en la fabricación de tejidos con los que se hacen prendas de abrigo y adorno. Entre las lanas apreciadas por sus fibras textiles mencionaremos la oveja, la cabra de angora, la alpaca, el camello, la llama, el guanaco y la vicuña. La seda natural es producida por el gusano de seda.

1.1.1.2 Fibras sintéticas²

Se da este nombre a cualquiera de las fibras obtenidas por medios artificiales gracias a los notables adelantos registrados en el campo de la química. En muchos casos han logrado estas fibras sintéticas sustituir con ventaja a las fibras naturales como la seda, lana y el algodón en la industria textil.

1.1.2 Características de la Fibra³

Las características de las fibras se dividen en características Físicas y Químicas.

Características Físicas:

- Denier
- Peso Específico
- Elasticidad
- Plasticidad
- Tenacidad
- Alargamiento
- Higroscopicidad
- Termo-Conductividad

Características Químicas:

- Resistencia a los químicos
- Resistencia al calor
- Afinidad de tintura.

Las características químicas son más importantes en tintura. Por lo que se procederá a explicar únicamente las características Físicas de nuestro interés.

² Ref. A28

³ Ref. B1

1.1.2.1 Resistencia (Tenacidad).

La Resistencia de la fibra, es a la rotura. Para obtener la resistencia se hace la siguiente prueba:

Un extremo de la fibra se coloca en una mordaza fija, al otro extremo se le van colocando pesas hasta que se rompe la fibra. Luego el valor del peso a la cual se produjo la rotura se dividen por el grueso de la fibra (Denier) para obtener la resistencia en gr. / denier.

En general la resistencia de la fibra en seco es más alta que cuando está húmeda.

1.1.2.2 Elasticidad.

El grado de recuperación a la deformación es la elasticidad. Cuando se hace fuerza sobre la fibra, ésta se estira; luego cuando se quita la fuerza, la mayor parte que se estiró recupera su forma. El estiraje recuperado es llamado: "Alargamiento Elástico" y el estiraje no recuperado se llama: "Alargamiento Plástico".

El porcentaje de alargamiento plástico contra alargamiento total es elasticidad de estiraje. Las fibras con gran elasticidad no se arrugan ni se deforman.

1.1.2.3 Higroscopicidad.

La higroscopicidad es la característica de absorber la humedad del aire, se expresa en condiciones de 65% de humedad relativa a 20°C.

$$\text{Higroscopicidad (\%)} = \frac{\text{Cantidad de Humedad}}{\text{Peso original de Fibra}} \times 100$$

$$\text{Tasa legal de humedad (\%)} = \frac{\text{Cantidad de humedad}}{\text{Peso absolutamente seco de fibra}} \times 100$$

Esta tasa es la cantidad de humedad permisible en un material textil establecido oficialmente, se expresa como porcentaje de peso absolutamente seco y se añade a ésta para obtener el peso legal.

La tasa legal de humedad expresa la capacidad de la fibra para absorber agua. En la tabla 1-1, se muestran algunos valores característicos de la tasa de humedad legal así como una comparación entre las propiedades de las fibras.⁴

Tabla 1-1 Características físicas de las fibras

Característica	Algodón	Seda	Lana	Rayón	Acetato	Nylon	Poliéster
Peso específico	1.55	1.36	1.32	1.5	1.32	1.14	1.38
Resistencia en seco (gr. / d)	2.5 – 4.0	3.0 – 5.0	1.7	1.6 – 4.0	1.1 – 1.7	4.5 – 7.5	4.7 – 9.0
Alargamiento en seco (%)	7 – 10	10 – 25	54	8 – 30	20 – 35	14 – 25	20 – 32
Módulo de Young (Kg./mm²)	800	700 – 950	260	800 – 1000	800	120 – 400	310 – 800
Elasticidad %	48	60	100	53	88	95	100
Punto de fusión (°C)	-	-	250	-	180	235	260
Higroscopicidad (%)	8	11	16	11	6	4	0.4

En nuestro caso, centraremos nuestra atención en las fibras que componen la tela de nuestro interés, estas fibras son el algodón y el poliéster.

1.2 Algodón.⁵

Es una fibra vegetal comúnmente utilizada como materia prima para la fabricación de tejidos y prendas de vestir. La generalización de su uso se debe sobre todo a la facilidad con que la fibra se puede trenzar en hilos. La resistencia, la absorbencia y la facilidad con que se lava y se tiñe también contribuyen a que el algodón se preste a la elaboración de géneros textiles muy variados.

Las primeras noticias sobre la utilización de esta planta nos llegan a través del historiador griego Herodoto (siglo V a. de C.); pero los jeroglíficos egipcios revelan

⁴ Ref. B1

⁵ Ref. A23

también que en las márgenes del Nilo ya se conocía el algodón, y que se usaba para fabricar tejidos.

Alejandro Magno fue quien lo introdujo en el mundo clásico; difundiéndolo más tarde los sarracenos a los demás países europeos del mediterráneo.

Después de que el algodón ha sido cultivado se procesa en máquinas que separan del algodón toda la materia extraña como suciedad y restos de hojas. El algodón limpio entra en las desmotadoras, que separan la fibra de las semillas.

Por último, las fibras se empaquetan en fardos para su comercialización.

1.3 Poliéster⁶

Fibra química muy resistente y puede hilarse, está compuesta básicamente de glicoletileno y ácido tereftálico. Es lavable y de fácil conservación, se emplea mezclada con otras fibras como al algodón para hacer tejidos diferentes o artículos como, alfombras, tapetes y fundas de almohada.

Tiene baja retención de la humedad, producen sensación de frío, además adquieren fácilmente carga electrostática, con lo que atrae las partículas de suciedad, aceites y grasas. Son resistentes y estables al lavado.

En 1946 Dupont adquirió el derecho exclusivo para fabricar poliéster en los EE.UU. La fábrica de Dupont le dio el nombre comercial de Dacrón.

El Dacrón se produjo por primera vez en forma comercial en 1953. En 1960 cuatro compañías elaboraban poliéster, en 1977 había 23 productores.

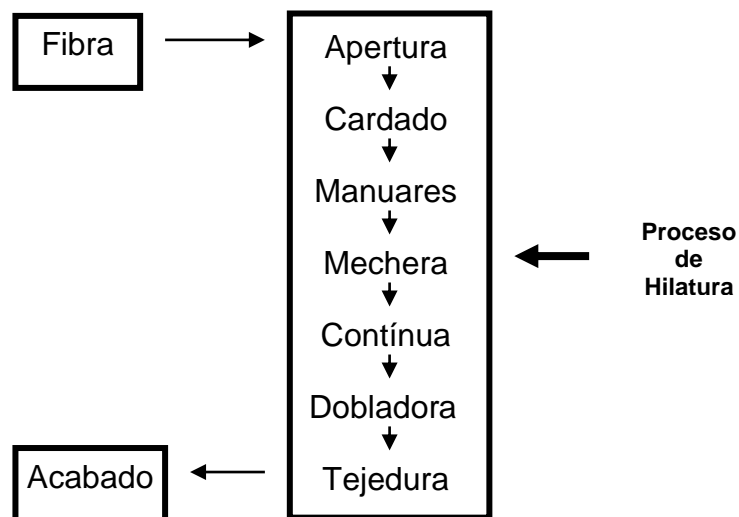
Las fibras de poliéster se fabrican en muchos países bajo nombres diferentes: en el Reino Unido y Canadá se llama terinelo; en USA se conoce como vycron, kodel, dacrón y fortrel; en Francia y Brasil se denomina Tergal; en Alemania es el trevira, diolen y lanon; es llamado terital en Italia; tiejun-tetoron (o toray-tetoron) en Japón, y escaleno o teriber es España; los rusos lo bautizaron con el nombre de lavsan.

⁶ Ref. A22, A27, A28, A31, B1.

La absorción de humedad del poliéster es bastante baja (Ver tabla 1-1). Las telas de Poliéster son resistentes a las manchas de origen acuoso y el secado es rápido. La mala absorción disminuye el factor de comodidad en prendas que están en contacto con la piel, por lo que se le mezcla con algodón para mejorar la transpiración de la tela.

1.4 Proceso de elaboración de la tela⁷

El proceso de la elaboración de la tela se puede resumir de la siguiente forma:



La hilatura es la técnica que permite fabricar hilos partiendo de cuerpos fibrosos de origen vegetal, animal, semi-sintético o sintético. Con excepción de la seda, todos los materiales fibrosos naturales deben ser hilados dada la escasa longitud de las fibras en forma de una cinta de material fibroso constituidas por fibras cortas retorcidas unas con otras.

⁷ Ref. B1, C1.

1.4.1 Apertura

La fibra es alineada en una sola dirección. (Ver figuras 1-4).



Figura 1-4 Proceso de apertura.

1.4.2 Cardado

El proceso de cardado tiene como objetivo separar los mechones de fibras en fibras individuales y obtener como resultado el hilo en su primera fase de elaboración llamado pabilo. (Ver figura 1-5)



Figura 1.5 Producto del cardado

1.4.3 Manuales

Es el proceso por el cual se mezclan hilos de varios tipos de fibras (si ese fuera el caso), Por ejemplo, Si se desea obtener una tela cuya composición sea de 50% algodón y 50% poliéster, se mezclan 5 hilos de algodón y 5 de poliéster, la cantidad de hilos obedece al pero que debe tener este hilo mezclado.

Si fuese 35% algodón y 65% poliéster se colocan 7 hilos de Poliéster y 3 hilos de algodón.

Finalmente es sometido a un proceso de estirado y torcido para tener como consecuencia un hilo con la proporción y peso deseado.

1.4.4 Continuas

El proceso de continuas (Ver figura 1.6) tiene como objetivo darle resistencia al hilo, el producto de las continuas es un hilo llamado madeja de longitud corta por lo cual no puede ser utilizado en los telares.



Figura 1.6 Máquina de Continua

1.4.5 Enconado

Tiene como finalidad pasar la madeja a las unidades de hilo llamadas coneras o bobinas (Ver figura 1-7), cuya longitud permite efectuar el proceso de tejido.



Figura 1-7. Coneras.

En resumen, proceso de hilatura transforma la fibra en la materia prima de los telares por medio de un proceso de reducción de diámetro (Ver figura 1-8) con lo que poco a poco va adquiriendo resistencia y cuerpo.



Figura 1-8. Proceso de Hilatura

1.4.6 Tejedur

El hilo entra a los telares (Ver figura 1-9) Cada tejido esta compuesto de dos series perpendiculares de hilo; la urdimbre que va en sentido longitudinal y la trama que va en sentido transversal. (Ver Figura 1-10).



Figura 1-9. Telares

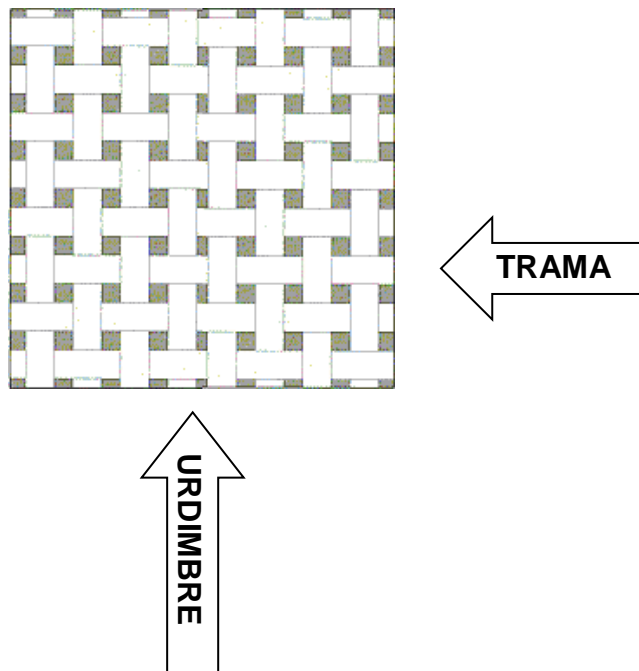


Figura 1-10. Urdimbre y trama.

Capítulo II

Máquinas para el corte de tela

2.1 Herramientas para el corte de tela.⁹

El corte de la tela ha evolucionado con el tiempo, así como también los utensilios o herramientas que se utilizan para el corte, desde la tradicional tijera, cuchillas manuales y las modernas herramientas eléctricas.

La necesidad de poder cortar más tela en menos tiempo y con mayor precisión ha tenido como resultado el diseño y construcción de máquinas motorizadas, las cuales pueden llegar a manejar grosores de hasta 12”.

Las máquinas que más comúnmente son utilizadas para el corte de tela son las siguientes:

- Cortadora de brazo.
- Cortadora vertical.
- Cortadora circular.

2.1.1 Cortadora de brazo¹⁰

Este tipo de cortadora es muy útil y práctico ya que posee un brazo que sostiene a la máquina, de esta manera, el operario solamente está controlando que los cortes que se están efectuando estén bien y así disminuye el cansancio del operario. (Ver Figura 2-1 y nexos 1)



Figura 2-1 Cortadora de Brazo

⁹ Ref. B5, C3

¹⁰ Ref. B5

2.1.2 Cortadoras verticales.¹¹

Este modelo tiene gran precisión y maneja grandes volúmenes de producción. Esta es una cortadora vertical, con la cual se pueden cortar un grosor específico de capas de tela. (Ver Figura 2-2 y Anexo 2)



Figura 2-2 Cortadora Vertical

2.1.3 Cortadoras circulares¹²

Las máquinas cortadoras circulares se utilizan para cortar cantidades pequeñas de tela, así mismo, cortar piezas pequeñas y piezas con vueltas. (Ver figura 2-3 y Anexo 3)



Figura 2-3 Cortadora circular

¹¹ Ref. A11

¹² Ref. A13

2.2 Cuchillas¹³

Las cuchillas han existido desde que surgió la necesidad de cortar, desde la prehistoria hasta nuestros días, las cuchillas y los materiales para su fabricación han evolucionado considerablemente.

Algunas culturas desarrollaron toda una ciencia alrededor de la fabricación de acero para cuchillas, generalmente para uso militar. (Ver figura 2- 4)



Figura 2-4. Katanas Samuray Fabricada con acero de Damasco

Así por ejemplo tenemos los famosos aceros de damasco, para los que debemos remontarnos a más de 3.000 años en el pasado de la historia de la humanidad.

La cuchillería fabricada con acero de Damasco era renombrada por su fino borde de corte y su elevada resistencia al cuarteado.

Abundan las leyendas que afirman que los aceros de Damasco fueron desarrollados primero en el continente perdido de Atlantis, que tenían poderes especiales de

¹³ Ref. A20

curación y que fueron usadas por Alejandro Magno en su conquista del mundo civilizado. ¹⁴

Los tiempos han cambiado y la tecnología nos ofrece una gama de materiales para cuchillas entre aceros, cerámicas y recubrimientos con los que es posible la fabricación de cuchillas para diferentes aplicaciones.

2.2.1 Tipos de Cuchillas¹⁵

Para cada aplicación existe una o más formas geométricas de las cuchillas (Ver Figura 2-5)



Figura 2-5. Diferentes geometrías de cuchillas.

El material para la fabricación de una cuchilla depende de la aplicación y las condiciones a las cuales será sometida, por lo que se deben de tener en cuenta dichas condiciones para la selección.

¹⁴ Ref. A2

¹⁵ Ref. A3

Las propiedades que son de interés para elegir el material de una cuchilla son las siguientes:

- Resistencia al desgaste
- Dureza o resistencia al impacto
- Resistencia a la corrosión
- Influencia en las características del filo
- Dureza en caliente
- Costo
- Disponibilidad

2.2.2 Materiales para Cuchillas¹⁶

Hoy se cuenta con una diversidad de materiales para la fabricación de cuchillas que obedecen al mejoramiento de los procesos de corte, dando como resultado cuchillas de alta rendimiento como por ejemplo:

- Cuchillas de Carburo
- Cuchillas de Cerámica de Circonio
- Cuchillas Diamantadas
- Cuchillas en Nitruro de Boro

Los materiales que más comúnmente son utilizados para la fabricación de cuchillas son los siguientes:

2.2.2.1 Acero al Carbono 1095¹⁷

Disponible ya sea en templado para resortes 50 HRC o endurecido y templado sobre pedido hasta 62 HRC. El AISI 1095 es una opción de material económico cuando no se espera que la corrosión sea un problema.

¹⁶ Ref. A3

¹⁷ Ref. B6

2.2.2.2 Aceros inoxidables 420 tratados al calor¹⁸

Apropiados para aplicaciones industriales y m3dicas, estos aceros martens3ticos son mucho m3s resistentes a la corrosi3n que los aceros al carbono y se pueden afilar hasta obtener un filo muy agudo.

2.2.2.3 Acero inoxidable 301, 17- 4 y 17- 7 PH¹⁹

Estos aceros inoxidables austen3ticos proporcionan m3s resistencia a la corrosi3n y al impacto que los aceros martens3ticos de la serie 400, pero sacrifican algo de resistencia al desgaste y dureza.

2.2.2.4 Aceros para alta velocidad de corte M2, M4²⁰

Los aceros para alta velocidad de corte ofrecen alta resistencia al desgaste, M-2 proporciona hasta seis veces m3s resistencia al desgaste que el acero convencional para cuchillas, mientras que M - 4 es tres veces m3s durable que M - 2.

2.2.2.5 Aceros para herramientas D2, S7, ATS 34, A2²¹

Esta familia de aceros ofrece una amplia variedad de opciones de material que no ofrecen los fabricantes de cuchillas afiladas en tira. Puede elegir la alta resistencia al desgaste de D-2, la resistencia al impacto de S-7, la resistencia a la corrosi3n de ATS 34, el equilibrio entre resistencia al desgaste y dureza de A-2.

2.2.2.6 Aceros para herramientas con desgaste extremo A7, A11.²²

Con una vida 3til de la cuchilla de hasta 25 veces mayor que la del acero convencional para cuchillas, los aceros para herramientas A-7 y A-11 ofrecen una resistencia superior al desgaste comparados con otros aceros y son m3s resistentes al impacto que los carburos o los cer3micos.

¹⁸ Ref. A1, A29, B6

¹⁹ Ref. A1, A29, B6,

²⁰ Ref. A30

²¹ Ref. A34

²² Ref. A34

2.2.2.7 Cerámica de circonia de alto rendimiento²³

Desarrollos recientes han permitido la producción de cuchillas extremadamente afiladas de circonia endurecido. Aunque no se recomienda para aplicaciones de alto impacto, la dureza 75 HRC y su bajo coeficiente de fricción hacen que la circonia sea particularmente efectiva en operaciones de corte longitudinal de película, donde la vida útil de la cuchilla puede ser más de 100 veces la del acero convencional por lo que se puede invertir más tiempo haciendo cortes longitudinales al producto y menos tiempo cambiando las cuchillas. La extrema dureza de la circonia (75 HRC), combinada con su excepcional resistencia al desgaste y la abrasión, es la causa de su extraordinario rendimiento y vida útil de la cuchilla.

2.2.2.8 Carburo de tungsteno²⁴

El carburo con tamaño de grano sub. micrónico se puede afilar extremadamente sin la fragilidad inherente frecuentemente asociada con el carburo convencional. Aunque no es tan resistente al impacto como el acero, el carburo es extremadamente resistente al desgaste. Si se pueden evitar desbastados y roturas, "la vida útil de la cuchilla será en general más de 50 veces la de las cuchillas convencionales de acero.

2.2.2.9 Recubrimientos²⁵

Con muchos materiales, la calidad deseable puede mejorarse aplicando recubrimientos de TiN, TiC, TiCN y TiAlN, resistentes al desgaste o recubrimientos de lubricante de película seca como Teflón.

La característica particular del recubrimiento PVD (Physical Vapour Deposition) es la alta estabilidad dimensional de las herramientas, dado que es posible una aplicación de capa por debajo de la temperatura de revenido ya que las temperaturas a las que se realiza el recubrimiento se encuentran entre 200 – 500 °C.

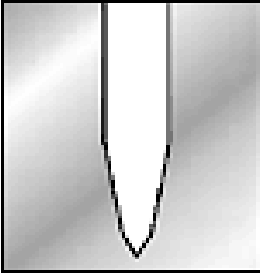
²³ Ref. A3

²⁴ Ref. A3, B6

²⁵ Ref. A18, A33

2.2.3 Geometría de los Filos²⁶

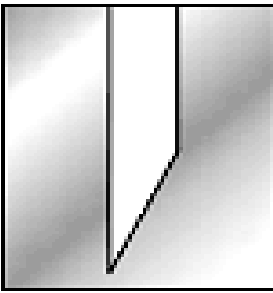
2.2.3.1 Doble bisel



El filo más común, el filo de doble biselado, se puede afilar hasta obtener un filo extremadamente agudo. Debido a que las fuerzas de corte son simétricas al filo de la cuchilla, este filo minimiza la tendencia del filo a doblarse o deformarse. (Ver Figura 2-6.)

**Figura 2- 6. Filo de
doble Bisel**

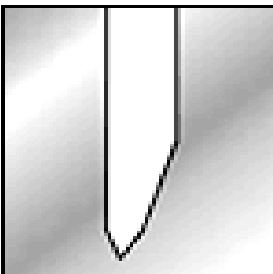
2.2.3.2 Filo cincelado



Se usa un filo cincelado puro cuando el corte debe coincidir con un lado de la cuchilla o cuando se requiere una acción de cizalla o de tijera. (Ver Figura 2-7)

**Figura 2- 7. Filo
Cincelado**

2.2.3.3 Cincel modificado



Similar a un filo cincelado, pero con una faceta esmerilada adicional agregada a la punta de la cuchilla. Esta geometría proporciona el afilado del filo con biselado doble, al tiempo que proporciona un corte desplazado. (Ver Figura 2-8).

**Figura 2- 8. Filo de
cincel modificado**

²⁶ Ref. A3

2.3 Cuchillas Circulares.²⁷



Figura 2- 9. Tipos de cuchillas circulares

Este tipo de cuchillas son fabricadas de diferentes tipos de materiales así como también de diferentes diámetros que van desde las 3” hasta las 12”, también es posible obtenerlas totalmente lisas o ranuradas. (Ver figura 2-9. y Tabla 2).

Tabla 2. Diámetros de cuchillas circulares lisas²⁸

Diámetro	Acero al carbono	Acero de alta velocidad	Acero de alta velocidad con teflon en el borde	Acero de alta velocidad ranurado	Modelo
3 1/2	80C1 - 26		///////	///////	///////
4	80C1 - 59	80C1 59 HS	80C1 59 HSG	80C1 59 HST	534 - 548
5	80C1 - 101	80C1 101 HS	80C1 101 HSG	80C1 101 HST	534 - 548
5 1/4	80C1 - 61	80C1 - 61 HS	80C1 - 61 HSG	80C1 - 61 HST	548
6	80C1 - 39	80C1 - 39 HS	80C1 - 39 HSG	80C1 - 39 HST	548 - 562
7 1/2	80C1 - 77 / 100	80C1 - 77 / 100 HS	80C1 - 77 / 100 HSG	80C1 - 77 / 100 HST	562

²⁷ Ref. A9, B3

²⁸ Ref. B3

Las cuchillas lisas son de fácil afilado, el cual se efectúa por medio de muelas abrasivas Figura 2-10.

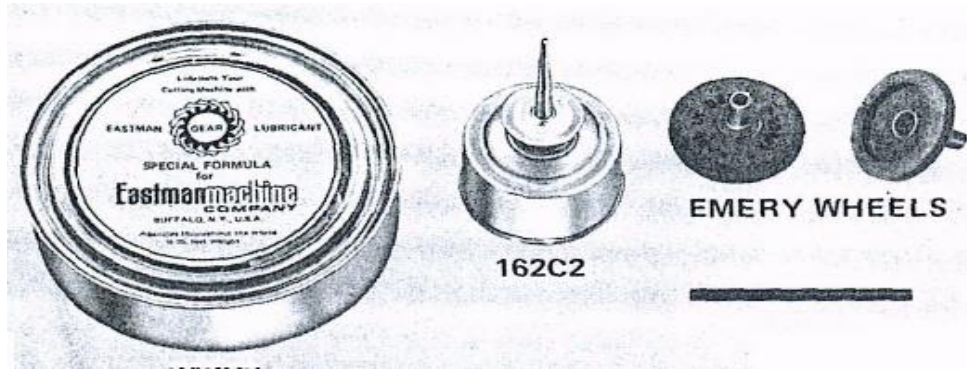


Figura 2-10. Equipo de Afilado

Al girar la cuchilla y entrar en contacto con el par de muelas las cuales ya traen tallado el ángulo correcto, estas afilan la cuchilla con un doble biselado, con lo que se logra minimiza la tendencia del filo a doblarse o deformarse. (Ver Figura 2-11.)

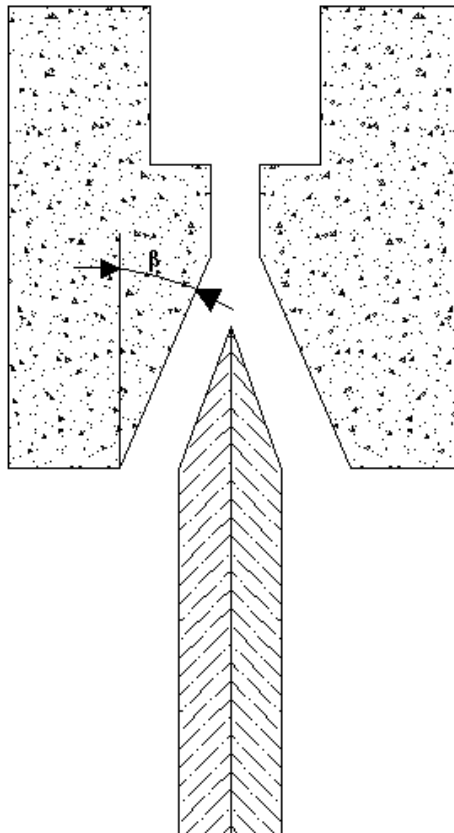


Figura 2-11. Sistema de afilado de doble bisel.

2.4 Cuchilla Recta²⁹

Las cuchillas rectas pueden ser fabricadas de cualquier material como los antes mencionados, su forma depende de la aplicación, son utilizadas comúnmente en las guillotinas para aceros y papel, también es la herramienta de corte de las máquinas verticales para tela. (Ver Figura 2-12)



Figura 2-12. Diferentes tipos de cuchillas rectas

En el caso de las máquinas verticales, el filo es doble y su sistema de afilado se basa en aprovechar el movimiento alternativo de la cuchilla, esta se hace coincidir con dos muelas montadas en un soporte en “V”, las cuales definen el ángulo del filo. (Ver figura 2-13)

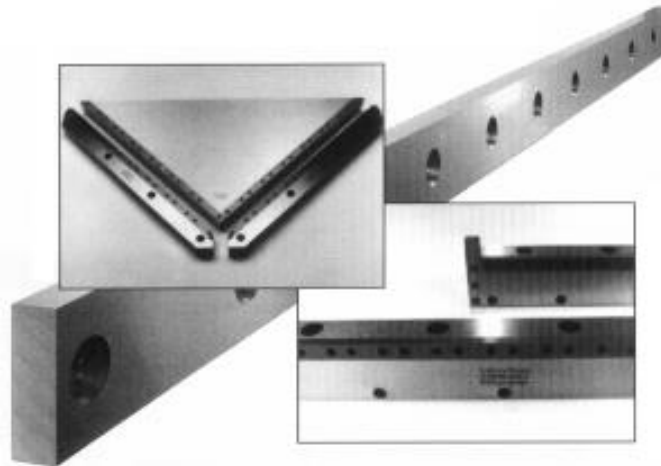


Figura 2-13. Afilador de cuchillas lisas

²⁹ Ref. A7

Capítulo III

Propuesta de diseño del Molino para el corte de tela

3.1 Consideraciones de Diseño.

Se han tenido en cuenta factores que hagan de este modelo una solución tecnológica y económicamente viable:

- Existencia en nuestro país de todos los materiales para la construcción de este prototipo.
- Capacidad de corte de las cuchillas para todos los materiales que componen los uniformes.
- La capacidad de procesamiento por encima de las cantidades de tela en cualquier período de tiempo (Ver numeral 1.5).
- Seguridad Industrial.

3.2 Capacidad de procesamiento

La capacidad de procesamiento debe estar por encima de las cantidades de uniformes a procesar en cualquier período del año.

Existen dos variables de las cuales depende la capacidad de procesamiento y estas son:

- a) La orientación con la que la ropa entrará al molino.
- b) La velocidad con la que la tela atraviesa las cuchillas.

Si la prenda de vestir entra al molino de una forma más o menos extendida se puede hacer un estimado del tiempo que tardaría en cortar la prenda de vestir con base a su dimensión transversal o longitudinal.

Se realizaron unas pruebas de corte en los talleres de confección del Instituto Técnico Centroamericano (ITCA), una de estas pruebas consistió en medir la velocidad con la que un operario cortaba la tela con la ayuda de una cortadora circular (Ver numeral 2.1.3), Esta velocidad fue de aproximadamente $1 \text{ m/s} \approx (39.4 \text{ in/s})$.

A esta velocidad, la cuchilla no mostró mayor resistencia que se tradujera en un aumento de esfuerzo para el operario, por lo que se trabajará con este valor como la velocidad con la que la tela debe atravesar las cuchillas "Vt". (Ver numeral 3.4)

Las dimensiones del uniforme son las siguientes³⁰:

Pantalón: 42 in de largo por 20 in de ancho

Camisa: 28 in de largo por 23 in de ancho

Si utilizamos las dimensiones más largas de ambas prendas

$L_t = 70 \text{ in}$

$V_t = 39.4 \text{ in / s} \rightarrow 1 \text{ m/s}$

El tiempo que se necesitará para procesar un uniforme completo es de 1.778 seg.

La cantidad de uniformes en los diferentes períodos con ese tiempo será de:

2026.28 por hora

16210.28 por día

372836.57 por mes

4474038.85 por año

Si se redujera V_t a la mitad y manteniendo L_t constante los valores serán de:

$L_t = 70 \text{ in}$

$V_t = 19.7 \text{ in / s} \rightarrow 0.5 \text{ m/s}$

El tiempo que se necesitará para procesar un uniforme completo es de 3.556 seg.

La cantidad de uniformes en los diferentes períodos con ese tiempo será de:

1012.37 por hora

8098.96 por día

186276.08 por mes

2235312.96 por año

La capacidad de procesamiento está muy por encima de las necesidades de la institución, por lo que no es necesario evaluar la posibilidad de que el uniforme sea procesado con base a su longitud más corta, puesto que esto aumenta la capacidad

³⁰ Ref. C2

de procesamiento (que de por si ya es mucho mayor que la demanda), pero hace al molino más ancho, aumentando los costos de construcción.

Con base a lo anterior se sugiere que el molino posea no más de 25 in de ancho en el área de corte.

3.3 Sistema de corte

Para la selección de las cuchillas se tienen las siguientes consideraciones.

3.3.1 Evaluación de las Cuchillas Rectas

Siempre teniendo en cuenta una longitud de corte de aproximadamente 25 in, se pueden utilizar cuchillas de poca longitud como las utilizadas en las cortadoras verticales (Ver numeral 2.1.2 y anexo 2), colocarlas paralelamente una con respecto a la otra hasta alcanzar la longitud antes considerada; estas cuentan con afiladores automáticos (Ver figura 2-13).

La cuchilla que utiliza esta máquina (Ver anexo 2) está disponible en el país.

También se podría colocar una sola cuchilla horizontal que cubra toda o parte de la longitud como se puede observar en la figura 3 -1.

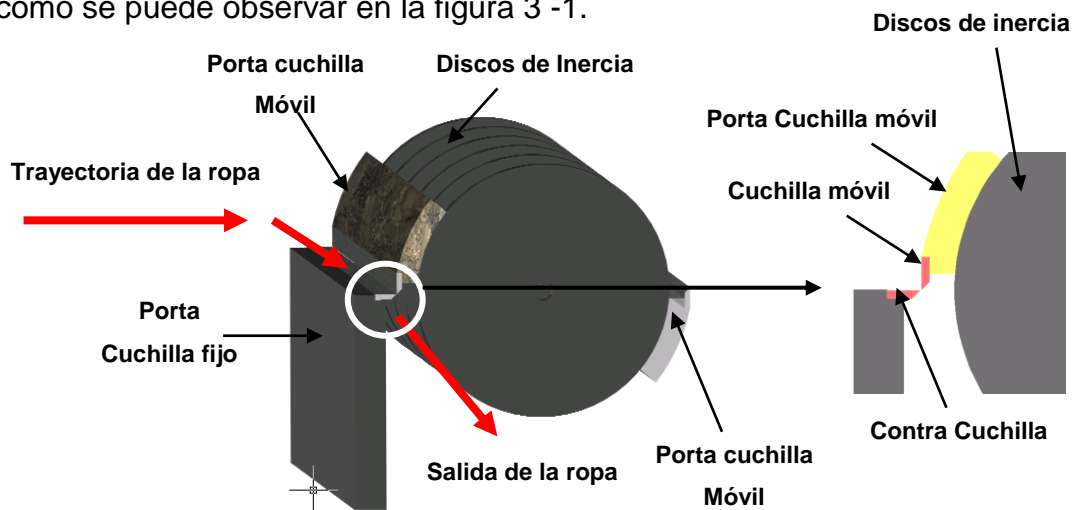


Figura 3 -1. Sistema se corte con cuchilla recta dispuesta horizontalmente

En este sistema, se monta dos cuchillas rectas sobre la superficie de varios discos de gran inercia, al girar los discos, las cuchillas efectúan un corte transversal con la ayuda de la contra cuchilla.

Este sistema de corte carece de un sistema de afilado automático, por lo que las cuchillas deben ser desmontadas cada vez que se le da mantenimiento.

El sistema de cuchillas está expuesto a constantes golpes cuando entra algún objeto metálico, por lo que se dota de elementos robustos para que la inercia de estos compense la disminución de velocidad en el momento de cortar un objeto metálico (Ver figura 3 -2).

Entre mayor sea la inercia requerida, la bancada debe ser más robusta para poder soportar el peso de todo este material con el que se gana inercia. Una bancada más robusta, una bancada más cara, por consiguiente se utilizaría un motor más potente sinónimo de mayor consumo de electricidad.

Los porte cuchillas están montados sobre discos de acero sólido (Ver figura 3-2) los cuales están separados para facilitar la evacuación de los residuos.

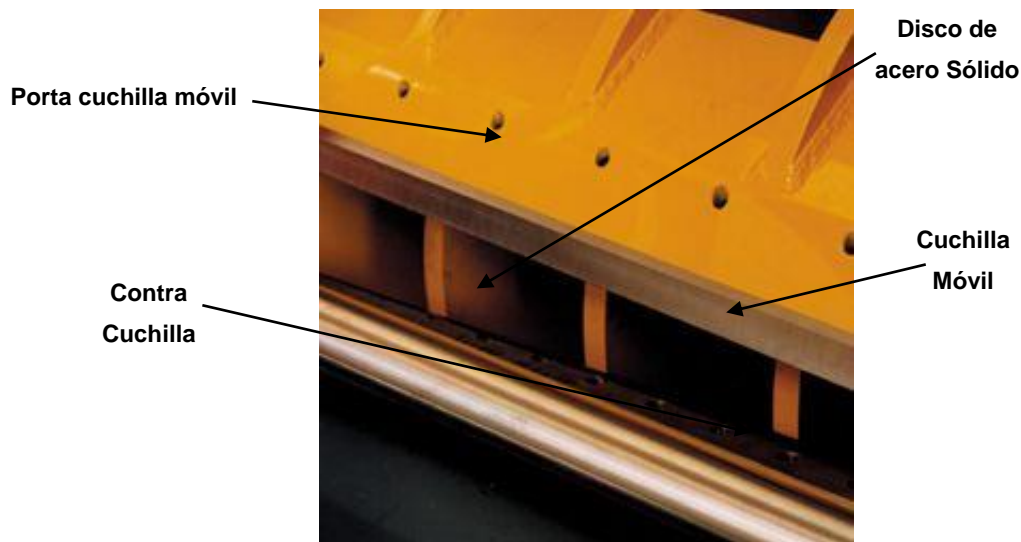


Figura 3-2. Montaje de las cuchillas rectas

Una cuchilla de 25 pulgadas de largo aproximadamente se debe fabricarse, por no encontrarse a la venta en el país. Para su fabricación es necesario recurrir al tratamiento térmico, el cual debe ser ejecutado bajo condiciones muy rigurosas (temperaturas, atmósfera dentro del horno, tiempos, medio enfriante, etc.).

Al no contar con un buen control de calidad del proceso, la cuchilla podría:

- No alcanzar la dureza necesaria. Esto tiene como consecuencia minimizar la vida útil de la cuchilla puesto que la duración del filo será escasa.
- El material podría torcerse excesivamente. Para corregir esto las cuchillas de fabricación son sobre medida para luego de su tratamiento térmico rectificarlas y alcanzar las dimensiones correctas, lo que evidentemente aumenta el costo de la cuchilla.

Estas son las razones por las que se prefiere utilización productos importados.

3.3.2 Evaluación de las Cuchillas Circulares

En el corte de tela, no existe algún tipo de ensayo el cual proporcione información sobre la facilidad con la que una cuchilla cortar cualquier tipo de tela, por lo que los valores de resistencia a la tracción investigados para la tela Rip Top, no proporcionan ningún indicativo sobre la resistencia que pondrá la tela bajo la acción de una cuchilla.

Al no existir un ensayo que nos proporcione algún valor para estimar la fuerza ejercida para cortar la tela se realizó una prueba de corte en los talleres de confección del Instituto Tecnológico Centroamericano (ITCA).

Con la ayuda de una máquina de cuchilla circular (Véase Anexo 3), se procedió a cortar la tela de nuestro interés (Véase numeral 1.5).

El resultado fue mejor de lo esperado (con respecto al corte), sin ningún esfuerzo la cuchilla circular cortó la tela, costuras, insignias y la cremallera de bronce de las muestras de uniformes de la institución, esto sin que la herramienta de corte sufriera ningún daño, ni perdiera sensiblemente el filo.

Un detalle que se pudo observar es que la cuchilla por si sola no es capaz de halar la tela esto es debido a que la cuchilla carece de dientes, por lo que el corte solo se efectúa en el momento de mover hacia delante la máquina cortadora.

La utilización de las dos máquinas de corte vertical y circular es satisfactoria, con la diferencia de que la máquina de corte vertical posee un mayor grado de vibración, producto del movimiento alternativo de la cuchilla y de su sistema de transmisión mecánico.

Por lo que la forma en la que se efectúa el corte en la máquina circular será el patrón con lo que se diseñará del molino.

3.4 Alternativas de funcionamiento

El molino se diseñará con base a las cortadoras circulares de tela (Ver anexo 3).

El funcionamiento es el siguiente:

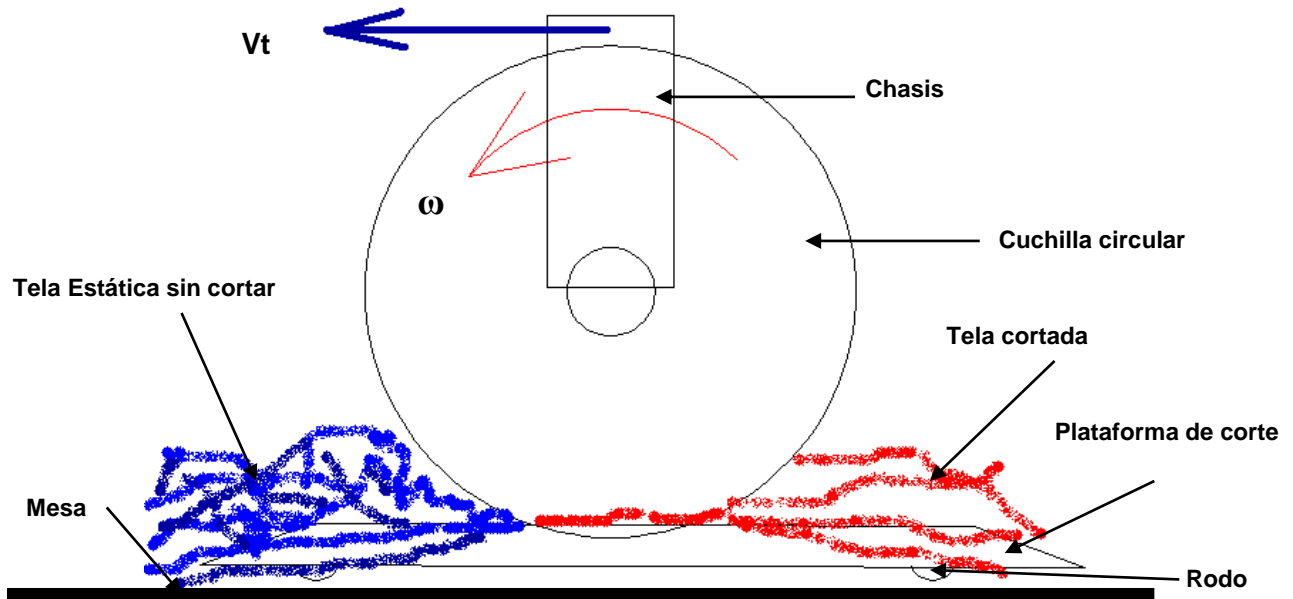


Figura 3-3. Funcionamiento de la máquina de corte circular

La cuchilla gira con una velocidad " ω ", la tela está estática sobre una mesa, la máquina se desplaza sobre unos rodillos que se apoyan en una mesa o plataforma, su desplazamiento se logra únicamente cuando se le somete a una fuerza (ejercida por el operario de la máquina), con lo que se alcanza la velocidad " V_t ".

Cualquier modelo deberá contar con implementos que ejecuten las mismas funciones que los descritos para la cortadora circular.

- Cuchilla
- Plataforma de corte
- Sistema de entrada y de salida
- Sistema de alimentación

Con base al funcionamiento de la cortadora circular se presenta el siguiente Modelo básico. (Ver figura 3-4)

El sistema de entrada y salida de la tela es por medio de tolvas, el sistema de alimentación es por medio de la fuerza de gravedad.

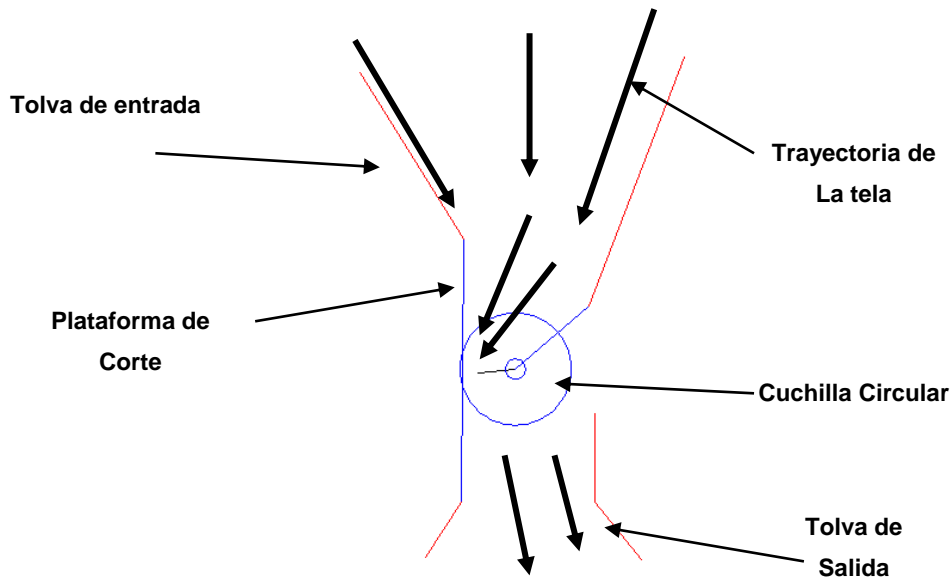


Figura 3-4. Modelo Básico

Debido a que la cuchilla no es capaz de halar la tela, esta es obligada a pasar por entre la cuchilla por su propio peso, por lo que la plataforma de corte se ha dispuesto de manera vertical.

El modelo Básico presenta algunos inconvenientes:

- El uniforme “podría” enrollarse en el eje de la cuchilla afectando el trabajo de la fuerza de gravedad, lo que interfiere en el corte.
- No se tiene control de la velocidad “ V_t ” con la que el uniforme atraviesa la cuchilla por lo que sería imposible calcular la cantidad de uniformes que se podrían destruir.
- El peso de la tela podría no ser suficiente para que la tela pase de un lado al otro de la cuchilla.
- La utilización de una tolva para hacer entrar el uniforme al molino tiene como consecuencia que este caiga en una posición inadecuada para el corte.

Como consecuencia del modelo básico concluimos dos cosas:

- a) Es evidente la necesidad de lograr que el uniforme pase de un lado de la cuchilla al otro sin depender de la fuerza de gravedad. Por lo que es necesaria la utilización de algún implemento para su fin. También este elemento será el encargado de definir la capacidad de procesamiento del molino, al definir el valor de "Vt".
- b) La entrada del uniforme al molino debe ser tal forma que se favorezca el corte, por lo que una banda transportadora podría ser muy buena opción.

La forma de la plataforma de corte, está en función del tipo de alimentador que se utilice. Todas las plataformas deberán ser ranuradas, con el objetivo de que la cuchilla circular atraviese la plataforma, en algunos casos deberán tener un doble ranurado para poder interactuar con el alimentador.

En los siguientes modelos se muestran diferentes opciones de alimentadores con sus respectivas plataformas de corte las cuales han sido dispuestas en ángulo por no depender de la fuerza de gravedad.

3.4.1 Molino con Alimentador Dentado

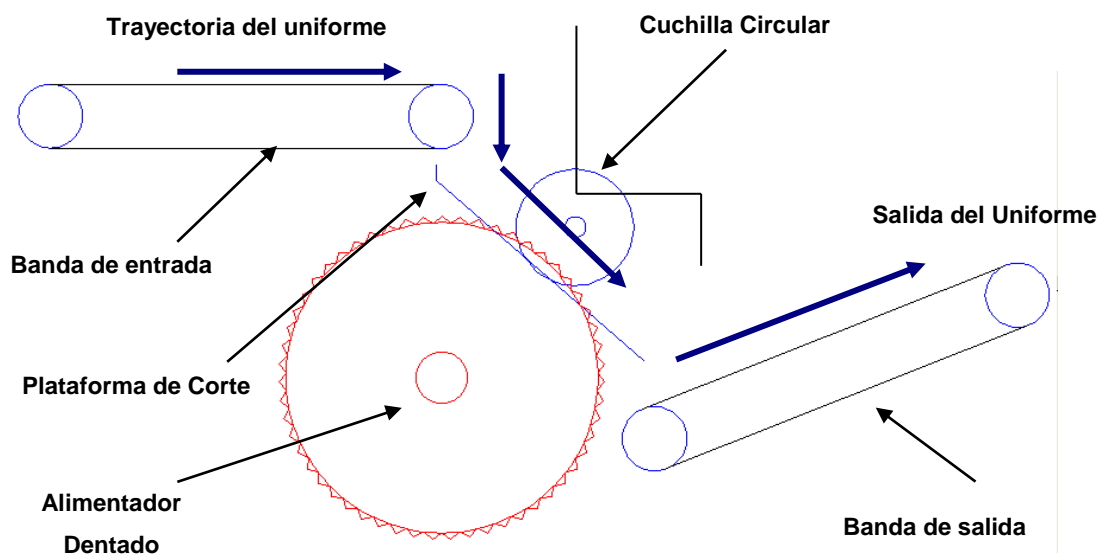


Figura 3-5. Molino con alimentador dentado

En este caso el alimentador posee una especie de pequeños dientes con el objetivo de que la ropa se “trabe” y se efectúe el arrastre entre las cuchillas.
La forma del dentado (Ver figura 3-6 y 3-7) definirá la efectividad del arrastre.

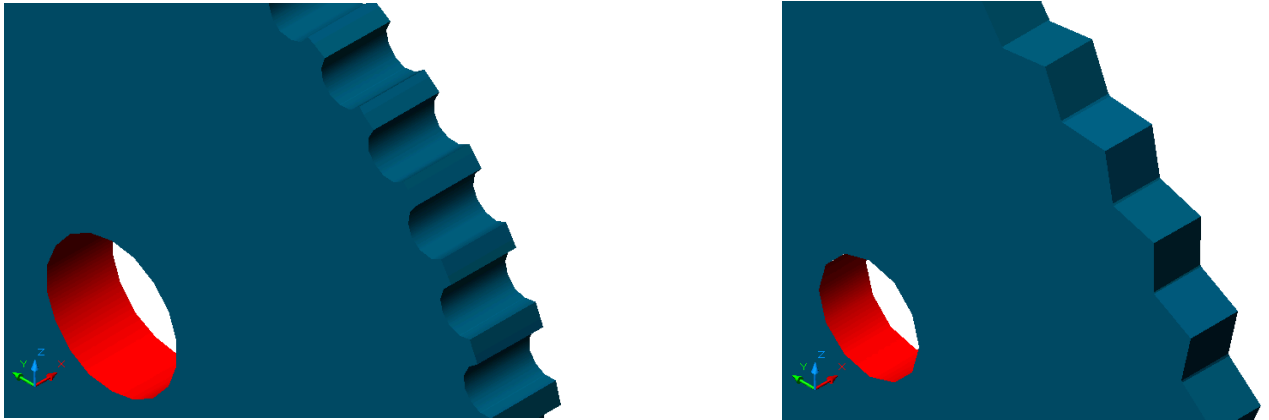


Figura 3-6. Dentado tipo Catarina

La plataforma de corte es de doble ranura. (Ver figura 3-8)

La ranura más estrecha es para la cuchilla circular y la ranura más ancha es para el alimentador, la longitud de estas ranuras está en función del ancho del alimentador y la cuchilla. El número de ranuras está en función de la longitud de corte a cubrir.

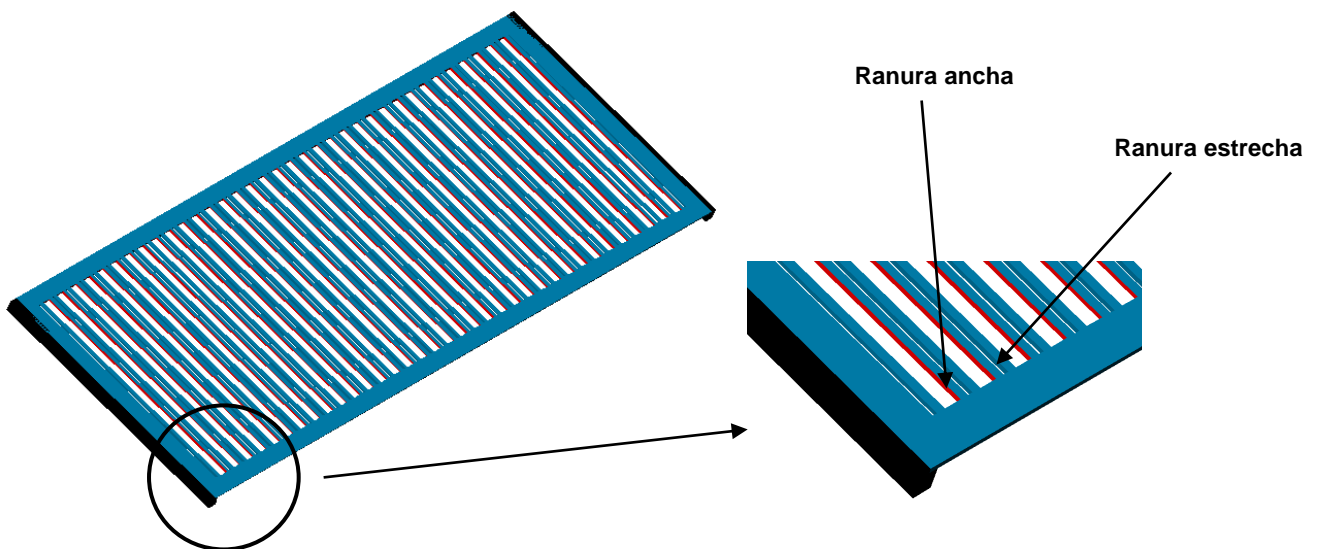


Figura 3-8. Plataforma de doble ranura

El sistema de alimentador dentado presenta algunos inconvenientes:

- a) La ropa podría enrollarse al eje de las cuchillas y con el tiempo, puede afectar el corte.
- b) El maquinado del dentado eleva su costo de producción.
- c) La ropa podría no adherirse a los pequeños dientes por carecer de algo que presione la tela contra los dientes del alimentador (Forma de operar de la máquina de coser).
- d) El uniforme podría tener problemas para desengancharse de los dientes del alimentador, con lo que el uniforme tendería a atravesar la plataforma de corte originando un posible golpeteo o vibración innecesaria.

3.4.2 Molino con alimentador simple.

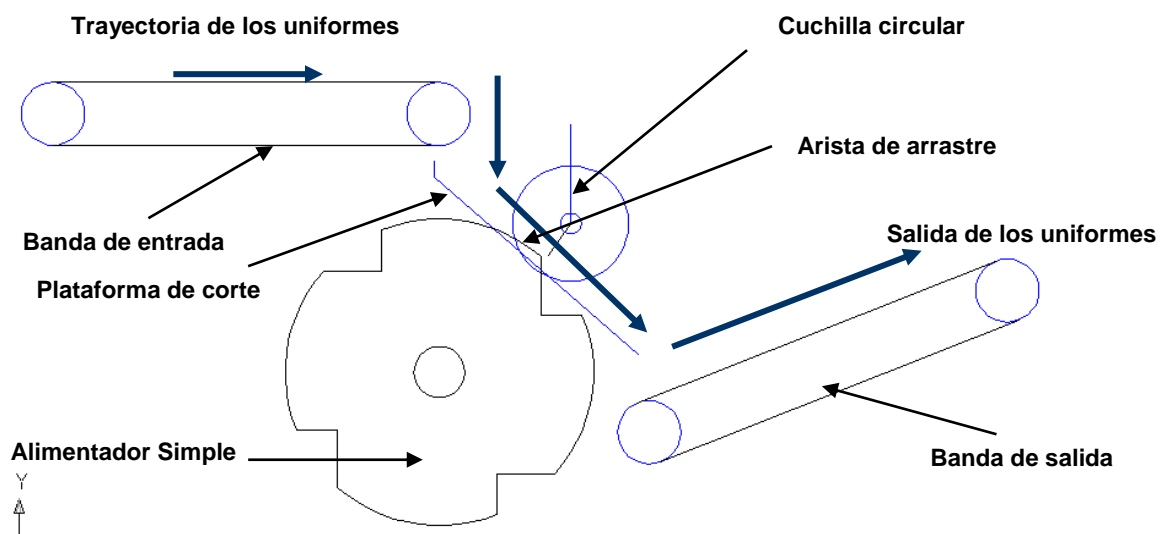


Figura 3-9. Molino con alimentador simple

En este caso, el alimentador es un disco con 4 u 8 bocados (Ver Figura 3-10 y 3-11), con el objetivo de generar una arista con la que se logrará el arrastre del uniforme.

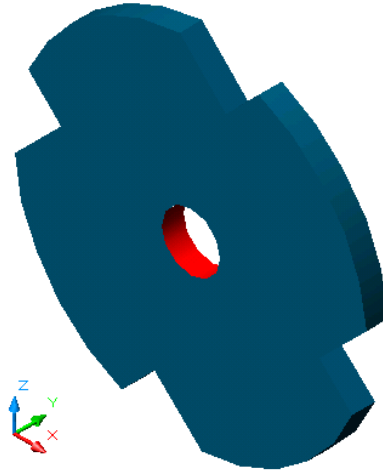


Figura 3-10. Alimentador simple con 4 aristas

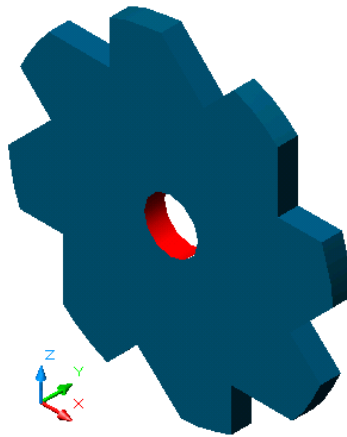


Figura 3-11. Alimentador simple con 8 aristas

Este sistema utiliza la misma plataforma de corte que la del alimentador dentado. Los literales a, c y d del molino de alimentador dentado son válidos para este, pero es de señalar un aspecto muy importante del alimentador simple:

- El costo de fabricación son menores que el del alimentador dentado

Con la ayuda de estos dos modelos anteriores se concluye lo siguiente:

- La colocación del alimentador en la parte inferior no nos garantiza un buen arrastre del uniforme.
- Siempre existirá la posibilidad de que el uniforme se enrede en el eje de la cuchilla.

Para superar los dos puntos anteriores se plantea la siguiente alternativa.

3.4.3 Molino con Alimentador superior vulcanizado.

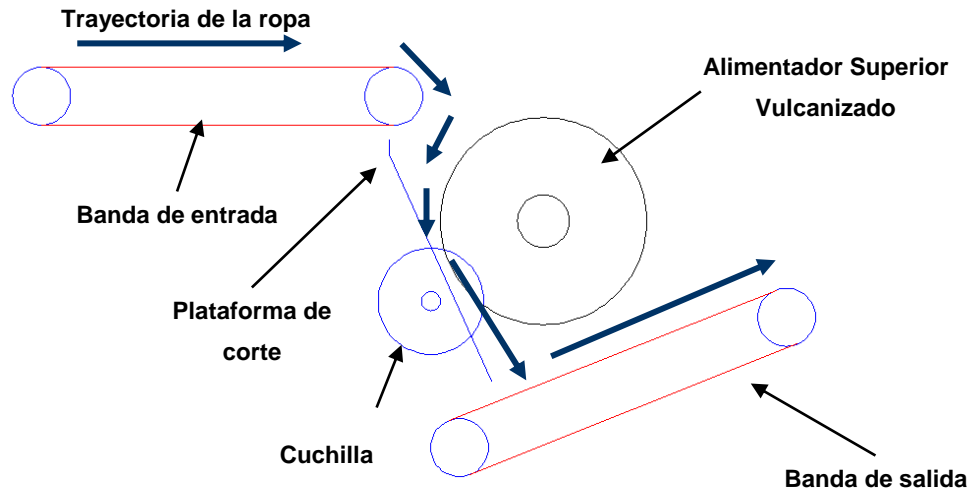


Figura 3-12. Molino con Alimentador superior vulcanizado

Este sistema no cuenta con los inconvenientes de los dos molinos anteriores.

Por un lado, la tela no entra en contacto con el eje de las cuchillas, también el alimentador vulcanizado podría ajustarse en dirección perpendicular de la plataforma de corte para oprimir la tela y en el momento de en que el alimentador gire proporcionar un arrastre efectivo.

El alimentador vulcanizado no cuenta con ningún tipo de aristas (Ver Figura 3-13) por lo que el uniforme no tendría donde trabarse.

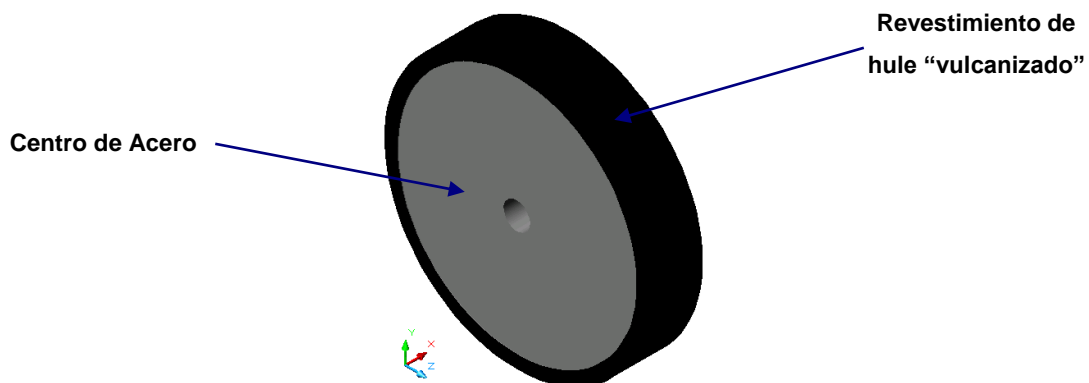


Figura 3-13. Alimentador vulcanizado.

3.5 Propuesta

Hechas las evaluaciones los elementos correspondientes se presenta un modelo básico del molino y sus elementos. (Ver figura 3-14)

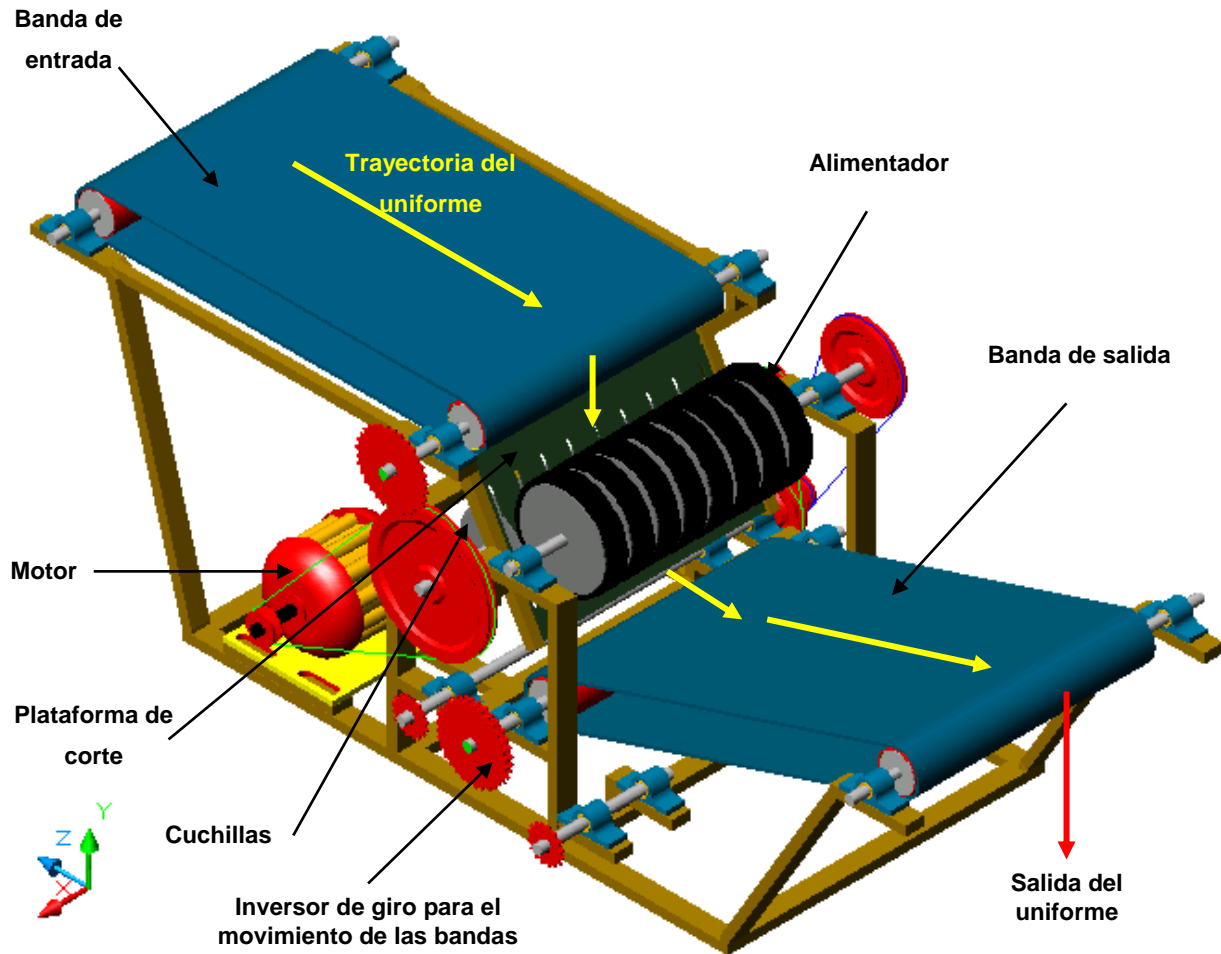


Figura 3-14. Molino con alimentador vulcanizado

Capítulo IV

Diseño del molino.

4.1 Consideraciones de Diseño.

Una máquina comprende un análisis físico – matemático que en algunos casos nos llevará a diseñar y seleccionar los sus componentes.

Por conveniencia, las fuentes motrices son independientes para cada uno de los sistemas del molino, con el objetivo de que el ajuste de cualquiera de ellos no afecte el desempeño del otro, también por razones de seguridad industrial y mantenimiento. En algunos casos no se cuenta con valores reales, por lo que se asumen basándose en un criterio de diseño.

En la etapa de ejecución de este proyecto (en caso de que se realizase) se deben realizar los ajustes necesarios para la buena ejecución del diseño.

El molino está dividido en sistemas cada uno de ellos será diseñado independientemente, estos sistemas y son:

a) Sistema de Teleras.

Su función es introducir y evacuar la tela del molino. (Ver figura 4-1, Pág. 50).

b) Sistema de corte.

Realiza la destrucción de la ropa. (Ver figura 4-3, Pág. 56)

c) Sujetador de ropa.

Este es el encargado de sujetar la ropa en el momento del corte, así como también de hacer pasar la tela de un lado de la cuchilla al otro. (Ver figura 4-10, Pág. 73).

d) Sistema de alimentación de ropa.

Es el encargado de introducir y retirar la ropa del sistema de corte. (Ver figura 4-13, Pág. 87).

La metodología para el diseño será la siguiente:

Diseñar cada uno de los sistemas independientes del molino con el objetivo de llevar una secuencia de ir desarrollando cada sistema por separado, por lo que el método de diseño será explicado la primera vez que se utilice, luego de eso si es necesario utilizarlo nuevamente se hará referencia al numeral donde fue explicado anteriormente.

A lo largo del siguiente capítulo se utilizarán diferentes variables las cuales definiremos a continuación:

- B: Ancho de la banda (m)
- f: Coeficiente de fricción entre los rodillos que soportan la banda
- F: Fuerza de accionamiento en el tambor motriz (Kg)
- Gg: Peso por metro lineal de banda (Kg)
- Gi: Peso de las partes giratorias de los rodillos en la parte inferior (Kg/m)
- Gs: Peso de las partes giratorias de los rodillos en la parte superior (Kg/m)
- H: Altura vertical del transporte (m)
- L: Longitud de transporte (m)
- N₁: Potencia necesaria para mover el sistema desde el reposo (CV)
- N₂: Potencia necesaria para vencer la resistencia al movimiento de la carga (CV).
- N₃: Potencia necesaria para elevar la carga (CV)
- N_a: Potencia total en el eje de accionamiento (CV)
- Q_m: Capacidad teórica de transporte, para velocidad de 1 m/s (m³/h)
- Q_t: Capacidad real de transporte (Tm/h)
- T_m: Tensión máxima de la banda (Kg.)
- T_q: Tensión para vencer los rozamientos al movimiento de la carga (Kg)
- T_{rs}: Tensión para los rozamientos del rodillo superior (Kg)
- T_{ri}: Tensión para los rozamientos del rodillo inferior (Kg)
- T_v: Tensión necesaria para elevar la carga (Kg)
- V: Velocidad de la banda (m/s)
- α: Angulo abrazado en el tambor de accionamiento (grados)
- ζ: Peso específico aparente del material (Tm/m³)
- θ: Angulo de inclinación del transporte (grados)
- K₁: Factor de corrección en función de la inclinación de la banda.
- K_{1B}: Factor de corrección para ángulos de contacto en bandas.
- K_{1C}: Factor de corrección por diente para cadenas,
- K₂: Porcentaje de reducción en función de las irregularidades de la carga,

este oscila entre 0 y 50%.

- K_{2B}: Factor de corrección para longitud de banda
- K_{2C}: Factor para número de torones
- K₃: Factor de corrección en función del ángulo de talud natural del material
- K_r: Carga sobre el rodillo (Kg.)
- R: Peso de las partes rodantes de los rodillos (Kg.)
- L: Separación entre dos estaciones consecutivas en bandas transportadoras (m)
- G_g: Peso de la banda por unidad de longitud (Kg. / m)
- Q_t: Capacidad de carga real (Tm / h)
- V: Velocidad de la banda (m/s)
- F_c: Factor de carga
- F_i: Factor de impacto
- F_v: Factor de vida del rapamiento
- ζ: Peso específico aparente del material
- ρ: Densidad del material (Kg/m³)
- N: Eficiencia
- μ: Coeficiente de fricción
- λ: ángulo de avance (°) de roscas
- σ: Esfuerzo Normal (Pa), (Psi)
- ω: Velocidad angular (Rad/s)
- τ: Esfuerzo cortante (Pa) o (Psi)
- K_{sc}: Factor de servicio para cadenas.
- K_{sb}: Factor de servicio para bandas transmisoras de potencia.
- q: Sensibilidad a la muesca
- K_t: Factor de concentración de esfuerzo
- f_n: Factor de velocidad de rotación
- f_l: Vida del rodamiento
- f_d: Factor dinámico
- S_o: Factor de seguridad estática de los rodamientos.
- C_r: Carga dinámica del rodamientos (KN)
- C_{or}: Carga estática del rodamiento(KN)

- p: Paso de la rosca (in)
- I: Inercia (Kg.m.s²)
- m: Masa (Kg.)
- Sut: Esfuerzo último a la tracción
- D: Diámetro mayor
- d: Diámetro menor
- t: Ancho del disco o del cilindro

4.2 Diseño del sistema de telera.³¹

Este sistema alimenta al molino de tela y la evacua cuando esta ya está destruida, cuenta con dos teleras o bandas transportadoras, cuatro rodillos para mover y tensar las teleras y sus respectivas chumaceras. También cuenta con dos moto reductores para cada una de las teleras. (Ver figura 4-1).

La selección del sistema de telera está en función de la carga que se debe transportar y el ancho de esta, factores como la inclinación de la banda, dimensiones, tipo de material a transportar, son factores a evaluar para una buena selección.

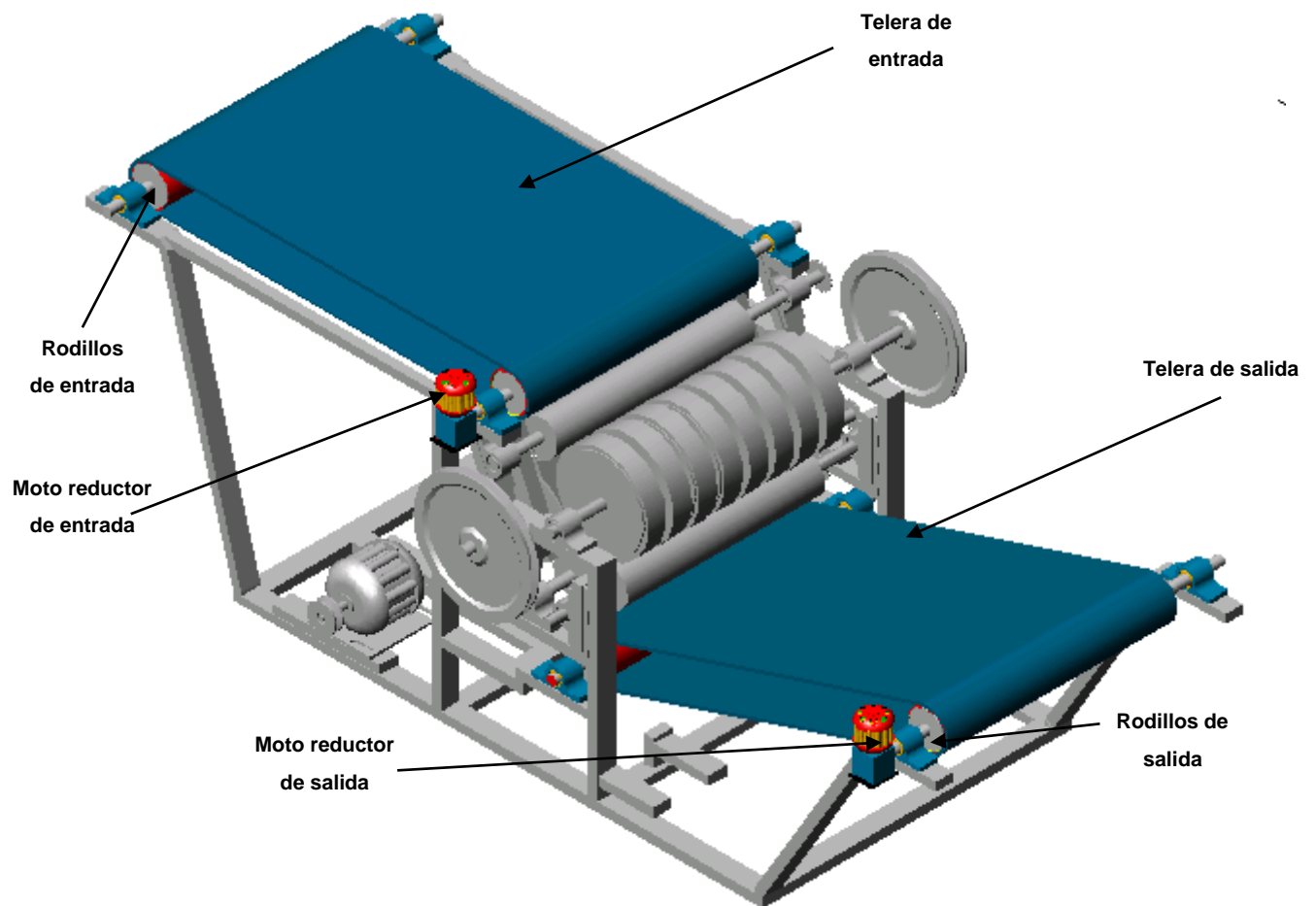


Figura 4-1. Sistema de teleras.

³¹ Ref. A38, A35

4.2.1 Selección de telera de entrada.

La selección de la banda está en función de la carga que se transporta.

Para nuestro caso, la banda no sufre de ningún desgaste excesivo, pues el producto a transportar no daña la banda, por lo que se puede optar a bandas sin recubrimientos especiales.

Básicamente la selección consiste en dividir el peso del producto entre el ancho de la banda, para nuestro caso, el ancho de la banda es aproximadamente 25 in y el peso de un uniforme se estima en 5 lb., valor que está por encima de los valores reales.

$$22.24 \text{ N.} / 0.635 \text{ m} = 35.02 \text{ N/m} \text{ (} 0.2 \text{ lb / in)}$$

Con el dato en lb./ in, se selecciona la banda. (Ver anexo 12 y 13)

En las tablas que se presentan en estos anexos, se busca el dato obtenido al dividir el peso de la carga entre el ancho de la banda 0.2 lb./in en la columna de Tensile Force for 1% elongation per unit of width K1% [lb./in], el valor mínimo en estas tablas es de 28.5 lb./in., por lo que es más que suficiente para nuestros propósitos.

4.2.2. Selección de rodillo para la telera³²

La selección del rodillo se hará con base al método sugerido en el manual para la selección de productos para bandas de Rotrans, este manual ofrece también el tipo de rodamiento a utilizar.

Las tablas de Rotrans relacionan la carga sobre el rodillo “Kr” (Ver anexo 15), esta se calcula de la siguiente manera:

$$K_r = R + L \times (G_g + Q_t / (3.6V)) \times F_c \times F_i \times F_v$$

Donde:

$$V = 1 \text{ m/s}$$

$$F_c = 1 \text{ (posición horizontal, ver anexo 16)}$$

$$F_i = 1 \text{ (ver anexo 17)}$$

$$F_v = 1 \text{ (para 30000 horas, ver anexo 18)}$$

$$G_g = 6.5 \text{ Kg.} / \text{m}^3$$

$$R \rightarrow \text{(peso de las partes móviles, ver anexo 19)}$$

³² Ref. A36

$$L = 1.5 \text{ m}$$

En la tabla del anexo 19, con base al diámetro del rodillo en la misma columna se obtienen dos factores, uno para el peso del rodillo y el otro para el peso de las partes móviles, estos factores se multiplican por los valores de peso del rodillo y de las partes móviles respectivamente, ver anexo 20, la tabla del anexo 20 muestra también las dimensiones del rodillo, que se pueden relacionar con el anexo 21.

Las dos constantes proporcionadas por la tabla del anexo 20 se relacionan de la siguiente manera:

$$R = (5.99 \times 1.1) + (4.02 \times 1.4) = 12.217 \text{ Kg}$$

Q_t = Capacidad de transporte

La capacidad de transporte de la banda indica cuanta cantidad de producto es capaz de transportar en función del material que transporte, la velocidad, inclinación y geometría de la banda.

La capacidad de transporte se calcula de la siguiente manera

$$Q_t = Q_m \times \zeta \times V \times K_1 \times K_2 \times K_3$$

Donde Q_t = Capacidad de transporte

Q_m = Capacidad teórica de transporte

La capacidad teórica de transporte es afectada por el tipo de material, la inclinación de la banda, el ángulo de talud (Ver figura 4-2) y las irregularidades de la carga.

$$V = 1 \text{ m/s} = 3600 \text{ m/h} \text{ (Velocidad lineal de la banda)}$$

$$B = 0.650 \text{ m} \text{ (ancho de la banda)}$$

$$Q_m = 69 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Capacidad teórica de transporte, Ver anexo 4 y 5)}$$

$$\zeta = 497.51 \text{ Kg./m}^3 \text{ (Peso específico del material a transportar)}$$

$$K_1 = 1 \text{ (Ver Anexo 6)}$$

$$K_2 = 0\% \text{ (porcentaje de irregularidad de la carga transportada)}$$

$$K_3 = 0.5 \text{ (Ver Anexo 7)}$$

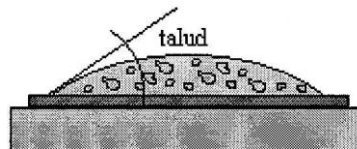


Figura 4- 2. Angulo de Talud

Por tanto:

$$Q_t = (69 \text{ m}^3/\text{h} / 1\text{m/s}) \times 497.51 \text{ Kg/m}^3 \times 1 \text{ m/s} \times 1 \times 0.5$$

$$Q_t = 17164.095 \text{ Kg. /h}$$

Pero 1 CV = 1000 Kg. por lo que:

$$Q_t = 17.164 \text{ Tm / h}$$

$$Q_t = 17.164 \text{ Tm / h (Ver numeral 4.1.1)}$$

$$L = 1.50 \text{ m}$$

$$K_r = 28.045 \text{ Kg}$$

En el anexo 15 se muestra la tabla que indica la carga que puede soportar el rodillo, se debe comparar estos valores tabulados con nuestro valor de K_r calculado.

El valor registrado en la tabla del anexo 15 entre 200 y 300 rpm con una longitud de 670 mm \approx 26.37 in, es de 158 Kg., y el nuestro es de 28.0145 Kg., por lo que el rodillo trabajará sin ningún problema, también esta tabla sugiere el rodamiento SKF 6205.

4.2.3 Selección del moto reductor.³³

La selección se hace con base a la potencia de accionamiento necesaria para vencer la inercia del sistema en reposo, mover la carga a la velocidad necesaria, para elevarla si ese fuese el caso.

Por lo que la potencia de accionamiento se calcula de la siguiente manera

$$N_a = N_1 + N_2 + N_3 \text{ [CV]}$$

Donde N_1 = Potencia necesaria para mover el sistema desde el reposo.

N_2 = Potencia necesaria para vencer la resistencia al movimiento de la carga.

N_3 = Potencia necesaria para elevar la carga.

$$N_1 = C.f.L.V / [75 (2xG_gx \text{Cos } \theta + G_s + G_i)]$$

$$C = 9, \text{ con } L = 3 \text{ (ver Anexo 8)}$$

$$f = 0.018 \text{ (favorable, ver anexo 9)}$$

$$L = 1.5 \text{ m (longitud de la banda)}$$

$$G_g = 6.5 \text{ Kg / m (ver anexo 10)}$$

³³ Ref. A36

$$\Theta = 0^\circ$$

$$G_s = 4.129 \text{ Kg / m}$$

$$G_i = 4.129 \text{ Kg / m}$$

Por lo tanto:

$$N_1 = (9 \times 0.018 \times 1.5 \times 1 / 75) \times ((2 \times 6.5 \text{ Cos } 0^\circ) + 4.129 + 4.129)$$

$$N_1 = 0.0721872 \text{ CV}$$

$$N_2 = C.f.L.Qt.Cos \theta / 270$$

$$Qt = 17.164 \text{ Tm / h}$$

$$N_2 = 9 \times 0.018 \times 17.164 \text{ Cos } 0^\circ / 270$$

$$N_2 = 0.0102984 \text{ CV}$$

$$N_3 = Qt. H / 270$$

$$Qt = 17.164 \text{ Tm / h}$$

$$H = 0 \text{ m}$$

$$N_3 = 0 \text{ CV}$$

$$N_a = N_1 + N_2 + N_3$$

$$N_a = 0.0102984 + 0.0721872$$

$$N_a = 0.0824856 \text{ CV} = 0.0607094 \text{ KW} = 0.0814126 \text{ HP}$$

Con la potencia de accionamiento y el valor de las rpm a la salida del moto reductor, se procede a la selección.

$$P = 0.0814126 \text{ HP}$$

$$n = 273 \text{ rpm (Ver anexo 11, con } V = 1 \text{ m/s y } \varnothing = 70 \text{ mm)}$$

En el anexo 14 se muestra una tablas para la selección de moto reductores.

El modelo 1120 es una buena elección.

4.2.4 Selección de Telera de salida.³⁴

La selección de la banda se hace de la misma forma que en el numeral 4.2.1., por no depender del ángulo, la selección de la banda es la misma que la banda de entrada.

4.2.5 Selección del rodillo para la telera de salida.³⁵

El análisis es el mismo utilizado en el numeral 4.2.2, con la única diferencia que esta banda está inclinada, por lo que la capacidad de transporte cambia.

$$Q_t = Q_m \times \zeta \times V \times K_1 \times K_2 \times K_3$$

Donde:

$$V = 1 \text{ m/s} = 3600 \text{ m/h}$$

$$\Theta = 18^\circ$$

$$K_1 = 0.85 \text{ (Ver Anexo 6)}$$

$$B = 0.650 \text{ m}$$

$$Q_m = 69 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (Ver Anexo 4 y 5)}$$

$$\zeta = 497.51 \text{ Kg/m}^3$$

Por tanto:

$$Q_t = 17.164 \text{ Tm / h}$$

$$K_r = 20.031 \text{ Kg}$$

En el anexo 15 se muestra la tabla que indica la carga que puede soportar el rodillo, se debe comparar estos valores tabulados con nuestro valor de K_r calculado.

El valor registrado en la tabla del anexo 15 entre 200 y 300 rpm con una longitud de 670 mm \approx 26.37 in, es de 158 Kg., y el nuestro es de 20.031 Kg., por lo que el rodillo trabajará sin ningún problema.

³⁴ Ref. A38, A35

³⁵ Ref. A36

4.2.6 Selección de moto reductor.³⁶

El procedimiento a seguir es el mismo utilizado en el numeral 4.1.3, y al igual que en la selección del rodillo de salina (numeral 4.1.5) el ángulo de inclinación influye en los cálculos.

El cálculo de la potencia de accionamiento es el siguiente:

$$N_a = N_1 + N_2 + N_3$$

$$N_1 = C.f.L.V / 75 (2xG_gx \cos \theta + G_s + G_i)$$

$$N_2 = C.f.L.Q_t.Cos \theta / 270$$

$$N_3 = Q_t. H / 270$$

Donde:

$$f = 0.018 \text{ (favorable, ver anexo 11)}$$

$$L = 1.0 \text{ m}$$

$$\Theta = 18^\circ$$

Por tanto:

$$N_1 = 0.0445429 \text{ CV}$$

$$N_2 = 0.00832525 \text{ CV}$$

$$N_3 = 0.016559 \text{ CV}$$

$$N_a = 0.06852 \text{ HP}$$

Con la potencia de accionamiento y el valor de las rpm a la salida del moto reductor, se procede a la selección.

$$P = 0.06852 \text{ HP}$$

$$n = 273 \text{ rpm}$$

En el anexo 14 se muestra una tabla para la selección de moto reductores.

El modelo 1120 es una buena elección.

³⁶ Ref. A36

4.3 Diseño del sistema de corte³⁷

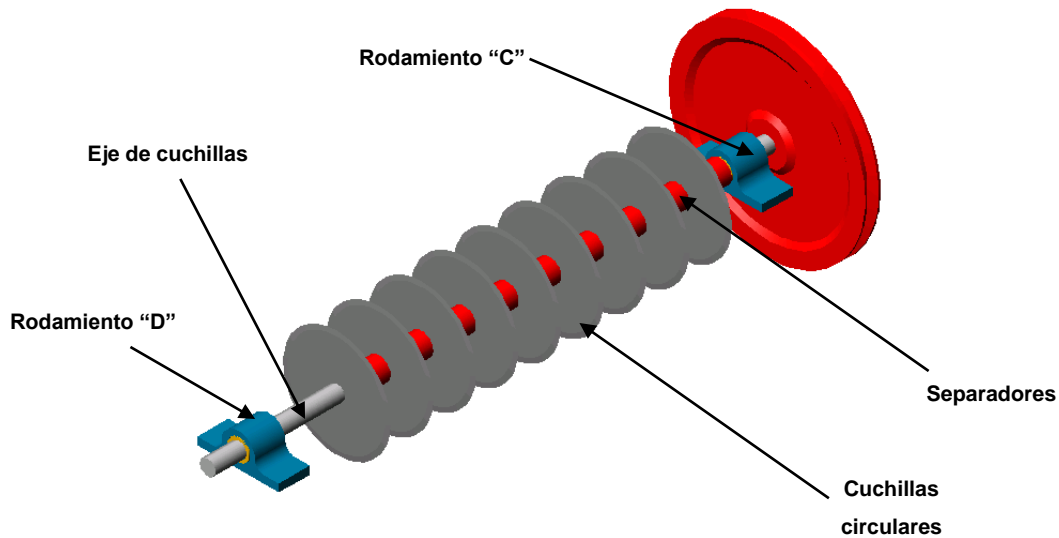


Figura 4- 3 Sistema de corte

El sistema de transmisión de potencia para las cuchillas es independiente de los demás sistemas de movimiento con el objetivo de obtener un mejor ajuste de la velocidad de las cuchillas.

4.3.1 Selección de cuchillas.

Con base a los argumentos expuestos en el numeral 3.3.2. Se decide a utilizar cuchillas circulares de las usadas en las máquinas de corte circular que se venden en nuestro país, por lo que se trabajará con cuchillas importadas.

4.3.2 Selección de Bandas transmisoras de potencia.³⁸

Para la selección de las bandas transmisoras de potencia, es necesario conocer el torque que las bandas deben ejercer sobre las cuchillas en el momento de que se corta la tela. Se considera que una de las cuchillas cortará el material de la cremallera.

³⁷ Ref. B6, B10, B11, B12

³⁸ Ref. B10

Bronce Comercial

$$\sigma = 470 \text{ MPa}$$

$$\tau = \sigma / 2$$

$$\tau = 235 \text{ MPa}$$

$$\text{Área de la cremallera} = 0.09 \text{ mm}^2$$

$$F_B = \tau \times A$$

$$F_B = 235 \times 10^6 \text{ Pa} \times (0.09 \times 10^{-6} \text{ m}^2)$$

$$F_B = 21.15 \text{ N}$$

Material: Tela Rip Top

$$F_T = 44.48 \text{ N}$$

Este valor de fuerza se obtuvo de la siguiente manera:

- a) Se utilizó una máquina de corte circular como la del anexo 3.
- b) Se enrolló el uniforme aplicándole torsión (de la misma forma en la que exprimimos cualquier prenda húmeda)
- c) Se le colocó en sus extremos unos dinamómetros y se procedió a hacerla pasar por la cuchilla, en este caso, la cuchilla no se desplazaba, si no que era el uniforme quien se movía.
- d) La fuerza que marcaron los dinamómetros en el momento del corte fue de aproximadamente 44.48 N

Por tanto:

Torque producido al cortar el bronce comercial (ver figura 4 – 4)

$$F_{Bx} = F_B = 21.105 \text{ Cos } (18^\circ) = 20.072 \text{ N}$$

$$F_{By} = 21.105 \text{ Sen } (18^\circ) = 6.5218 \text{ N}$$

$$T_B = 20.072 \text{ N} (0.08973 \text{ m}) - 6.5218 \text{ N} (0.01457 \text{ m})$$

$$T_B = 170.6 \text{ N.m}$$

Esto se da en solo una de las 9 cuchillas.

Torque producido al cortar la tela:

$$F_{Tx} = 44.48 \text{ Cos } (18^\circ) = 42.3 \text{ N}$$

$$F_{Ty} = 44.48 \text{ Sen } (18^\circ) = 13.74 \text{ N}$$

$$T_t = 42.3 \text{ N (0.08973 m)} - 13.74 \text{ N (0.01457 m)}$$

$$T_t = 3.595 \text{ N.m (Este es el torque en una cuchilla)}$$

Esto se da en ocho de las nueve cuchillas.

Por lo que el torque total será:

$$T_{\text{(total)}} = T_{\text{(Bronce)}} + T_{\text{(Tela)}} = 170.6 + 3.595 (8) = 199.36 \text{ N.m}$$

$$P = T \times n / 63000$$

Donde:

$$N = 410 \text{ rpm}$$

$$T = 1764.48 \text{ lbf - in}$$

Por lo que:

$$P = 1.75 \text{ HP (Potencia de diseño de la banda transmisora de potencia).}$$

Para la selección de la banda adecuada se seguirá el siguiente procedimiento:

$$P_{\text{(diseño)}} = K_{sB} \times P_{\text{(motor)}} \rightarrow \text{Para } K_{sB}, \text{ ver anexo 24 y para } P_{\text{(motor)}} \text{ ver anexo 25.}$$

$$P_{\text{(diseño)}} = 1.2 (1.75)$$

$$P_{\text{(diseño)}} = 2.10 \text{ HP}$$

$$P_{\text{(corregida)}} = K_{1B} \times K_{2B} \times P_{\text{(banda)}}$$

Donde:

K_{1B} = Factor de corrección para el ángulo de contacto. (Ver Anexo 26)

K_{1B} está en función del ángulo de contacto el cual se calcula de la siguiente manera:

$$\phi = \pi \pm 2 \text{ Sen}^{-1} (D-d / 2C)$$

Donde:

ϕ = Angulo de contacto

D = Diámetro de la polea mayor

d = Diámetro de la polea menor

C = Distancia entre centros

K_{2B} = Factor de corrección de longitud de banda (Ver Anexo 27)

K_{2B} está en función de la longitud de banda la cual se calcula de la siguiente manera:

$$L = [4C^2 - (D-d)^2]^{1/2} + \frac{1}{2}(\phi/2)(D+d)$$

Donde:

L = Longitud de banda
C = Distancia entre centros
D = Diámetro de la polea mayor
d = Diámetro de la polea menor
 ϕ = Angulo de contacto

Para banda tipo "A"

$$K_{1B} = 0.95, K_{2B} = 0.85, P_{(banda)} = 0.7910 \text{ HP}$$

$$P_{(corregida)} = 0.95 \times 0.85 \times 0.7910 \text{ HP}$$

$$P_{(corregida)} = 0.63873 \text{ HP}$$

$$P_{(diseño)} / P_{(corregida)} = 3.29 \text{ bandas} \rightarrow 4 \text{ banda tipo "A"}$$

4.3.3. Dimensionamiento del eje de las cuchillas³⁹

Método de Diseño

- Evaluar el T (máx.).
- Encontrar M (máx.). Por medio de un diagrama flector resultante del eje.
- Evaluar τ , para ejes circulares sólidos $\tau = (16 \times T) / (\pi \times d^3)$
- Evaluar σ , para ejes circulares sólidos $\sigma = (32 \times M) / (\pi \times d^3)$
- Evaluación de $S_n = K_a \times K_b \times K_c \times K_e \times S_n' / K_f$
- Evaluar los esfuerzos a los que está sometido y las características del material propuesto por medio de la línea de Goodman.

$$(K_f) \sigma / S_n + \tau / S_{ut} = 1 / n$$

"S_{ut}" depende del material a utilizar

"S_n" evalúa las condiciones a las que estará funcionando el eje así como también su tamaño y los concentradores de esfuerzos

" σ " Depende del momento flector, así mismo de la geometría del eje.

" τ " Depende del momento torsor, así como también de la geometría del eje.

- Evaluación de T (máx.)

El torque máximo se determinó en el numeral 4.3.2. Y su valor es el siguiente:

³⁹ Ref. B10, B12

$$T_{(m\acute{a}x.)} = 199.36 \text{ N.m}$$

b) Evaluación de $M_{(m\acute{a}x.)}$

Diagrama de cuerpo libre del eje de las cuchillas

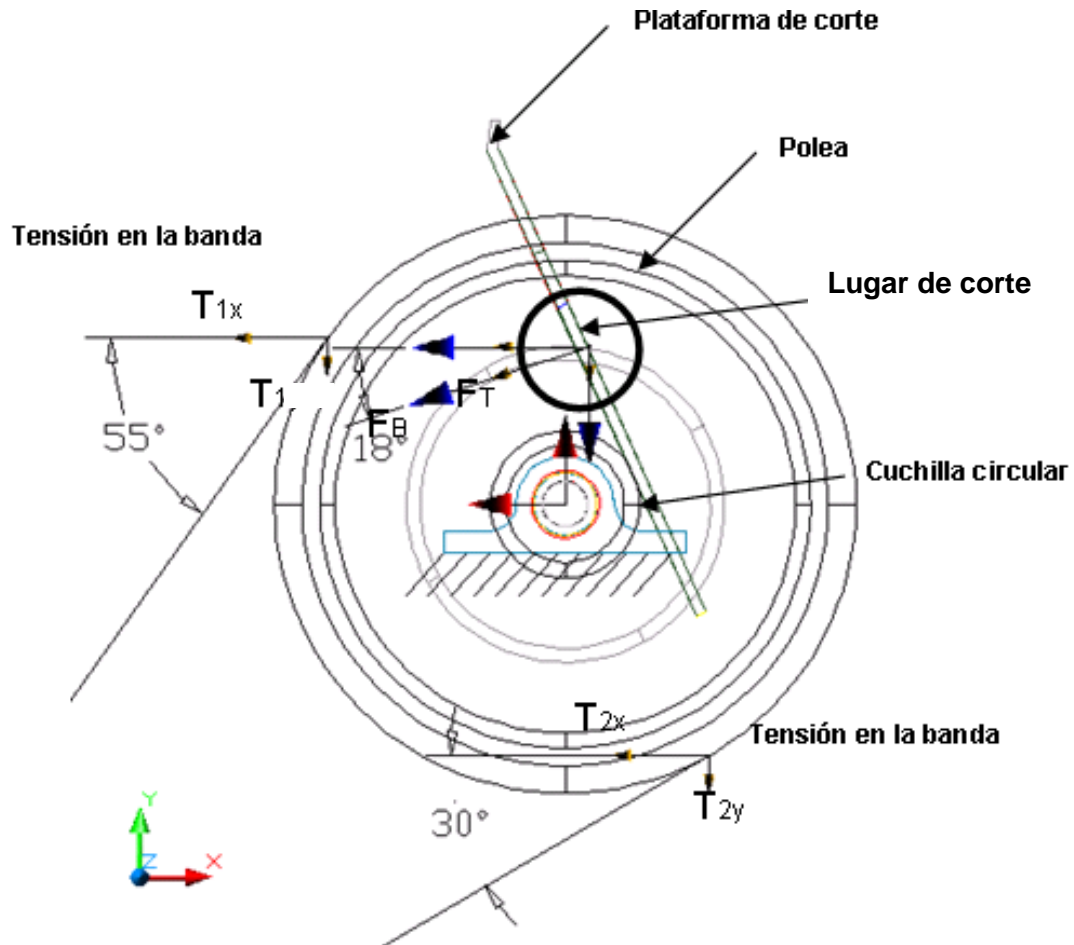


Figura 4- 4 Muestra el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que interactúan para la ejecución del corte.

El torque total es:

$$T_{(Tela)} = 3.595 (9) = 32.382 \text{ N.m}$$

Este torque debe ser transmitido por la banda por lo que:

$$(F_{1B} - F_{2B}) \times 0.16256 \text{ m} = 32.382 \text{ N.m}$$

$$(F_{1B} - F_{2B}) = 199.2 \text{ N}$$

$$F_{1B} = 199.2 + F_{2B} \rightarrow \text{Ecuación 1}$$

La ecuación 2, evalúa las condiciones en las que la banda podría deslizar sobre las poleas, con base al ángulo de contacto y la fricción entre la banda y la polea.

$$F_{1B} / F_{2B} = e^{(\mu \times \alpha)}$$

Donde:

$$\mu = 0.36^{40}$$

$$L_c = 0.8 \text{ m}$$

$$r = 0.0381 \text{ m}$$

$$R = 0.016256 \text{ m}$$

$$\alpha = 180 \pm 2 \text{ Sen}^{-1}(R-r/L_c)$$

$$\alpha_1 = 162^\circ \approx 2.829 \text{ Rad.}$$

$$\alpha_2 = 197.9^\circ \approx 3.45 \text{ Rad.}$$

$$F_{1B} / F_{2B} = e^{(\mu \times \alpha)}$$

$$F_{1B} = 2.769 \times F_{2B} \rightarrow \text{Ecuación 2.}$$

Igualando la ecuación 1 y 2.

$$2.769 \times F_{2B} = 199.2 + F_{2B}$$

La fuerzas en las bandas son:

$$F_{1B} = 311.8 \text{ N} \rightarrow F_{1x} = 178.84 \text{ N} \rightarrow F_{1y} = 255.41 \text{ N}$$

$$F_{2B} = 112.6 \text{ N} \rightarrow F_{2x} = 97.52 \text{ N} \rightarrow F_{2y} = 56.30 \text{ N}$$

$$F_{(\text{Tela } x)} = 42.3 \text{ N}$$

$$F_{(\text{Tela } y)} = 13.74 \text{ N}$$

Con base a estas fuerzas y las que se generan en cada cuchilla se elaboran los siguientes diagramas de fuerzas en los ejes X y Y.

Diagrama de cuerpo libre del eje de las cuchillas en el eje X.



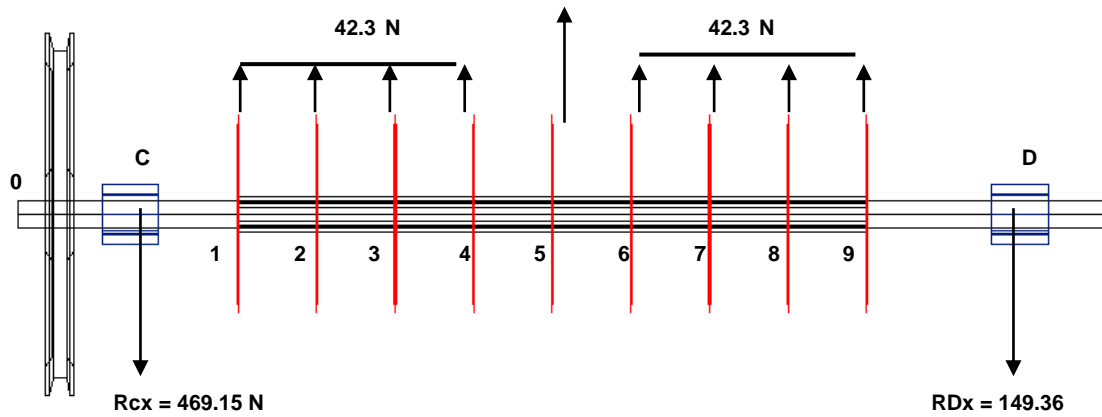


Figura 4- 5 Diagrama de cuerpo libre del eje de las cuchillas en la dirección "X"

Haciendo sumatoria de momentos en el punto D:

$$\Sigma M_D = 0 \quad \cup +$$

$$R_{cx} = 469.15 \text{ N} \downarrow$$

Con la sumatoria de fuerzas en X:

$$\Sigma F_x = 0 \quad \uparrow +$$

$$R_{Dx} = 149.36 \text{ N} \downarrow$$

Con todas las fuerzas identificadas en cada punto de nuestro interés, se calcula el diagrama momento flector en la dirección X, (Ver figura 4-7)

El mayor momento flector en la dirección X se produce en el punto 6

$$260 \times 0.4429 - 469.15 \times 0.37941 + 42.3 \times 0.2825 + 42.3 \times 0.2119 + 42.3 \times 0.14129 + 42.3 \times 0.07064 = -68.82 \text{ Nm}$$

Diagrama de cuerpo libre del eje de las cuchillas en el eje Y

$$R_{cy} = 293.26 \text{ N}$$



$$R_{Dy} = 32.05 \text{ N}$$

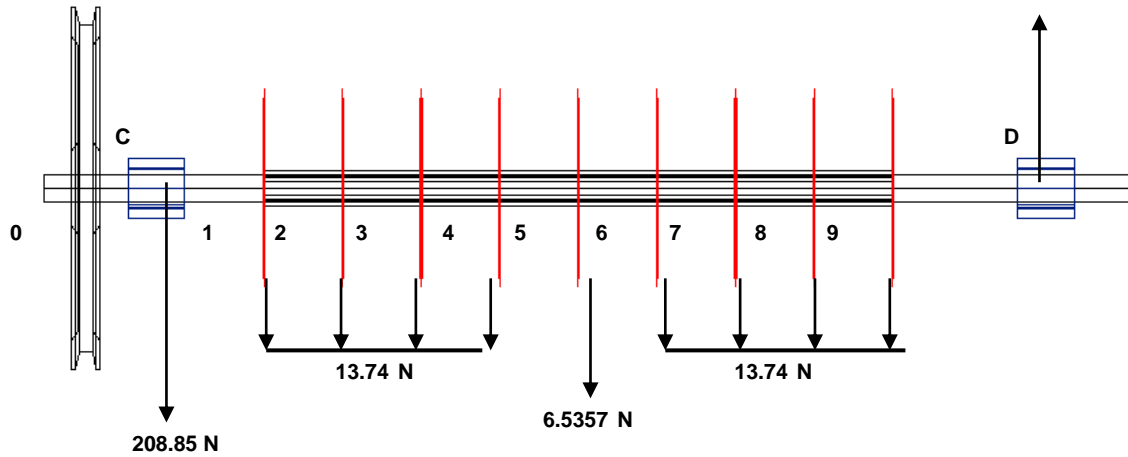


Figura 4- 6 Diagrama de cuerpo libre del eje de las cuchillas en la dirección “Y”

$$\Sigma M_C = 0 \quad \cup +$$

$$R_{Dy} = 32.05 \text{ N } \uparrow$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad \uparrow +$$

$$R_{Dy} = 208.85 \text{ N } \downarrow$$

El mayor momentos flectores en la dirección Y se da en el punto 6.

$$293.26 \times 0.4429 - 208.85 \times 0.37941 - 13.74 \times 0.2825 - 13.74 \times 0.2119 - 13.74 \times 0.14129 - 13.74 \times 0.07064 = 40.94 \text{ Nm}$$

Diagrama Momento flector en el eje de las cuchillas.

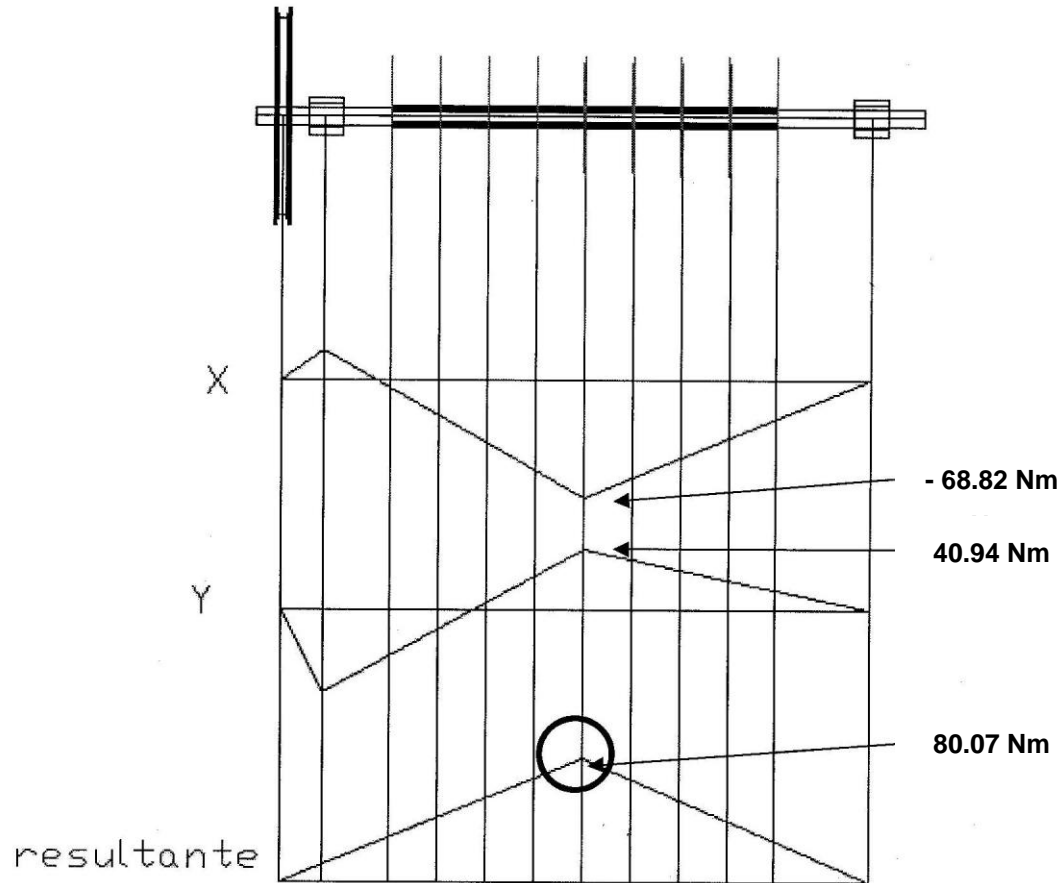


Figura 4- 7. Diagrama Momento flector en el eje de las cuchillas.

El valor del momento resultante máximo es por consiguiente:

$$M_{(M\acute{a}x.)} = 80.07 \text{ N.m}$$

Evaluando σ y τ

Para $d = 25.4 \text{ mm}$

Para ejes circulares s\u00f3lidos

$$\tau = (16 \times T) / (\pi \times d^3)$$

Donde $T = 199.74 \text{ Nm}$ (Ver p\u00e1gina 59)

$$\tau = 62.077 \text{ Mpa}$$

$K_f \rightarrow$ Factor de concentraci\u00f3n de esfuerzo por fatiga

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

Donde $q \rightarrow$ Sensibilidad de la muesca

$K_t \rightarrow$ Factor de concentración de esfuerzos

$$D/d = 25.4/23.4 = 1.08$$

$$r/d = 3/23.4 = 0.128$$

$$q = 0.8 \text{ (Ver anexo 28)}$$

$$K_t = 1.6 \text{ (Ver anexo 29)}$$

$$K_f = 1.48$$

$$\sigma = (32 \times M) / (\pi \times d^3)$$

$$\text{Dónde } M = 80.07 \text{ Nm}$$

$$\sigma = 49.77 \text{ Mpa}$$

$$(K_f) \sigma = 73.65 \text{ Mpa}$$

Asumiendo un diámetro de 1 in, se seleccionará el material.

$$S_n = K_a \times K_b \times K_c \times K_e \times S_n'$$

$$S_n' = 0.504 S_{ut} \text{ si } S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

$K_a \rightarrow$ Factor de superficie

$$K_a = a (S_{ut})^b$$

$$K_a = 4.15 (S_{ut})^{-0.265}$$

$$K_a = ?$$

$K_b \rightarrow$ Factor de tamaño

$$K_b = (d / 7.62)^{-0.1133} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = 0.87248$$

$K_c \rightarrow$ Factor de carga

$$K_c = 1 \text{ (cargado a flexión)}$$

$K_d \rightarrow$ Factor de temperatura

$$K_d = 1 \text{ (No se perciben cambios de temperatura considerables)}$$

$$S_n = [4.15 (S_{ut})^{-0.265}] \times 0.87248 \times 1 \times 1 \times (0.504 \times S_{ut})$$

$$S_n = 1.233 S_{ut}^{0.735}$$

Aplicando la teorema de Goodman⁴¹

$$\sigma / S_n + \tau / S_{ut} = 1 / n$$

$$73.65 / 1.233 S_{ut}^{0.735} + 62.077 / S_{ut} = 1$$

$$S_{ut} = 342.56 \text{ Mpa}$$

El acero AISI 1020 CD posee $S_{ut} = 380 \text{ Mpa}$ para el material del eje.

4.3.4 Diseño de separadores de cuchillas

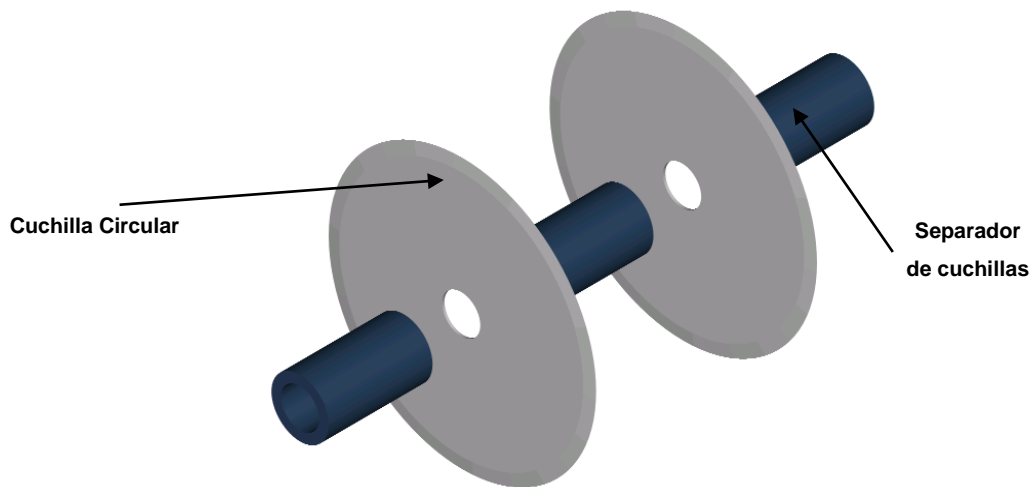


Figura 4-8. Ubicación de los Separadores de las cuchillas.

Las cuchillas poseen un agujero que no es totalmente circular, este tiene un lado plano como se muestra en la figura 4-9.

⁴¹ Ref. B10

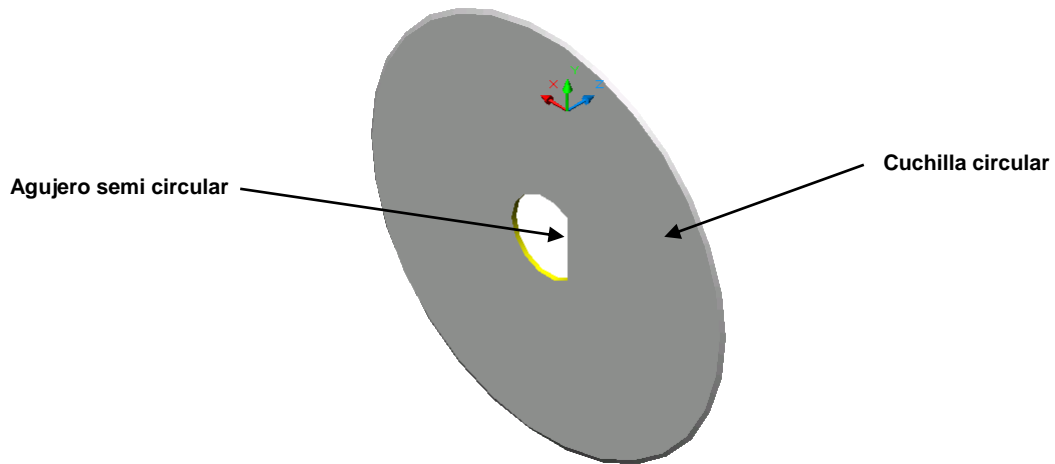


Figura 4- 9. Agujero de la cuchilla.

Debido a la geometría de este agujero, el separador no tiene la necesidad de garantizar la fijeza de la cuchilla al eje como el caso de un chavetero, si no que solo evita su desplazamiento axial, por lo que se analizará el separador únicamente sometido a esfuerzos de compresión.

La geometría del separador se muestra en la figura 4-10.



Figura 4 - 10. Geometría del separador

Esto se logrará colocando en uno de los extremos del eje de las cuchillas una rosca, de igual forma que se colocan las fresas circulares, al aplicarle un par a la tuerca, esta comprime los separadores evitando así su desplazamiento axial.

El separador estará sometido únicamente a esfuerzos de compresión, este esfuerzo no debe causar una deformación excesiva.

El separador tiene 69.05 mm de largo.

El diámetro interno es de 25.4 mm, y el exterior es de 38.1 mm.

Se utilizará el siguiente criterio para el diseño del separador:⁴²

- a) Fijar una deformación máxima para el separador así como las dimensiones de este.
- b) Aplicar la ley de Hooke para encontrar la fuerza con la que se deformaría el material según el literal anterior.
- c) Conociendo esta fuerza y el área de contacto del separador, comprobar que no se supera el límite de proporcionalidad del material.
- d) Diseñar una rosca con la que se pueda mantener la presión en los separadores y además que sea auto sujetable

Deformación de elementos sometidos a carga axial.

$$\delta = F_a \times L / (A \times E)$$

Donde: F_a → es la fuerza aplicada.

L → es la longitud o largo.

A → es el área de contacto.

E → módulo de elasticidad (para el acero 200 GPa)

$$1 \times 10^{-5} \text{ m} = F_a \times 0.06905 \text{ m} / (1.5834 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \times 200 \times 10^9 \text{ Pa})$$

$$F_a = 4.5864 \text{ KN}$$

Esta fuerza aplicada al área de contacto del separador no debe exceda el límite de fluencia del material, por lo que:

$$\sigma = F_a / A \text{ donde } \sigma < S_u$$

$$\sigma = (4.5864 \text{ KN}) / (1.5834 \times 10^{-4} \text{ m}^2)$$

$$\sigma = 28.96 \text{ Mpa} \text{ (Ver en anexo 39)}$$

Con base al los valores de la tabla del anexo 39, podemos elegir cualquier material, pues sus valores de fluencia es mayor al esfuerzo normal aplicado al separador.

⁴² Ref. B16

Esta fuerza de compresión (4.5864 KN) será ejercida por el aprete de una tuerca a la que se le aplica un par.

El valor de este torque está en función del tipo y las dimensiones de la rosca así como también de la fricción entre los materiales.

Utilizando la teoría para el diseño de tornillos de potencia.

$$T = (D_m / 2) \times (F_a) \times [(\mu \text{ Sen } \alpha + \text{Tan } \lambda) / (1 - \mu \text{ Sen } \alpha \times \text{Tan } \lambda)].^{43}$$

Donde:

T → Par aplicado a la tuerca

D_m → Diámetro medio de la tuerca → $D_m = D - p / 2$

F_a → Fuerza producida hacia el separador

μ → Coeficiente de fricción entre acero y acero

λ → Angulo de avance → $\lambda = \text{Tan}^{-1}(p / (\pi D_m))$

α → Angulo de rosca → Acme de $29^\circ = 2 \alpha$ (Ver anexo 40)

p → Paso de la rosca (Ver anexo 41)

D → Diámetro del eje donde se labrará la rosca

$$T = 7.019 \text{ Nm}$$

Para que la rosca sea auto sujetable es necesario que se cumpla la siguiente condición: $\mu > \text{Tan } \lambda$

$$\mu = 0.25 \text{ (Ver Anexo 47)}$$

$$\text{Tan } \lambda = \text{Tan } (4.046) = 0.07073$$

$$0.25 > 0.07073$$

Por lo tanto el sistema es auto sujetable.

4.3.5 Selección de rodamientos para el eje de cuchillas.⁴⁴

Para la selección de los rodamientos se deben tomar en consideración tanto las cargas radiales como las axiales que deben ser analizadas por separado.

⁴³ Ref. B10

⁴⁴ Ref. B13

El primer factor a tomar en cuenta en el cálculo de la carga de los rodamientos es la magnitud y la dirección de las cargas axiales y radiales. Uno o más de los siguientes factores afectan la carga radial de los rodamientos:

- a) Peso de los componentes tales como ejes, poleas acanaladas, poleas planas, engranajes, etc.
- b) Tensión producida por transmisiones de correa o cadenas.
- c) Las cargas tangenciales de separación y axiales generadas por engranajes.
- d) La inercia producida por la aceleración y la desaceleración.
- e) Las fuerzas centrífugas generadas por el movimiento rotatorio o el desbalance.

Las tablas para seleccionar los rodamientos están en función de la carga dinámica C_r y de la carga estática C_{or} , por lo que se procederá a explicar en que consiste cada una de ellas y como calcularlas.

4.3.5.1 Cálculo de carga Dinámica.⁴⁵

Esta está en función de la carga radial, la velocidad de rotación y la vida mínima necesaria.

La selección del rodamiento puede hacerse utilizando la formula siguiente:

$$C_r \geq P_r \times f_n \times f_L \times f_d$$

Donde C_r = Capacidad dinámica radial

P_r = Carga radial efectiva calculada

f_n = Factor de velocidad de rotación (Ver Anexo 30)

f_L = Factor de Vida (Ver Anexo 30 y Anexo 31)

f_d = Factor dinámico o de servicio (Ver Anexo 32)

La vida de un rodamiento se calcula mediante la ecuación $L_{10} = (C_r / P_r)$

Donde L_{10} = Vida esperada del 90% de rodamientos similares en condiciones de trabajo similares, esta se expresa en millones de revoluciones.

⁴⁵ Ref. B13

Factor de velocidad de rotación y vida (f_n)

$$f_n = (\text{rpm} \times 0.03)^{0.3}$$

Utilizar la tabla del anexo 30 para el calcular de este factor.

La vida que se necesita para el rodamiento (f_L) (Ver anexo 30)

4.3.5.2 Cálculo de Carga Estática.⁴⁶

Esta se define como la carga estática (radial) que corresponde a un esfuerzo de contacto de 4000 Mpa en el centro del punto de contacto entre rodillo y pista que recibe la mayor parte de la carga y produce una deformación equivalente a 0.0001 vez del diámetro del rodillo.

En los casos en que la rotación es muy lenta (menos de 5 rpm) o intermitente, el tamaño del rodamiento puede seleccionarse con base a la capacidad de carga estática.

La Capacidad de carga estática básica necesaria puede determinarse mediante:

$$C_{or} = S_o \times P_r$$

Donde: C_{or} = Capacidad de carga estática básica (radial) KN

P_r = Carga efectiva radial del rodamiento KN

S_o = Factor de seguridad estática (Ver Anexo 33)

Para el eje de las cuchillas, las fuerzas en los rodamientos C y D son las siguientes:

Para el rodamiento C

$$F_{cx} = 469.15 \text{ N}$$

$$F_{cy} = 208.85 \text{ N}$$

$$P_r = 513.53 \text{ N}$$

Análisis de carga dinámica

$$C_r \geq P \times f_n \times f_L \times f_d$$

$$f_n = (410 \times 0.03)^{0.3} = 2.123$$

⁴⁶ Ref. B13

$$f_L = (40000/500) ^ 0.3 = 3.72$$

$$f_n \times f_L \geq 1 \rightarrow 2.123 \times 3.72 = 7.89756$$

$$f_d = 1.5 \text{ (Choques ligeros, Anexo 32)}$$

$$C_r = 0.513 \text{ KN} \times 2.123 \times 3.72 \times 1.5$$

$$C_r = 6.126 \text{ KN}$$

Análisis de carga estática

$$C_{or} = S_o \times P_r$$

$$S_o = 2 \rightarrow \text{(Tipo de funcionamiento normal y medio, ver Anexo 33)}$$

$$C_{or} = 2 \times 0.513 \text{ KN}$$

$$C_{or} = 1.026 \text{ KN}$$

Por lo que los valores de las variables para la selección del rodamiento son:

Carga Dinámica $C_r = 6.126 \text{ KN}$

Carga Estática $C_{or} = 1.026 \text{ KN}$

Es factible utilizar un rodamiento SKF 61808 (Ver anexo 34)

Para el rodamiento D

$$F_{Dx} = 32.05 \text{ N}$$

$$F_{Dy} = 208.85 \text{ N}$$

$$P_r = 0.21129 \text{ KN}$$

$$C_r \geq P \times f_n \times f_L \times f_d$$

$$f_n = (410 \times 0.03) ^ 0.3 = 2.123$$

$$f_L = (40000/500) ^ 0.3 = 3.72$$

$$f_n \times f_L \geq 1 \rightarrow 2.123 \times 3.72 = 7.89756$$

$$f_d = 1.5 \text{ (Choques ligeros, Ver anexo 32)}$$

$$C_r = 0.21129 \text{ KN} \times 2.123 \times 3.72 \times 1.5$$

$$C_r = 2.503 \text{ KN}$$

$$C_{or} = S_o \times P_r$$

$$S_o = 2 \rightarrow (\text{Tipo de funcionamiento normal y medio, Ver Anexo 33})$$

$$C_{or} = 2 \times 0.21129 \text{ KN}$$

$$C_{or} = 0.422 \text{ KN}$$

Por lo que los valores de las variables para la selección del rodamiento son:

$$\text{Carga Dinámica } C_r = 2.503 \text{ KN}$$

$$\text{Carga Estática } C_{or} = 0.422 \text{ KN}$$

Es factible utilizar un rodamiento SKF 61808 (Ver anexo 34)

4.3.6 Selección de Motor eléctrico

El método que se seguirá para la selección del motor eléctrico es el siguiente:

- a) Cálculo de los pesos y las inercias de todos los elementos que están en movimiento.
- b) Estimar el efecto de la inercia en función del torque de arranque que debe entregar el motor eléctrico.

Para el cálculo de la inercia utilizaremos las formulas del anexo 42.

Para las cuchillas:

$$I = (d^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g)$$

$$I = 0.0011235 \text{ Kg.m.s}^2 \rightarrow \text{Para las 9 cuchillas circulares}$$

Para el eje:

$$I = (d^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g)$$

$$I = 3.3275 \times 10^{-4} \text{ Kg.m.s}^2$$

Para los separadores:

$$I = (D^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g) - (d^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g)$$

$$I = 0.0482 \text{ Kg.m.s}^2 \rightarrow \text{Para todos los separadores}$$

Para la polea de aluminio:

$$I = (d^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g)$$

$$I = 0.01385 \text{ Kg.m.s}^2$$

$$I_{\text{(total)}} = 0.0632077 \text{ Kg.m.s}^2$$

El torque que demanda la máquina es:

$$T = T_{\text{(Carga)}} \left(\frac{n_c}{n_m} \right) / \eta_B + I_{\text{(total)}} \times \left[\left(\frac{n_c}{n_m} \right)^2 / \eta_B \right] \times (\Delta\omega / \Delta t)$$

Donde: n_c → Velocidad del eje en las cuchillas (410 prm)

n_m → Velocidad del motor (1750 prm)

η_B → Eficiencia de la banda (0.9)

$\Delta\omega$ → Cambio de velocidad angular del motor (183.25 rad/s)

Δt → Tiempo máximo de arranque del motor (2.5 s)

$$T_{\text{(nominal)}} = 0.6598 \text{ Nm}$$

$$T_{\text{(arranque)}} = 0.8914 \text{ Nm}$$

Con base a la tabla del anexo 43, se elije un motor adecuado.

Motor sugerido:

Potencia = 2 HP

Número de polos = 4

Velocidad a plena carga = 1750 rpm

Par a plena carga = 0.677 Nm

Par de arranque = 1.694 Nm

4.4 Diseño del Sistema Sujetador de ropa

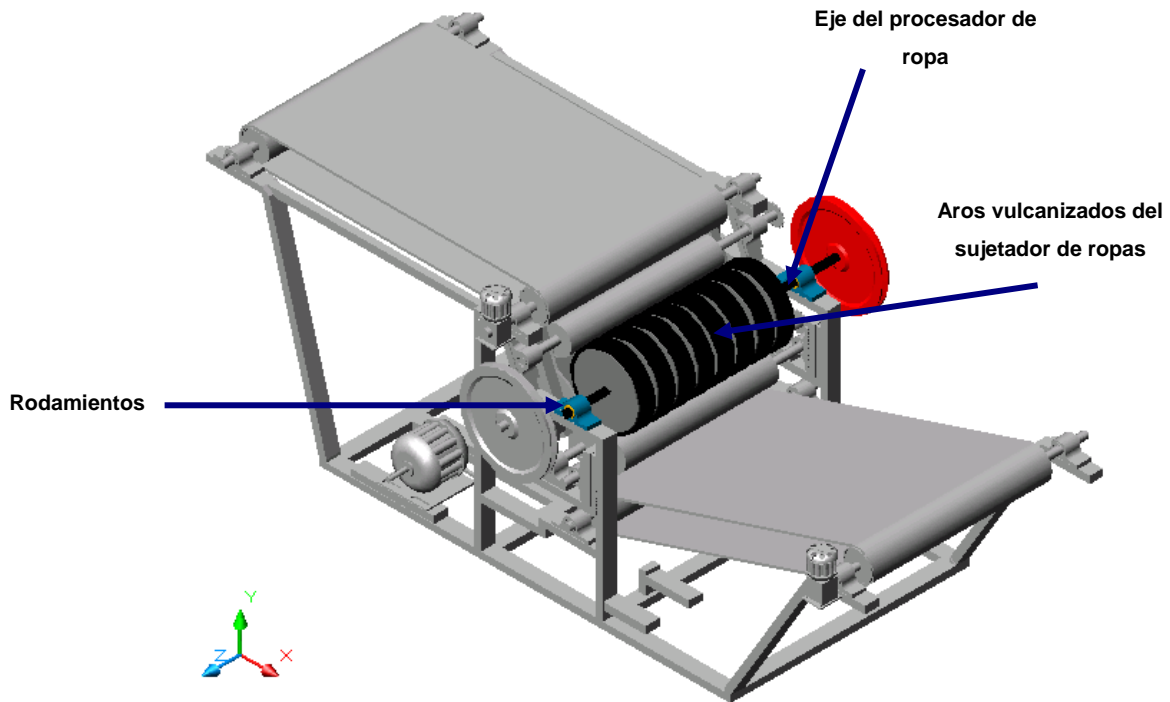


Figura 4-11. Sistema de sujeción de ropa

El sujetador de ropa es el encargado de ejercer presión en la ropa en el momento del corte.

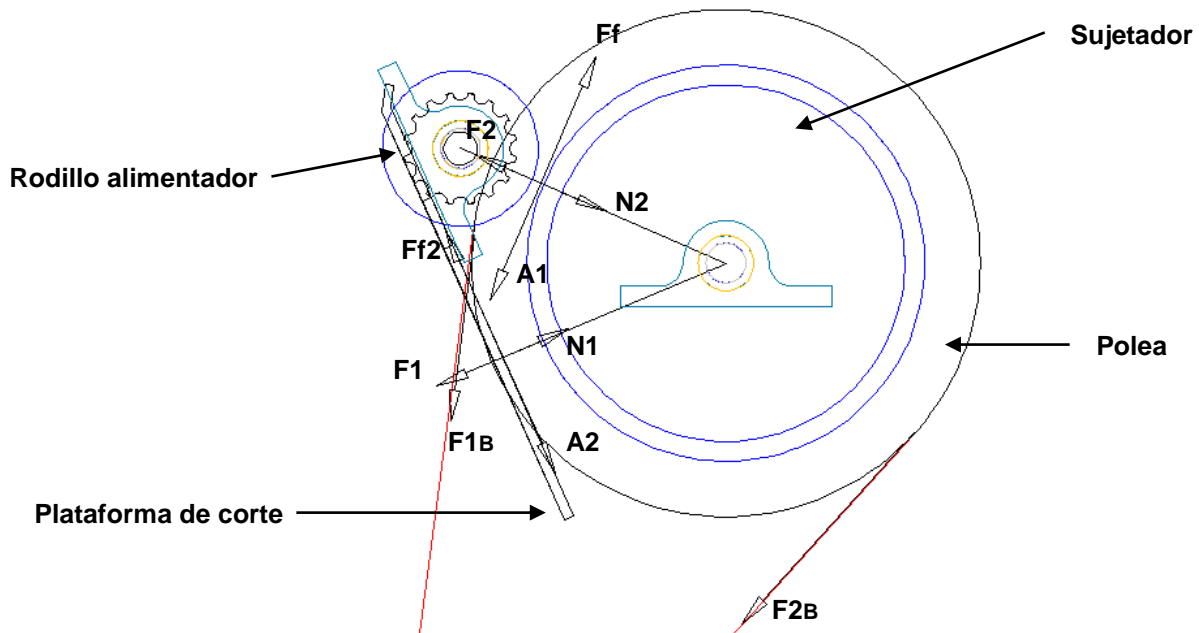


Figura 4 -12. Diagrama de cuerpo libre del sujetador de ropa.

La presión que se ejerce sobre la ropa (F_1 y F_2) no produce ningún efecto de torque sobre el eje, sin embargo la fuerza con la que se arrastra la tela (A_1 y A_2) si lo hace.

Con un sistema de ejes paralelos inclinados 66° .

$\Sigma F_y = 0 \nearrow (+)$ (en el lugar donde el alimentador arrastra la tela contra la plataforma)

$$N_1 - F_1 = 0 \rightarrow N_1 = F_1 = 44.4822 \text{ N}$$

$\Sigma F_x = 0 \searrow (+)$

$$A_1 - F_{f1} = 0 \rightarrow A_1 = F_{f1} = N_1 (\mu) = 44.48 \times 0.45 = 20.01699 \text{ N}$$

La distancia a la que se produce esta fuerza es 0.130175 m

El torque originado por esta fuerza es el siguiente: $T = R \times A_1$

$$T_1 = 0.130175 \times 20.01699 = 2.60571 \text{ Nm}$$

Cada disco del alimentador comprime la tela en dos puntos, por lo que el valor del torque se duplica por cada disco, pero el sistema del sujetador cuenta con ocho de estos discos, por lo que se convierte en dieciséis puntos de contacto.

Por lo que:

$$T_{(total)} = 16 \times 2.0845 \text{ Nm}$$

$$T_{(total)} = 41.69140 \text{ Nm}$$

4.4.1 Selección de Bandas transmisoras de potencia.⁴⁷

La potencia transmitida por la banda se calcula de la siguiente manera:

$$P = T \times n / 63000 \text{ [HP]}$$

Donde:

$$n = 75.19 \text{ rpm}$$

$$T = 41.69140 \text{ Nm (368.98 lbf - in)}$$

$$P = 368.98 \times 75.19 / 63000$$

$$P = 0.44038 \text{ HP}$$

⁴⁷ Ref. B10

Para la selección de la banda se seguirá el método del numeral 4.3.2.

$$P_{\text{(diseño)}} = 1.2 (0.44038)$$

$$P_{\text{(diseño)}} = 0.5284 \text{ HP}$$

$$P_{\text{(corregida)}} = K_{1B} \times K_{2B} \times P_{\text{(banda)}}$$

Para banda tipo "A"

$$K_{1B} = 0.95, K_{2B} = 0.85, P_{\text{(banda)}} = 0.7910 \text{ HP}$$

$$P_{\text{(corregida)}} = 0.95 \times 0.85 \times 0.7910 \text{ HP}$$

$$P_{\text{(corregida)}} = 0.63873 \text{ HP}$$

$$P_{\text{(diseño)}} / P_{\text{(corregida)}} = 0.829 \text{ bandas} \rightarrow 1 \text{ bandas tipo "A"}$$

Las fuerzas en la banda son:

$$(F_{1B} - F_{2B}) \times R = T$$

$$(F_{1B} - F_{2B}) \times (0.16256 \text{ m}) = 41.69140 \text{ Nm}$$

$$(F_{1B} - F_{2B}) = 256.4677 \text{ N}$$

$$F_{1B} = 256.4677 \text{ N} + F_{2B} \rightarrow \text{Ecuación 1}$$

Con base al análisis para evitar el deslizamiento de la banda con la polea.

$$F_{1B} / F_{2B} = e^{\mu\alpha}$$

$$\alpha = 180 \pm 2 \text{ Sen}^{-1}(R-r/Lc)$$

$$R = 0.16256 \text{ m}$$

$$r = 0.0381 \text{ m}$$

$$Lc = 0.4209 \text{ m}$$

$$\alpha = 180 + 2 \text{ Sen}^{-1}(0.16256-0.0381/0.4209) = 214.39^\circ$$

$$\alpha = 180 - 2 \text{ Sen}^{-1}(0.16256-0.0381/0.4209) = 145.60^\circ \approx 2.541 \text{ rad}$$

$$F_{1B} / F_{2B} = e^{(0.36 \times 2.541)}$$

$$F_{1B} = 2.4964 \times F_{2B} \rightarrow \text{Ecuación 2}$$

Igualando las ecuaciones 1 y 2.

$$2.4964 \times F_{2B} = 256.4677 \text{ N} + F_{2B}$$

$$F_{2B} = 171.39 \text{ N} \text{ y } F_{1B} = 427.83 \text{ N}$$

4.4.2. Dimensionamiento del eje del sujetador.⁴⁸

Método de Diseño

- a) Evaluar el T (máx.).
- b) Encontrar M (máx.). Por medio de un diagrama flector resultante del eje.
- c) Evaluar τ , para ejes circulares sólidos $\tau = (16 \times T) / (\pi \times d^3)$
- d) Evaluar σ , para ejes circulares sólidos $\sigma = (32 \times M) / (\pi \times d^3)$
- e) Evaluación de $S_n = K_a \times K_b \times K_c \times K_e \times S_n' / K_f$
- f) Evaluar los esfuerzos a los que está sometido y las características del material propuesto por medio de la teoría de fallas.

$$\sigma / S_n + \tau / S_{ut} = 1 / n$$

“S_{ut}” depende del material a utilizar

“S_n” evalúa las condiciones a las que estará funcionando el eje así como también su tamaño y los concentradores de esfuerzos

“ σ ” Depende del momento flector, así mismo de la geometría del eje.

“ τ ” Depende del momento torsor, así como también de la geometría del eje.

- a) Evaluación de T (max)

$$T_{(máx.)} = 41.69140 \text{ N.m}$$

- b) Evaluación de M (Máx.)

Para encontrar el valor de M (Máx.), se debe contar con todos los valores de fuerzas en cada uno de los aros del sujetador, la banda de transmisión y las reacciones en los rodamientos.

Diagrama de cuerpo libre del eje del alimentador principal en la dirección “X”

El procedimiento es el mismo descrito en el numeral 4.3.1.

$$(F_{1B} - F_{2B}) \times R = T$$

$$(F_{1B} - F_{2B}) \times (0.16256 \text{ m}) = 41.69140 \text{ Nm}$$

⁴⁸ Ref. B10, B11, B12

$$(F_{1B} - F_{2B}) = 256.4677 \text{ N}$$

$$F_{1B} = 256.4677 \text{ N} + F_{2B} \rightarrow \text{Ecuación 1}$$

También: $F_{1B} / F_{2B} = e^{\mu\alpha}$

$$\alpha = 180 \pm 2 \text{ Sen}^{-1}(R-r/Lc)$$

$$R = 0.16256 \text{ m}$$

$$r = 0.0381 \text{ m}$$

$$Lc = 0.4209 \text{ m}$$

$$\alpha = 180 + 2 \text{ Sen}^{-1}(0.16256-0.0381/0.4209) = 214.39^\circ$$

$$\alpha = 180 - 2 \text{ Sen}^{-1}(0.16256-0.0381/0.4209) = 145.60^\circ \approx 2.541 \text{ rad}$$

$$F_{1B} / F_{2B} = e^{(0.36 \times 2.541)}$$

$$F_{1B} = 2.4964 \times F_{2B} \rightarrow \text{Ecuación 2}$$

Igualando las ecuaciones 1 y 2.

$$2.4964 \times F_{2B} = 256.4677 \text{ N} + F_{2B}$$

$$F_{2B} = 171.39 \text{ N y } F_{1B} = 427.83 \text{ N}$$

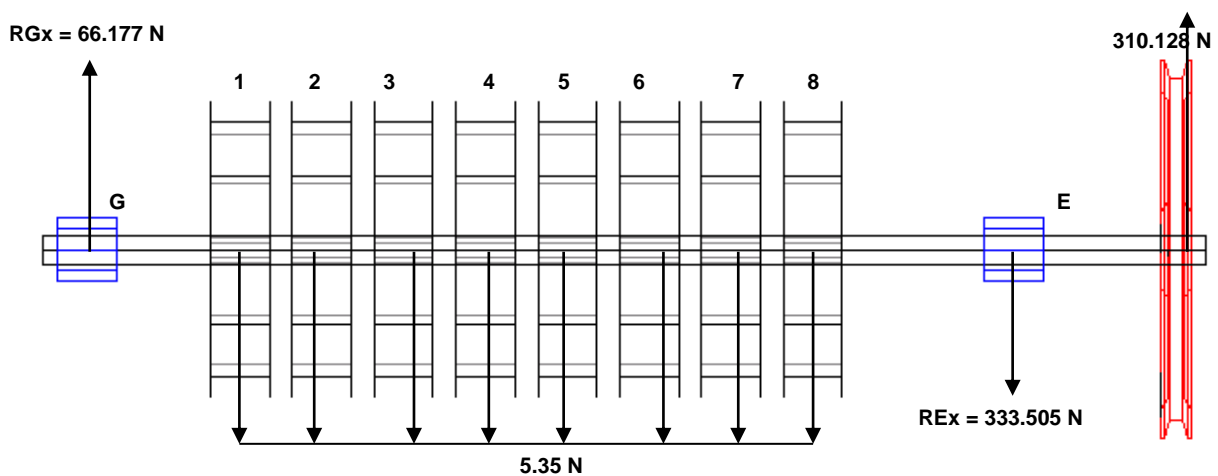


Figura 4 – 13. Diagrama de cuerpo libre del eje del procesador en la dirección “X”.

Fuerzas en cada disco de alimentador.

$$20.01 \text{ Cos } (82^\circ) = 2.78 \text{ N } \uparrow$$

$$20.01 \text{ Cos } (66^\circ) = 8.1388 \text{ N } \downarrow$$

$$R = 5.35 \text{ N } \downarrow$$

El mayor momento Flector en el eje del procesador en la dirección "X" se da en el rodamiento E

$$M_x = 43.39577 \text{ Nm}$$

El mayor momento Flector en el eje del procesador en la dirección "Y" se da en el rodamiento E

$$M_y = -60.75 \text{ Nm}$$

La resultante es obtenida aplicando el teorema de Pitágoras $R = \sqrt{X^2 + Y^2}$

El valor más alto se da en el rodamiento E, este valor es, $M = 77.07 \text{ Nm}$, por lo que este será el valor utilizado para el diseño del eje.

c) Evaluando σ y τ

Para ejes circulares y sólidos

$$\tau = (16 \times T) / (\pi \times d^3)$$

$$\text{Donde } T = 41.69 \text{ Nm}$$

$$\tau = 12.95 \text{ Mpa}$$

$$\sigma = (32 \times M) / (\pi \times d^3)$$

$$\text{Dónde } M = 77.04 \text{ Nm}$$

$$\sigma = 47.88 \text{ Mpa}$$

$$S_n = K_a \times K_b \times K_c \times K_e \times S_n' / K_f$$

$$S_n' = 0.504 S_{ut} \quad \text{si } S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

$K_a \rightarrow$ Factor de superficie

$$K_a = a (S_{ut})^b$$

$$K_a = 4.51 (S_{ut})^{-0.1133}$$

$K_b \rightarrow$ Factor de tamaño

$$K_b = (d / 7.62)^{-0.1133} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = 0.874$$

K_c → Factor de carga

$$K_c = 1 \text{ (cargado a flexión)}$$

K_d → Factor de temperatura

$$K_d = 1 \text{ (No se perciben cambios de temperatura considerables)}$$

K_f → Factor de concentración de esfuerzo por fatiga

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

Donde q → Sensibilidad de la muesca

K_t → Factor de concentración de esfuerzos

$$D/d = 25.4/23.4 = 1.08$$

$$r / d = 3/23.4 = 0.128$$

$$q = 0.8 \text{ (ver anexo 28)}$$

$$K_t = 1.6 \text{ (Ver anexo 29)}$$

$$K_f = 1.48$$

$$S_n = [4.15 (S_{ut})^{-0.265}] \times 0.87248 \times 1 \times 1 \times (0.504 \times S_{ut})$$

$$S_n = 1.233 S_{ut}^{0.735}$$

Aplicando la teorema de Goodman⁴⁹

$$\sigma / S_n + \tau / S_{ut} = 1 / n$$

$$1.48 \times (47.88 / 1.233 S_{ut}^{0.735}) + (12.95 / S_{ut}) = 1$$

$$S_{ut} = 265.09 \text{ Mpa}$$

El acero AISI 1020 CD posee $S_{ut} = 380 \text{ Mpa}$, por lo que es una alternativa viable para la fabricación de nuestro eje. (Ver anexo 39)

⁴⁹ Ref. B10

4.4.3 Diseño del aro para el sujetador de ropa.⁵⁰

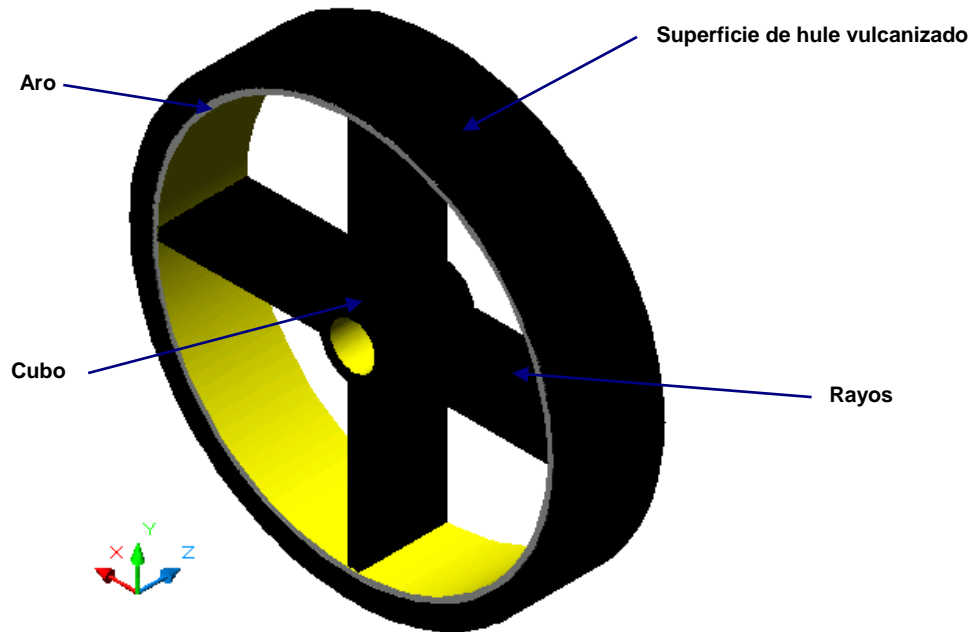


Figura 4- 15. Aro del sujetador de ropa.

Para el diseño de la llanta utilizaremos los mismos valores de $T_{(Máx.)}$ y $M_{(Máx.)}$, las ecuaciones de σ y τ se verán afectadas con respecto a la inercia debido a la geometría del eje.

$$\sigma = M c / I$$

Donde I = Momento de inercia

$$I = \frac{1}{4} \pi R^4 - \frac{1}{4} \pi r^4 \rightarrow \text{Para ejes huecos}$$

$$I = \frac{1}{4} \pi (R^4 - r^4)$$

$$\tau = T c / J$$

Donde J → Momento de inercia polar

$$J = \frac{1}{2} \pi R^4 - \frac{1}{2} \pi r^4 \rightarrow \text{Para ejes huecos}$$

$$J = \frac{1}{2} \pi (R^4 - r^4)$$

En este caso C = al radio del aro

$$C = 0.127 \text{ m}$$

⁵⁰ Ref. B10

Se seleccionará el material de un tubo célula 40. de 254 mm de diámetro. (Ver anexo 48)

$$R = 0.127 \text{ m}$$

$$r = 0.12303 \text{ m}$$

$$R^4 - r^4 = 3.1025 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I = 2.436 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$J = 4.873 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$\sigma = 77.04 \times 0.127 / [2.436 \times 10^{-5}]$$

$$\sigma = 0.40152637 \text{ MPa}$$

$$\tau = 41.69 \times 0.123825 / [4.873 \times 10^{-5}]$$

$$\tau = 0.10865 \text{ MPa}$$

Evaluación de $S_n = K_a \times K_b \times K_c \times K_e \times S_n' / K_f$

$$K_a = a (S_{ut})^b$$

$$K_a = 4.51 (S_{ut})^{-0.265}$$

$$K_b = (d / 7.62)^{-0.1133}$$

El diámetro equivalente excede los 51 mm, por lo que $K_b = 1$.

$$K_c = 1$$

$$K_d = 1$$

$$K_f = 1 \text{ (no posee ninguna entalladura)}$$

$$S_n' = 0.504 \times S_{ut}$$

$$S_n = 4.51 (S_{ut})^{-0.265} \times 1 \times 1 \times 1 \times 0.504 S_{ut}$$

$$S_n = 2.27304 (S_{ut})^{0.735}$$

$$\sigma / S_n + \tau / S_{ut} = 1$$

$$0.40152637 / 2.27304 (S_{ut})^{0.735} + 0.10865 / S_{ut} = 1$$

$$S_{ut} = 0.228 \text{ Mpa}$$

La carga que soportar el aro no produce ningún tipo de esfuerzo significativo, que ponga en peligro la pieza.

Por lo que se concluye que se puede utilizar un aro de 5/32 in de grosor, de hierro negro.

4.4.4 Diseño del separador de aros.⁵¹

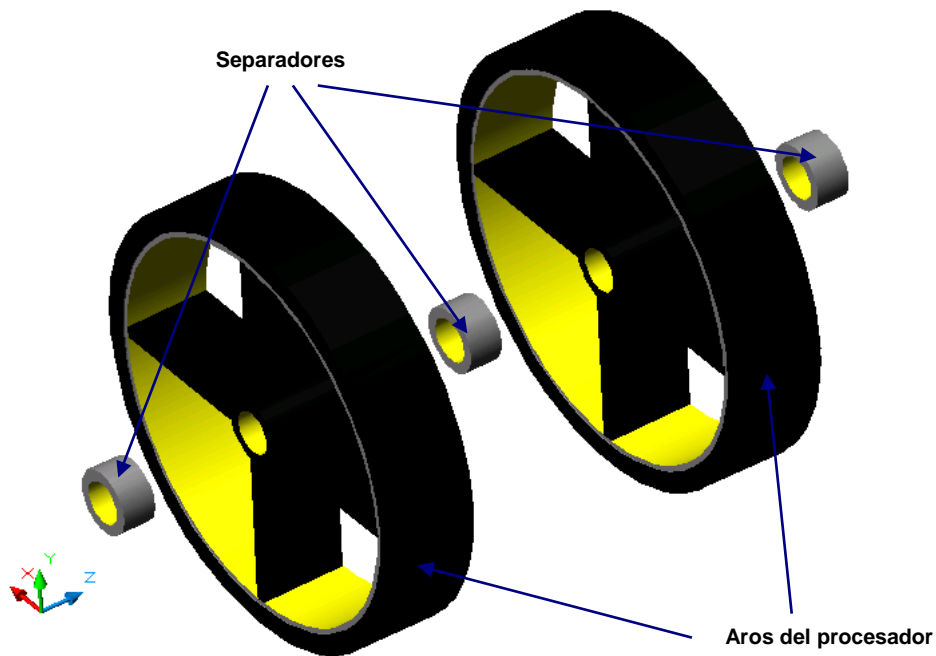


Figura 4- 16 Separadores del sistema de sujeción.

El método para el diseño de los separadores del sistema de fijación es el mismo desarrollado en el numeral 4.3.4.

Deformación de elementos sometidos a carga axial.⁵²

$$\delta = F_a \times L / (A \times E)$$

Donde: F_a → es la fuerza aplicada.

L → es la longitud o largo.

A → es el área de contacto.

⁵¹ Ref. B10, B11, B12

⁵² Ref. B16

E → módulo de elasticidad (para el acero 200 GPa)

$$1 \times 10^{-5} \text{ m} = F_a \times 0.01984502 \text{ m} / (1.5834 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \times 200 \times 10^9 \text{ Pa})$$

$$F_a = 15.957 \text{ KN}$$

Esta fuerza aplicada al área de contacto del separador no debe exceda el límite de fluencia del material, por lo que:

$$\sigma = F_a / A \text{ donde } \sigma < S_u$$

$$\sigma = (15.957 \text{ KN}) / (1.5834 \times 10^{-4} \text{ m}^2)$$

$$\sigma = 100.78 \text{ Mpa} \text{ (Ver en anexo 39)}$$

Con base al los valores de la tabla del anexo 23, podemos elegir el material cuyo límite de fluencia esté más próximo a 100.78 Mpa.

Para la rosca en el extremo, elegimos el mismo tipo de rosca del numeral 4.3.4.

Con base al análisis de los tornillos de potencia.⁵³

El torque necesaria para la sujeción es el siguiente.

$$T = (D_m / 2) \times (F_a) \times [(\mu \text{ Sen } \alpha + \text{Tan } \lambda) / (1 - \mu \text{ Sen } \alpha \times \text{Tan } \lambda)]$$

$$T = 216.18 \text{ lbf-in}$$

Para que la rosca sea auto sujetable es necesario que se cumpla la siguiente condición: $\mu > \text{Tan } \lambda$

$$\mu = 0.25$$

$$\text{Tan } \lambda = \text{Tan } (4.046) = 0.07073$$

$$0.25 > 0.07073 \text{ (El sistema es auto sujetable).}$$

4.4.5 Selección de rodamientos.⁵⁴

Utilizando la misma teoría desarrollada en el numeral 4.3.4 se procederá a seleccionar los rodamientos para el alimentador principal.

Las fuerzas en los rodamientos G y E son las siguientes:

⁵³ Ref. B10

⁵⁴ Ref. B13

Para el rodamiento en E

$$F_{EX} = 333.505 \text{ N}$$

$$F_{EY} = 654.59 \text{ N}$$

$$P_r = 734.65 \text{ N}$$

4.4.5.1 Cálculo de Carga Dinámica

$$C_r \geq P_r \times f_n \times f_L \times f_d$$

$$f_n = (60 \times 0.03)^{0.3} = 1.1928$$

$$f_L = (40000/500)^{0.3} = 3.72$$

$$f_n \times f_L \geq 1 \rightarrow 1.1928 \times 3.72 = 4.4373$$

$$f_d = 1.2 \rightarrow (\text{carga estable o pequeñas fluctuaciones})$$

$$C_r = 0.73465 \text{ KN} \times 1.1928 \times 3.72 \times 1.2$$

$$C_r = 3.91176 \text{ KN}$$

4.4.5.2. Cálculo de carga dinámica

$$C_{or} = S_o \times P_r$$

$$S_o = 2 \rightarrow (\text{Tipo de funcionamiento normal y medio, ver Anexo 32})$$

$$C_{or} = 2 \times 3.91176 \text{ KN}$$

$$C_{or} = 7.823521 \text{ KN}$$

Por lo que los valores de las variables para la selección del rodamiento en E son:

Carga Dinámica $C_r = 3.91176 \text{ KN}$

Carga Estática $C_{or} = 7.823521 \text{ KN}$

El rodamiento puede ser un SKF 61908 (Ver anexo 34)

Para el rodamiento G

$$F_{GX} = 66.177 \text{ N}$$

$$F_{GY} = 84.27 \text{ N}$$

$$P_r = 107.1486 \text{ N}$$

Análisis de carga dinámica

$$C_r \geq P \times f_n \times f_L \times f_d$$

$$f_n = (60 \times 0.03)^{0.3} = 2.123$$

$$f_L = (40000/500)^{0.3} = 3.72$$

$$f_n \times f_L \geq 1 \rightarrow 2.123 \times 3.72 = 7.89756$$

$$f_d = 1.2 \text{ (carga estable o pequeñas fluctuaciones, ver anexo 31)}$$

$$C_r = 0.1071486 \text{ KN} \times 2.123 \times 3.72 \times 1.2$$

$$C_r = 1.0154 \text{ KN}$$

Análisis de Carga Estática

$$C_{or} = S_o \times P_r$$

$$S_o = 2 \rightarrow \text{(Tipo de funcionamiento normal y medio, ver Anexo 32)}$$

$$C_{or} = 2 \times 0.1071486 \text{ KN}$$

$$C_{or} = 2.0309 \text{ KN}$$

Por lo que los valores de las variables para la selección del rodamiento son:

$$\text{Carga Dinámica } C_r = 1.0154 \text{ KN} \approx 228.283 \text{ lbf}$$

$$\text{Carga Estática } C_{or} = 2.0309 \text{ KN} \approx 456.566 \text{ lbf}$$

El rodamiento SKF 61806 es adecuado. (Ver anexo 33)

4.4.6 Torque necesarios para mover el sistema de sujeción.

En el caso de este moto reductor, tendrá que mover el sistema de alimentación y el sistema de sujeción de ropa, por lo que las inercias de estos dos sistemas se referirán hacia este eje.

Inercia del sistema de sujeción de ropa.

Con base a las formulas del anexo 42, se calculan las siguientes inercias:

Eje del sistema de procesador de ropa.

$$I = (d^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g)$$

$$I = 3.3275 \times 10^{-5} \text{ Kg.m.s}^2$$

Para los separadores:

$$I = [(D^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g) - (d^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g)]$$

$$I = 0.013851 \text{ Kg.m.s}^2$$

Para los aros:

$$I = (D^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g) - (d^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g)$$

$$I = 0.015874 \text{ Kg.m.s}^2 \rightarrow \text{Para todos los separadores}$$

Para los cubos:

$$I = (D^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g) - (d^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g)$$

$$I = 0.01 \text{ Kg.m.s}^2$$

Para los rayos

$$I = (b^2 + c^2) \times a \times b \times c \times \rho / (12 \times g)$$

$$I = 1.0184 \times 10^{-5} \text{ Kg.m.s}^2$$

Aplicando el teorema de los ejes paralelos

$$I' = I + mL^2$$

$$I' = 4.37 \times 10^{-5} \text{ Kg.m.s}^2$$

4 rayos por disco y 8 discos.

$$I'' = 0.001398 \text{ Kg.m.s}^2$$

$$I \text{ (total del sistema de procesamiento)} = 0.041157 \text{ Kg.m.s}^2$$

$$T = T_{\text{(Carga)}} \left(\frac{n_p}{n_m} \right) / N_B + I \text{ (total del sistema de Prof.)} \times \left[\left(\frac{n_p}{n_m} \right)^2 / N_B \right] \times (\Delta\omega / \Delta t)$$

Donde: n_p → Velocidad del procesador (75.19 prm)

n_m → Velocidad del eje motriz (187.97 prm)

N_B → Eficiencia de la banda (0.9)

$\Delta\omega$ → Cambio de velocidad angular del motor (183.25 rad/s)

Δt → Tiempo máximo de arranque del motor (2.5 s)

$$T = 41.69 [(75.19/187.97)/0.9] + 0.041157[(75.19/187.97)^2/0.9] \times (183.35/2.5)$$

$$T = 18.52 + 5.29$$

$$T_{\text{(arranque)}} = 25.779 \text{ Nm} \approx 17.53 \text{ lbf.ft}$$

$$T_{\text{(nominal)}} = 13.65 \text{ Nm} \approx 13.65 \text{ lbf.ft}$$

Estos resultados se sumarán a los obtenidos el numeral 4.5.4

4.5 Diseño del sistema de alimentación.⁵⁵

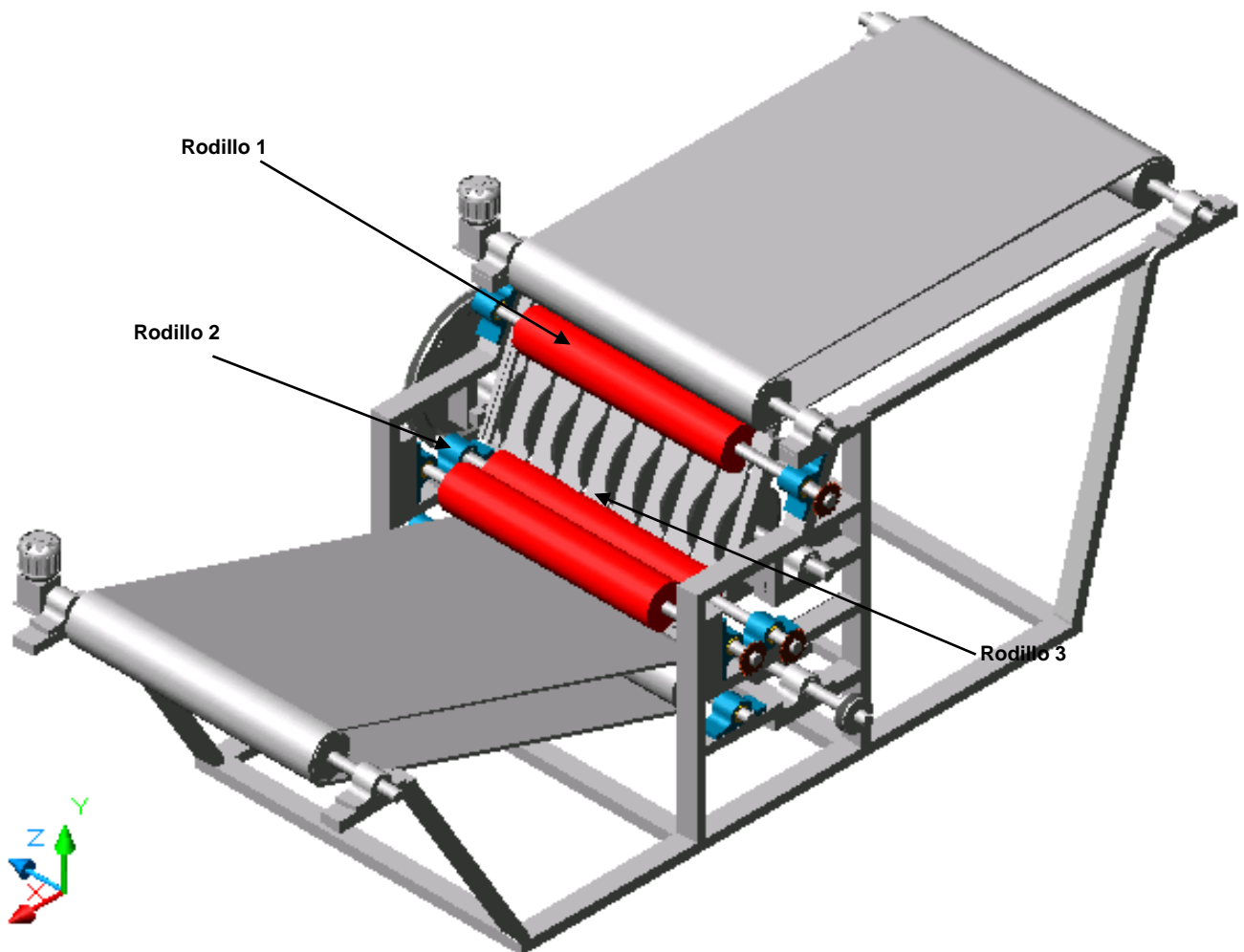


Figura 4-17. Sistema de alimentación.

4.5.1 Selección de cadena para transmisión potencia.⁵⁶

⁵⁵ Ref. B6, B10, B11, B12

Esta cadena mueve los tres rodillos cambiando en algunos casos el sentido de giro entre los rodillos del sistema. (Ver figura 4 – 18).

Los rodillos del sistema de alimentación son de 4in de diámetro, su superficie debe tener una velocidad lineal de 1 m/s, por lo que debe girar a 187.978 rpm.

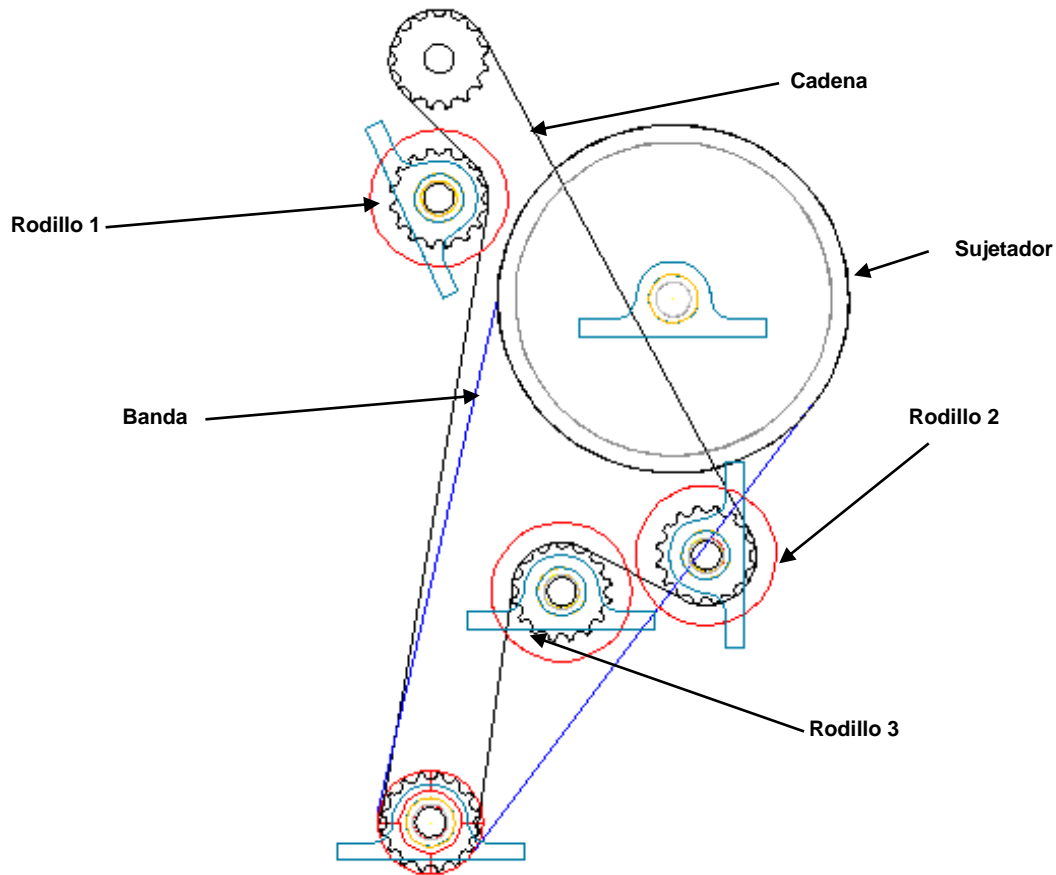


Figura 4-17. Sistema Motriz de los rodillos alimentadores.

$$V = 1 \text{ m/s}$$

$$r = 0.0508 \text{ m}$$

$$\omega = V / r = 19.68 \text{ rad/s}$$

$$n = 187.978 \text{ rpm}$$

El torque en cada punto de contacto del rodillo es:

⁵⁶ Ref. B10

$$F = 20.01 \text{ N}$$

$$R = 0.0508 \text{ m}$$

$$T = F \times R = 20.01 \times 0.0508 = 1.013508 \text{ N.m.}$$

El valor de este torque, se produce en los punto de contacto entre el rodillo alimentador y los discos del sistema de sujeción.

Por lo que este será ocho veces el torque en un punto.

$$T_{\text{(cada rodillo)}} = 1.013508 \times 8 \rightarrow 8 \text{ puntos de contacto por rodillo}$$

$$T_{\text{(cada rodillo)}} = 8.132 \text{ N.m.}$$

Este torque es el mismo en los tres rodillos del sistema de alimentación, por lo que el torque total es tres veces este valor.

$$T_{\text{(total)}} = 24.39 \text{ N.m.}$$

Este es el torque que debe soportar la cadena.

La potencia necesaria para transmitir este torque a una velocidad dada está definida por:

$$P = T \times n / 36000 \text{ [HP]}$$

$$P = 24.39 \text{ Nm} \times 188 \text{ rpm} / 36000$$

$$P = 0.127 \text{ HP}$$

El valor de esta potencia es el utilizado para el diseño de la cadena.

El procedimiento para la selección de la cadena se ve a continuación.

$$P_{\text{(diseño)}} = P_{\text{(motor o requerida)}} \times K_{sc} \rightarrow \text{(Ver Anexo 35)}$$

$$P_{\text{(diseño)}} = 0.127 \times 1.2$$

$$P_{\text{(diseño)}} = 0.1524 \text{ HP} = P_{\text{(nominal)}}$$

$$P_{\text{(nominal)}} = K_{1C} \times K_{2C} \times P_{\text{(cadena)}}$$

$$\text{Donde } K_{1C} = 1.05 \text{ (Para 18 dientes en la catarina, ver Anexo 36)}$$

$$K_{2C} = 1 \text{ (Número de torones, ver anexo 37)}$$

$$0.1524 \text{ HP} = 1.05 \times 1 \times P_{\text{(cadena)}}$$

$$P_{\text{(cadena)}} = 0.145 \text{ HP}$$

Se debe seleccionar una cadena que transmita 0.145 HP.

La cadena ANSI # 25 posee un paso de 0.25 in es la cadena seleccionada. (Ver anexo 38).

La tensión en la cadena se calcula de la siguiente manera:

$$F = 2 \times T / D$$

Donde $T = P / (2 \times \pi \times f)$

$$D = \text{Paso de la cadena} / \text{Sen } (180/ N)$$

Donde P = potencia que debe transmitir la cadena [HP]

f = frecuencia [Hz]

$$T = 0.129 \text{ HP} / (2 \times \pi \times 188 / 60) \text{ Hz}$$

$$T = 4.88 \text{ Nm } (43.24 \text{ lbf.in})$$

$$D = 0.25 / \text{Sen } 180/20$$

$$D = 1.598 \text{ in } \approx 40.59 \text{ mm}$$

$$F = 2 \times 4.88 \text{ Nm} / 40.59 \text{ mm}$$

$$F = 240.74 \text{ N}$$

4.5.2 Dimensionamiento de los rodillos del alimentador.⁵⁷

Debido a que la única diferencia es el ángulo que la cadena incide en los rodillos, se diseñará solo uno de ellos y con base a las características de este se asumirán iguales para los demás.

El diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura 4 – 19, es el mismo que se utilizó para el sistema de sujeción, solo que en este caso, las fuerzas de nuestro interés poseen los sub. Índice 2.

⁵⁷ Ref. B10

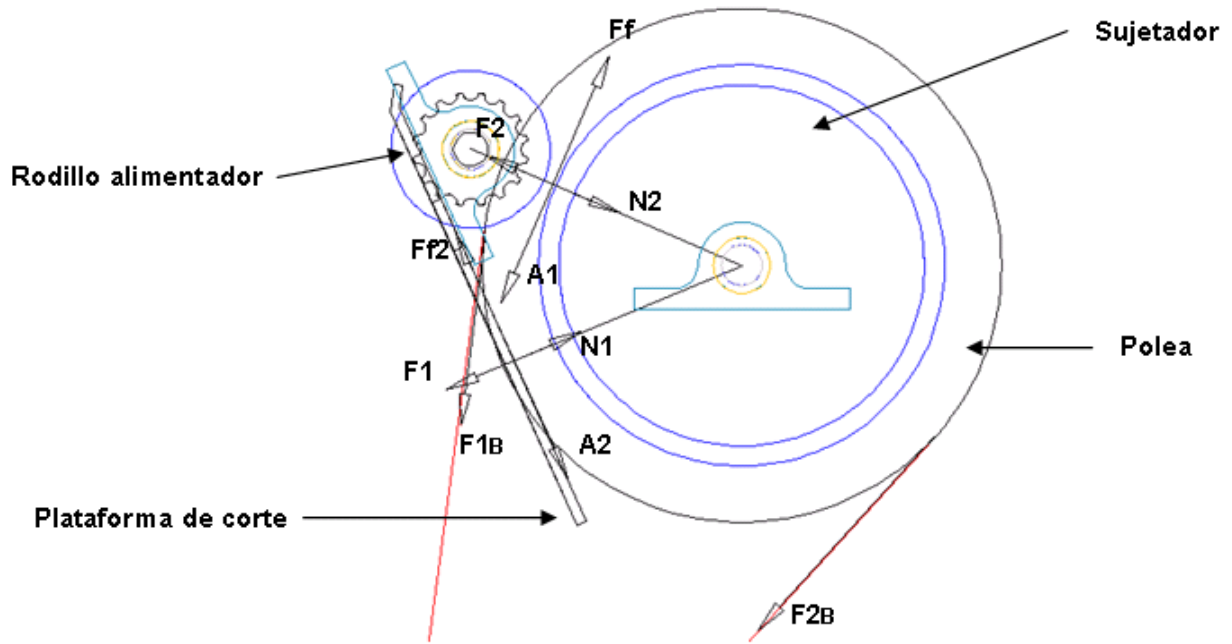


Figura 4-19. Diagrama de cuerpo libre del rodillo alimentador.

$$\Sigma F_x = 0 \searrow (+)$$

$$N_2 - F_2 = 0 \rightarrow N_2 = F_2 = 44.4822 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \nearrow (+) \text{ (en el lugar donde el rodillo arrastra la tela contra el alimentador principal)}$$

$$A_2 - F_{f2} = 0 \rightarrow A_2 = F_{f2} = N_2 (\mu) = 44.48 \times 0.45 = 20.01699 \text{ N}$$

$$N_2 - F_2 = 0 \rightarrow N_2 = F_2 = 44.4822 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 \searrow (+)$$

$$A_2 - F_{f2} = 0 \rightarrow A_2 = F_{f2} = N_2 (\mu) = 44.48 \times 0.45 = 20.01699 \text{ N}$$

La tensión de la cadena ya es conocida:

$$T_c = 240.74 \text{ N}$$

$$T_{cx} = 240.74 \cos(45^\circ) + 240.74 \cos(80^\circ) = 212.03 \text{ N} \leftarrow$$

$$T_{cy} = 240.75 \sin(45^\circ) - 240.74 \sin(80^\circ) = 66.85 \text{ N} \downarrow$$

En los puntos de contacto con el alimentador principal las fuerzas que actúan son las siguientes:

$$F_x = 20.02 \cos(67^\circ) - 44.88 \cos(23^\circ) = 33.50 \text{ N} \leftarrow$$

$$F_y = 20.02 \sin(67^\circ) + 44.88 \sin(23^\circ) = 35.94 \text{ N} \uparrow$$

Haciendo sumatoria de momento y sumatoria de fuerza en el eje X

$$R_{Ox} = 358.12 \text{ N } \downarrow$$

$$R_{Ox} = 121.91 \text{ N } \downarrow$$

Diagrama de cuerpo libre en la dirección X.

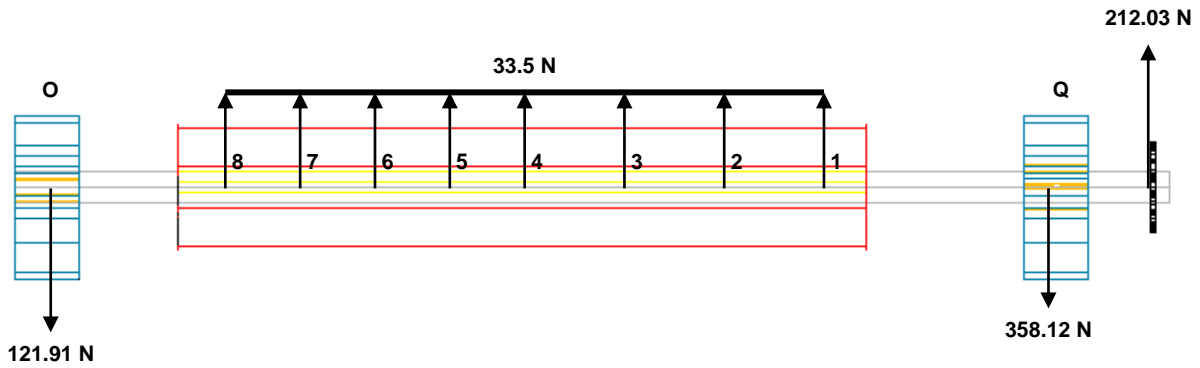


Figura 4-19. Diagrama de cuerpo libre del rodillo superior en la dirección X.

El valor máximo del momento flector en el eje X se da en el punto 5 $\rightarrow M = -27.48$

Nm. (Ver figura 21)

Haciendo sumatoria de momento y sumatoria de fuerza en el eje Y

$$R_{Oy} = 61.76 \text{ N } \downarrow$$

$$R_{Oy} = 158.91 \text{ N } \downarrow$$

Diagrama de cuerpo libre en la dirección Y

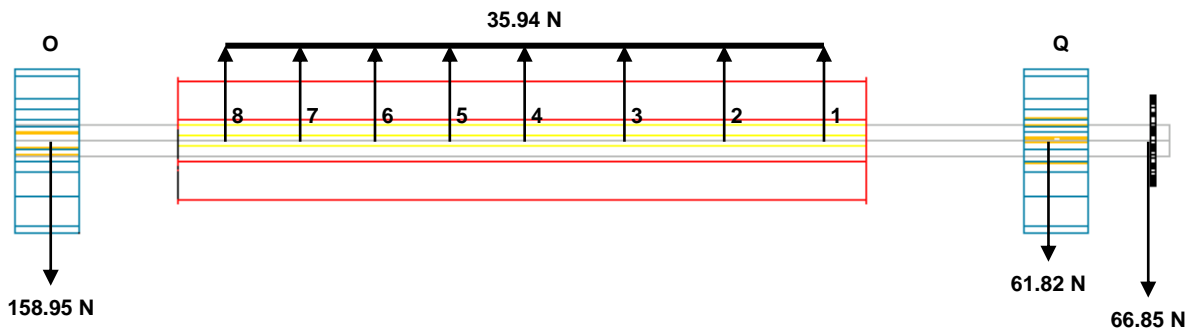


Figura 4- 20. Diagrama de cuerpo libre del rodillo superior en la dirección Y.

Momentos flectores en la dirección Y.

El valor máximo del Momento flector en el punto 5 $\rightarrow M = -38.85 \text{ Nm}$

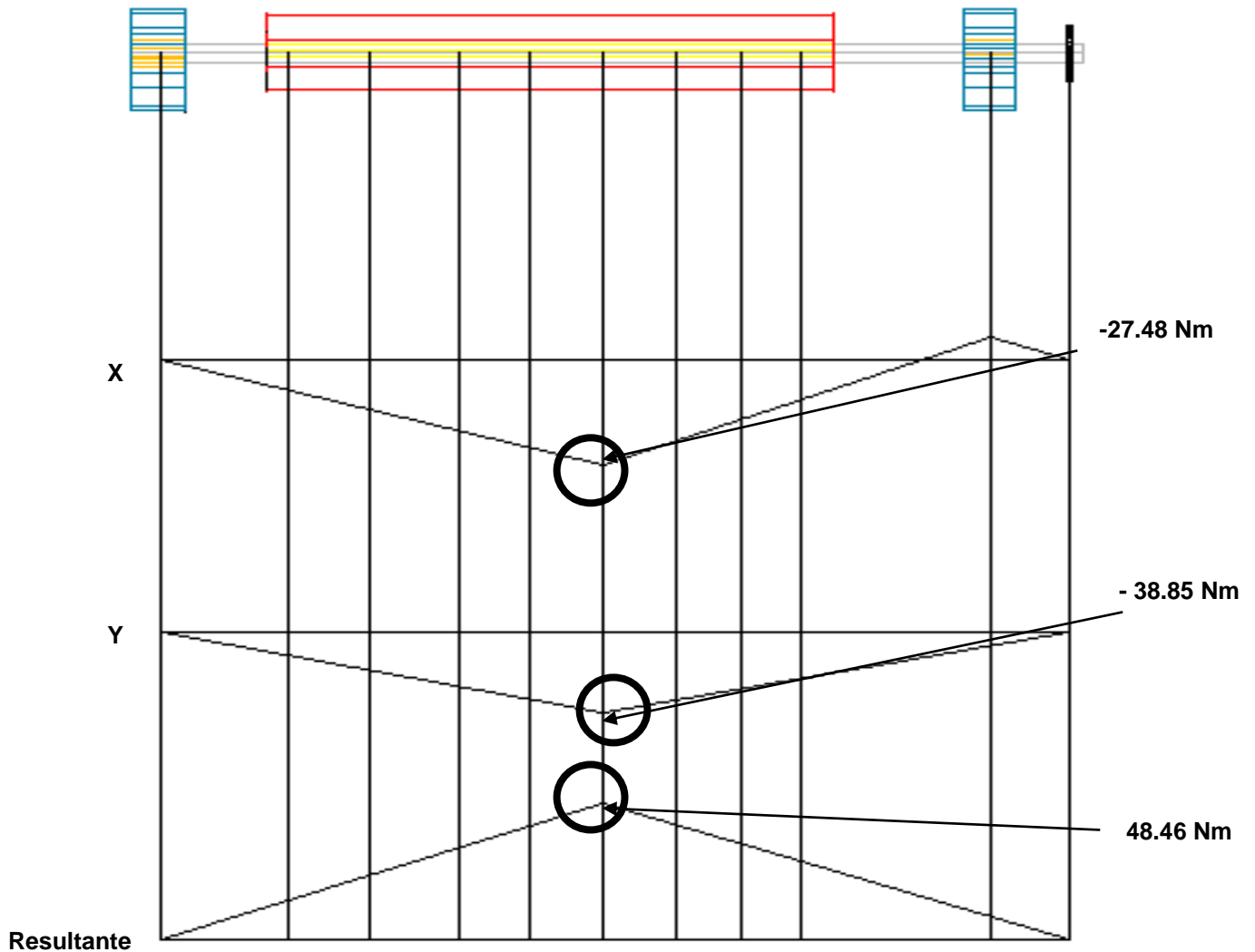


Figura 4-21. Diagrama momento flector en el eje del rodillo del alimentador

En la figura 4-21 se muestran los diagramas momento flector en cada dirección del eje de alimentador así como también el diagrama resultante.

El valor mayor del momento flector es $M = 48.46 \text{ Nm}$.

$$\sigma = M c / I$$

Donde $I =$ Momento de inercia

$$I = \frac{1}{4} \pi R^4 - \frac{1}{4} \pi r^4 \rightarrow \text{Para ejes huecos}$$

$$I = \frac{1}{4} \pi (R^4 - r^4)$$

$$\Gamma = T c / J$$

Donde J → Momento de inercia polar

$$J = \frac{1}{2} \pi R^4 - \frac{1}{2} \pi r^4 \rightarrow \text{Para ejes huecos}$$

$$J = \frac{1}{2} \pi (R^4 - r^4)$$

En este caso C = al radio tubo

$$C = 0.0381 \text{ m}$$

En este caso, se evaluará un grosor de tubo de acero célula 40. y 88.9 mm de diámetro. (Ver anexo 48).

$$S_{ut} = ?$$

$$R = 0.0381 \text{ m}$$

$$r = 0.0341 \text{ m}$$

$$R^4 - r^4 = 7.55044 \times 10^{-7} \text{ m}$$

$$\sigma = 48.46 \times 0.0381 / [(\pi/4) \times (7.55044 \times 10^{-7})]$$

$$\sigma = 3.13 \text{ MPa}$$

$$\tau = 8.138 \times 0.0381 / [(\pi/2) \times (7.55044 \times 10^{-7})]$$

$$\tau = 0.263 \text{ MPa}$$

Evaluación de $S_n = K_a \times K_b \times K_c \times K_e \times S_n' / K_f$

$$K_a = a (S_{ut})^b$$

$$K_a = 4.51 (S_{ut})^{-0.265}$$

$$K_b = (d / 7.62)^{-0.1133}$$

$$K_b = (36.71/7.62)^{-0.1133}$$

$$K_b = 0.836$$

$$K_c = 1$$

$$K_d = 1$$

$$K_f = 1 \text{ (no posee ninguna entalladura)}$$

$$S_n' = 0.504 \times S_{ut}$$

$$S_n' = 0.504 \times ??$$

$$S_n = (4.51(S_{ut})^{-0.265}) \times 0.836 \times 1 \times 1 \times 0.504 \times S_{ut}$$

$$S_n = 1.90026144 (S_{ut})^{0.735}$$

$$\sigma / S_n + \Gamma / S_{ut} = 1$$

$$3.13 \times 10^6 / (1.90026144 (S_{ut})^{0.735}) + 0.263 \times 10^6 / S_{ut} = 1$$

$$S_{ut} = 2.322 \text{ MPa}$$

Los valores de S_{ut} de algunos aceros se encuentran en el anexo 39, estos valores de S_{ut} están muy por encima nuestro resultado $S_{ut} = 2.322 \text{ Mpa}$, por lo que es posible aplicar este diseño para los tres rodillos.

Por lo que se concluye que se puede utilizar un tubo de 88.9 mm de \varnothing y célula 40 (ver Anexo 48)

4.5.3 Selección de rodamientos

Utilizando el procedimiento del numeral 4.3.5 se procederá a seleccionar los rodamientos para el rodillo superior.

Las fuerzas en los rodamientos O y Q son las siguientes:

Para el rodamiento en O

$$F_{Ox} = 121.91 \text{ N}$$

$$F_{Oy} = 158.95 \text{ N}$$

$$P_r = 200.31 \text{ N}$$

4.5.3.1 Análisis de carga dinámica

$$C_r \geq P_r \times f_n \times f_L \times f_d$$

$$f_n = (187.978 \times 0.03)^{0.3} = 1.68022$$

$$f_L = (40000/500)^{0.3} = 3.72$$

$$f_n \times f_L \geq 1 \rightarrow 1.68022 \times 3.72 = 6.2496$$

$$f_d = 1.2 \text{ (carga estable o pequeñas fluctuaciones, ver anexo 32)}$$

$$C_r = 0.20031 \text{ KN} \times 1.68022 \times 3.72 \times 1.2$$

$$C_r = 1.5024 \text{ KN}$$

4.5.3.2 Análisis de carga estática

$$C_{or} = S_o \times P_r$$

$$S_o = 2 \rightarrow (\text{Tipo de funcionamiento normal y medio, ver anexo 33})$$

$$C_{or} = 2 \times 0.20031 \text{ KN}$$

$$C_{or} = 0.40062 \text{ KN}$$

En el caso de la carga axial, esta es despreciable pues la superficie del rodillo está recubierta con hule que absorbe cualquier fluctuación que genere algún tipo de carga axial.

Por lo que los valores de las variables para la selección del rodamiento son:

$$\text{Carga Dinámica } C_r = 1.5024 \text{ KN (3337.75 lbf)}$$

$$\text{Carga Estática } C_{or} = 0.40062 \text{ KN (90.06 lbf)}$$

El rodamiento 61808 es adecuado. (Ver anexo 34)

Para el rodamiento Q

$$F_{Qx} = 358.12 \text{ N}$$

$$F_{Qy} = 61.82 \text{ N}$$

$$P_r = 363.41 \text{ N}$$

$$C_r \geq P_r \times f_n \times f_L \times f_d$$

$$f_n = (363.41 \times 0.03)^{0.3} = 2.047$$

$$f_L = (40000/500)^{0.3} = 3.72$$

$$f_n \times f_L \geq 1 \rightarrow 2.047 \times 3.72 = 7.61725$$

$$f_d = 1.2 \rightarrow (\text{carga estable o pequeñas fluctuaciones, ver anexo 32})$$

$$C_r = 0.36341 \text{ KN} \times 2.047 \times 3.72 \times 1.2$$

$$C_r = 3.32077 \text{ KN}$$

$$C_{or} = S_o \times P_r$$

$$S_o = 2 \rightarrow (\text{Tipo de funcionamiento normal y medio, ver anexo 32})$$

$$C_{or} = 2 \times 0.36341 \text{ KN}$$

$$C_{or} = 0.7282 \text{ KN}$$

Por lo que los valores de las variables para la selección del rodamiento son:

Carga Dinámica $C_r = 3.32077 \text{ KN (746.53 lbf)}$

Carga Estática $C_{or} = 0.7282 \text{ KN (163.70 lbf)}$

Con estos valores se consulta el anexo 34, y se escoge un rodamiento SKF 61806

4.5.4 Selección de moto reductor.

En el caso del moto reductor, este tendrá que mover el sistema de alimentación y el sistema de sujeción de ropa, por lo que las inercias de estos dos sistemas se referirán hacia este eje.

Inercia del sistema de alimentación de ropa.

Con base a las formulas del anexo 42, se calculan las siguientes inercias:

Para los ejes de los rodillos.

$$I = (d^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g)$$

$$I = 4.73 \times 10^{-5} \text{ Kg.m.s}^2$$

Para los tres rodillos:

$$I = [(D^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g) - (d^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g)]$$

$$I = 0.0011809 \text{ Kg.m.s}^2$$

Para las 6 tapaderas:

$$I = (D^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g) - (d^4) \times t \times \pi \rho / (32 \times g)$$

$$I = 7.1164 \times 10^{-4} \text{ Kg.m.s}^2 \rightarrow \text{Para todos los separadores}$$

$$I_{\text{(total del sistema alimentación)}} = 0.001939 \text{ Kg.m.s}^2$$

$$T = T_{\text{(Carga)}} \left(\frac{n_a}{n_m} \right) / N_B + I_{\text{(total del sistema de Alim.)}} \times \left[\left(\frac{n_a}{n_m} \right)^2 / N_B \right] \times (\Delta\omega / \Delta t)$$

Donde: $n_c \rightarrow$ Velocidad del los rodillos de alimentación (187.97 prm)

$n_m \rightarrow$ Velocidad del motor (187.97 prm)

$N_B \rightarrow$ Eficiencia de la cadena (0.97)

$\Delta\omega \rightarrow$ Cambio de velocidad angular (183.25 rad/s)

$\Delta t \rightarrow$ Tiempo máximo de arranque (2.5 s)

$$T = 24.39 [(187.97 / 187.97) / 0.97] + 0.001939 \times [(187.97 / 187.97)^2 / 0.97] \times (183.35 / 2.5)$$

$$T = 25.144 + 1.437$$

$$T_{(\text{arranque})} = 26.581 \text{ Nm (19.60 lbf.ft)}$$

$$T_{(\text{nominal})} = 1.437 \text{ Nm (1.059 lbf.ft)}$$

Estos resultados se sumarán a los obtenidos el numeral 4.3.6

Los resultados totales son: $T_{(\text{arranque})} = 50.36 \text{ Nm (445.72 lbf.in)}$

$$T_{(\text{nominal})} = 43.66 \text{ Nm (386.42 lbf.in)}$$

Con base a este resultado, el anexo 14 nos proporciona algunas alternativas para los moto reductores.

El moto reductor recomendado es:

Tipo: 1420

Velocidad de salida: 175 rpm

Torque de salida: 632 lbf.in

Potencia: 2.07 HP

4.6 Análisis de la estructura

La estructura sostiene todo el peso de los elementos, por lo que se debe estimar dichos valores:

Sistema de bandas transportadoras

Tubos de los rodillos

$$W = mg = V \times \rho \times g = A \times L \times \rho \times g = \pi/4 \times \rho \times g \times L \times (D^2 - d^2)$$

Donde: $\rho \rightarrow$ Densidad (Kg/m³)

$g \rightarrow$ Gravedad (m/s²)

$L \rightarrow$ Longitud de la pieza (m)

D → Diámetro mayor (m)

d → Diámetro menor (m)

$$W = 40 \text{ N}$$

Tapaderas de rodillos

$$W = \pi/4 \times \rho \times g \times L \times D^2$$

$$W = 0.00564 \text{ N (dos tapaderas por rodillo)}$$

Ejes a los costados.

$$W = \pi/4 \times \rho \times g \times L \times D^2$$

$$W = 8 \text{ N}$$

$$W_{\text{Total}} = 48.3 \text{ N}$$

Sistema de corte

Cuchillas

$$W = \pi/4 \times \rho \times g \times L \times D^2$$

$$W = 27.34 \text{ N (Peso de las 9 cuchillas)}$$

Eje de cuchillas

$$W = \pi/4 \times \rho \times g \times L \times D^2$$

$$W = 39.68 \text{ N}$$

Separadores

$$W = \pi/4 \times \rho \times g \times L \times (D^2 - d^2)$$

$$W = 323.7 \text{ N (peso del conjunto)}$$

$$W_{\text{Total}} = 377.12 \text{ N}$$

Sistema de procesador.

Aros.

$$W = \pi/4 \times \rho \times g \times L \times (D^2 - d^2)$$

$$W = 98.41 \text{ N (Peso de los ocho aros)}$$

Rayos

$$W = V \times \rho \times g$$

$$W = 67.55 \text{ N (cuatro rayos por aro y ocho aros)}$$

Cubos

$$W = \pi/4 \times \rho \times g \times L \times (D^2 - d^2)$$

$$W = 19.84 \text{ N}$$

Eje de procesador

$$W = \pi/4 \times \rho \times g \times L \times D^2$$

$$W = 39.68 \text{ N}$$

Separadores

$$W = \pi/4 \times \rho \times g \times L \times (D^2 - d^2)$$

$$W = 10.65 \text{ N}$$

$$W_{\text{total}} = 137 \text{ N}$$

En la figura 4-19 se observa la distribución del peso de los elementos.

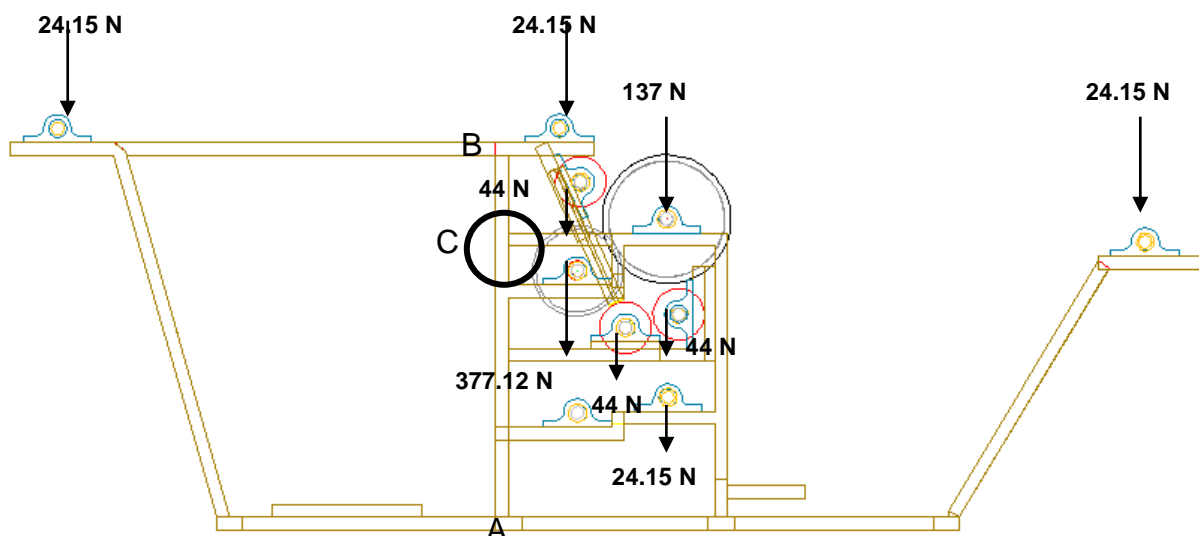


Figura 4-19. Forma en la que está cargada la bancada.

El análisis que se realizará es estático, pues el molino no posee elementos que produzcan vibración.

Para facilitar el análisis centraremos nuestra atención en la parte de la estructura que soporta mayor peso.

Todos los valores que se muestran en la figura 4-19 están divididos entre dos, puesto que el molino cuenta con dos marcos iguales, por lo que la otra mitad soporta el complemento.

Con respecto al nodo "A", como se dijo anteriormente, está expuesto a compresión.

La carga total es el peso de todos los elementos que se observan en la figura 4-19, por lo que se procederá a seleccionar un tipo de columna cuya forma y dimensiones soporte el esfuerzo a la compresión.

La columna es una sola desde A hasta B, debido a la acción de las vidas que soportan los elementos se evita que la columna sufra pandeo, se descarta el efecto de la flexión en la viga, por lo que solo se considerarán los esfuerzos de compresión.

$$\sigma = F / A$$

La metodología a seguir será la siguiente:

1. Se elegirá un perfil de aceros laminado.
2. Se encontrará el esfuerzo que el peso de los elementos ejerce sobre el área de perfil y si este no sobrepasa fluencia será más que suficiente.

La columna que se utilizará es un tipo L de 51mm x 51mm. Ver en el anexo 49. La selección de la geometría a emplear se basa en el hecho de que las vidas poseen 50.8 mm de ancho (2 in) por lo que al soldar una con la otra se aprovecha todo el ancho del perfil, de ser necesario se cambiará el grosor.

El peso de los elementos es

$$F = 694.42 / 2$$

$$F = 347.21 \text{ N}$$

El área del perfil es

$$A = 312 \text{ mm}^2$$

Aplicando

$$\sigma = F / A$$

$$\sigma = 1.11 \text{ KPa}$$

El acero estructural del que están construidas estas vidas posee 400 Mpa.

Por lo que el peso de los elementos no provoca niveles de esfuerzos que pongan en peligro la estructura.

Para aplicar una soldadura es necesario conocer como interactuar la fuerza mostradas en la figura 4-17 con la pieza que se desea soldar, el nodo en el que se presentan mayores niveles de carga por flexión y cortante es "C", pues sobre esta pieza descansa el sistema de corte y procesamiento.

El nodo "A" está sometido principalmente a esfuerzos de compresión.

Asumiremos que el nodo "C" está en voladizo y que debe soportar los pesos de sistema de cuchillas, el procesador y el rodillo superior del alimentador.

El nodo estará expuesto a flexión y a cortante en sus cordones de soldadura, por lo que:

$$\tau = F / A \quad \text{y} \quad \sigma = M \times C / I$$

Donde $I \rightarrow$ Momento de inercia modificado de la configuración de la soldadura (Ver anexo 42).

$M \rightarrow$ Momento flector

$$M_c = 66.68 \times 0.311 + 22 \times 0.1419 + 188.56 \times 0.135$$

$$M_c = 49.31 \text{ Nm}$$

$$C = 0.0127 \text{ m}$$

$$I = h \times \cos(45^\circ) \times I_u \quad (\text{Ver Anexo 42})$$

$$I_u = d^2/6 \times (3b + d)$$

Donde $h \rightarrow$ altura del cordón (Este valor es la referencia para la robustez de la soldadura con base al tipo de electrodo y al tipo de carga)

$$\tau = F / A$$

Donde: F → Sumatoria de todas las fuerzas que provocan el momento

A → Area del cordón de soldadura (Ver anexo 42)

$$\tau = 277.24 \text{ N} / (1.41 \times h \times (b + d))$$

$$\tau = 2211.74 / h \text{ [Kg. / s}^2\text{]}$$

$$\sigma = M \times C / I$$

$$\sigma = [49.31 \text{ Nm} \times 0.0127 \text{ m} / (9.388 \times 10^{-3} \text{ m}^3)] \times (1.41 / h)$$

$$\sigma = 9434.17 / h \text{ [Kg. /h]}$$

Aplicando la teoría de fallas

$$\tau = (\sigma^2 + \tau^2)^{1/2}$$

$$\tau = 9689.97 / h \text{ [Kg/s]}$$

Con el valor anterior se aplicaremos el criterio de la AISC⁵⁸, para considerar el tipo de esfuerzo. (Ver anexo 45).

El Variable “Sy” depende de la resistencia del electrodo con el que se valla a soldar (Ver Anexo 46)

$$S_y \times 0.4 / \tau = 1$$

Al igualarlo a 1, h tendrá el alto mínimo para que la soldadura no falle.

El valor de h = 0.1 mm, por lo que la soldadura efectuada con electrodo E 60xx y con un grosor de más de 0.1mm es satisfactoria para toda la máquina. (Ver en el anexo 50, las propiedades del electrodo 60xx)

⁵⁸ Ref. B10

4.6 Características Técnicas

Sistema de Corte Rotativa Textil

Telera de entrada	
Calidad de banda	SAB-5E, Poliéster
Ancho útil	635 mm
Moto-Reductor telera de entrada	Hyponic 1/8 HP
Velocidad de giro	1750 rpm
Tipo de corriente	Trifásica
Tensión	220 V

Módulo de Alimentación	
Ø Rodillo superior	635 mm
Calidad del rodillo	Hierro Negro Célula 40, Vulcanizado exteriormente
Ø Rodillo inferior izquierdo	635 mm
Calidad del rodillo	Hierro Negro Célula 40, Vulcanizado exteriormente
Ø Rodillo inferior derecho	635 mm
Calidad del rodillo	Hierro Negro Célula 40, Vulcanizado exteriormente
Cadena de Accionamiento	# 25, de un torón y 6 pies de largo
Moto-reductor	Hyponic 1420, 2HP, 1750 - 175 rpm

Sistema de Corte	
Longitud de corte	635 mm
Sistema de corte	Rotativo
Velocidad de las cuchillas	410 rpm
Nº de cuchillas ϕ 0.1524 mm	9
Material de las cuchillas	Acero inoxidable serie 300
Motor de accionamiento	3 HP
Velocidad de giro	1750 rpm

Telera de salida	
Capacidad de Producción	2700 Kg./h
Ancho útil	365 mm
Calidad de Banda	SAB-5E, Poliéster
Moto-reductor telera de salida	Hyponic 1/8 HP

4.7 Circuito Eléctrico.

4.7.1 Funcionamiento.

Este circuito está diseñado para que exista un orden de encendido, por de que no es posible que el operario decida que elemento activar primero a no ser el que se ha propuesto. (Ver figura 4 – 20).

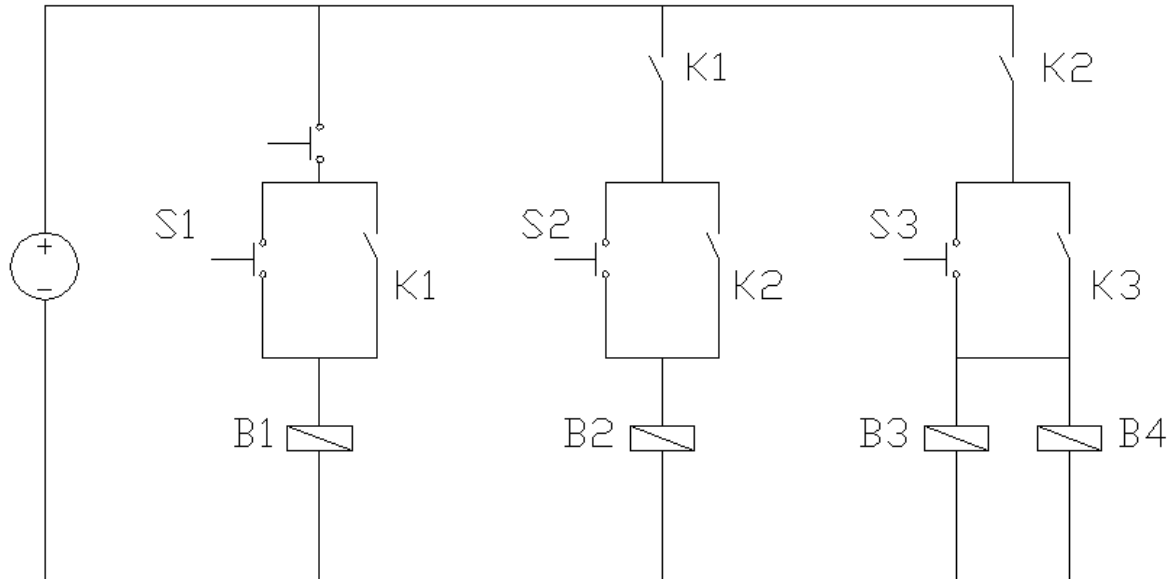


Figura 4 – 20. Circuito Eléctrico del Molino

Donde:

B1 → Bobina para el motor 1.

B2 → Bobina para el motor 2.

B3 → Bobina para el motor 3.

K1 → Contactor de la bobina 1.

K2 → Contactor de la bobina 2.

K3 → Contactor de la bobina 3.

S1 → Pulsador para el encendido del motor 1.

S2 → Pulsador para el encendido del motor 2.

S3 → Pulsador para el encendido del motor 3.

So → Paro de emergencia General

Cada motor es controlado por medio de un pulsador "S", pero como se dijo anteriormente esto es condicionado.

Al accionar S1, se energiza B1, M1 y K1. El circuito del motor 1 queda perennemente energizado debido al contactor K1. Al dejar de presionar S1 K1 sigue serrado.

Al estar energizado K1, permite que se energice M2 al presionar S2.

Cuando se presiona S2, se energiza K2 y este permite energizar M3 y M4 al presionar S3.

Para detener el molino se debe presionar So.

Por lo general la bobina y el contacto están ubicados en el mismo cuerpo, formando así una sola pieza a la que se le llama contactor.

Para este circuito se necesitarán:

- 2 GH15BN.4.00 MARCA ZOLADA
- 3 GH15JN.4.00 MARCA ZOLADA

Capítulo V

Análisis Financiero

5.1 Consideraciones Financieras.

Existen muchas formas de lograr que algún sistema mecánico cumpla con el objetivo que se persigue, sin embargo, no todos ofrecen niveles de eficiencia aceptables, por lo que en todo momento se requiere de un criterio más allá de los factores económicos a pesar de que en la mayoría de los casos el costo es el que determina la utilización de un mecanismo u otro.

Y es que la eficiencia del proyecto no solo está relacionada con los materiales y elementos, si no a cumplir los objetivos deseados al menor costo.

Originalmente este molino no ha sido diseñado pensando en satisfacer las necesidades de un mercado, si no que está orientado a las necesidades de una institución en particular. Por lo que este análisis financiero pretende encontrar un valor de ingreso mínimo que se necesita para que el molino sea rentable en el caso de que esta institución desee vender los servicios de este molino

Se asumirá que se efectúa un préstamo a una institución bancaria para la construcción del molino.

5.2 Costos de Fabricación.

Sistema de teleras			
Cantidad	Descripción	Costo Unitario	Total
2	Bandas transportadoras	\$250,00	\$500,00
4	Tubos de célula 40 de 70mm de diámetro y 635 mm	\$20,00	\$80,00
4	Rodamientos SKG 6205	\$11,00	\$44,00
2	Motoreductores 1120 de 0,268 HP	\$300,00	\$600,00
4	Barra de acero 1020, 20mm de diámetro x 150mm	\$5,00	\$20,00
4	Chumaceras para rodamiento 6205	\$15,00	\$60,00
			\$1.304,00

Sujetador de ropa			
Cantidad	Descripción	Costo Unitario	Total
8	Tubo de 10in de diámetro x 2in de ancho célula 40	\$8,00	\$64,00
1	Platina de 2,5in x 1/4in x 6m de hierro dulce	\$30,00	\$30,00
1	Barra de acero 1020 de 1,5in de diámetro x 2,5m	\$45,00	\$45,00

2	Chumaceras para rodamiento SKF 16006	\$11,00	\$22,00
2	Rodamientos SKF 16006	\$15,00	\$15,00
1	Polea para una banda tipo A y de 4,47in de diámetro hecha de aluminio	\$25,00	\$25,00
1	Polea para una banda tipo A y de 12 in de diámetro hecha de aluminio	\$75,00	\$75,00
1	Moto reductor de 2,07 HP, de 1750 rpm	\$450,00	\$450,00
8	Vulcanizados de 1/2 in de grosor sobre los tubos	\$15,00	\$120,00
			\$846,00

Sistema de Alimentación

Cantidad	Descripción	Costo Unitario	Total
3	Tubos de 3 1/2 in de diámetro x 21 1/2 in de largo célula 40, hecho de hierro negro	\$35,00	\$105,00
3	Vulcanizados de 1/5 in de grosor para cada tubo	\$60,00	\$180,00
6	Barras de acero 1020 de 1 in de diámetro 9,5 in de largo	\$8,00	\$48,00
6	Pie de cadena número 25 de un toron	\$6,00	\$36,00
5	Catarinas de 20dientes para cadena número 25	\$8,00	\$40,00
6	Rodamientos SFK 61806	\$14,50	\$87,00
6	Chumaceras para rodamientos SFK 61806	\$16,75	\$100,50
			\$596,50

Sistema de corte

Cantidad	Descripción	Costo Unitario	Total
9	Cuchillas circulares	\$15,00	\$135,00
1	Motor electrico de 2HP, 4 polos y 1750 rpm	\$350,00	\$350,00
2	Rodamientos SKF61806	\$15,00	\$30,00
1	Polea de aluminio para una banfa tipo a de 12,8 in de diámetro	\$75,00	\$75,00
1	Barra de acero 1020, 1 1/2 in de diámetro x 0,5 m	\$66,00	\$66,00
2	Chumaceras para rodamiento 6205	\$11,00	\$22,00
1	Barra de acero 1020, 1 1/8 in de diámetro x 1m	\$120,00	\$120,00
			\$798,00

Bancada			
Cantidad	Descripción	Costo	
		Unitario	Total
4	Barra rectangular de 2 1/2 in x 1 in x 6 m de	512	\$2.048,00
			\$2.048,00

Sistema Eléctrico			
Cantidad	Descripción	Costo	
		Unitario	Total
2	Contactores GH15JN.4.00	55	\$110
2	Contactores GH15BN.4.00	75	\$150,00
			\$260,00

Mano de obra

El valor de la mano de obra se estima en un 150% del valor de los materiales.	Costo de los materiales =	\$5.592,50
	Costo de fabricación =	\$8.388,75
	Costo total =	\$13.981,25

5.3 Financiamiento de la inversión.

INVERSIÓN CON FINANCIAMIENTO		
Activo fijo	Valor total	Valor
Maquinaria	\$14.631,25	\$14.631

Se considera una tasa mínima atractiva de retorno (TMAR) del 40%.

Esto se debe al nivel de riesgo que corre la institución al invertir en un rubro nuevo para ellos así como también de la procedencia del diseño.

El criterio para evaluar la viabilidad de la inversión consiste en comparar la TMAR con respecto a la TIR.

Donde:

TIR = Tasa interna de rendimiento

TMAR = Tasa del costo del capital

Por lo que $TIR > TMAR$ en el caso de $TIR = TMAR$, significa que el proyecto tiene iguales posibilidades de fracasar como de subsistir.

Depreciación

Valor de la máquina	\$14.631,25
Número de años	10
Valor de recuperación	\$1.463,13
Depreciación	\$1.316,81

Debido a que es una máquina industrial su valor de rescate generalmente se toma como un 10% de la inversión inicial.

TABLA DE AMORTIZACIÓN

Pago de deudas	Intereses	Pago de fin de año	Amortización	Saldo pendiente
Año 0	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$14.631,25
Año 1	\$1.682,59	\$2.536,73	\$854,13	\$13.777,12
Año 2	\$1.584,37	\$2.536,73	\$952,36	\$12.824,76
Año 3	\$1.474,85	\$2.536,73	\$1.061,88	\$11.762,88
Año 4	\$1.352,73	\$2.536,73	\$1.183,99	\$10.578,89
Año 5	\$1.216,57	\$2.536,73	\$1.320,15	\$9.258,74
Año 6	\$1.064,75	\$2.536,73	\$1.471,97	\$7.786,77
Año 7	\$895,48	\$2.536,73	\$1.641,25	\$6.145,52
Año 8	\$706,73	\$2.536,73	\$1.829,99	\$4.315,53
Año 9	\$496,29	\$2.536,73	\$2.040,44	\$2.275,09
Año 10	\$261,64	\$2.536,73	\$2.275,09	\$0,00

Se ha tomado una tasa de interés de 11.5% según un Banco de Comercio.

COSTOS DE OPERACIÓN

Cargo	Sueldo Mensual	Sueldo Anual	Prestaciones anuales AFP e ISSS 13,50%	Aguinaldo 10 Días	Vacaciones 15 días + 30%	Liquidación 30 Días	Sueldo devengado
Operador	\$200,00	\$2.400,00	\$324,00	\$66,67	\$130,00	\$200,00	\$3.120,67

El total de las personas que se necesitan para operar el molino es una.

Consumo de Energía eléctrica

Consumo mensual	Potencia total x horas laboradas diariamente x Dias laborados al mes x tasa (\$ / KW - k)	
Potencia total a plena carga:	4,606 HP	= 3,4346 KW
Tasa:	0,07 \$ / KW-k	
Horas trabajadas x día:	8	
Dias trabajados al mes	22	
Consumo mensual:	3,4345 KW x 8 h / día x 22 días x 0,07 \$ / KW – h	
	=	\$45,33
Consumo al año	=	\$544,02

Consumo de Mantenimiento

Se estima:	\$80,00	(Con base a la compra de bandas, lubricación de cadenas chumaceras y cuchillas)
------------	---------	---

Al año \$ 960 + 20% de imprevistos

\$1.152,00

Ingresos Estimados

A pesar de que el molino tiene una gran capacidad de procesamiento, la velocidad con la que este es alimentado definirá la cantidad de uniformes que pueden ser cortados al día.

Según mediciones de tiempo una persona promedio que deba recoger, estirar y colocar una prenda sobre una banda transportadora se tarda un aproximado de 5 segundos por prenda. Por lo que en un día de trabajo sin parar, 8 horas se pueden cortar 5760 prendas. Sin embargo este valor es poco probable debido a factores ergonómicos, por lo que disminuirémos estos valores no son posibles

Prendas cortadas en un año idealmente =	1520640	(pantalón o camisa)
Los costos de operación anuales de electricidad + sueldo + mantenimiento =	\$4.816,69	
Cada prenda destruida costará =	\$0,00317	
Si se fija un precio superior por cada prenda destruida =	\$0,10	
Promedio de prendas destruidas al día =	582	
Número de prendas destruidas al año =	153648	
Los ingresos por prendas destruidas al año =	\$15.364,80000	

5.4 Indicadores Económicos

Rubro	Flujo de fondos con financioamiento										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ingresos estimados		\$15.364,80	\$15.364,80	\$15.364,80	\$15.364,80	\$15.364,80	\$15.364,80	\$15.364,80	\$15.364,80	\$15.364,80	\$15.364,80
(-)Costos de operación											
Sueldos		\$3.120,67	\$3.120,67	\$3.120,67	\$3.120,67	\$3.120,67	\$3.120,67	\$3.120,67	\$3.120,67	\$3.120,67	\$3.120,67
Energía eléctrica		\$544,02	\$544,02	\$544,02	\$544,02	\$544,02	\$544,02	\$544,02	\$544,02	\$544,02	\$544,02
Mantenimiento		\$1.152,00	\$1.152,00	\$1.152,00	\$1.152,00	\$1.152,00	\$1.152,00	\$1.152,00	\$1.152,00	\$1.152,00	\$1.152,00
Interes del banco		\$1.682,59	\$1.584,37	\$1.474,85	\$1.352,73	\$1.216,57	\$1.064,75	\$895,48	\$706,73	\$496,29	\$261,64
Total de gastos de operación		\$6.499,28	\$6.401,06	\$6.291,53	\$6.169,42	\$6.033,26	\$5.881,44	\$5.712,16	\$5.523,42	\$5.312,97	\$5.078,32
Utilidad de operación		\$8.865,52	\$8.963,74	\$9.073,27	\$9.195,38	\$9.331,54	\$9.483,36	\$9.652,64	\$9.841,38	\$10.051,83	\$10.286,48
(-) Depreciación		\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81
(=) Utilidad antes de impuestos		\$7.548,71	\$7.646,93	\$7.756,45	\$7.878,57	\$8.014,73	\$8.166,55	\$8.335,82	\$8.524,57	\$8.735,01	\$8.969,67
(-) Impuesto 25%	25,00%	\$1.887,18	\$1.911,73	\$1.939,11	\$1.969,64	\$2.003,68	\$2.041,64	\$2.083,96	\$2.131,14	\$2.183,75	\$2.242,42
(=) Utilidad despues de impuesto		\$5.661,53	\$5.735,20	\$5.817,34	\$5.908,93	\$6.011,05	\$6.124,91	\$6.251,87	\$6.393,42	\$6.551,26	\$6.727,25
(+) Depreciación		\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81	\$1.316,81
Inversión											
Prestamo		-\$14.631,25									
(+) Valor de Rescate											\$1.463,13
(-) Amortización del prestamo		\$854,13	\$952,36	\$1.061,88	\$1.183,99	\$1.320,15	\$1.471,97	\$1.641,25	\$1.829,99	\$2.040,44	\$2.275,09
Flujo de fondo		-\$14.631,25	\$6.124,21	\$6.099,65	\$6.072,27	\$6.041,75	\$6.007,71	\$5.969,75	\$5.927,43	\$5.880,25	\$5.827,63
TIR		40,13%									
TMAR		40,00%									
VAN		\$15.643,99									

5.5 Conclusiones Financieras.

- a) Como la TIR es ligeramente mayor que la TMAR, los ingresos deben sobrepasar los \$15.074,4 al año, para que sea rentable
- b) El número de prendas destruidas y el valor que se podría cobrar por cada una, son las variables de las que se puede tener control, por lo que si se desea aumentar los ingresos se puede aumentar el precio por prenda o se incrementa la cantidad de prendas destruidas.
- c) Queda a elección de la empresa inversionista idear un plan de ventas que garantice un ingreso mayor del que se plasma en este estudio.
- d) Otra forma de evaluar la factibilidad de este proyecto es si el valor de la VAN es positivo, en nuestro caso así es, aún con la TIR ligeramente superior a la TMAR, por lo que valdría la pena invertir en el molino para fines comerciales.

Capítulo VI

Manual de Operación y Mantenimiento

6.1 Funcionamiento

En un primer paso los materiales son transportados hacia el interior del cabezal de corte por medio de una telera.

El cabezal contiene en su interior:

- Sistema de alimentación.
- Sistema de Sujeción.
- Sistema de Corte.

Cuando la tela entra al cabezal, esta es conducida por medio del sistema de alimentación primario hacia la zona de corte, en dicha zona, el sistema de sujeción comprime la tela contra la plataforma de corte, mientras las cuchillas circulares lo cortan. Después del corte, las tiras son evacuadas por un juego de rodillos hacia la telera de salina, de esta forma las tiras son evacuadas del molino.

Puesta en Marcha

1. Los sistemas de accionamiento para los motores son independientes, esto significa que el funcionamiento de uno no depende de ninguno de los demás, por lo que no existe ninguna restricción que impida algún orden específico de arranque, sin embargo se recomienda que el encendido del molino se realice en el orden siguiente:
 - a) Motor que mueve las cuchillas
 - b) Moto reductor que acciona el sistema de alimentación y el sistema de sujeción
 - c) Teleras de entrada y salida.
2. No encender el molino con ropa en su interior.
3. Revisar la buena colocación de todas las guardas de seguridad.

Durante su funcionamiento

1. Colocar la ropa de forma extendida sobre la telera de entrada de manera que al entrar al cabezal de corte la tela valla de forma ordenada.

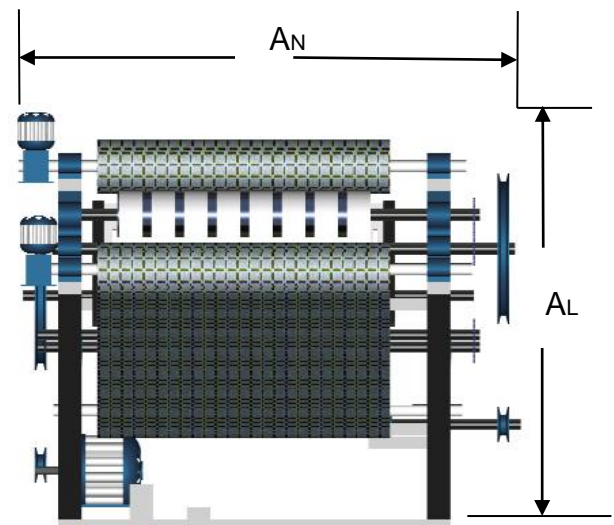
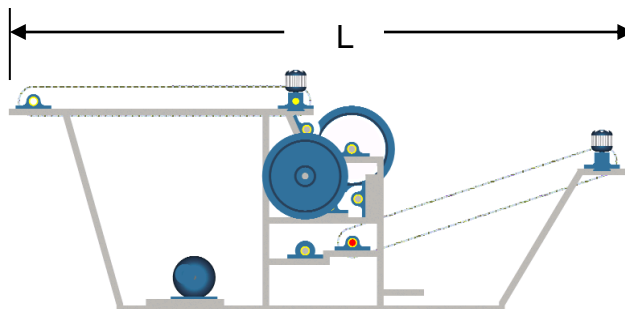
2. No empujar la ropa con ningún tipo de artefacto, mucho menos con las manos. El proceso es automático por lo que no necesita ningún tipo de ayuda extra para que la tela realice el recorrido a través del molino.
3. No remover ninguna de las guardas cuando la máquina está en funcionamiento.

Apagando la máquina.

1. Asegúrese de que no quede tela en su interior, esto se logra al dejar trabajando el molino unos segundos, para dar tiempo a que el sistema retire cualquier remanente de tela en su interior.
2. Puede utilizar el paro de emergencia para detener todas las partes motrices del molino.
3. Apagar los térmicos principales.

6.2 Dimensiones

Anchura (A_N)	1,3 m
Longitud (L)	2,3 m
Altura	1 m
Longitud telera de entrada	1,5 m
Longitud telera de salida	1 m



6.3 Medidas de Seguridad.

Las recomendaciones siguientes son de tipo general para máquinas industriales.

Riesgos Eléctricos:

Toda persona que trabaja con máquinas que tienen algún tipo de fuente eléctrica, está expuesto a riesgos que conlleva el trabajo la utilización de la electricidad (en diferente grado según el caso), por lo que se recomienda acatar las siguientes recomendaciones generales:

1. Revisar el estado del cable de alimentación, este debe estar en seco, libre de cualquier sustancia como aceite, humedad, etc. También el recubrimiento de debe mostrar indicios de sobre calentamiento.
2. Las aberturas de la ventilación de los motores deben estar sin obstrucciones.
3. El estado de la toma de corriente y los interruptores deben estar en buen estado así como también los pilotos indicadores (si los hubiese).
4. No exponer los dispositivos a la humedad, mantenga el área de trabajo libre de líquidos.
5. Apagar la máquina inmediatamente en caso de:
 - a) Aparición de chispa o arco eléctrico
 - b) Sensación de descarga
 - c) Olores extraños
 - d) Calentamiento anormal de la máquina

Riesgos Mecánicos

1. Contacto accidental con la herramienta de corte.
2. Atrapamiento con los órganos en movimiento de la máquina.
3. Cortadura con algún borde vivo

Riesgos Ergonómicos

1. Poseer el grado de iluminación necesario.
2. Errores humanos debido a la monotonía o el desconocimiento de las normas descritas anteriormente.

6.4 Manual de Mantenimiento Preventivo.

Objetivo General.

Brindar una orientación para la buena ejecución de las actividades de mantenimiento enfocadas a alargar la vida útil de la máquina.

Objetivos Específicos.

- Implementar un Sistema de Mantenimiento preventivo (LEM). Lubricación, Eléctrico y Mecánico.
- Mantener en óptimas condiciones de trabajo el equipo.
- Evitar al máximo las actividades de mantenimiento correctivo producto del mal mantenimiento preventivo.

PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO

S = Semanal, M = Mensual, T = Trimestral, SE = >Semestral, A = Anual					
Operaciones a ejecutar por el usuario					
S	M	T	SE	A	Partes Mecánicas
	X				Revisar tensión y el estado de las fajas transmisoras de potencia
	X				Revisar el desgaste en la cadena del sistema de alimentación
	X				Revisar el anclaje del moto y moto-reductores
	X				Revisar el estado superficial de los rodillos del sist. de alimentación
	X				Revisar el desgaste en las caterinas del sist. de alimentación
	X				Comprobar el estado superficial de las teleras
	X				Verificar la tensión de las teleras
	X				Revisar el alineamiento de los motores
Partes Eléctricas					
	X				Revisar el estado de los cables de todos los motores
	X				Revisar panel de control
	X				Revisar las protecciones eléctricas de los motores (termo magnéticas o fusibles)
	X				Revisar la temperatura de los motores
Lubricación					
	X				Lubricación de chumaceras en general
	X				Lubricación de las cajas tres cajas reductoras
				X	Lubricación de los cojinetes de los motores eléctricos

Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones:

El diseño del molino cumple con los requerimientos de capacidad de procesamiento que la institución necesita y como se pretendió desde el principio, la capacidad permite la posibilidad de vender el servicio a otras instituciones o empresas.

La principal ventaja de este molino radica en el enorme beneficio social que este brinda, beneficio que resulta difícil de cuantificar económicamente.

La etapa de ejecución de un proyecto diverge en algunos casos con el diseño de algunas máquinas, es necesaria una etapa de ajuste de las variables dinámicas que se manejan con este molino, este diseño proporciona control de estas variables, por lo que será más fácil su ajuste en función del aumento de la eficiencia de la máquina.

Recomendaciones:

Se sugiere a cualquier empresa que desee construir este prototipo que evalúe los indicadores económicos expuestos en el capítulo anterior con el fin de tener más clara la factibilidad del proyecto.

De ser construida este molino, se recomienda seguir las dimensiones y velocidades recomendadas y ajustarlas de ser necesario.

En el caso de tomar la decisión de invertir en este molino se recomienda hacer nuevamente una cotización de los materiales para su construcción con el fin de que los costos de fabricación tiendan a la baja.

Los precios que se detallan en este documento solo son precios de referencia, estos dependen del proveedor.

Tener en cuenta las normas de seguridad.

Fuentes de Información

a) Referencias Electrónica

1. www.utp.edu.co
2. www.negociarte.com.ar
3. www.specialtyblades.com
4. www.steingraf.tie.cl
5. www.sotec.com.mx
6. www.wajacob.cl
7. www.ahigraf.com.br
8. www.sewingmachine.com.ar
9. www.eastmancuts.com
10. www.thomasregister.com
11. www.maquinasdecoser.com.ar
12. www.kehiayan.com.ar
13. www.11mak.com.ar
14. www.fuster.com
15. www.mtas.es
16. www.sprl.upv.es
17. www.elsalvador.com
18. www.interempresas.net
19. www.prodigyweb.net.mx
20. www.metalunivers.com
21. www.brildor.com
22. www.psrc.usm.edu
23. www.encarta.msn.com
24. www.geocities.com
25. www.iusa.com.sv
26. www.come.to
27. www.conocimientosweb.net
28. www.perso.wanadoo.es
29. www.mexinox.com.mx

30. www.ssisintered.com
31. www.dupont.com.co
32. www.tecnoeso.com
33. www.cromova.es
34. www.bokerarbolito.com
35. www.contitech.de
36. www.rotrans.com
37. www.siegling.com
38. www.kauman.com.es
39. www.campodon.biz

b) Referencias Bibliográficas

1. Conocimientos Básicos de Acabado Textil (IUSA)
2. The Classification of Cotton (USDA)
3. Manual de máquina de corte circular EASTMAN
4. Manual de la afiladora Weinig Rodamat 168
5. Técnicas de Corte - Depto. De ing. De la Confección Industrial (ITCA)
6. Manual del Ingeniero Mecánico
7. Industria Textil en Colombia
8. Hyponic Right Angle Gearmotor and Reducer
9. Cyclo 6000 Gearmotors
10. Diseño en Ingeniería Mecánica (Edwar Shigley)
11. Diseño de Elementos de Máquinas (Faires)
12. Diseño de Elementos de Máquinas (Robert L. Mott)
13. Catálogo de Productos COOPER
14. Catálogo de bandas Habasit 0105 US
15. Catálogo general de productos SKF
16. Mecánica de Materiales

c) Referencias Institucionales

1. Industrias Unidas, S.A.
2. Policía Nacional Civil
3. Instituto Tecnológico Centroamericano (ITCA)
4. Oxgasa

Glosario

A

Abacá

Es la fibra de una variedad de plátano, que no produce fruto. El centro de su cultivo es la filipina. La planta también es perenne. Las fundas de las hojas se desarrollan formando pseudo troncos de una longitud de seis metros. Las fibras claras se elaboran a mayor finura que las oscuras, de las cuales solo se obtienen tiras de 1 a 2 milímetros de ancho.

La longitud de las fibras esta comprendida entre 1 y 2.5 metros, esta longitud no es típica para los grados de calidad.

Absorbencia

Propiedad que tienden algunas materias de adquirir la humedad del aire. Tienen gran importancia para artículos textiles que se deban utilizar en la confección de ropa interior.

Acabado

Los diferentes sistemas industriales para perfeccionar un producto. El acabado en los tejidos comprende el blanqueado, teñido, encogido, estirado, estampado, satinado y planchado.

Aceros de Damasco

La descripción más antigua de las espadas de Damasco data del año 540 de nuestra era, pero pueden haber estado en uso mucho antes, incluso en la época de Alejandro Magno (323 a. de C.). El propio acero estaba hecho en la India, en donde se denominaba wootz. Se comercializaba en forma de coladas (cakes) del tamaño de discos de hockey sobre hielo. Las mejores espadas se forjaban en Persia a partir de wootz indio que se usaba también para escudos y armaduras. Estos aceros se conocieron en la Edad Media en Rusia, donde se denominaban aceros "bulat". En Persia se llamaban "poulad Janherder"

AISI

American Iron and Steel Institute

Alargamiento

El Alargamiento de la fibra se calcula en la forma siguiente:

$$\text{Alargamiento (\%)} = \frac{\text{Largo al romperse} - \text{Largo original}}{\text{Largo Original}} \times 100$$

Alejandro Magno

(Alejandro III) Rey de Macedonia (Pella, Macedonia, 356 - Babilonia, 323 a. de C.). Sucedió muy joven a su padre, Filipo II, asesinado en el 336 a. C. Éste le había preparado para reinar, proporcionándole una experiencia militar y encomendando a Aristóteles su formación intelectual.

Alpaca



Figura G1. Alpaca

La Alpaca es uno de los cuatro camélidos sudamericanos (Ver figura G1). Este animal no existe en estado salvaje, al igual que la Llama, es una especie doméstica creada por la interferencia del hombre.

B

Banda

Pieza de tela forrada o remata con festón o costura que se utiliza a modo de cinturón.

C

Caida

Característica básica de cada tejido que se rige por la forma en que fué manufacturado y el peso de la fibra. Los materiales sintéticos con base plástica no caen tan bien como los de fibras naturales.

Cáñamo

Cannabis sativa variedad vulgaris: Planta de gran desarrollo vegetativo, sin propiedades psicodislépticas. Es el cáñamo textil, utilizado en la industria textil y en papelería. El cáñamo está entre las plantas más productivas que se conocen, puede utilizarse para fabricar papel, prendas textiles, comida, como combustible, etc.

El cannabis produce la fibra textil más resistente, era la lona utilizada en las velas de los primeros barcos (era el único tejido que no se pudría por el contacto con la espuma del mar).

Cardado

Procedimiento que estira en partes o desenmaraña a las fibras textiles antes de ser hiladas.

Cremallera

Cierre de metal o plástico que cosido en las prendas, sirve para cerrarlas.

CrN

La capa de CrN es una capa de Nitruro de Cromo. La dureza de la capa asciende a unos 2.100 HV y se consiguen espesores de capa de 6 – 10 µm. Las ventajas especiales de la capa radican en la reducida afinidad con los metales no férricos, la resistencia es atribuida al contenido de cromo y en el espesor de la capa

relativamente gruesa. Por tanto, su aplicación es posible en todo el sector de la conformación en frío, así como para resolver los problemas especiales en la industria transformadora del plástico y de metales no férricos.

Corrosión

Es un ataque destructivo de los metales que puede ser de naturaleza química o electroquímica. La corrosión química directa solo se verifica en condiciones extraordinarias que comprenden un ambiente altamente corrosivo o una elevada temperatura o ambas cosas.

Sin embargo, la mayoría de los fenómenos que comprende la corrosión de metales que contienen agua o están sumergidos en ella, o su corrosión en la atmósfera por película de humedad, son de naturaleza electroquímica.

D

Denier

El Denier se calcula por el peso de fibra de largo constante, si se tiene un hilo de 9.000 m. (nueve mil) y un peso de 1 gr. este es el denier (1 d), si tiene peso de 2 gr. es de 2 denier así sucesivamente. Cuando aumenta número de denier la fibra es más gruesa.

$$\text{Denier} = 9.000 \times \frac{\text{Peso (gr.)}}{\text{Largo (m.)}}$$

Algunos ejemplos del Denier de algunas fibras Naturales son:

- Algodón 1.0 - 2.0 d
- Seda 1.5 - 3.0 d
- Lana 3.0 - 10.0 d

Dupont

Es una compañía consagrada a la ciencia, que ofrece soluciones para mercados como el de la alimentación y nutrición, el cuidado de la salud, la indumentaria, el hogar y la construcción, la electrónica y el transporte.

En el siglo XIX, DuPont era fundamentalmente una empresa dedicada a los explosivos. En el siglo XX, hubo un cambio hacia el área de la química, las materias primas y la energía. Hoy, ofrece soluciones basadas en la ciencia que mejoran la calidad de vida de las personas en todo el mundo.

F

Fieltrado

(Piel, lana, algodón, rayón, pelo). Es espeso compacto y se obtiene machacando y planchando fibras sueltas con color y humedad. Se usa para sombreros, bolsos, tapetes, etc.

Fieltro

Material conseguido mediante trenzado de fibras como algodón, rayón y lana. Se utilizaba frecuentemente durante el siglo XIX para hacer sombreros y forros. En la década de los 50 se pusieron de moda los abrigos y faldas acampanadas con aplicaciones de fieltro.

G

Guanaco



El Guanaco, Huanaco o Luan, es uno de los cuatro camélidos de América del Sur (Ver figura G2). Su ubicación se extiende por la cordillera de los Andes, desde el norte de Perú hasta Tierra del Fuego, también habita en la Patagonia Argentina.

Figura G2. Guanaco

H

Henequén

El henequén viene del agave, de una especie de cactus, de aspecto parecido a una yuca verde. Otras variedades de agave se utilizan para hacer el tequila.

Los mayas usaban el henequén para hacer cordones, carpetas o alfombras, lo cual no ha cambiado mucho hoy en día.

Hubo una época en la que el cultivo de henequén, o fibra de sisal como algunos la llaman, tuvo gran auge, convirtiendo el terreno de la península yucateca en uno de los más ricos y codiciados.

El advenimiento de las fibras sintéticas y el cultivo de la planta en Brasil, Madagascar, Tanzania y Manila, contribuyeron enormemente al decaimiento de esta industria en Yucatán.

Actualmente, hay una gran cantidad de usos para el henequén, algunos de los cuales son irremplazables, por lo que su futuro no corre un peligro inminente.

Heródoto

Heródoto de Halicarnaso (485 - 452 a.de C.) Llamado el padre de la Historia. Procedía de la ciudad de Halicarnaso, en el Asia Menor, bárbaro por el lado paterno y heleno por el materno.

Su relato de las guerras Médicas le proporcionó gran fama. Hacia el año 444 intervino en la fundación de la colonia ateniense de Thurii en Italia, donde probablemente escribió sus Historias. Su propósito era "impedir que los grandes y maravillosos hechos de griegos y bárbaros pierdan su tinte de gloria, y recordar cuáles fueron los escenarios de su pugna.

L

Lana

Nombre aplicado a las fibras suaves y rizadas que se obtienen principalmente de la piel de las ovejas domésticas y se utilizan en la fabricación de textiles. La lana se diferencia del pelo por la naturaleza de las escamas que forman la superficie exterior

de las fibras. Las escamas de la lana son abundantes, muy pequeñas, puntiagudas y están fijadas sólo por su base y encajadas a presión (véase Fieltro). El número de escamas varía con la finura y rizo de la fibra. Debido a este rizo, la lana tiene una elasticidad y una resistencia que hace que los tejidos de lana se deformen menos que los fabricados con otras fibras naturales.

Lino

Nombre común de una familia de plantas y de las especies de uno de sus géneros. Una de éstas se cultiva mucho por sus fibras y semillas. De las fibras se obtienen los hilos y tejidos de lino y de la semilla se extrae el aceite de linaza y una pasta usada para alimentar al ganado, sobre todo al vacuno.

P

Polímero

La materia está formada por moléculas que pueden ser de tamaño normal o moléculas gigantes llamadas *polímeros*.

Los polímeros se producen por la unión de cientos de miles de moléculas pequeñas denominadas monómeros que forman enormes cadenas de las formas más diversas. Existen numerosos polímeros tanto naturales (caucho, polisacáridos, proteínas, etc.) como artificiales (plásticos, fibras sintéticas, etc.).

Por el tipo de polimerización se clasifican en polímero de *adición*, formados por uniones sucesivas de moléculas, y polímero de *condensación*, en los que la unión va acompañada de la eliminación de pequeñas moléculas.

Por su elasticidad se clasifican en *elastómeros*, *termoplásticos* y *termoestables*. La estructura puede ser lineal o con uniones cruzadas y el polímero resultante amorfo o cristalino.

PVD

Las siglas PVD corresponden a la expresión inglesa Physical Vapour Deposition, esto es, Deposición Física de Vapor.

Con este nombre se conocen un amplio conjunto de técnicas que tienen en común el empleo de medios físicos (en contraposición a químicos) para obtener el material de recubrimiento en fase vapor. Los recubrimientos se realizan en cámaras de alto vacío (10^{-6} mbar), requieren temperaturas de proceso medias ($400\text{ }^{\circ}\text{C}$) o bajas ($<100\text{ }^{\circ}\text{C}$) y se obtienen capas finas ($10\mu\text{m}$) o muy finas ($<1\mu\text{m}$) de composición muy controlable. En general, los distintos procesos de PVD son extraordinariamente sensibles al grado de limpieza de las superficies y a los distintos parámetros del proceso, tales como temperatura, presiones parciales del gas residual, grado de ionización del material evaporado etc. Esto ha hecho que tardarán en aparecer procesos comerciales y que éstos estén en muchos casos protegidos por patentes.

R

Ramio

El ramio es la fibra que menos se elabora, no obstante tiene cualidades excelentes, entre ellas: una gran resistencia a la tracción (8 veces más que el algodón). Resiste la humedad así como las temperaturas bastantes altas.

S

Seda

Nombre común de las larvas, productoras de seda, de cualquiera de las varias especies de mariposas nocturnas o polillas. Los gusanos de seda poseen un par de glándulas salivares modificadas, llamadas glándulas de la seda, que emplean para tejer capullos. Las glándulas de la seda segregan un líquido transparente y viscoso que sale a presión por unos orificios, llamados hileras, que hay en las piezas bucales de la larva; el líquido se endurece en contacto con el aire.

T

Tejido

Material que resulta de entrelazar hilos de cualquier material. Disposición de los hilos de una tela.

Telar

Máquina para hacer tejidos. La aparición del telar es muy antigua, aparece ya en Egipto y en Grecia con los elementos esenciales del telar actual. Los primeros telares mecánicos aparecieron en el siglo XVIII.

TiAlN

La capa de TiAlN es una capa de nitruro de titanio y aluminio. La dureza de la capa asciende a unos 2.000 HV. Los espesores corrientes de la capa son de 2 – 4 μm . La ventaja decisiva de esta capa es la alta resistencia a la oxidación gracias al aluminio como elemento aleado.

TiCN

La capa de TiCN es una capa de carboitruro de titanio. La dureza asciende a unos 3.000 HV y el espesor de capa es de 2 - 4 μm . La capa de TiCN ha de considerarse primordialmente como complemento de la capa de TiN.

TiN

La capa TiN es una capa de Nitruro de Titanio. La dureza de la capa se encuentra aprox. en 2.400 HV.; mediante este sistema de capa se consiguen espesores de 2 - 4 μm . Los campos de aplicación de la capa son muy diversos y se extienden desde la conformación con arranque de virutas hasta las herramientas de corte.

V

Vicuña



La vicuña es un camélido que puede medir de 80 a 90 centímetros, con un largo de 1,60 a 1,75 metro (Ver figura G3). Es de color marrón en la parte superior del lomo y los laterales; su pecho es blanco. La lana que se puede extraer de la vicuña

Figura G3. Vicuña

está considerada la más fina del mundo. Su nombre científico es vicugna vicugna (Molina). Pertenece a la clase de los mamíferos, orden artiodactyla y familia camelidae.

Y

Yute

Nombre común de dos especies de herbáceas con formaciones leñosas y de la fibra que se obtiene de ellas, se usa para fabricar telas de arpillera y saco (costal) de baja calidad, así como papel barato.

Anexos

Anexo 1. Máquinas de corte por banda.⁵⁹

Máquina 20N con cuchilla de banda de Oteman (Ver figura A1)

Diseñada para cortar todo tipo de telas.

- Molino con bisel ajustable y presión continua.
- Mecanismo para ajustar la tensión de la cuchilla de banda.
- Se detiene automáticamente en caso de roturas.
- Armazón de una sola pieza.



Figura A1. Máquina de cuchilla de banda Oteman

Modelo BK-700

Cortadora de banda, ideal para refilar cuellos, puños y piezas pequeñas (Ver Figura A2)

Cuenta con cubierta de flotación para el fácil manejo de las prendas, control de velocidad, piedras para afilado automático, ruedas para su fácil deslizamiento y panel digital.

- Capacidad de corte 180mm.
- Altura de la mesa 720 - 850 mm.
- Motor 110V, 1 PH



Figura A2. Máquina de cuchilla de banda BK-700

⁵⁹ Ref. B5

Anexo 2. Máquinas de corte vertical.⁶⁰

Modelo KS-AU

Máquina cortadora de cuchilla recta con afilador automático. (Ver figura A3)

Ideal para gran producción en todo tipo de materiales.

- Solo en 8" y 10".



Figura A3. Cortadora Vertical KS - AU

Modelo KS-GX-8

Esta es una cortadora de cuchilla recta con afilador automático por medio de bandas de lija y velocidad variable. (Ver figura A4)

Ideal para corte de materiales con alto grado de fundición debido a su velocidad variable.

- Solo en 8". El largo de la cuchilla.



Figura A4. Cortadora vertical KS – GX – 8

⁶⁰ Ref. B5

Anexo 3. Máquinas de corte Circular.⁶¹

Maquinas de corte circular Lightweight / Modelo 534 (Ver Figura A5)



Figura A5. Maquinas circular 534

Especialmente diseñada para cortar lana, algodón, seda y materiales sintéticos, la 534 provee una manecilla de peso ligero con poder más que suficiente para cortar muy bien estos materiales.

Eastman Modelo D2-2 1/4 Chickadee (Ver figura A6)

Cizalla rotativa de poco peso. Cuenta con cuchilla circular de 2 1/4 pulgadas de diámetro y gran potencia en su tipo.



Figura A4. Maquina circular D2 – 2

Recomendables para corte de muestras o patrones así como correcciones en telas ya cortadas.

Cuenta con el motor "Perma Field" el cual es muy poderoso además de liviano (0.85 Kg.).

Su cuchilla tiene una vida cortante más larga y el afilador está totalmente encerrado.

⁶¹ Ref. B5

Anexo 4 Capacidad de transporte.⁶²

TABLA II.- CAPACIDAD DE TRANSPORTE QM PARA V = 1M/SEG., EN M ³ /H							
Ancho	Montaje Plano	Montaje en Artesa (para valores de β indicados)					
		20°	25°	30°	35°	40°	45°
400	23	42	47	51	54	56	58
450	30	55	61	67	70	73	76
500	38	70	77	84	89	93	96
550	48	87	96	105	111	115	119
600	58	106	116	127	134	139	145
650	69	126	139	151	160	166	173
700	81	148	163	178	188	195	203
750	94	172	189	206	218	227	235
800	108	198	217	237	251	261	271
850	123	225	247	270	286	297	308
900	139	254	280	305	323	335	348
950	156	285	314	342	362	376	391
1.000	173	318	350	381	404	420	436

Anexo 5. Capacidad de transporte para bandas.⁶³

Qm en m ³ /H para V=1m/seg (Talud 20°)							Tabla K
Ancho de Banda	Montaje Plano	Montaje en artesa					
		20°	25°	30°	35°	45°	
400	23	41	45	49	52	56	
500	38	70	77	83	88	96	
650	69	128	141	152	162	175	
800	108	200	221	239	254	275	
1.000	173	327	360	390	414	447	
1.200	255	479	528	571	607	656	
1.400	351	665	734	794	843	910	
1.600	484	849	917	987	1.053	1.144	
1.800	592	1.076	1.185	1.280	1.362	1.478	
2.000	735	1.347	1.484	1.604	1.706	1.850	
2.200	893	1.654	1.823	1.970	2.095	2.270	
2.400	1.070	1.986	2.189	2.367	2.516	2.724	
2.600	1.260	2.354	2.595	2.806	2.982	3.227	
2.800	1.465	2.740	3.022	3.267	3.472	3.756	

⁶² Ref. A38

⁶³ Ref. A35

Anexo 6. Factor de corrección K₁, en función de la inclinación de la banda⁶⁴

VALORES DE "K"	
Inclinación δ	K
0	1
2	1
4	0,99
6	0,98
8	0,97
10	0,95
12	0,93
14	0,91
16	0,89
18	0,85
20	0,81
21	0,78
22	0,76
23	0,73
24	0,71
25	0,68
26	0,66
27	0,64
28	0,61
29	0,59
30	0,56

Tabla 7. Factor de corrección K₃, en función del ángulo de talud.⁶⁵

COEFICIENTES DE CORRECCIÓN SEGÚN TALUD							
Ángulo	Montaje	Montaje en Artesa (para valores de β indicados)					
Talud	Plano	20°	25°	30°	35°	40°	45°
10	0,50	0,77	0,79	0,82	0,84	0,86	0,87
20	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
30	1,50	1,24	1,21	1,19	1,17	1,16	1,14

⁶⁴ Ref. A38

⁶⁵ Ref. A38

Anexo 8. Coeficiente C.⁶⁶

VALORES DEL COEFICIENTE "C" (L, LONGITUD DE TRANSPORTE, EN METROS)												
L	3	4	5	6	8	10	12,5	16	20	25	32	40
C	9	7,6	6,6	5,9	5,1	4,5	4	3,6	3,2	2,9	2,6	2,4
L	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400	500	1000
C	2,2	2	1,85	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,05	1,05

Anexo 9. Fricción en los rodillos⁶⁷

COEFICIENTES DE FRICCIÓN EN LOS RODILLOS (F)		
TIPO DE COJINETE	ESTADO	VALOR DE F
Rodamiento	Favorable	0,018
	Normal	0,020
	Desfavorable	0,023 - 0,030
Fricción		0,050

Anexo 10 Peso de la banda orientativo para bandas de alma textil (Gg).⁶⁸

ANCHO DE BANDA (mm)	PESO/METRO (Kp/m)	ESPELOR TOTAL (mm)
400	4	8
500	5	8
650	6,5	8
800	8,5	8,5
1000	13	11
1200	15,5	11
1400	18	11
1600	25	13
1800	30	14
2000 Y ^	33	14

⁶⁶ Ref. A38

⁶⁷ Ref. A38

⁶⁸ Ref. A36

Anexo 11. RPM de los rodillos en función de la velocidad lineal de la banda.⁶⁹

VELOCIDAD BANDA M/S	DIAMETRO DEL RODILLO mm										
	63,5	70	76	89	102	108	127	133	152,4	159	193,7
0,25	75	68	63	53	47	44	38	36	31	30	25
0,50	150	136	126	107	90	88	75	72	63	60	49
0,75	225	205	189	161	141	132	113	107	94	90	74
1,00	300	273	251	214	188	176	150	143	125	120	98
1,25	376	341	314	268	235	221	188	179	157	150	123
1,50	451	409	377	322	282	265	228	215	188	180	148
1,75	526	478	440	375	329	309	263	251	219	210	172
2,00	601	546	503	429	378	353	301	287	251	240	197
2,25	676	614	566	483	423	398	338	323	282	270	222
2,50	752	682	628	538	470	442	378	359	313	300	246
2,75	827	750	691	590	517	486	414	395	345	330	271
3,00	902	819	754	643	564	530	451	430	378	360	295
3,25	977	887	817	697	611	574	489	466	407	390	320
3,50	1052	955	880	758	668	619	528	502	439	420	345
3,75	1128	1023	943	804	705	663	564	538	470	450	369
4,00	1203	1092	1005	858	752	707	602	574	501	480	394
4,25	1278	1160	1068	912	799	751	639	610	533	510	419
4,50	1354	1228	1131	965	846	795	677	646	564	540	443
4,75	1429	1296	1194	1019	893	840	714	682	595	570	468
5,00	1504	1364	1257	1073	940	884	752	718	627	600	493
5,25	1579	1433	1320	1128	987	928	790	754	658	630	517
5,50	1655	1501	1382	1180	1030	973	827	790	689	661	542
5,75	1730	1569	1445	1234	1077	1017	865	826	721	691	567
6,00	1805	1637	1508	1288	1124	1061	902	862	752	721	592

Área de utilización recomendable

⁶⁹ Ref. A36

Anexo 12. Selección de bandas⁷⁰

Product group	Belt type	PLY	For silico bed	For carrying roller	Permanently antistatic	For Power turns	Flame retardant	Tension member	Material	Conveying side, material	Conveying side, surface	Conveying side, color	Back side, material	Low noise, back side	Back side, surface		
																Standard	Material
GENERAL MATERIAL HANDLING	Standard	SAB-5E	2	■	■	■	-	-	PES	PVC adh.	blank	drk grey	PES	■	fabric		
		SAB-8E	2	■	■	■	-	-	PES	PVC adh.	blank	drk grey	PES	■	fabric		
		SAB-12E	2	■	■	■	-	-	PES	PVC adh.	blank	drk grey	PES	-	fabric		
		SAB-18E	2	-	■	■	-	-	PES	PVC adh.	blank	drk grey	PES	-	waffle		
		SAG-8E	2	■	■	■	-	-	PES	PVC s-adh.	mini rougtop	drk grey	PES	■	fabric		
		SAG-12E	2	■	■	■	-	-	PES	EPDM s-adh.	rougtop	drk grey	PES	-	fabric		
		SAQ-8E	2	■	■	■	-	-	PES	PVC adh.	quadriple	drk grey	PES	■	fabric		
		SAW-5E	2	■	■	■	-	-	PES	PVC s-adh.	waffle	drk grey	PES	-	fabric		
		SNB-5E	2	■	■	■	-	-	PES	PVC	blank	drk grey	PES	■	fabric		
		SNB-8E	2	■	■	■	-	-	PES	PVC	blank	drk grey	PES	■	fabric		
		SNB-12E	2	■	■	■	-	-	PES	PVC	blank	drk grey	PES	-	fabric		
		SNB-18E	3	■	■	■	-	-	PES	PVC	blank	drk grey	PES	-	fabric		
		GENERAL MATERIAL HANDLING	N-Line	NAB-5EKBV	1	■	■	■	-	-	PES	PVC adh.	blank	black	PES	-	fabric
				NAB-8EXDV	2	■	■	-	-	-	PES	PVC adh.	blank	green	PES	-	fabric
				NAB-10EBAV	2	■	■	■	-	-	PES	PVC adh.	blank	black	PES	-	fabric
				NAB-10ELBV	2	■	■	■	-	-	PES	PVC adh.	blank	black	PES	■	fabric
				NAB-10ELDV	2	■	■	■	-	-	PES	PVC adh.	blank	drk grn	PES	■	fabric
				NAB-12EXDV	2	■	■	-	-	-	PES	PVC adh.	blank	drk grn	PES	-	fabric
NAB-15EVDV	3			-	■	■	-	-	PES	PVC adh.	blank	drk grn	PVC	-	waffle		
NAB-18EAAV (NVT-131)	3			■	■	■	-	-	PES	PVC adh.	blank	drk grey	PES	-	fabric		
NAD-10ESBV	2			■	■	■	-	■	PES	PVC adh.	wave	black	PES	■	fabric		
NAG-8EHDV (NVT-109)	2			■	■	-	-	-	PES	PVC	mini rougtop	drk grn	PES	-	fabric		
NAJ-8EXDV	2			■	■	-	-	-	PES	PVC adh.	rougtop	drk grn	PES	-	fabric		
NAG-10ESBV	2			■	■	■	-	■	PES	PVC adh.	rougtop	black	PES	■	fabric		
NAJ-8EEBV	2			■	■	■	-	-	PES	PVC adh.	rougtop	black	PES	-	fabric		
NAL-12ELBV (G12/2LAB7)	2			■	■	-	-	-	PES	PVC adh.	long-groove	black	PES	■	fabric		
NHB-5EKBV	1			■	■	-	-	-	PES	PVC hard	blank	black	PES	-	fabric		
NHB-10EKBV	2			■	■	■	-	-	PES	PVC hard	blank	black	PES	■	fabric		
NHB-10ESBV	2			■	■	■	-	■	PES	PVC	blank	black	PES	■	fabric		
NHM-10EKBV	2			■	■	■	-	-	PES	PVC hard	matte	black	PES	■	fabric		
NHM-11ESBV	2			■	■	■	■	■	PES	PVC	blank	black	PES	-	fabric		
NHU-8EAAV	2			■	■	-	-	-	PES	PVC hard	ultra glossy	black	TPU	-	impreg.		
NHU-8EATV	2			■	■	-	-	-	PES	PVC hard	ultra glossy	trans.	PES	-	fabric		
NHU-12EAAV	2			■	■	-	-	-	PES	PVC hard	ultra glossy	anthracite	TPU	-	impreg.		
NNT-10ENBU (NVT-223)	2			■	■	■	-	-	PES	PUR	impregnated	black	PES	■	fabric		
NNT-10ESBU	2			■	■	■	-	■	PES	PUR	impregnated	black	PES	■	fabric		
NNT-12ECDV	2			■	■	■	-	-	PES	PVC	impregnated	drk grn	TPU	-	impreg.		
NNT-20ECDV	3			■	■	■	-	-	PES	PVC	impregnated	drk grn	TPU	-	impreg.		
NSB-12EHAV (G12/3BSA7)	3			■	■	-	-	-	PES	PVC s-adh	blank	anthracite	PES	■	fabric		
NSL-10ELBV	2			■	■	■	-	-	PES	PVC s-adh	long. groove	black	PES	■	fabric		
NSL-10ESBV	2			■	■	■	-	■	PES	PVC s-adh	long. groove	black	PES	■	fabric		
NSL-11ESBV	2			■	■	■	-	■	PES	PVC s-adh.	long groove	black	PES	■	fabric		
NSW-5ELAV	1			■	■	■	-	-	PES	PVC s-adh	waffle	black	PES	■	fabric		
GENERAL MATERIAL HANDLING	High Duty			HAL-12E	2	■	■	■	-	-	PES	EPDM	long. groove	green	PUR	-	impreg.
		HSL-8E	2	■	■	■	-	-	PES	TPU	long. groove	drk green	PES	-	impreg.		
		HSW-5EB	2	■	■	■	■	-	PES	TPU s-adh.	waffle	black	PES	-	fabric		
GENERAL MATERIAL HANDLING	Economy	E-5EBBT	2	■	■	■	■	-	PES	TPU	blank	black	PES	-	fabric		
		E-5EXBT	2	■	■	■	-	-	PES	TPU	blank	black	PES	-	fabric		

⁷⁰ Ref. B14

Anexo 13. Selección de bandas transportadoras (Continuación)...

	Class of chemical resistance	Joining	Thickness [in.]	Mass of belt per square foot (belt weight) m _b [lbs./sq.ft.]	Pulley diameter, minimum [in.]	Tensile force for 1% elongation per unit of width k ₁ % [lbs./in.]	Admissible tensile force per width k _{adm} [lbs./in.]	Minimum Temperature [°F]	Maximum Continuous [°F]	Maximum Intermittent [°F]	Coefficient of friction μ of back side on steel	Manufacturing width [in.]	Clipper	Alligator	Belt type
3	T,F,L	0.06	0.39	1.0	28.5	45.7	23	176	212	0.2	157	Y	-	SAB-5E	
3	T,F,L	0.08	0.19	1.6	45.7	68.5	23	176	212	0.2	157	Y	-	SAB-8E	
3	T,F,L	0.10	0.57	2.4	68.5	114.2	23	176	212	0.2	157	Z	-	SAB-12E	
3	T,F,L	0.16	0.98	4.0	103	165.6	23	176	212	0.2	94	2SPHT	-	SAB-18E	
3	T,F,L	0.16	0.82	2.0	45.7	68.5	14	140	212	0.2	94	Y	-	SAG-8E	
4	T,L	0.20	0.86	3.1	68.5	114.2	-22	212	302	0.2	47	1A	-	SAG-12E	
3	T,F,L	0.08	0.49	2.0	45.7	68.5	14	140	212	0.2	94	Y	-	SAQ-8E	
3	T,F,L	0.07	0.37	0.8	28.5	46.0	14	140	212	0.2	94	Y	-	SAW-5E	
3	T,F,L	0.06	0.39	1.0	28.5	45.7	23	176	212	0.2	157	Y	-	SNB-5E	
3	T,F,L	0.08	0.49	1.6	45.7	68.5	23	176	212	0.2	157	Y	-	SNB-8E	
3	T,F,L	0.10	0.57	3.1	68.5	114.2	23	176	212	0.2	157	Z	-	SNB-12E	
3	T,F,L	0.13	0.8	4.0	103	117.3	23	176	212	0.2	157	2SHPT	-	SNB-18E	
3	F,L	0.045	0.25	1.2	29	42.8	14	176	212	0.2	83	X	-	NAB-5EKBV	
3	F,L	0.080	0.47	1.6	46	68.6	14	176	212	0.2	118	36LLSP	-	NAB-8EXDV	
3	F,L	0.095	0.57	1.2	57	85.7	14	140	212	0.2	118	Z	-	NAB-10EBAV	
3	F,L	0.080	0.51	1.6	46	68.6	14	158	212	0.2	118	Y	-	NAB-10ELBV	
3	F,L	0.080	0.47	1.6	57	85.7	14	158	212	0.2	118	Y	-	NAB-10ELDV	
3	F,L	0.110	0.65	2.4	69	102.8	14	176	212	0.2	118	36LL	-	NAB-12EXDV	
3	F,L	0.120	0.12	4.7	86	128.4	14	158	212	1.0	78	36LL	-	NAB-15EVDV	
3	F,L	0.190	1.15	4.7	103	154.2	14	176	212	0.2	118	2HT	-	NAB-18EAAV	
3	F,L	0.300	1.02	2.4	57	85.7	32	176	212	0.2	118	36LL	-	NAD-10ESBV	
3	F,L	0.180	0.92	2.4	46	68.6	14	158	212	0.2	79	36LL	-	NAG-8EHDV	
3	F,L	0.180	0.92	2.4	46	68.6	14	158	212	0.2	118	36LL	-	NAJ-8EXDV	
3	F,L	0.210	0.92	3.2	57	85.7	14	158	212	0.2	118	36LL	-	NAG-10ESBV	
3	F,L	0.210	0.92	2.4	46	68.6	14	158	212	0.35	72	1	-	NAJ-8EEBV	
3	F,L	0.110	0.61	2.0	69	102.8	14	158	212	0.2	98	36LL	-	NAL-12ELBV	
3	F,L	0.040	0.25	1.0	29	42.8	32	176	212	0.2	94	X	-	NHB-5EKBV	
3	F,L	0.080	0.51	1.2	57	85.7	32	176	212	0.2	118	36LLSP	-	NHB-10EKBV	
3	F,L	0.120	0.72	1.6	57	85.7	32	176	212	0.2	118	1	-	NHB-10ESBV	
3	F,L	0.080	0.51	1.6	46	68.6	14	176	212	0.2	118	X	-	NHM-10EKBV	
3	F,L	0.100	0.60	2.4	57	85.7	32	176	212	0.2	118	1	-	NHM-11ESBV	
3	F,L	0.080	0.47	2.0	46	68.6	32	176	212	0.2	118	36LLSP	-	NHU-8EAAV	
3	F,L	0.080	0.47	2.0	46	68.6	32	176	212	0.2	118	36LLSP	-	NHU-8EATV	
3	F,L	0.120	0.78	4.0	69	102.8	32	176	212	0.2	118	36LLSP	-	NHU-12EAAV	
3	F,L	0.080	0.50	1.2	57	85.7	32	176	212	0.2	118	36LLSP	-	NNT-10ENBU	
3	F,L	0.09	0.51	3.2	69	102.8	32	176	212	0.2	118	1	-	NNT-10ESBU	
3	F,L	0.090	0.57	3.2	69	102.8	32	176	212	0.2	98	36LLSP	-	NNT-12ECDV	
3	F,L	0.140	0.82	3.9	114	171.3	32	176	212	0.2	98	36LL	-	NNT-20ECDV	
3	F,L	0.180	1.15	2.8	69	102.8	14	176	212	0.2	118	36LLSP	-	NSB-12EHAV	
3	F,L	0.090	0.51	1.2	57	85.7	14	176	212	0.2	118	36LLSP	-	NSL-10ELBV	
3	F,L	0.090	0.51	2.0	57	85.7	32	176	212	0.2	118	36LL	-	NSL-10ESBV	
3	F,L	0.120	0.72	1.6	57	94.3	32	176	212	0.25	118	1	-	NSL-11ESBV	
3	F,L	0.050	0.30	1.0	29	42.8	14	158	212	0.2	118	X	-	NSW-5ELAV	
4	T,L	0.100	0.47	2.4	68.5	114.2	-22	212	302	0.2	47	Y	-	HAL-12E	
6	T,F,L	0.070	0.40	1.6	45.7	68.5	-22	176	212	0.2	94	Y	-	HSL-8E	
6	F,L	0.060	0.33	0.6	28.5	45.7	-22	176	212	0.2	94	Y	-	HSW-5EB	
6	T,F,L	0.060	0.33	1.2	28.5	45.7	-22	176	230	0.2	94	Y	-	E-5EBBT	
6	T,F,L	0.050	0.27	0.6	28.5	45.7	-22	176	230	0.2	94	Y	-	E-5EXBT	

Explanations

- = applicable
- = conditionally applicable
- = not applicable

- drk. grn = dark green
- drk grey = dark grey
- EPDM sadh. = ethylene propylene terpolymer super adhesive
- impreg. = impregnated
- NBR = acrylo-nitrile-butadiene rubber
- PES = polyester
- PUR = polyurethane, cross-linked
- PVC = polyvinylchloride
- PVC adh. = polyvinylchloride adhesive
- PVC s-adh. = polyvinylchloride super adhesive
- TPU = polyurethane, thermo-plastic
- trans. = transparent

Flame retardant

- A = Available

Joining

- T = Thermofix
- F = Flexproof
- L = Laced

Clipper/Alligator

- X = UCM 36 XSP
- Y = UCM 36 SP
- Z = UCM 36

All data are approximate values under standard climatic conditions: 23°C/73°F and 50% relative humidity.

Reducer Selection Tables

1750 RPM Input Speed

Frame Size	Output RPM	350	250	175	146	117	87.5	70	58.3	43.8
	Nominal Ratio	5	7	10	12	15	20	25	30	40
1120	Input HP	0.268	0.268	0.268	0.268	0.268	0.268	0.268	0.268	0.134
	Output Torque in•lbs	41.1	57.5	82.1	98.5	123	164	205	246	164
	Hollow Bore OHL lbs	132	143	165	176	187	210	220	232	254
1230	Input HP	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Output Torque in•lbs	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Hollow Bore OHL lbs	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1220	Input HP	0.536	0.536	0.536	0.536	0.536	0.536	0.536	0.536	0.268
	Output Torque in•lbs	82.1	115	164	197	246	328	411	493	328
	Hollow Bore OHL lbs	187	210	232	243	265	297	308	330	353
1330	Input HP	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Output Torque in•lbs	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Hollow Bore OHL lbs	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1320	Input HP	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	0.54
	Output Torque in•lbs	165	230	329	395	493	658	822	982	658
	Hollow Bore OHL lbs	308	353	387	407	441	486	508	528	573
1430	Input HP	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Output Torque in•lbs	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Hollow Bore OHL lbs	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1420	Input HP	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	1.07
	Output Torque in•lbs	316	443	632	759	948	1264	1580	1897	1314
	Hollow Bore OHL lbs	463	517	584	618	661	717	760	805	859
1530	Input HP	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Output Torque in•lbs	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Hollow Bore OHL lbs	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1520	Input HP	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	2.07
	Output Torque in•lbs	459	643	918	1101	1374	1837	2296	2757	2529
	Hollow Bore OHL lbs	660	745	835	890	945	1035	1100	1155	1245
1531	Input HP	—	—	—	—	—	—	—	—	3.00
	Output Torque in•lbs	—	—	—	—	—	—	—	—	3669
	Hollow Bore OHL lbs	—	—	—	—	—	—	—	—	1245

⁷¹ Ref. B8

Anexo 15. Capacidad de carga para rodillos en Kg.

Longitud en mm y vida de 30000 horas⁷²

Ø Eje Rodamiento	r.p.m.	30	60	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
Ø 20 6.240	Longitud												
	200												
	250	410	350										
	315	380		280									
	380		320		205	170	157	149	140	132			
	465			271							128		
	530			232	200	165	150	140	133	125			
	600			201	190	158	145	136	130	122			
	670			178	170	150	140	132	126	119			
	750				157	142	135	129	122	117			
	950						121	119	113	106			
1150							99						
Ø 25 6.205	200												
	250	600	500										
	315			400									
	380		450		312								
	465					260	240	220	215	192	178		
	530												
	600		365										
	670			300									
	750			284									
	950				219								
	1150					178							
Ø 25 6.305	200												
	250	836	700										
	315			592									
	380		637		470								
	465		576			399							
	530		494				358	328	290	284	264		
	600			428									
	670				377								
	750					333							
	950						257						
	1150						209						
Ø 30 6.306	200												
	250	1050											
	315		880										
	380	900		750	578								
	465		780			506							
	530		668				443	418	387	361	352		
	600												
	670			510									
	750				449								
	950						346						
	1150						282						

⁷² Ref. B8

Anexo 16. Factor de carga "Fc"⁷³

Horizontal	V 20 ^a	Artesa 20 ^a	Artesa 30 ^a	Artesa 35 ^a	Artesa 45 ^a
Fc = 1	Fc = 0,55	Fc = 0,60	Fc = 0,63	Fc = 0,66	Fc = 0,70

Anexo 17. Factor de impacto "Fi".⁷⁴

TAMAÑO DEL MATERIAL	VELOCIDAD DE LA BANDA		
	2,5 m/s	2,5 a 4 m/s	4 a 5 m/s
100 m/m	1,000	1,000	1,000
100 a 175 m/m	1,025	1,060	1,110
175 a 300 m/m	1,075	1,140	1,280
325 a 500 m/m	1,260	1,600	2,100

Anexo 18. Factor de vida "Fv".

HORAS DE FUNCIONAMIENTO	10.000	20.000	30.000	40.000	50.000	60.000	70.000
Factor Fv	1,445	1,145	1,000	0,907	0,843	0,792	0,753

Anexo 19. Peso de partes móviles "R".

RODAMIENTO 6204 EJE Ø20

Serie M / S-20	DIÁMETRO RODILLO (mm)	D	63,6	70	76	89	102	108	127	133	152	159
	ESPESOR DE TUBO (mm)	e	3	3	3	3	3,6	3,8	4	4	4,5	5
	CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,1	1,2	1,3	1,6	1,6	2	2,2	2,4	3
	CONSTANTE PESO P. MÓVILES	T1	1	1,2	1,2	1,4	2	2,3	2,8	2,9	3,3	4

RODAMIENTO 6205 EJE Ø25

Serie M / S-25	DIÁMETRO RODILLO (mm)	D	76	89	102	108	127	133	152	159
	ESPESOR DE TUBO (mm)	e	3	3	3,6	3,8	4	4	4,5	5
	CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,1	1,3	1,4	1,6	1,7	1,9	2,2
	CONSTANTE PESO P. MÓVILES	T1	1	1,2	1,7	2	2,3	2,4	2,9	3,1

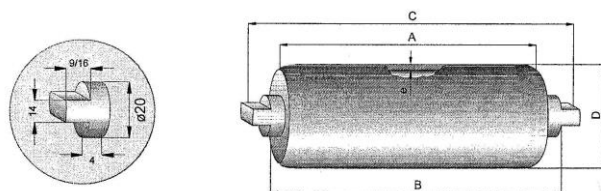
⁷³ Ref. B8

⁷⁴ Ref. B8

Anexo 20. Constantes para pesos de rodillos y partes móviles.⁷⁵

BANDA	A	B	C	Peso rodillo 063,5	Peso partes móviles 063,5
300	400	408	440	3,35	2,40
400	500	508	540	4,20	2,85
500	600	608	640	4,93	3,33
650	750	758	790	5,80	4,00
800	950	958	990	7,40	4,92
1000	1150	1158	1190	8,50	5,62
1200	1400	1408	1440	10,56	6,96
1400	1600	1608	1640	11,97	7,87
1600	1800	1808	1840	13,38	8,78
1800	2000	2008	2040	14,79	9,87
2000	2200	2208	2240	16,20	10,60

Anexo 21. Dimensiones de los rodillos.⁷⁶



Anexo 22. RPM del rodillo en función de la velocidad de la banda y el diámetro del rodillo.⁷⁷

VELOCIDAD BANDA M/S	DIAMETRO DEL RODILLO mm										
	63,5	70	78	89	102	108	127	133	152,4	159	193,7
0,25	75	68	63	53	47	44	38	36	31	30	25
0,50	150	136	126	107	90	88	76	72	63	60	49
0,75	225	205	189	161	141	132	115	107	94	90	74
1,00	300	273	251	214	188	178	150	143	125	120	98
1,25	376	341	314	268	235	221	188	179	157	150	123
1,50	451	409	377	322	282	265	226	215	188	180	148
1,75	526	478	440	375	329	309	263	251	219	210	172
2,00	601	548	503	429	378	353	301	287	251	240	197
2,25	676	614	566	483	423	398	338	323	282	270	222
2,50	752	682	628	536	470	442	378	359	313	300	246
2,75	827	750	691	590	517	488	414	395	345	330	271
3,00	902	819	754	643	564	530	451	430	378	360	295
3,25	977	887	817	697	611	574	489	468	407	390	320
3,50	1052	955	880	758	668	619	526	502	439	420	345
3,75	1128	1023	943	804	705	663	564	538	470	450	369
4,00	1203	1092	1005	858	752	707	602	574	501	480	394
4,25	1278	1160	1068	912	799	751	639	610	533	510	419
4,50	1354	1228	1131	965	846	795	677	646	564	540	443
4,75	1429	1298	1194	1019	893	840	714	682	595	570	468
5,00	1504	1364	1257	1073	940	884	752	718	627	600	493
5,25	1579	1433	1320	1126	987	928	790	754	658	630	517
5,50	1655	1501	1382	1180	1030	973	827	790	689	661	542
5,75	1730	1569	1445	1234	1077	1017	865	826	721	691	567
6,00	1805	1637	1508	1288	1124	1061	902	862	752	721	592

Área de utilización recomendable

⁷⁵ Ref.B8

⁷⁶ Ref.B8

⁷⁷ Ref.B8

Anexo 23. Fricción entre Banda y Tambor⁷⁸

COEFICIENTES DE ROZAMIENTO ENTRE BANDA Y TAMBOR MOTRIZ (VALOR DE)		
CONDICIONES DEL TAMBOR	CONDICIONES DE AMBIENTE	VALOR DE μ
Sin Recubrir	mojado	0,10
	húmedo	0,10 ÷ 0,20
	seco	0,30
Recubierto	mojado	0,25
	húmedo	0,25 ÷ 0,30
	seco	0,35

Anexo 24. Factor de servicio para bandas trapeciales estándares Ksb.⁷⁹

Máquinas típicas	Tipo de servicio	Factores de servicio
Lavadoras domésticas Planchadoras domésticas Dispositivos de exhibición para anuncios Ventiladores y sopladores pequeños	Ligero	1.0-1.2
Ventiladores y sopladores (rotores pesados) Bombas centrífugas Quemadores de aceite Máquinas para talleres domésticos	Mediano	1.2-1.4
Alimentadores Bombas y compresores de movimiento alternativo Refrigeradores Prensas taladradoras, esmeriladoras Tornos Rebanadoras de carne Máquinas para usos industriales	Pesado	1.4-1.6

⁷⁸ Ref. A38

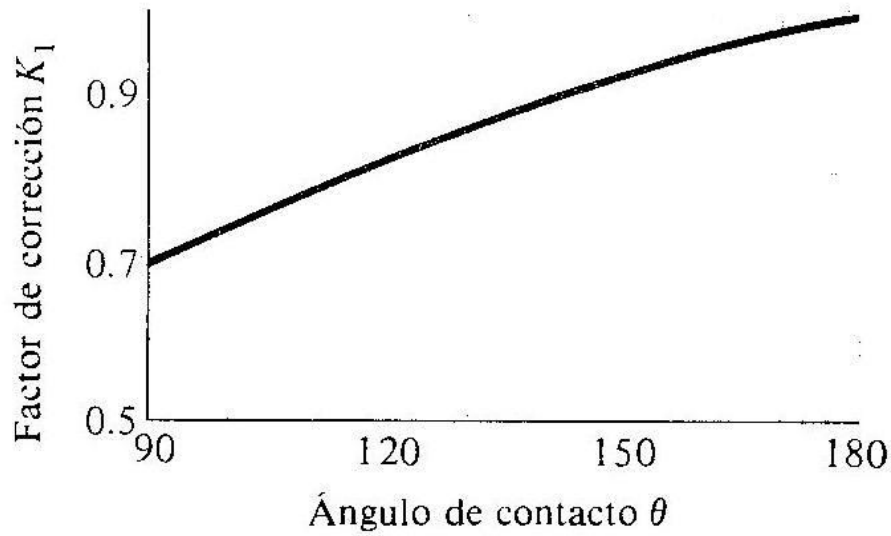
⁷⁹ Ref. B6

Anexo 25. Potencias nominales en HP de bandas trapeciales⁸⁰

SECCIÓN DE BANDA	DIÁMETRO DE PASO DE POLEA, in	VELOCIDAD DE LA BANDA, ft/min				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 o más	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.0 o más	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 o más	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
	17.0 o más	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28.0 o más	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

⁸⁰ Ref. B10

Anexo 26. Factor de corrección K_{1B} para ángulos de contacto.⁸¹



Anexo 27. Factor de corrección K_{2B} para longitud de banda⁸²

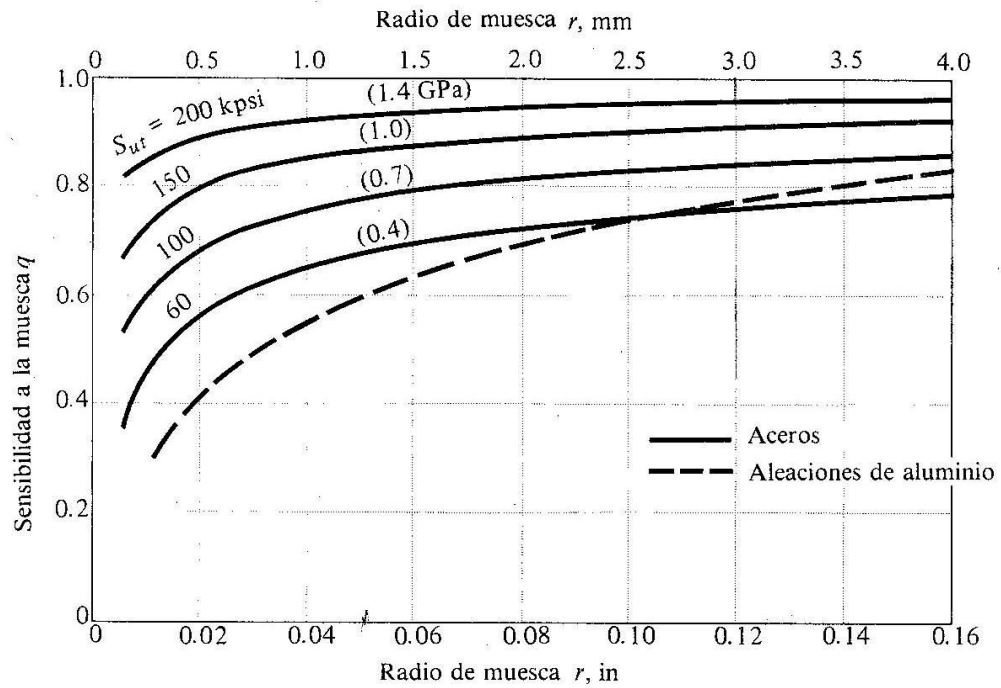
FACTOR DE LONGITUD	LONGITUD DE BANDA NOMINAL, in				
	BANDAS A	BANDAS B	BANDAS C	BANDAS D	BANDAS E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 o más	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 o más	330 o más	540 o más	660

*Multiplique por este factor el valor de potencia nominal en hp por banda para obtener la potencia corregida.

⁸¹ Ref. B10

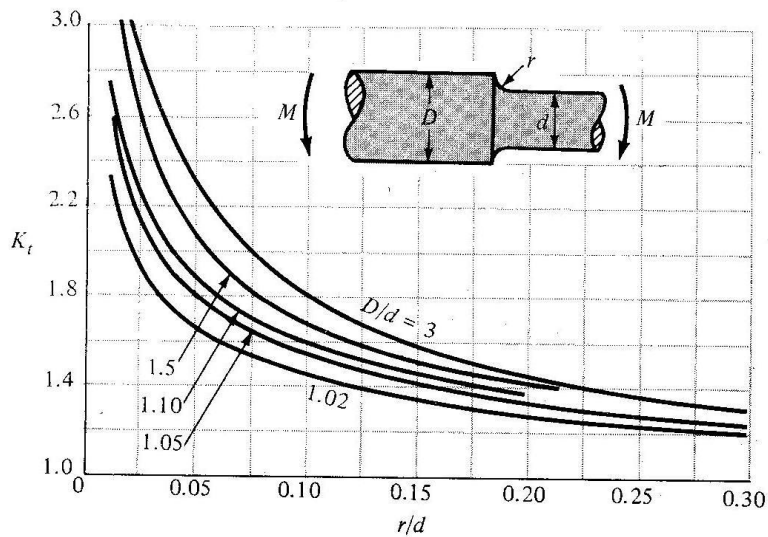
⁸² Ref. B10

Anexo 28. Diagrama de sensibilidad a la muesca para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024 - T⁸³



Anexo 29. Factor de concentración de esfuerzo⁸⁴

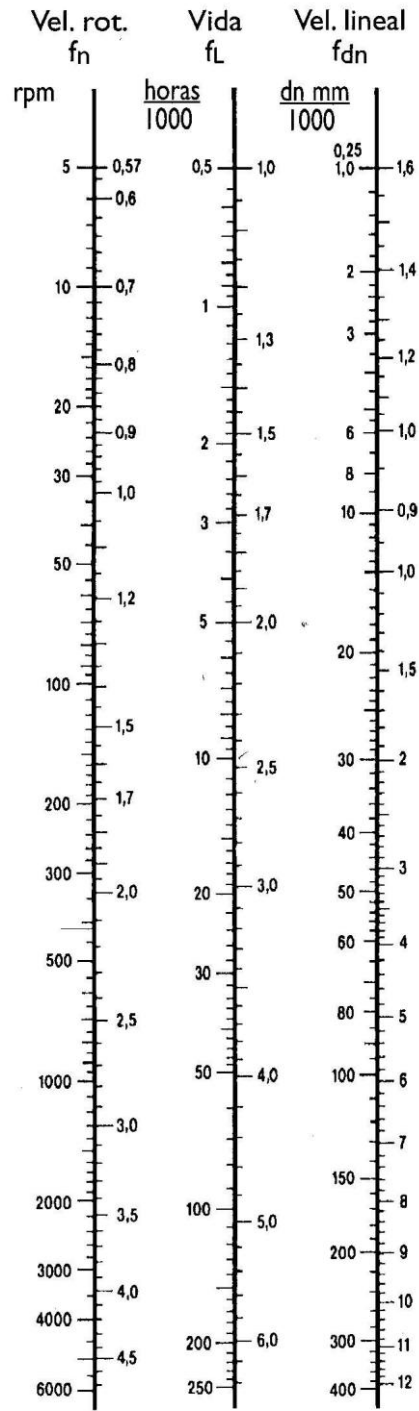
Diagramas de factores de concentración de esfuerzo teórico K_t



⁸³ Ref. B10

⁸⁴ Ref. B10

Anexo 30. Factor de velocidad de rotación ⁸⁵



⁸⁵ Ref. B10

Anexo 31. Vida del rodamiento.⁸⁶

Cond. de trabajo	Factor vida f_L	Horas vida L_{10}
Maquinaria usada ocasionalmente (las capacidades de de carga estática también pueden ser aplicadas)	1.0-1.3	500-1,200
Trabajo a tiempo parcial o intermitente	2.0-2.5	5,000-10,000
8 h de trabajo al día	3.0-4.0	20,000-50,000
Trabajo continuo motores principales, grandes equipos eléctricos, poleas planas, equipos de minería	4.4-5.0	70,000-100,000
Trabajo continuo y un grado de confiabilidad excepcionalmente alto	5.0-6.0	100,000- 200,000

$f_L = (L_{10} \text{ horas}/500)^{0.3}$ o busque en la
escala de la página 14.

NOTA: El producto de $f_n f_L$ no debe ser
inferior a 1.0.

Anexo 32. Factor dinámico f_d .⁸⁷

Factores dinámicos	f_d
Carga estable o pequeñas fluctuaciones	1.0 - 1.3
Choques ligeros	1.3 - 2.0
Choques fuertes, vibración o alternación	2.0 - 3.5

⁸⁶ Ref. B13

⁸⁷ Ref. B13

Anexo 33. Factor de seguridad estática de los rodamientos So.⁸⁸

Tipo de funcionamiento	Valores para un buen funcionamiento		
	Bajo	Medio	Alto
Sin vibración	1	1.5	3
Normal	1	2	3.5
Altas cargas de choque	2.5	3	4

Anexo 34. Selección de rodamientos.⁸⁹

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga Pu	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
35	72	17	31,2	17,6	0,75	20000	13000	0,27	6207 ETN9
35	72	17	27	15,3	0,655	-	6300	0,29	6207-2RS1 *
35	72	17	27	15,3	0,655	20000	10000	0,29	6207-2Z *
35	72	17	27	15,3	0,655	-	6300	0,29	6207-RS1 *
35	72	17	27	15,3	0,655	20000	13000	0,29	6207-Z *
35	72	23	25,5	15,3	0,655	-	6300	0,37	62207-2RS1
35	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6307 *
35	80	21	35,1	19	0,815	-	6000	0,46	6307-2RS1 *
35	80	21	35,1	19	0,815	19000	9500	0,46	6307-2Z *
35	80	21	35,1	19	0,815	-	6000	0,46	6307-RS1 *
35	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6307-Z *
35	80	31	33,2	19	0,815	-	6000	0,66	62307-2RS1
35	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,95	6407
40	52	7	4,94	3,45	0,186	26000	16000	0,034	61808
40	52	7	4,94	3,45	0,186	-	7500	0,034	61808-2RS1
40	52	7	4,94	3,45	0,186	26000	13000	0,034	61808-2RZ
40	62	12	13,8	10	0,425	24000	14000	0,12	61908
40	62	12	13,8	10	0,425	-	6700	0,12	61908-2RS1
40	62	12	13,8	10	0,425	24000	12000	0,12	61908-2RZ
40	68	9	13,8	9,15	0,44	22000	14000	0,13	16008 *
40	68	15	17,8	11,6	0,49	22000	14000	0,19	6008 *
40	68	15	17,8	11,6	0,49	-	6300	0,19	6008-2RS1 *
40	68	15	17,8	11,6	0,49	22000	11000	0,19	6008-2RZ *
40	68	15	17,8	11,6	0,49	22000	11000	0,19	6008-2Z *
40	68	15	17,8	11,6	0,49	-	6300	0,19	6008-RS1 *

⁸⁸ Ref. B13

⁸⁹ Ref. B15

Anexo 35. Factor de servicio K_{sc} , para cadenas.⁹⁰

Máquinas típicas	Tipo de servicio	Factores de servicio
Lavadoras domésticas Planchadoras domésticas Dispositivos de exhibición para anuncios Ventiladores y sopladores pequeños	Ligero	1.0-1.2
Ventiladores y sopladores (rotores pesados) Bombas centrífugas Quemadores de aceite Máquinas para talleres domésticos	Mediano	1.2-1.4
Alimentadores Bombas y compresores de movimiento alternativo Refrigeradores Prensas taladradoras, esmeriladoras Tornos Rebanadoras de carne Máquinas para usos industriales	Pesado	1.4-1.6

Anexo 36. Factor de corrección por diente K_{1c} .⁹¹

NÚMERO DE DIENTES EN RUEDA IMPULSORA	FACTOR DE CORRECCIÓN POR DIENTES K_1	NÚMERO DE DIENTES EN RUEDA IMPULSORA	FACTOR DE CORRECCIÓN POR DIENTES K_1
11	0.53	22	1.29
12	0.62	23	1.35
13	0.70	24	1.41
14	0.78	25	1.46
15	0.85	30	1.73
16	0.92	35	1.95
17	1.00	40	2.15
18	1.05	45	2.37
19	1.11	50	2.51
20	1.18	55	2.66
21	1.26	60	2.80

⁹⁰ Ref. B6

⁹¹ Ref. B10

Anexo 37. Factor K_{2c} por torones múltiples.⁹²

NÚMERO DE TORONES	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3

Anexo 38. Potencia nominal de las cadenas.⁹³

Potencias nominales, hp, para transmisiones de cadena de una sola hilera

Dientes	ANSI No. 25 Peso de 1/4 pulg											
	Rpm de la rueda dentada											
	200	400	800	1 200	1 600	2 000	2 400	3 000	4 000	5 000	6 000	7 000
12	0.09	0.18	0.33	0.45	0.54	0.62	0.67	0.73	0.78	0.73		
15	0.12	0.24	0.44	0.60	0.73	0.85	0.94	1.03	1.14	1.20	1.14	
18	0.15	0.29	0.54	0.74	0.92	1.05	1.16	1.31	1.48	1.56	1.55	1.48
21	0.18	0.34	0.63	0.88	1.09	1.26	1.39	1.57	1.77	1.86	1.88	1.81
24	0.21	0.39	0.72	0.99	1.21	1.40	1.57	1.77	2.01	2.11	2.14	2.07
Dientes	ANSI No. 35 Peso de 3/8 pulg											
	Rpm de la rueda dentada											
	200	400	800	1 200	1 600	2 000	2 400	2 800	3 200	3 600	4 000	4 500
12	0.34	0.60	1.01	1.31	1.53	1.66	1.72	1.73				
15	0.43	0.78	1.35	1.78	2.12	2.37	2.54	2.65	2.70	2.69		
18	0.52	0.96	1.65	2.21	2.65	2.98	3.24	3.43	3.52	3.57	3.55	
21	0.61	1.12	1.95	2.61	3.14	3.53	3.86	4.08	4.22	4.28	4.28	
24	0.70	1.28	2.22	2.98	3.57	4.04	4.38	4.65	4.81	4.86	4.87	4.75
Dientes	ANSI No. 40 Peso de 1/2 pulg											
	Rpm de la rueda dentada											
	200	400	600	800	1 000	1 200	1 600	1 800	2 000	2 400	2 800	3 200
12	0.77	1.34	1.81	2.16	2.46	2.71	2.99	3.07	3.10			
15	0.99	1.76	2.40	2.93	3.38	3.77	4.32	4.52	4.67	4.81		
18	1.20	2.15	2.94	3.63	4.21	4.71	5.48	5.76	5.97	6.27	6.35	
21	1.41	2.52	3.47	4.27	4.97	5.57	6.50	6.86	7.13	7.50	7.63	
24	1.60	2.88	3.96	4.87	5.67	6.35	7.40	7.80	8.12	8.51	8.68	8.57

⁹² Ref. B10

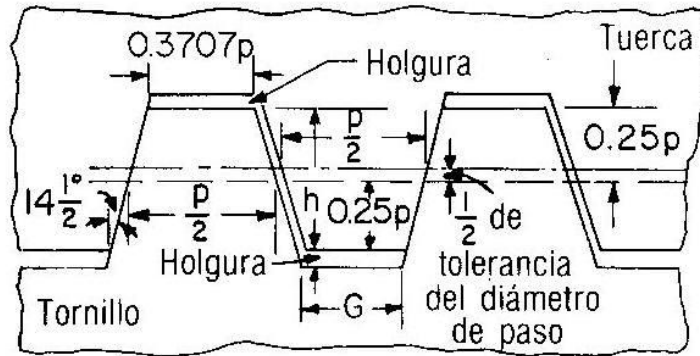
⁹³ Ref. B6

Anexo 39. Propiedades mecánicas de los aceros.⁹⁴

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI NÚM.	TRATAMIENTO	TEMPERATURA °C (°F)	RESISTENCIA ÚLTIMA, MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA, MPa (kpsi)	ELONGACIÓN %	REDUCCIÓN DE ÁREA, %	DUREZA BRINELL
1030	Q&T*	205 (400)	848 (123)	648 (94)	17	47	495
	Q&T*	315 (600)	800 (116)	621 (90)	19	53	401
	Q&T*	425 (800)	731 (106)	579 (84)	23	60	302
	Q&T*	540 (1000)	669 (97)	517 (75)	28	65	255
	Q&T*	650 (1200)	586 (85)	441 (64)	32	70	207
	Normalizado	925 (1700)	521 (75)	345 (50)	32	61	149
	Recocido	870 (1600)	430 (62)	317 (46)	35	64	137
1040	Q&T	205 (400)	779 (113)	593 (86)	19	48	262
	Q&T	425 (800)	758 (110)	552 (80)	21	54	241
	Q&T	650 (1200)	634 (92)	434 (63)	29	65	192
	Normalizado	900 (1650)	590 (86)	374 (54)	28	55	170
	Recocido	790 (1450)	519 (75)	353 (51)	30	57	149
1050	Q&T*	205 (400)	1120 (163)	807 (117)	9	27	514
	Q&T*	425 (800)	1090 (158)	793 (115)	13	36	444
	Q&T*	650 (1200)	717 (104)	538 (78)	28	65	235
	Normalizado	900 (1650)	748 (108)	427 (62)	20	39	217
	Recocido	790 (1450)	636 (92)	365 (53)	24	40	187
1060	Q&T	425 (800)	1080 (156)	765 (111)	14	41	311
	Q&T	540 (1000)	965 (140)	669 (97)	17	45	277
	Q&T	650 (1200)	800 (116)	524 (76)	23	54	229
	Normalizado	900 (1650)	776 (112)	421 (61)	18	37	229
	Recocido	790 (1450)	626 (91)	372 (54)	22	38	179
1095	Q&T	315 (600)	1260 (183)	813 (118)	10	30	375
	Q&T	425 (800)	1210 (176)	772 (112)	12	32	363
	Q&T	540 (1000)	1090 (158)	676 (98)	15	37	321
	Q&T	650 (1200)	896 (130)	552 (80)	21	47	269
	Normalizado	900 (1650)	1010 (147)	500 (72)	9	13	293
	Recocido	790 (1450)	658 (95)	380 (55)	13	21	192
1141	Q&T	315 (600)	1460 (212)	1280 (186)	9	32	415
	Q&T	540 (1000)	896 (130)	765 (111)	18	57	262
4130	Q&T*	205 (400)	1630 (236)	1460 (212)	10	41	467
	Q&T*	315 (600)	1500 (217)	1380 (200)	11	43	435
	Q&T*	425 (800)	1280 (186)	1190 (173)	13	49	380
	Q&T*	540 (1000)	1030 (150)	910 (132)	17	57	315
	Q&T*	650 (1200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	Q&T	205 (400)	1770 (257)	1640 (238)	8	38	510
	Q&T	315 (600)	1550 (225)	1430 (208)	9	43	445

⁹⁴ Ref. B10

Anexo 40. Rosca ACME de $2\alpha = 29^\circ$.⁹⁵



Anexo 41. Paso de roscas ACME.⁹⁶

$d, \text{ in}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{2}$	3
$p, \text{ in}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$

⁹⁵ Ref. B6

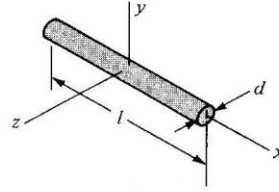
⁹⁶ Ref. B10

Anexo 42. Cálculo de Inercia.⁹⁷

PROPIEDADES DE SÓLIDOS ($\rho =$ DENSIDAD, PESO/UNID. VOLUMEN)

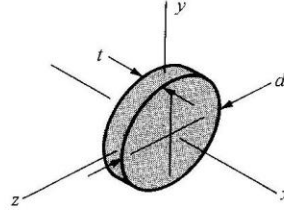
Barra cilíndrica delgada

$$m = \frac{\pi d^2 \ell \rho}{4g} \quad I_y = I_z = \frac{m \ell^2}{12}$$



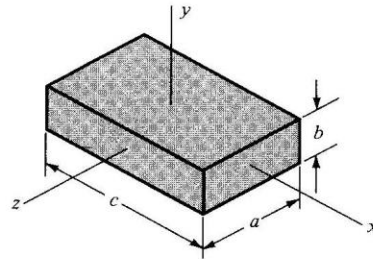
Disco circular

$$m = \frac{\pi d^2 t \rho}{4g} \quad I_x = \frac{m d^2}{8} \quad I_y = I_z = \frac{m d^2}{16}$$



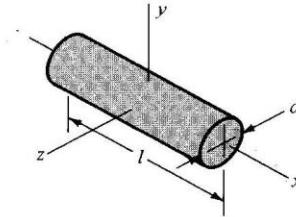
Prisma rectangular

$$m = \frac{abc\rho}{g} \quad I_x = \frac{m}{12}(a^2 + b^2) \quad I_y = \frac{m}{12}(a^2 + c^2) \quad I_z = \frac{m}{12}(b^2 + c^2)$$



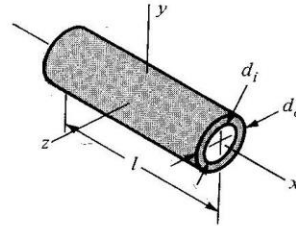
Cilindro (macizo)

$$m = \frac{\pi d^2 \ell \rho}{4g} \quad I_x = \frac{m d^2}{8} \quad I_y = I_z = \frac{m}{48}(3d^2 + 4\ell^2)$$



Tubo (o cilindro hueco)

$$m = \frac{\pi \ell \rho}{4g} (d_o^2 - d_i^2) \quad I_x = \frac{m}{8}(d_o^2 + d_i^2) \quad I_y = I_z = \frac{m}{48}(3d_o^2 + 3d_i^2 + 4\ell^2)$$



⁹⁷ Ref. B10

Anexo 43. Selección de motores eléctricos.

TABLA DE DATOS DE COMPORTAMIENTO PARA MOTORES DE INDUCCION DE 60 CICLOS PARA USO GENERAL DE JAULA DE ARDILLA

Hp	Polos	Rpm a plena carga	Amps a plena carga		Amps con rotor trabado a 220 volts	Torque, lb-pie			Porcentaje de eficiencia a plena carga	Factor de potencia a plena carga
			220 volts	440 volts		A plena carga	Máx.	En el arranque		
1	2	3 450	2.9	1.45	25	1.52	4.5	2.6	82	0.82
	4	1 750	3.2	1.6		3.00	9.0	5.9	80	0.76
	6	1 160	3.6	1.8		4.53	12.4	9.0	80	0.68
	8	870	4.0	2.0		6.01	15.0	9.0	78	0.63
2	2	3 500	5.4	2.7	45	3.0	8.2	5.2	83	0.87
	4	1 750	5.8	2.9		6.0	18.0	15.0	83	0.81
	6	1 160	6.6	3.3		9.1	22.7	16.0	82	0.72
	8	870	7.6	3.8		12.1	27.4	18.0	79	0.65
3	2	3 500	7.8	3.9	60	4.5	11.2	7.8	85	0.89
	4	1 750	8.4	4.2		9.0	25.0	23.0	85	0.82
	6	1 160	9.6	4.8		13.6	31.0	24.0	81	0.73
	8	870	10.8	5.4		18.1	40.7	27.9	81	0.65
5	2	3 500	13.0	6.5	90	7.5	16.8	11.0	85	0.89
	4	1 750	13.6	6.8		15.0	33.7	28.0	85	0.85
	6	1 160	15.0	7.5		22.7	51.0	36.0	85	0.77
	8	870	16.4	8.2		30.2	68.0	39.0	84	0.71
7½	2	3 500	19.2	9.6	120	11.3	24.0	17.0	85	0.90
	4	1 750	20.0	10.0		22.5	48.0	39.0	85	0.87
	6	1 160	21.6	10.8		34.0	73.0	51.0	85	0.80
	8	870	23.0	11.5		45.3	97.0	56.0	81	0.76
10	2	3 500	25.6	12.8	150	15.0	30.0	22.0	85	0.90
	4	1 750	26.4	13.2		30.0	60.0	52.0	85	0.87
	6	1 160	28.0	14.0		45.3	90.0	68.0	85	0.82
	8	870	30.0	15.0		60.4	120.0	75.0	85	0.77
15	2	3 500	38.0	19.0	225	22.5	45.0	34.0	86	0.90
	4	1 750	39.0	19.5		45.0	90.0	71.0	86	0.88
	6	1 160	40.0	20.0		68.0	136.0	95.0	86	0.85
	8	870	43.0	21.5		90.0	181.0	113.0	86	0.79
20	2	3 500	50.0	25.0	295	30.0	60.0	45.0	87	0.90
	4	1 750	51.0	25.5		60.0	120.0	90.0	87	0.88
	6	1 160	53.0	26.5		90.6	181.0	122.0	87	0.85
	8	870	56.0	28.0		121.0	242.0	151.0	87	0.80
25	2	3 500	62.0	31.0	365	37.5	75.0	56.0	88	0.90
	4	1 750	62.0	31.0		75.0	150.0	112.0	88	0.89
	6	1 160	64.0	32.0		113.0	226.0	152.0	88	0.87
	8	870	69.0	34.5		151.0	302.0	188.0	88	0.81

Anexo 44. Propiedades de uniones soldadas sometidas a flexión.⁹⁸

FORMA DE UNIÓN	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

⁹⁸ Ref. B10

Anexo 45. Esfuerzo corregido en función del tipo de carga.⁹⁹

Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal soldante

TIPO DE CARGA	TIPO DE JUNTA	ESFUERZO PERMISIBLE	n^*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.40S_y$	1.44

*El factor de seguridad n ha sido calculado considerando la energía de distorsión.

Anexo 46. Resistencia de los diferentes tipos de electrodos.¹⁰⁰

Propiedades mínimas a la tensión del metal soldante para soldadura al arco

NÚMERO DE ELECTRODO AWS	RESISTENCIA ÚLTIMA kpsi (MPa)	RESISTENCIA DE FLUENCIA kpsi (MPa)	ELONGACIÓN (%)
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (395)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Anexo 47. Datos de cálculo para frenos y embragues.

MATERIAL	TAMBOR t MÁX.		f	P (máx.)		VELOCIDAD MÁXIMA	
	°C	°F		kg/cm ²	psi	m/ mín	pies/ mín
Metal sobre metal			0,2 a 0,25	10,5 (17,5)	150 (250)		
Madera sobre metal	66	150	0,2 a 0,25	3,5 (6,3)	50 (90)		
Cuero sobre metal o madera.	66	150	0,3 a 0,4	1,05 (2,81)	15 (40)		
Corcho sobre hierro			0,35	0,7 (1,05)	10 (15)		
Bloques moldeados	343	650		10,5	150	2300	7500
Composición de amianto y caucho, comprimido, sobre metal	204	400	0,3 a 0,4	5,2 (7)	75 (100)		
Amianto en aglomerado de resina, moldeado, sobre metal	260	500	0,3 a 0,4	5,2 (7)	75 (100)	1500	5000
— en aceite			$\approx 0,10$	(42)	(600)		
Amianto, tejido flexible, sobre metal	149	300	0,35 a 0,45	3,5	50		
— en aceite			$\approx 0,12$				
Metal sinterizado sobre hierro fundido.	> 204	> 400	0,20 a 0,40	28	400		
— en aceite (como en transmisiones automáticas)			0,05 a 0,08				

⁹⁹ Ref. B19

¹⁰⁰ Ref. B10

Anexo 48. Dimensiones para tubos.¹⁰¹

Los números de cédula y las designaciones de peso están de acuerdo con la Norma ANSI B36.10 para tubos de acero al carbono y aceros aleados, y la Norma ANSI B36.19 para tubos de acero inoxidable.

Tam. nominal del tubo	No. de Cédula		Designación del peso	Diám. exterior, pulg.	Diám. interior, pulg.	Espesor de pared, pulg.	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies ²	Superficie interior por pie, pies ²	Area transversal, pulg ²
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
1/8	...	10S405	.307	.049	.186	.0320	.106	.0804	.0740
	40	40S	Est.	.405	.269	.068	.244	.0246	.106	.0705	.0568
	80	80S	Ref.	.405	.215	.095	.314	.0157	.106	.0563	.0364
1/4	...	10S540	.410	.065	.330	.0570	.141	.1073	.1320
	40	40S	Est.	.540	.364	.088	.424	.0451	.141	.0955	.1041
	80	80S	Ref.	.540	.302	.119	.535	.0310	.141	.0794	.0716
3/8	...	10S675	.545	.065	.423	.1010	.177	.1427	.2333
	40	40S	Est.	.675	.493	.091	.567	.0827	.177	.1295	.1910
	80	80S	Ref.	.675	.423	.126	.738	.0609	.177	.1106	.1405
1/2	...	10S840	.670	.083	.671	.1550	.220	.1764	.3568
	40	40S	Est.	.840	.622	.109	.850	.1316	.220	.1637	.3040
	80	80S	Ref.	.840	.546	.147	1.087	.1013	.220	.1433	.2340
	160840	.466	.187	1.310	.0740	.220	.1220	.1706
	Doble Ref.	.840	.252	.294	1.714	.0216	.220	.0660	.0499
3/4	...	10S	1.050	.834	.083	.857	.2660	.275	.2314	.6138
	40	40S	Est.	1.050	.824	.113	1.130	.2301	.275	.2168	.5330
	80	80S	Ref.	1.050	.742	.154	1.473	.1875	.275	.1948	.4330
	1.050	.675	.188	1.727	.1514	.275	.1759	.3570
	160	1.050	.614	.218	1.940	.1280	.275	.1607	.2961
1	...	10S	1.315	1.097	.109	1.404	.4090	.344	.2872	.9448
	40	40S	Est.	1.315	1.049	.133	1.678	.3740	.344	.2740	.8640
	80	80S	Ref.	1.315	.957	.179	2.171	.3112	.344	.2520	.7190
	1.315	.877	.219	2.561	.2614	.344	.2290	.6040
	160	1.315	.815	.250	2.850	.2261	.344	.2134	.5217
1 1/4	...	10S	1.660	1.442	.109	1.806	.7080	.434	.3775	1.633
	40	40S	Est.	1.660	1.380	.140	2.272	.6471	.434	.3620	1.495
	80	80S	Ref.	1.660	1.278	.191	2.996	.5553	.434	.3356	1.283
	160	1.660	1.160	.250	3.764	.4575	.434	.3029	1.057
	Doble Ref.	1.660	.896	.382	5.214	.2732	.434	.2331	.6305
1 1/2	...	10S	1.900	1.682	.109	2.085	.9630	.497	.4403	2.221
	40	40S	Est.	1.900	1.610	.145	2.717	.8820	.497	.4213	2.036
	80	80S	Ref.	1.900	1.500	.200	3.631	.7648	.497	.3927	1.767
	160	1.900	1.337	.281	4.862	.6082	.497	.3519	1.405
	Doble Ref.	1.900	1.100	.400	6.408	.4117	.497	.2903	.950
2	...	10S	2.375	2.157	.109	2.638	1.583	.622	.5647	3.654
	40	40S	Est.	2.375	2.067	.154	3.652	1.452	.622	.5401	3.355
	2.375	2.041	.167	3.938	1.420	.622	.5360	3.280

Anexo 48. Dimensiones para tubos. (Cont.)

Tam. nominal del tubo	No. de cédula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared, pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies ²	Superficie interior por pie, pies ²	Area transversal, pulg ²
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
2 (Cont.)	2.375	2.000	.188	4.380	1.363	.622	.5237	3.142
	80	80S	Ref.	2.375	1.939	.218	5.022	1.279	.622	.5074	2.953
	2.375	1.875	.250	5.673	1.196	.622	.4920	2.761
	2.375	1.750	.312	6.883	1.041	.622	.4581	2.405
	160	2.375	1.689	.343	7.450	.767	.622	.4422	2.240
	Doble Ref.	2.375	1.503	.436	9.029	.769	.622	.3929	1.774
2¹/₂	...	10S	...	2.875	2.635	.120	3.53	2.360	.753	.6900	5.453
	40	40S	Est.	2.875	2.469	.203	5.79	2.072	.753	.6462	4.788
	2.875	2.441	.217	6.16	2.026	.753	.6381	4.680
	80	80S	Ref.	2.875	2.323	.276	7.66	1.834	.753	.6095	4.238
	160	2.875	2.125	.375	10.01	1.535	.753	.5564	3.547
	Doble Ref.	2.875	1.771	.552	13.69	1.067	.753	.4627	2.464
3	...	10S	...	3.500	3.260	.120	4.33	3.62	.916	.853	8.346
	3.500	3.250	.125	4.52	3.60	.916	.851	8.300
	3.500	3.204	.148	5.30	3.52	.916	.840	8.100
	3.500	3.124	.188	6.65	3.34	.916	.819	7.700
	40	40S	Est.	3.500	3.068	.216	7.57	3.20	.916	.802	7.393
	3.500	3.018	.241	8.39	3.10	.916	.790	7.155
	3.500	2.992	.254	8.80	3.06	.916	.785	7.050
	3.500	2.922	.289	9.91	2.91	.916	.765	6.700
	80	80S	Ref.	3.500	2.900	.300	10.25	2.86	.916	.761	6.605
	3.500	2.875	.312	10.64	2.81	.916	.753	6.492
	3.500	2.687	.406	13.42	2.46	.916	.704	5.673
	160	3.500	2.624	.438	14.32	2.34	.916	.687	5.407
...	...	Doble Ref.	3.500	2.300	.600	18.58	1.80	.916	.601	4.155	
3¹/₂	...	10S	...	4.000	3.760	.120	4.97	4.81	1.047	.984	11.10
	4.000	3.744	.128	5.38	4.78	1.047	.981	11.01
	4.000	3.732	.134	5.58	4.75	1.047	.978	10.95
	4.000	3.704	.148	6.26	4.66	1.047	.971	10.75
	4.000	3.624	.188	7.71	4.48	1.047	.950	10.32
	40	40S	Est.	4.000	3.548	.226	9.11	4.28	1.047	.929	9.89
	4.000	3.438	.281	11.17	4.02	1.047	.900	9.28
	80	80S	Ref.	4.000	3.364	.318	12.51	3.85	1.047	.880	8.89
	4.000	3.312	.344	13.42	3.73	1.047	.867	8.62
	4.000	3.062	.469	17.68	3.19	1.047	.802	7.37
	Doble Ref.	4.000	2.728	.636	22.85	2.53	1.047	.716	5.84
	4	...	10S	...	4.500	4.260	.120	5.61	6.18	1.178	1.115
...		4.500	4.244	.128	5.99	6.14	1.178	1.111	14.15
...		4.500	4.232	.134	6.26	6.11	1.178	1.110	14.10
...		4.500	4.216	.142	6.61	6.06	1.178	1.105	13.98
...		4.500	4.170	.165	7.64	5.92	1.178	1.093	13.67
...		4.500	4.124	.188	8.56	5.80	1.178	1.082	13.39

Anexo 48. Dimensiones para tubos. (Cont.)

Tam. nominal del tubo	No. de cédula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies ²	Superficie interior por pie, pies ²	Area transversal, pulg ²
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
8 (Cont.)	8.625	8.149	.238	21.43	22.7	2.26	2.136	52.2
	20	8.625	8.125	.250	22.40	22.5	2.26	2.127	51.8
	30	8.625	8.071	.277	24.70	22.2	2.26	2.115	51.2
	40	40S	Est.	8.625	7.981	.322	28.55	21.6	2.26	2.090	50.0
	8.625	7.937	.344	30.40	21.4	2.26	2.078	49.5
	8.625	7.921	.352	31.00	21.3	2.26	2.072	49.3
	8.625	7.875	.375	33.10	21.1	2.26	2.062	48.7
	60	8.625	7.813	.406	35.70	20.8	2.26	2.045	47.9
	8.625	7.687	.469	40.83	20.1	2.26	2.013	46.4
	80	80S	Ref.	8.625	7.625	.500	43.39	19.8	2.26	2.006	45.6
	100	8.625	7.439	.593	50.90	18.8	2.26	1.947	43.5
	8.625	7.375	.625	53.40	18.5	2.26	1.931	42.7
	120	8.625	7.189	.718	60.70	17.6	2.26	1.882	40.6
	140	8.625	7.001	.812	67.80	16.7	2.26	1.833	38.5
	Doble Ref.	8.625	6.875	.875	72.42	16.1	2.26	1.800	37.1
160	8.625	6.813	.906	74.70	15.8	2.26	1.784	36.4	
10	...	10S	10.750	10.420	.165	18.65	36.9	2.81	2.73	85.3
	10.750	10.374	.188	21.12	36.7	2.81	2.72	84.5
	10.750	10.344	.203	22.86	36.5	2.81	2.71	84.0
	10.750	10.310	.219	24.60	36.2	2.81	2.70	83.4
	20	10.750	10.250	.250	28.03	35.9	2.81	2.68	82.6
	10.750	10.192	.279	31.20	35.3	2.81	2.66	81.6
	30	10.750	10.136	.307	34.24	35.0	2.81	2.65	80.7
	10.750	10.054	.348	38.66	34.4	2.81	2.64	79.3
	40	40S	Est.	10.750	10.020	.365	40.48	34.1	2.81	2.62	78.9
	10.750	9.960	.395	43.68	33.7	2.81	2.61	77.9
	60	80S	Ref.	10.750	9.750	.500	54.74	32.3	2.81	2.55	74.7
	10.750	9.687	.531	57.98	31.9	2.81	2.54	73.7
	80	10.750	9.564	.593	64.40	31.1	2.81	2.50	71.8
	100	10.750	9.314	.718	77.00	29.5	2.81	2.44	68.1
	10.750	9.250	.750	80.10	29.1	2.81	2.42	67.2
120	10.750	9.064	.843	89.20	27.9	2.81	2.37	64.5	
140	10.750	8.750	1.000	104.20	26.1	2.81	2.29	60.1	
...	10.750	8.625	1.063	109.90	25.3	2.81	2.26	58.4	
160	10.750	8.500	1.125	116.00	24.6	2.81	2.22	56.7	
12	...	10S	12.750	12.390	.180	24.16	52.2	3.34	3.24	120.6
	12.750	12.344	.203	27.2	52.0	3.34	3.23	119.9
	12.750	12.312	.219	29.3	51.7	3.34	3.22	119.1
	12.750	12.274	.238	31.8	51.5	3.34	3.22	118.5
	20	12.750	12.250	.250	33.4	51.3	3.34	3.12	118.0

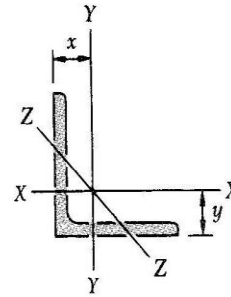
Anexo 48. Dimensiones para tubos. (Cont.)

Tam. nominal del tubo	No. de cédula		Designación del peso	Diám. ext., pulg	Diám. int., pulg	Espesor de pared pulg	Peso por pie, lb	Peso de agua. por pie de tubo, lb	Superficie exterior por pie, pies ²	Superficie interior por pie, pies ²	Area transversal, pulg ²
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
12 (Cont.)	12.750	12.192	.279	37.2	50.7	3.34	3.19	116.9
	12.750	12.150	.300	40.0	50.5	3.34	3.18	116.1
	30	12.750	12.090	.330	43.8	49.7	3.34	3.16	114.8
	12.750	12.062	.344	45.5	49.7	3.34	3.16	114.5
	40S	...	Est.	12.750	12.000	.375	49.6	48.9	3.34	3.14	113.1
	40	12.750	11.938	.406	53.6	48.5	3.34	3.13	111.9
	12.750	11.874	.438	57.5	48.2	3.34	3.11	111.0
	80S	...	Ref.	12.750	11.750	.500	65.4	46.9	3.34	3.08	108.4
	60	12.750	11.626	.562	73.2	46.0	3.34	3.04	106.2
	12.750	11.500	.625	80.9	44.9	3.34	3.01	103.8
	80	12.750	11.376	.687	88.6	44.0	3.34	2.98	101.6
	100	12.750	11.064	.843	108.0	41.6	3.34	2.90	96.1
	12.750	11.000	.875	110.9	41.1	3.34	2.88	95.0
	120	12.750	10.750	1.000	125.5	39.3	3.34	2.81	90.8
	140	12.750	10.500	1.125	140.0	37.5	3.34	2.75	86.6
	12.750	10.313	1.219	150.1	36.3	3.34	2.70	83.8
160	12.750	10.126	1.312	161.0	34.9	3.34	2.65	80.5	
14	14.000	13.624	.188	28	63.4	3.67	3.57	146.0
	14.000	13.560	.220	32	63.0	3.67	3.55	145.0
	14.000	13.524	.238	35	62.5	3.67	3.54	144.0
	10	14.000	13.500	.250	37	62.1	3.67	3.54	143.0
	20	14.000	13.375	.312	46	60.8	3.67	3.50	140.5
	30	...	Est.	14.000	13.250	.375	55	59.7	3.67	3.47	137.9
	14.000	13.188	.406	58	59.5	3.67	3.45	137.0
	40	14.000	13.124	.438	63	58.5	3.67	3.44	135.3
	14.000	13.062	.469	68	58.1	3.67	3.42	134.0
	Ref.	14.000	13.000	.500	72	57.4	3.67	3.40	132.7
	60	14.000	12.814	.593	85	55.9	3.67	3.35	129.0
	14.000	12.750	.625	89	55.3	3.67	3.34	127.7
	14.000	12.688	.656	94	54.7	3.67	3.32	126.4
	80	14.000	12.500	.750	107	51.2	3.67	3.27	122.7
	100	14.000	12.125	.937	131	50.0	3.67	3.17	115.5
	120	14.000	11.814	1.093	151	47.5	3.67	3.09	109.6
140	14.000	11.500	1.250	171	45.0	3.67	3.01	103.9	
...	14.000	11.313	1.344	182	43.5	3.67	2.96	100.5	
160	14.000	11.188	1.406	190	42.6	3.67	2.93	98.3	

Anexo 49. Propiedades de Perfiles Laminados.¹⁰²

Propiedades de perfiles laminados de acero
(Unidades SI)

Ángulos
Piernas iguales



Sección y espesor, mm	Masa por metro, kg/m	Área, mm ²	Eje X-X y Eje Y-Y				Eje Z-Z
			<i>I</i> 10 ⁶ mm ⁴	<i>S</i> 10 ³ mm ³	<i>r</i> mm	<i>x</i> o <i>y</i> mm	<i>r</i> mm
L203 × 203 × 25.4	75.9	9680	37.0	259	61.8	60.2	39.6
19.0	57.9	7360	29.0	200	62.8	57.9	40.1
12.7	39.3	5000	20.2	137.0	63.6	55.6	40.4
L152 × 152 × 25.4	55.7	7100	14.78	140.4	45.6	47.2	29.7
19.0	42.7	5445	11.74	109.1	46.4	45.2	29.7
15.9	36.0	4590	10.07	92.8	46.8	43.9	30.0
12.7	29.2	3710	8.28	75.5	47.2	42.7	30.0
9.5	22.2	2800	6.41	57.8	47.8	41.7	30.2
L127 × 127 × 19.0	35.1	4480	6.53	74.2	38.2	38.6	24.8
15.9	29.8	3780	5.66	63.3	38.7	37.6	24.8
12.7	24.1	3070	4.70	51.8	39.2	36.3	25.0
9.5	18.3	2330	3.64	39.7	39.5	35.3	25.1
L102 × 102 × 19.0	27.5	3510	3.19	46.0	30.1	32.3	19.76
15.9	23.4	2970	2.77	39.3	30.5	31.2	19.79
12.7	19.0	2420	2.31	32.3	30.9	30.0	19.86
9.5	14.6	1845	1.815	24.9	31.4	29.0	20.0
6.4	9.8	1252	1.265	17.21	31.8	27.7	20.2
L89 × 89 × 12.7	16.5	2100	1.515	24.4	26.9	26.9	17.35
9.5	12.6	1600	1.195	18.85	27.3	25.7	17.45
6.4	8.6	1090	0.837	13.01	27.7	24.6	17.63
L76 × 76 × 12.7	14.0	1774	0.924	17.53	22.8	23.7	14.83
9.5	10.7	1361	0.733	13.65	23.2	22.6	14.91
6.4	7.3	929	0.516	9.46	23.6	21.4	15.04
L64 × 64 × 12.7	11.4	1452	0.512	11.86	18.78	20.5	12.37
9.5	8.7	1116	0.410	9.28	19.17	19.35	12.37
6.4	6.1	768	0.293	6.46	19.53	18.21	12.47
4.8	4.6	581	0.228	4.97	19.81	17.63	12.57
L51 × 51 × 9.5	7.0	877	0.1994	5.75	15.08	16.15	9.88
6.4	4.7	605	0.1448	4.05	15.47	15.04	9.93
3.2	2.4	312	0.0791	2.15	15.92	13.87	10.11

¹⁰² Ref.

HOBART 335A

AWS E6011

The Hobart 335A has a lot to offer general fabrication with a fine spray transfer that enhances operator appeal in all positions. Designed for use with AC power sources, this all-position, cellulose-based electrode provides you with stable arc characteristics and good penetration.

Typical applications:

- galvanized steel work
- general fabrication
- railroad cars
- shipbuilding
- structural work

Typical weld metal properties

(Chem Pad):

Carbon14
Manganese47
Silicon18
Phosphorus.....	.009
Sulphur009

Typical mechanical properties (AW):

Tensile Strength		AWS Spec
(psi)	77,700	60,000
Yield Strength		
(psi)	63,200	48,000
Elongation % in 2" ..	25%	22%
Reduction of Area... ..	22-63%	—

Typical Charpy V-notch

impact values (AW):

Avg. at -20°F	30 ft.lb.	AWS Spec	20 ft.lb.
---------------------	-----------	----------	-----------

Available diameter and

recommended operating ranges:

3/32" (2.4 mm)	60-100 amps
1/8" (3.2 mm)	80-125 amps
5/32" (4.0 mm)	130-160 amps
3/16" (4.8 mm)	160-190 amps

Type of current: AC, DCEN or DCEP

Approvals and Conformances:

- AWS A5.1, E6011
- ASME SEA 5.1, F-3, A-1
- ABS

HOBART 335C

AWS E6011

The versatile soft-arc electrode Hobart 335C is designed for AC power sources, but it can also be used on DCEP or DCEN. With the ability to weld through paint, mill scale, or rust, it is an all-position cellulosic electrode with the ultimate in operator appeal.

Typical applications:

- general construction
- light sheet metal fabrication
- maintenance and repair welding
- shipyards
- welding on galvanized steels
- welding through paint, mill scale, or rust

Typical weld metal properties

(Chem Pad):

Carbon10
Manganese50
Silicon20
Phosphorus.....	.015
Sulphur020

Typical mechanical properties (AW):

Tensile Strength		AWS Spec
(psi)	82,000	60,000
Yield Strength		
(psi)	68,000	48,000
Elongation % in 2" ..	26%	22%
Reduction of Area... ..	35-70%	—

Typical Charpy V-notch

impact values (AW):

Avg. at -20°F	45 ft.lb.
---------------------	-----------

Available diameter and

recommended operating ranges:

3/32" (2.4 mm)	60-90 amps
1/8" (3.2 mm)	80-125 amps
5/32" (4.0 mm)	130-160 amps
3/16" (4.8 mm)	160-190 amps

Type of current: AC, DCEN or DCEP

Approvals and Conformances:

- AWS A5.1, E6011
- ASME SEA 5.1, F-3, A-1
- ABS
- Lloyd's

HOBART 12

AWS E6012

A general-purpose 6012-class electrode, Hobart 12 has excellent bridging characteristics to help you with poor fit-up applications. It handles your jobs with good arc stability and operates at high currents with low spatter. And Hobart 12 is easy to use with either DCEN or AC output power.

Typical applications:

- farm implements
- general repair applications
- machinery fabrication
- metal furniture
- ornamental ironwork
- poor fit-up work
- sheet metal
- tanks

Typical weld metal properties

(Chem Pad):

Carbon07
Manganese25
Silicon15
Phosphorus.....	.015
Sulphur017

Typical mechanical properties (AW):

Tensile Strength		AWS Spec
(psi)	76,000	60,000
Yield Strength		
(psi)	64,000	48,000
Elongation % in 2" ..	25%	17%
Reduction of Area... ..	25-50%	—

Typical Charpy V-notch

impact values:

Not applicable

Available diameter and

recommended operating ranges:

1/8" (3.2 mm)	75-130 amps
5/32" (4.0 mm)	120-200 amps
3/16" (4.8 mm)	150-250 amps

Type of current: DCEN or AC

Approvals and Conformances:

- AWS A5.1, E6012
- ASME SEA 5.1, F-2, A-1
- ABS
- CWB E41012

¹⁰³ Ref. C4

Anexo 50. Propiedades de los electrodos para soldadura eléctrica. (Cont.)¹⁰⁴

PIPEMASTER® 60
AWS E6010

You can rely on the performance of the Pipemaster 60 for quick starting, excellent arc stability, superior arc drive (penetration), light slag, and excellent wash-in. An all-position cellulosic mild steel electrode, it outdoes itself in producing X-ray quality welds.

Typical applications:

- construction and shipbuilding
- general-purpose fabrication
- maintenance welding
- out-of-position X-ray welds
- pipe welding
- vertical and overhead plate welding

Typical weld metal properties (Chem Pad):

Carbon	.06
Manganese	.40
Silicon	.20

Typical mechanical properties (AW):

Tensile Strength	AWS Spec	
(psi)	76,000	60,000
Yield Strength		
(psi)	61,000	48,000
Elongation % in 2"	26%	22%
Reduction of Area	64%	—

Typical Charpy V-notch impact values (AW):

Avg. at -20°F	34 ft.lb.
---------------	-----------

Available diameter and recommended operating ranges:

5/32" (2.4 mm)	40-70 amps
1/8" (3.2 mm)	65-130 amps
5/32" (4.0 mm)	90-175 amps
3/16" (4.8 mm)	140-225 amps

Type of current: DCEP

Approvals and Conformances:

- AWS A5.1-91, E6010
- ASME SFA 5.1, F-3, A-1, E6010
- ABS 3, 3Y
- Lloyd's

PIPEMASTER® 70
AWS E7010-P1

The Pipemaster 70, an all-position cellulosic mild steel electrode, is excellent for producing X-ray quality welds. It's quick starting with excellent arc stability, superior penetration, light slag and excellent wash-in. Pipemaster 70 can also help you handle vertical down welding on all passes with 5L, 5LX and X52 through X65 pipe.

Typical applications:

- drill platforms
- pipeline welding using downhill travel
- shipbuilding
- storage tanks
- welding of high-yield pipe steels

Typical weld metal properties (Chem Pad):

	AWS Spec	
Carbon	.10	.20
Manganese	.85	1.20
Silicon	.40	.60
Nickel	.55	1.00
Molybdenum	.10	.50
Phosphorus	.01	.03
Sulphur	.01	.03
Chromium	.02	.50
Vanadium	—	.10

Typical mechanical properties (AW):

Tensile Strength	AWS Spec	
(psi)	87,000	70,000
Yield Strength		
(psi)	71,000	60,000
Elongation % in 2"	26%	22%
Reduction of Area	63%	—

Typical Charpy V-notch impact values (AW):

	AWS Spec	
Avg. at -20°F	35 ft.lb.	20 ft.lb.
Avg. at -40°F	25 ft.lb.	—

Available diameter and recommended operating ranges:

1/8" (3.2 mm)	70-140 amps
5/32" (4.0 mm)	80-190 amps
3/16" (4.8 mm)	120-230 amps

Type of current: DCEP

Approvals and Conformances:

- AWS A5.5-81, E7010-P1
- ASME SFA 5.5, F-3, A-1, E7010-P1
- ABS 3, 3Y
- Lloyd's

PIPEMASTER® 80
AWS E8010-P1

With features like quick starting, excellent arc stability, superior penetration, light slag, and excellent wash-in, the Pipemaster 80 is great for a variety of jobs. This all-position cellulosic mild steel electrode gets a handle on vertical down welding on all passes with X56 through X70 pipe. And with good low-temperature impact properties, it can be used on pipe steels with relatively high silicon (up to .30).

Typical applications:

- drill platforms
- pipe welding using downhill travel
- shipbuilding
- storage tanks
- welding of high-yield pipe steels

Typical weld metal properties (Chem Pad):

	AWS Spec	
Carbon	.13	.20
Manganese	.53	1.20
Silicon	.12	.60
Nickel	.65	1.00
Molybdenum	.10	.50
Phosphorus	.01	.03
Sulphur	.01	.03
Chromium	.03	.30
Vanadium	—	.10

Typical mechanical properties (AW):

Tensile Strength	AWS Spec	
(psi)	92,000	80,000
Yield Strength		
(psi)	76,000	67,000
Elongation % in 2"	23%	19%
Reduction of Area	60%	—

Typical Charpy V-notch impact values (AW):

	AWS Spec	
Avg. at -20°F	30 ft.lb.	20 ft.lb.
Avg. at -50°F	25 ft.lb.	—

Available diameter and recommended operating ranges:

1/8" (3.2 mm)	70-140 amps
5/32" (4.0 mm)	80-190 amps
3/16" (4.8 mm)	130-240 amps

Type of current: DCEP

Approvals and Conformances:

- AWS A5.5-81, E8010-P1
- ASME SFA 5.5, F-3, A-1, E8010-P1
- ABS 3, 3Y
- Lloyd's

¹⁰⁴ Ref. C4